

Київський національний університет будівництва і архітектури
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ВАКУЛЕНКО ДАР'Я ІГОРІВНА

УДК 628.8, 697

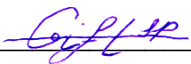
ДИСЕРТАЦІЯ
РЕГЕНЕРАТИВНІ РЕВЕРСИВНІ ПРИСТРОЇ ДЛЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ
ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ

Спеціальність: 192 – Будівництво та цивільна інженерія

Галузь знань: 19 – Архітектура та будівництво

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

 Д.І. Вакуленко

Науковий керівник – **Мілейковський Віктор Олександрович**

доктор технічних наук, професор

Київ – 2025

АННОТАЦІЯ

Вакуленко Д. І. Регенеративні реверсивні пристрої для енергоефективної децентралізованої вентиляції приміщень. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 192 «Будівництво та цивільна інженерія» (19 – Архітектура та будівництво). – Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, 2025 р.

Основний зміст дисертаційної роботи. Дисертаційна робота присвячена дослідженню пристроїв для створення енергоефективного мікроклімату в приміщеннях без суттєвого втручання в їх інтер'єр, а саме регенеративних реверсивних децентралізованих пристроїв. У даній дисертаційній роботі проведено комплексне дослідження теплофізичних характеристик конструкції регенеративного вентиляційного пристрою та їхнього впливу на ефективність теплоутилізації. Розроблено математичну модель роботи реверсивного регенератора теплоти, що дозволяє оцінити основні теплові процеси, які відбуваються під час змінного напрямку потоку повітря.

У ході експериментальних досліджень визначено локальні значення коефіцієнта тепловіддачі у тонких трубках діаметром 0,003 м та 0,008 м, що є характерним діапазоном еквівалентного діаметра каналів у реверсивному регенераторі. На основі проведеного експерименту одержано авторську формулу критерію Нуссельта, яка описує процеси теплопередачі в тонких каналах реверсивного регенератора.

У роботі розроблено методику визначення ефективності роботи реверсивного регенератора на основі його конструктивних та експлуатаційних параметрів. В основі данної методики лежить залежність числа Нуссельта, отриманна експериментальним чинном в ході данної роботи. Отримані результати дозволяють обґрунтувати рекомендації щодо оптимізування конструкції регенератора для підвищення ефективності утилізації теплоти витяжного повітря.

Запропонована методика може бути використана іншими науковцями та

дослідниками для подальшого вивчення процесів теплопередачі в реверсивних регенераторах теплоти витяжного повітря. Вона також є корисною для студентів та аспірантів, які проводять дослідження в галузі енергоефективних технологій, будівельної теплофізики та вентиляції. Крім того, отримані результати можуть бути застосовані в освітніх програмах підготовки фахівців у сфері енергоефективного будівництва та кліматичних систем.

На основі аналізу отриманих даних сформульовано практичні рекомендації для виробника щодо вдосконалення конструкції пристрою, зокрема оптимізування геометричних параметрів каналів реверсивного регенератора, що сприятиме підвищенню енергоефективності та загальної продуктивності пристрою.

У першому розділі розглянуто сучасні підходи підвищення енергоефективності децентралізованих реверсивних вентиляційних пристроїв та їхню роль у створенні комфортного мікроклімату в будівлях. Такі системи почергово працюють то на приплив, протягом 70 с, то на видалення, протягом того ж часу. Особливу увагу приділено механізмам утилізації теплоти у децентралізованих вентиляційних пристроях, що реалізуються через рекуперацію та регенерацію теплоти витяжного повітря.

За результатами аналізу сформульовано основні напрямки підвищення ефективності утилізації теплоти витяжного повітря у децентралізованих регенеративних реверсивних пристроях, зокрема оптимізування їх конструктивних характеристик.

У другому розділі представлено теоретичні дослідження нестационарних теплообмінних процесів у реверсивному регенераторі теплоти, що використовується в реверсивних вентиляційних пристроях. Для оцінювання ефективності роботи регенеративного пристрою було визначено температурні коефіцієнти ефективності утилізації теплоти витяжного повітря за трьома підходами. Перших підхід базується на використанні формули для тепловіддачі при ламінарному русі в трубках (який є характерним для тонких каналів регенеративних теплоутилізаторів) М. О. Міхеєва для розв'язання системи рівнянь Фур'є-Кірхгофа та балансу теплоти, що описує процеси взаємодії потоку повітря

та поверхонь реверсивного регенератора. Другий підхід передбачає застосування формули коефіцієнта тепловіддачі, що враховує критерій Грасгофа. Третій підхід – моделювання тепломасообмінних процесів у реверсивному регенераторі теплоти методами обчислювальної гідродинаміки із використанням рівнянь конвекції-дифузії та Нав'є-Стокса. На основі чисельних експериментів за даними підходами визначено значення температурного коефіцієнта ефективності на рівні 58,5 %, 33,1 % та 97,4 %. Розбіжність отриманих значень за згаданими підходами становить від 39,94 % до 194,26 %, що вказує на необхідність експериментального уточнення коефіцієнта тепловіддачі в тонких каналах, характерних для реверсивних регенераторів децентралізованих вентиляційних пристроїв.

Характерними розмірами каналів реверсивного регенератора є еквівалентні діаметри 0,003-0,008 м. У каналі перетином 0,003 м розташування термопар у його порожнині суттєво вплине на аеродинамічні і теплові процеси. Виникає необхідність розроблення методу експериментального дослідження таких каналів без розташування термопар всередині них.

У третьому розділі представлено методику експериментального визначення коефіцієнта тепловіддачі в каналах реверсивного регенератора. Проведено експериментальне дослідження теплообміну в тонких трубках діаметром 0,003 та 0,008 м. Прямими вимірюваннями визначалися об'єм повітря, напруга та струм на трубці, електрорушійна сила на термопарах, час експериментальних досліджень та температура повітря на вході у дослідну трубку, тоді як непрямыми вимірюваннями – витрата повітря, підведена теплота та температура стінок трубки й повітря в ній.

Відтворити стандартний план експерименту не вдалося, оскільки точне відтворення заздалегідь заданих значень критеріїв Рейнольдса і Грасгофа можливо тільки за наявності високоточної автоматики, що вимагає значних вкладень коштів. Для уникнення цих проблем, було збільшено кількість експериментів та використано метод найменших квадратів для розрахунку критеріїв Грасгофа та Рейнольдса за експериментальними даними.

Для їх оброблення було застосовано функцію `Smart_Round` з авторської бібліотеки `Decimal.sci` версія 1.0 для SciLab 2024.1.0, яка визначає коефіцієнти

регресії за методом найменших квадратів. У результаті регресійного аналізу отримано авторську формулу критерію Нуссельта для тонких каналів еквівалентним діаметром 0,003-0,008 м, що застосовується при числах Рейнольдса в діапазоні від 150 до 310, числах Грасгофа від 110 до 1000, а також при відношенні геометричних розмірів каналу x/d у межах від 20 до 200.

У *четвертому розділі* уточнено математичну модель теплообмінних процесів у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі з урахуванням отриманої апроксимаційної експериментальної залежності коефіцієнта тепловіддачі конвекцією в каналах реверсивного регенератора. На основі данної моделі створено авторську програму у SciLab 2024.1.0, яка дозволяє визначати температурну ефективність роботи реверсивних регенераторів із різними теплофізичними характеристиками, яка може бути використана для оптимізації їх конструктивних рішень. Визначено раціональні характеристики реверсивного регенератора реверсивного децентралізованого вентиляційного пристрою, а саме тривалість режимів «приплив» та «видалення» по 70 с; діаметри каналів 0,003-0,004 м; довжина 0,15-0,25 м; сумарна площа живого перерізу всіх каналів 70 % і більше площі вхідного каналу пристрою; швидкість руху повітря у межах від 0,5 до 1,0 м/с, (верхня межа діапазону швидкостей передбачає більшу довжину каналів); для керамічного регенератора коефіцієнт температуропровідності має бути приблизно $4 \cdot 10^{-7}$ м²/с, а питома теплоємність - 880 кДж/(кг·К). При цьому при збільшенні швидкості до верхньої межі необхідно нарощувати довжину реверсивного регенератора. За результатами моделювання процесів теплообміну у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі із раціональними характеристиками отримано ефективність утилізації теплоти витяжного повітря 96-99,6 % (при температурах зовнішнього повітря 253,15 К та внутрішнього повітря 293,15 К). Отримані результати відрізняються від результатів моделювання методами обчислювальної гідродинаміки в межах 2%, що додатково підтверджує достовірність авторської формули числа Нуссельта і дозволяє рекомендувати її для вирішення задач теплообміну в регенеративних пристроях у даних діапазонах розмірів каналів.

У п'ятому розділі проведено техніко-економічний аналіз ефективності використання вдосконаленої конструкції реверсивного регенеративного теплоутилізатора децентралізованого вентиляційного пристрою з урахуванням визначеного значення температурного коефіцієнту ефективності на основі авторської формули числа Нуссельта та створеної програми у програмному комплексі SciLab 2024.1.0. Аналіз енергоспоживання 10-поверхового житлового будинку на 40 квартир зроблено на основі сформованих у програмному забезпеченні Audytor OZC 7.0 Pro трьох енергетичних сертифікатів будівель. Перший сертифікат будівлі із природною вентиляцією; другий – із механічною вентиляцією реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями із великими комірками теплоутилізатора; третій – механічною вентиляцією запропонованими удосконаленими реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями з тонкими каналами теплоутилізатора.

У результаті проведених розрахунків отримано зниження сумарних тепловтрат будівлі на 30 % та енергоспоживання на 35%, а також підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за рахунок зменшення викидів вуглекислого газу на 35%. Строк окупності запропонованого рішення становить близько 8,5 років, однак, це значення отримано без урахування заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції, тобто за відсутності даних пристроїв.

Ключові слова: енергоефективність, теплоутилізатор, акумулятор теплоти, реверсивний регенератор теплоти, математична модель, теплотехнічні характеристики, децентралізована система вентиляції, вентиляція житлових приміщень, регенеративний пристрій, коефіцієнт тепловіддачі.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації
а) статті у закордонних виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та/або Scopus:

1. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. The Experimental Determination of the Heat Transfer Coefficient in Thin Channels of a Regenerative Heat Exchanger, *FME Transactions*, Vol. 53, pp. 173-183, 2025. (SCOPUS / WEB OF SCIENCE, Q2)
<https://doi.org/10.5937/fme2501173V>

б) статті у закордонних виданнях інших держав, які входять до Організації економічного співробітництва та розвитку та/або Європейського Союзу:

2. Mileikovskiy V. and **Vakulenko D.** Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh. *Construction of Optimized Energy Potential* (CoOEP), Vol. 9, No. 1/2020, pp. 61-67, 2020. <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>

в) статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України категорії «Б» :

3. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Моделювання ефективності теплоутилізації регенеративного пристрою за різними підходами. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, т. 41, Квітень 2022, с. 32-38, 2022. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.41.32-38>
4. **Вакуленко Д.** Теоретичні дослідження доцільного діаметра ізоляції тонкої трубки. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, т. 46, Лютий 2024, с. 5-17, 2024. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2023.46.5-17>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

5. **Vakulenko D.**, Mileikovskiy V., Tkachenko T., and Liubarets O.: Investigation in critical radius of thermal insulation for vertical pipes, *Contents of Proceedings of 23rd International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, 24-26 May 2023, pp. 232-238, 2024. (SCOPUS) <https://doi.org/10.22616/ERDev.2024.23.TF047>
6. **Vakulenko D.**, Mileikovskiy V., Tkachenko, T., Ujma, A. and Konovaliuk, V.: Analysis of critical radius of insulation for horizontal pipes, *Contents of Proceedings of 22nd International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, 22-24 May 2024, pp. 902-907, 2023. (SCOPUS) <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF178>
7. **Вакуленко Д.** Наближене моделювання теплообміну в регенераторах вентиляційних пристроїв. *III міжнародна науково-технічна конференція "Ефективні технології у будівництві"*, Київ, 28-29 березня 2018 р., с. 154-155.
8. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Approximate Modeling of Heat Exchange in the Regenerator of Ventilators. *Восьма міжнародна науково-практична*

конференція “Енергоінтеграція-2018”, Київ, 25-27 квітня 2018 р., с. 24.

9. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Моделювання процесів теплообміну в регенеративних теплоутилізаторах на прикладі установки «ТвінФреш». *International Scientific-Practical Conference of Young Scientists "Build-Master-Class-2018"*, Київ, 2018, с. 290-291.
10. **Вакуленко Д. І.** Уточнення математичної моделі тепломасообмінних процесів у регенераторі пристрою «Twin Fresh». *Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «БУД-МАЙСТЕР-КЛАС-2020»*, 25-27 листопада 2020 р., Київ, КНУБА, 2020, с. 204-205. URL: https://www.bmc-conf.com/download/bmc-2020_articles.pdf
11. Мілейковський В. О. та **Вакуленко Д. І.** Ефективність утилізації теплоти у децентралізованих регенеративних установках. *Актуальні проблеми, пріоритетні напрямки та стратегії розвитку України: тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної онлайн-конференції*, 10 лютого 2022 р., Київ, ред. О. С. Волошкіна та ін., ІТТА, 2022, с. 162. URL: https://itta.org.ua/wp-content/uploads/2022/02/mizhnarodna_asocziacziya_transferu_tehnologij-3.pdf#page=162
12. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Вплив тиску всередині та ззовні будівлі на роботу децентралізованих систем вентиляції. *Енергоощадні машини і технології, Матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф.*, 17-19 травня 2022 р., Київ, КНУБА, 2022, с. 133-135. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/27/ESMT_Conference_Proceedings_2022_PDF.pdf
13. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Вплив зовнішніх чинників на роботу регенеративних децентралізованих вентиляційних установок. *Актуальні проблеми науки, освіти та суспільства: теорія і практика: збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції*, 16 червня 2022 р., Полтава, ЦФЕНД, 2022, с. 47-48. URL: <http://www.economics.in.ua/2022/07/blog-post.html>

14. Мілейковський В. та Вакуленко Д. Дослідження теплообмінних процесів у тонких каналах регенеративного пристрою. *III Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»*, 23-25 листопада 2022 р., Київ, 2022, с. 61-62. URL: http://www.ere.org.ua/data/Програма_i_тези_2022.pdf
15. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Determination of the Appropriate Thickness of Insulation of Horizontal Cylindrical Surfaces in the Study of Heat Transfer. *VII International Scientific and Practical Conference “Challenges and Problems of Modern Science”*, 15-16 June 2023, London, United Kingdom, pp. 39-46. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2023/06/GB.L-1516062023.pdf>
16. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження регенеративного теплоутилізатора, що працює з періодичною зміною напрямку потоку повітря. *Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Green Construction»*, 13-14 квітня 2023 р., с. 414-417. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/30/greenconst_2_23.pdf
17. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження товщини теплової ізоляції горизонтальних циліндрів. *IV Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»: матеріали конференції*, 22-24 листопада 2023 р., Київ, КНУБА, 2023, с. 86-87. URL: https://drive.google.com/file/d/1F3jn_ypNLqHuzm0EqOFMI1QWelEw64AX/view
18. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Дослідження опору теплопередачі теплоізоляції вертикальних енергоефективних циліндричних будівель. *Матеріали III М Міжнародної науково-практичної конференції «Green Construction»*, 16-17 квітня 2024 р., Київ, Київський національний університет будівництва і архітектури, 2024, с. 418-422. URL: https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/zbirnyk_gotovyyj-4.pdf
19. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження теплообміну в системах вентиляції: нові підходи до зменшення тепловтрат. *Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Прикладні науково-технічні дослідження»*, 14-16 травня 2024 р., Івано-Франківськ, Видавець Кушнір Г.

M., 2024, с. 168-170. URL: <https://ukrtsa.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/conf2024.pdf>

20. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Experimental Study of Heat Transfer Processes in a Regenerative Ventilation Unit. *XVIII International Scientific Conference: «Development of science in the XXI century»*. Abstracts, 26-27 December 2024, Dortmund, Germany, 2024, pp. 1156-1158. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2025/01/Ger.D-2627122024.pdf>

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

21. Tkachenko T., Bystrov D., **Vakulenko D.**, et al.: Creating perspective technologies of forming the safe building environment combining "green structures", phytodesign, and engineering systems, Scientific report. Reg. No. 0224U001505. Kyiv, 2024.
22. Mileikovskiy V. and **Vakulenko D.** Analytical Studies of the Non-stationary Mode of Operation of the VENTS TwinFresh Ventilator Heat Regenerator. *VENTS Magazine*, Kyiv, 2019.

ABSTRACT

Vakulenko D. Regenerative Reversible Devices for Energy-Efficient Decentralized Ventilation of Premises – Qualification Scientific Work as a Manuscript.

Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy in Specialty 192 "Construction and Civil Engineering" (19 – Architecture and Construction). – Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, 2025.

The main content of the dissertation. The dissertation is devoted to the study of devices designed to create an energy-efficient indoor microclimate without significant interference with interior design, specifically regenerative, reversible, decentralized ventilation units. The work presents a comprehensive investigation into the thermophysical characteristics of a regenerative ventilation unit and their impact on heat recovery efficiency.

A mathematical model of the operation of a reversible heat regenerator was developed, allowing for the assessment of the primary thermal processes occurring during alternating airflow direction.

Experimental studies were conducted to determine local values of the heat transfer coefficient in thin tubes with diameters of 0.003 m and 0.008 m, which correspond to the typical range of equivalent channel diameters in a reversible regenerator. Based on the experimental results, an original Nusselt number correlation was derived, describing the heat transfer processes within the thin channels of the reversible regenerator.

The work proposes a method for evaluating the performance efficiency of a reversible regenerator based on its design and operational parameters. This method relies on the Nusselt number dependency obtained experimentally in the course of this research. The results make it possible to justify design optimization recommendations aimed at improving the heat recovery efficiency of exhaust air.

The proposed methodology can be used by other researchers and scientists for further investigation of heat transfer processes in reversible exhaust air heat regenerators. It is also valuable for students and postgraduate researchers working in the fields of energy-efficient technologies, building thermophysics, and ventilation. Furthermore, the results can be incorporated into educational programs for training specialists in energy-

efficient construction and climate control systems.

Based on the analysis of the obtained data, practical recommendations were formulated for manufacturers regarding improvements to device design, specifically the optimization of the geometric parameters of the regenerator channels, which will contribute to increased energy efficiency and overall system performance.

The first chapter discusses modern approaches to enhancing the energy efficiency of decentralized reversible ventilation units and their role in ensuring a comfortable indoor microclimate. These systems operate alternately in supply and exhaust modes, each lasting approximately 70 seconds. Particular attention is paid to heat recovery mechanisms in decentralized ventilation systems, implemented through both recuperative and regenerative heat exchange of exhaust air.

Based on the analysis, key directions for improving the efficiency of heat recovery in decentralized regenerative reversible units have been identified, with a focus on optimizing their design characteristics.

The second chapter presents a theoretical investigation of heat transfer processes in a heat regenerator used in reversible ventilation units. To evaluate the performance of the regenerative device, temperature-based heat recovery effectiveness coefficients were determined using three distinct approaches.

The first approach relies on the classical heat transfer formula for laminar flow in tubes (typical for the narrow channels of regenerative heat exchangers), derived by M. O. Mikheev, for solving the system of Fourier–Kirchhoff and energy balance equations that describe the interaction between the airflow and the regenerator surfaces. The second approach employs a heat transfer coefficient formula that incorporates the Grashof number to account for buoyancy-driven effects. The third approach involves the use of computational fluid dynamics (CFD) to simulate heat and mass transfer processes in the regenerator, applying the convection–diffusion and Navier–Stokes equations.

Numerical simulations performed using these approaches yielded heat recovery temperature efficiency values of 58.5%, 33.1%, and 97.4%, respectively. The resulting discrepancy between these values—ranging from 39.94% to 194.26%—highlights the necessity of experimental refinement of the convective heat transfer coefficient in the

narrow channels typical of decentralized regenerative systems.

The characteristic dimensions of the regenerator channels are equivalent diameters in the range of 0.003 to 0.008 m. In a channel with a 0.003 m diameter, the presence of thermocouples within the channel significantly affects both aerodynamic and thermal processes. This necessitates the development of an experimental method for investigating such channels without inserting thermocouples directly into their flow paths.

The third chapter presents a methodology for the experimental determination of the heat transfer coefficient in regenerator channels. An experimental investigation of heat exchange was carried out in thin tubes with diameters of 0.003 m and 0.008 m. Direct measurements included the air volume, voltage and current supplied to the tube, electromotive force on thermocouples, experiment duration, and air temperature at the inlet of the test tube. Indirect measurements comprised air flow rate, supplied heat, and the temperatures of the tube walls and the air inside the tube.

Reproducing the standard experimental design was not feasible, as accurate replication of predefined Reynolds and Grashof number values requires high-precision automation, which demands substantial financial resources. To address these limitations, the number of experiments was increased, and the least squares method was employed to calculate Grashof and Reynolds numbers from the experimental data.

For data processing, the Smart_Round function from the author's custom library Decimal.sci (version 1.0) for SciLab 2024.1.0 was used. This function optimizes regression coefficients using the least squares method. As a result of the regression analysis, an original Nusselt number correlation was derived for thin channels with equivalent diameters ranging from 0.003 m to 0.008 m. This correlation is applicable for Reynolds numbers from 150 to 310, Grashof numbers from 110 to 1000, and for channel length-to-diameter ratios (x/d) within the range of 20 to 200..

The fourth chapter refines the mathematical model of heat transfer in the reversible regenerative heat exchanger by incorporating the experimentally derived approximation for the convective heat transfer coefficient. Based on this model, a custom software tool was developed in SciLab 2024.1.0, enabling evaluation of the temperature efficiency of reversible regenerators with various thermophysical properties and

facilitating the optimization of their design. Rational design parameters were established for the regenerator: 70-second supply and exhaust phases; channel diameters of 0.003–0.004 m; lengths of 0.15–0.25 m; a total open cross-sectional area of at least 70% of the device's inlet area; and airflow velocities between 0.5 and 1.0 m/s (with longer channels required at higher speeds). For a ceramic regenerator, the recommended thermal diffusivity is approximately $4 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ and the specific heat capacity 880 kJ/(kg·K). At higher airflow velocities, regenerator length should be increased accordingly. Modeling results for a regenerator with these optimized parameters yielded exhaust air heat recovery efficiencies of 96–99.6 % (at outdoor air temperature 253.15 K and indoor air temperature 293.15 K). These results deviate from CFD modeling outcomes by less than 2%, further validating the reliability of the proposed Nusselt number correlation and supporting its use in heat transfer analysis of regenerative systems within the specified channel size ranges.

The fifth chapter presents a techno-economic analysis of the efficiency of the improved reversible regenerative heat exchanger design in a decentralized ventilation system, using the temperature efficiency coefficient derived from the original Nusselt number correlation and the SciLab-based software tool. Energy consumption for a 10-story residential building with 40 apartments was analyzed based on three energy performance certificates generated using Audytor OZC 7.0 Pro: one for a building with natural ventilation, one with mechanical ventilation using reversible regenerative decentralized devices with large-cell heat exchangers, and one using the proposed enhanced devices with thin-channel heat exchangers.

The analysis showed a 30 % reduction in total heat losses, a 35 % decrease in energy consumption, and a 35 % improvement in environmental performance (biosphere compatibility) due to reduced CO₂ emissions. The payback period of the proposed solution is approximately 8.5 years, although this does not account for potential savings on healthcare costs related to sick building syndrome from insufficient ventilation in buildings lacking such devices.

Keywords: energy efficiency, heat exchanger, heat accumulator, reversible heat regenerator, mathematical model, thermophysical properties, decentralized ventilation

unit, residential ventilation, regenerative device, heat transfer coefficient.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	19
ПЕРЕЛІК СИМВОЛІВ.....	25
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	29
1.1 Енергоефективність децентралізованих систем вентиляції з рекуперацією та регенерацією теплоти витяжного повітря	29
1.2. Дослідження визначальних факторів підвищення ефективності регенерації теплоти в децентралізованих системах вентиляції.....	36
Висновки до розділу 1	42
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ У РЕВЕРСИВНОМУ РЕГЕНЕРАТИВНОМУ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ ПРИСТРОЇВ	43
2.1. Математична модель теплообмінних процесів у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі без урахування гравітаційних сил.....	43
2.1.1. Базові рівняння теплообмінних процесів	43
2.1.2. Середні значення теплофізичних властивостей реверсивного регенератора.....	47
2.1.3. Методика розв’язання диференціальних рівнянь математичної моделі	48
2.1.4. Результати моделювання теплообмінних процесів у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі.....	49
2.2 Моделювання теплообмінних процесів у теплоутилізаторі вдосконаленої конструкції на основі рівнянь конвекції-дифузії та Нав'є-Стокса	56
2.2.1 Конструювання тривимірної моделі регенератора теплоти	56
2.2.2 Результати дослідження удосконаленої моделі реверсивного регенератора методами обчислювальної гідродинаміки	60

2.3 Розроблення математичної моделі теплообмінних процесів в удосконаленому реверсивному регенеративному теплоутилізаторі , що враховує вплив гравітаційних сил	62
2.4 Порівняння результатів дослідження реверсивного регенератора з та без урахування гравітаційних сил.....	65
2.5 Порівняння отриманих результатів.....	67
2.6 Створення методики вимірювання температури поверхні стінки дослідної трубки	67
Висновки до розділу 2	78
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ В КАНАЛАХ РЕВЕРСИВНОГО РЕГЕНЕРАТОРА	80
3.1 Градування термопар	80
3.2 Постановка експерименту	81
3.3 Методика напівавтоматизованого оброблення результатів досліджень	87
3.4 Оброблення результатів експериментальних вимірювань та їхній аналіз.....	90
Висновки до розділу 3	103
4. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РЕВЕРСИВНОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА З ВИКОРИСТАННЯМ АВТОРСЬКОЇ ФОРМУЛИ.....	105
4.1 Уточнена математична модель роботи реверсивного регенератора теплоти .	105
4.2 Аналіз роботи реверсивного регенератора теплоти	109
4.3 Визначення раціональних геометричних параметрів запропонованого реверсивного регенеративного теплоутилізатора та методика його розрахунку .	112
Висновки до розділу 4	115
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПРИСТРОЇВ.....	116

Висновки до розділу 5	122
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	124
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	127
Додаток А. Список опублікованих праць за темою дисертації. особистий внесок здобувачки.....	144
Додаток Б. Акти впровадження результатів роботи.....	150
Додаток В. Програма для моделювання температурного коефіцієнта ефективності регенератора теплоти для SciLab.....	153

ВСТУП

Актуальність теми дослідження.

У сучасних умовах підвищених вимог до енергоефективності будівель та їх екологічної стійкості. Традиційні методи вентиляції без ефективної утилізації теплоти призводять до значних тепловтрат та підвищеного енергоспоживання, що негативно впливає на економічну доцільність експлуатації будівель.

Особливо актуальною є проблема утилізації теплоти витяжного повітря в будинках економ-класу, де застосування централізованих теплоутилізаторів пов'язане з додатковими капітальними витратами. Традиційні способи вентиляції в таких будівлях, зокрема природна вентиляція чи щілинне провітрювання, ускладнюють ефективну утилізацію теплоти, що сприяє збільшенню витрат на опалення. Водночас, відсутність належної вентиляції може призводити до погіршення якості повітря, утворення небезпечної мікрофлори та негативних наслідків для здоров'я мешканців, зокрема синдрому хворого будинку.

Реверсивні регенеративні пристрої демонструють високий потенціал у зменшенні енергетичних витрат, оскільки вони використовують періодичну зміну напрямку повітряного потоку через теплоакумулювальний матеріал. Однак, ефективність їхньої роботи залежить від теплофізичних властивостей реверсивного регенератора, геометрії його каналів, режимів повітрообміну та кліматичних умов експлуатації.

На сьогодні існує брак комплексних досліджень, які всебічно враховують вплив ключових факторів на процеси теплопередачі в реверсивних регенеративних теплоутилізаторах. Крім того, недостатній рівень опрацювання методик математичного моделювання та експериментального визначення теплотехнічних характеристик реверсивного регенеративного теплоутилізатора ускладнює вдосконалення конструкції таких пристроїв і обмежує можливість їх ефективної адаптації до різних умов експлуатації.

Таким чином, актуальною задачею є підвищення ефективності утилізації теплоти та холоду при децентралізованій вентиляції приміщень житлових і громадських будівель низької поверховості.

Зв'язок дисертаційного дослідження з науковими програмами, планами і темами. Робота виконана згідно з Державною “Програмою підтримки енергоефективності в Україні” і безпосередньо пов’язана з планами держбюджетних тематик Київського національного університету будівництва і архітектури на замовлення Міністерства освіти і науки України (№ державної реєстрації 0122U001197 та 0114U002579).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є наукове обґрунтування та розроблення вдосконалених ефективних реверсивних децентралізованих пристроїв з регенерацією теплоти витяжного повітря задля забезпечення нормативного повітрообміну та зменшення енергетичних витрат у будівлях.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі наукові та прикладні завдання:

1. Проаналізувати сучасні технології утилізації теплоти витяжного повітря у житлових і громадських будівлях.
2. Створити математичну модель роботи вдосконаленого реверсивного регенератора теплоти. Чисельно дослідити теплообмінні процеси реверсивного регенеративного теплоутилізатора та визначити вплив конструктивних параметрів на ефективність регенерування теплоти.
3. Експериментально визначити локальні коефіцієнти тепловіддачі конвекцією в тонких каналах запропонованої конструкції реверсивного регенеративного теплоутилізатора.
4. З урахуванням отриманих дослідних даних уточнити математичну модель та розробити рекомендації щодо впровадження запропонованих рішень у практику будівництва.
5. Виконати техніко-економічний аналіз роботи системи вентиляції з використанням регенеративних пристроїв.

Об’єктом дослідження є нестационарні тепломасообмінні процеси в реверсивному регенераторі теплоти децентралізованого вентиляційного пристрою.

Предметом дослідження є ефективність регенерації теплоти в реверсивному децентралізованому вентиляційному пристрої.

Методи дослідження. Для розв’язання поставлених задач було використано методи математичного моделювання та експериментальні дослідження. Зокрема, розроблено математичну модель нестационарних тепломасообмінних процесів у реверсивному регенераторі теплоти реверсивного пристрою, що базується на рівнянні балансу теплоти та рівнянні Фур’є–Кірхгофа.

Теплові та аеродинамічні процеси в регенеративному теплообміннику також змодельовано методами обчислювальної гідродинаміки із застосуванням рівнянь Нав’є–Стокса для опису ламінарного руху та рівняння Фур’є–Кірхгофа для опису теплопровідності у твердому тілі.

Для експериментальних досліджень використовувалися сучасні методи планування та оброблення результатів експериментів, експериментальні методики та вимірювальне обладнання.

Наукова новизна роботи

Уперше:

- отримано аналітичну залежність числа Нуссельта від числа Грасгофа, еквівалентного діаметра та координати x для тепловіддачі в тонких трубках діаметрами 0,003 – 0,008 м, яка дозволяє визначити температурний коефіцієнт ефективності утилізації теплоти витяжного повітря в реверсивному регенеративному теплообміннику децентралізованих вентиляційних пристроїв.

Удосконалено:

- математичну модель нестационарних тепломасообмінних процесів у реверсивному регенераторі теплоти реверсивного вентиляційного пристрою, що дозволило оцінити вплив його теплофізичних властивостей на інтенсивність теплопередачі та ефективність регенерування теплової енергії;
- уявлення про доцільну товщину теплової ізоляції;
- методику експериментальних досліджень локальних коефіцієнтів тепловіддачі від поверхні стінки до повітря в тонких трубках без можливості встановлення датчиків у їхніх порожнинах.

Набула подальшого розвитку:

- методика експериментального визначення локальних коефіцієнтів

тепловіддачі при ламінарній течії в тонких трубках діаметрами 0,003-0,008 м, що дало змогу уточнити математичну модель нестационарного тепломасообміну в теплообмінних апаратах реверсивного типу.

Практичне значення роботи:

- удосконалено конструктивні рішення реверсивного регенеративного теплоутилізатора децентралізованих вентиляційних пристроїв;
- запропоновано та обґрунтовано рекомендації щодо встановлення пропонованих пристроїв, що дозволить забезпечити енергоефективну вентиляцію приміщень з утилізуванням теплоти та холоду з мінімальним втручанням в інтер'єри приміщень;
- створено алгоритм і програму для моделювання ефективності роботи реверсивного регенератора теплоти, що дозволяє оцінити вплив різних теплофізичних характеристик реверсивного регенератора на ефективність утилізації теплоти витяжного повітря.

Результати роботи впроваджено при вдосконаленні регенеративних децентралізованих пристроїв Twin Fresh у ПрАТ "Вентиляційні системи". Окремі положення запропонованого експериментального методу впроваджено при розробленні експериментальних методик дослідження зелених конструкцій у проєкті ДСТУ «Захист довкілля. Зелені конструкції. Метод випробування тепломасообмінних процесів у рослинних шарах», що вперше набуває чинності в Україні.

Особистий внесок здобувачки. Усі основні наукові та практичні результати, представлені в роботі та винесені на захист, отримані авторкою особисто. Зокрема:

- проведено аналіз сучасних технологій енергоефективної вентиляції з визначенням їхніх переваг і недоліків у контексті застосування в житлових і громадських будівлях;
- створено математичну модель роботи реверсивного регенератора теплоти з періодичним перемиканням потоків;
- на основі цієї моделі виконано чисельне дослідження теплообмінних процесів у регенеративному теплоутилізаторі та визначено вплив

конструктивних параметрів на ефективність регенерації теплоти;

- експериментально визначено локальні коефіцієнти тепловіддачі конвекцією в тонких каналах теплообмінника регенеративного пристрою з метою оптимізації конструкції та підвищення ефективності теплоутилізації;
- розроблено практичні рекомендації щодо встановлення та керування регенеративними реверсивними пристроями в приміщеннях малоповерхових житлових і громадських будівель.

Особистий внесок у кожну опубліковану працю зі співавторами наведено в додатку А.

Апробація результатів наукових досліджень.

Результати досліджень було апробовано на: III Міжнародній науково-технічній конференції «Ефективні технології у будівництві» (Київ, 28-29 березня 2018 р.); Восьмій Міжнародній науково-практичній конференції «Енергоінтеграція-2018» (Київ, 25-27 квітня 2018 р.); International Scientific-Practical Conference of Young Scientists «Build-Master-Class» (Київ, 2018, 2020); IV Міжнародній науково-практичній онлайн-конференції «Актуальні проблеми, пріоритетні напрямки та стратегії розвитку України» (Київ, 10 лютого 2022 р.); III Міжнародній науково-практичній конференції «Енергоощадні машини і технології» (Київ, 17-19 травня 2022 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Актуальні проблеми науки, освіти та суспільства: теорія і практика» (Полтава, 16 червня 2022 р.); Engineering for Rural Development (Jelgava, 24-26 May 2023; 22-24 May 2024); Міжнародній науково-практичній конференції «Екологія, ресурси, енергія» (Київ, 23-25 листопада 2022 р., 22-24 листопада 2023 р.); VII International Scientific and Practical Conference «Challenges and Problems of Modern Science» (London, 15-16 June 2023); Міжнародній науково-практичній конференції «Green Construction» (Київ, 13-14 квітня 2023 р, 16-17 квітня 2024 р.); VI Міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (Івано-Франківськ, 14-16 травня 2024 р.); XVIII International Scientific Conference «Development of science in the XXI century» (Dortmund, 26-27 December 2024).

Публікації наукових досліджень. За темою дисертації опубліковано 22 друковані роботи, серед яких одна стаття в науковому журналі, що індексується наукометричною базою SCOPUS з квантилем Q2, одна стаття в закордонному виданні держави, яка входить до ОЕСР та ЄС, дві статті в наукових фахових виданнях категорії «Б» (одноосібні або у співавторстві з науковим керівником), дві доповіді в збірниках матеріалів конференцій з індексацією в наукометричній базі SCOPUS та 15 тез доповідей у матеріалах міжнародних конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу та п'ятих розділів основної частини, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 133 найменувань, трьох додатків, викладена на 162 сторінках друкованого тексту, зокрема 126 сторінок основного тексту, 53 рисунки і 16 таблиць.

ПЕРЕЛІК СИМВОЛІВ

- T – температура твердої частини регенератора, К;
 R – відношення теплоємностей холодної до гарячої рідин;
 Q – тепловий потік, Вт;
 ℓ – довжина, м;
 $\ell_{fd,h}$ – критична довжина, м;
 d_e – еквівалентний діаметр, м;
 Re – число Рейнольдса;
 $\ell_{fd,t}$ – довжина теплової початкової ділянки, м;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – числа Прандтля;
 λ_{air} – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К);
 c_{air} – питома ізобарна теплоємність повітря, Дж/(кг·К);
 T_{air} – температура повітря, К;
 τ – час, с;
 A – площа перерізу пристрою м²;
 $A_h = \Pi \ell$ – площа поверхні теплообміну, м²;
 A_{ef} – загальна площа живого перерізу каналів регенератора, м²
 α – коефіцієнт тепловіддачі в каналах регенератора теплоти, Вт/(м²·К);
 $\bar{\alpha}$ – середній за об'ємом коефіцієнт температуропровідності регенератора теплоти, м²/с;
 ∇^2 – оператор Лапласа;
 q_v – потужність внутрішніх джерел теплоти, Вт/м³;
 $\bar{c}$ – середня за об'ємом питома теплоємність теплоутилізатора, Дж/(кг·К);
 $\bar{\rho}$ – середня за об'ємом густина регенератора теплоти, кг/м³
 V – об'єм регенератора за зовнішніми обмірами, м³;
 Π – сумарний периметр живого перерізу всіх каналів регенератора теплоти, м;
 L – продуктивність пристрою, м³/год;
 ϑ – швидкість повітря в перерізі пристрою, м/с;

ν_{air} – кінематична в'язкість повітря $\text{м}^2/\text{с}$;

k, n, r та p – параметри, що залежать від режиму руху потоку;

$\bar{\lambda}$ – коефіцієнт теплопровідності вздовж каналів, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

Δx – крок просторової сітки, м ;

$\Delta \tau$ – крок часової сітки, с ;

$\Xi = \frac{2k\Delta x}{\text{Re}^{1-r} \text{Pr}^{1-p} d_e}$ – безрозмірний параметр;

E – коефіцієнт ефективності теплоутилізатора;

G – масова витрата повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

G_{min} – мінімальна масова витрата повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

X – параметр стану повітря: температура T , К або вологовміст d , $\text{г}/\text{кг}$ або ентальпія I , $\text{кДж}/\text{кг}$;

X_{in} – параметр стану повітря після теплоутилізатора;

X_{ext} – параметр стану повітря, яке подається у тепловіддаючу частину теплоутилізатора;

X_ℓ – параметр стану повітря, яке подається у теплоутилізуючу частину регенератора.

ε_ℓ – безрозмірний коефіцієнт, який враховує вплив початкової ділянки течії;

Gr – критерій Грасгофа;

$g = 9,8065$ – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$;

d – зовнішній діаметр повітроводу, м ;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\beta = T_{air}^{-1}$ – коефіцієнт об'ємного розширення повітря, К^{-1} ;

$\Delta T = (T_{air} - T)$ – різниця температури поверхні стінки та повітря, К .

x – криволінійна координата;

φ – центральний кут, рад ;

T_{surf} – температура поверхні, К ;

T_{ext} – температура зовнішнього середовища циліндра, К ;

T_{int} – температура внутрішнього середовища циліндра, К ;

R_ℓ – опір теплопередачі теплоізованого циліндра, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$;

λ_{ins} – теплопровідність ізоляційного матеріалу, Вт/(м²·К);
 R_{lo} – лінійний опір внутрішньої сторони, м²·К/Вт;
 d_0 – зовнішній діаметр трубки, м;
 A та $\tilde{B}$ – безрозмірні параметри;
 $\widetilde{\Delta T_{int}}$, $\widetilde{\Delta T_{surf}}$ – відносні перегріви внутрішньої та зовнішньої ізоляційних поверхонь над температурою зовнішнього повітря;
 $\tilde{A}$ – похідна від параметра A ;
 $\tilde{d}$ – відносний зовнішній діаметр ізоляції віднесений до внутрішнього;
 $\tilde{R}_{\ell o}$ – безрозмірний опір теплопередачі усіх шарів під теплоізоляцією, включаючи внутрішню теплопередачу;
 $d_{кр}$ – критичний діаметр теплової ізоляції, м;
 ρ – густина, кг/м³;
 p – тиск, Па;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
 x_i – i -та координата, м;
 y – відстань до стінки;
 Δ_b – відносна нев'язка, %;
 Δ_a – абсолютна нев'язка;
 t – температура, °С;
 F, B, C, D – безрозмірні експериментальні коефіцієнти;
 $E_{терм}$ – термо-ЕРС, мВ;
 z_i – відповідне незалежне i -вимірювання;
 γ_i — показник степеня змінної z_i ;
 ε_y – відносна похибка непрямого вимірювання;
 ε_{z_i} – відносна похибка вимірювання z_i ;
 $q_l = U \cdot I / l$ – питома підведена теплота, Вт/м;
 U – підведена до трубки напруга, В;
 I – сила струму, А;
 ℓ – довжина трубки, м;

C – лінійні питомі тепловтрати, Вт/м;

T_{max} і T_{min} – максимальна і мінімальна температури поверхні стінки трубки, К;

T_{out} – температура навколишнього середовища, К;

$\bar{C}$ – усередненні по довжині тепловтрати: $\sum C / l$, Вт/м;

$T_{air\ in}$ – температура повітря на вході у дослідну ділянку, К;

$\alpha(x)$ – локальний коефіцієнт тепловіддачі;

t_{FD, A^*} – квантиль розподілення Стюдента з FD ступенями свободи та імовірністю A^* відхилення рівня

$Y_{j, l}$ – значення вихідного фактора при j -му досліді на l -му паралельному досліді;

m – кількість паралельних дослідів при однакових значеннях факторів ($m = 3$);

$G_{N, m-1, 0,95}$ – критичне значення критерію Кохрена при степенях свободи N і $m-1$ та рівні значущості 0,95;

$\hat{y}_j$ – значення за математичною моделлю при j -му досліді (рядку матриці); N_b – кількість значущих коефіцієнтів регресії;

$F_{N-N_b, N(m-1), 0,95}$ – критичне значення критерію Фішера при степенях свободи FD , FD' та надійності 0.95.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

1.1 Енергоефективність децентралізованих систем вентиляції з рекуперацією та регенерацією теплоти витяжного повітря

Енергоефективні технології відіграють ключову роль у створенні комфортного мікроклімату в житлових і громадських будівлях. Вони сприяють зниженню споживання енергоресурсів, підвищенню рівня комфорту та відповідності будівель сучасним екологічним стандартам [1-4]. Їх впровадження є вимогою міжнародного та місцевого законодавства, що регулює показники енергетичної ефективності різних типів будівель [5].

У житлових будинках традиційно використовується природна система вентиляції з неорганізованим припливом повітря (інфільтрацією) через нещільності у конструкціях зовнішніх огорожень та його видаленням через витяжні шахти у санітарних вузлах і кухнях під дією гравітаційного тиску (рис. 1.1):

$$P = (\rho_1 - \rho_2) \cdot g \cdot H, \text{ Па} \quad (1.1)$$

де ρ_1 та ρ_2 – густини теплого внутрішнього та холодного зовнішнього повітря; $g = 9,8065$ – прискорення вільного падіння, м/с²; H – різниця відміток осей витяжної решітки у приміщенні та випускного отвору на покрівлі.

Така система має ряд суттєвих недоліків:

- неконтрольований повітрообмін: у холодний період року він може бути надмірним, а в теплий період практично відсутнім або зворотнім, що призводить до забруднення повітря пилом та бактеріями, які знаходяться в останньому випадку на стінках витяжного каналу;
- відсутність очищення зовнішнього припливного повітря;
- збільшені навантаження на опалення та кондиціонування повітря через необхідність підігріву/охолодження холодного/теплого зовнішнього повітря.

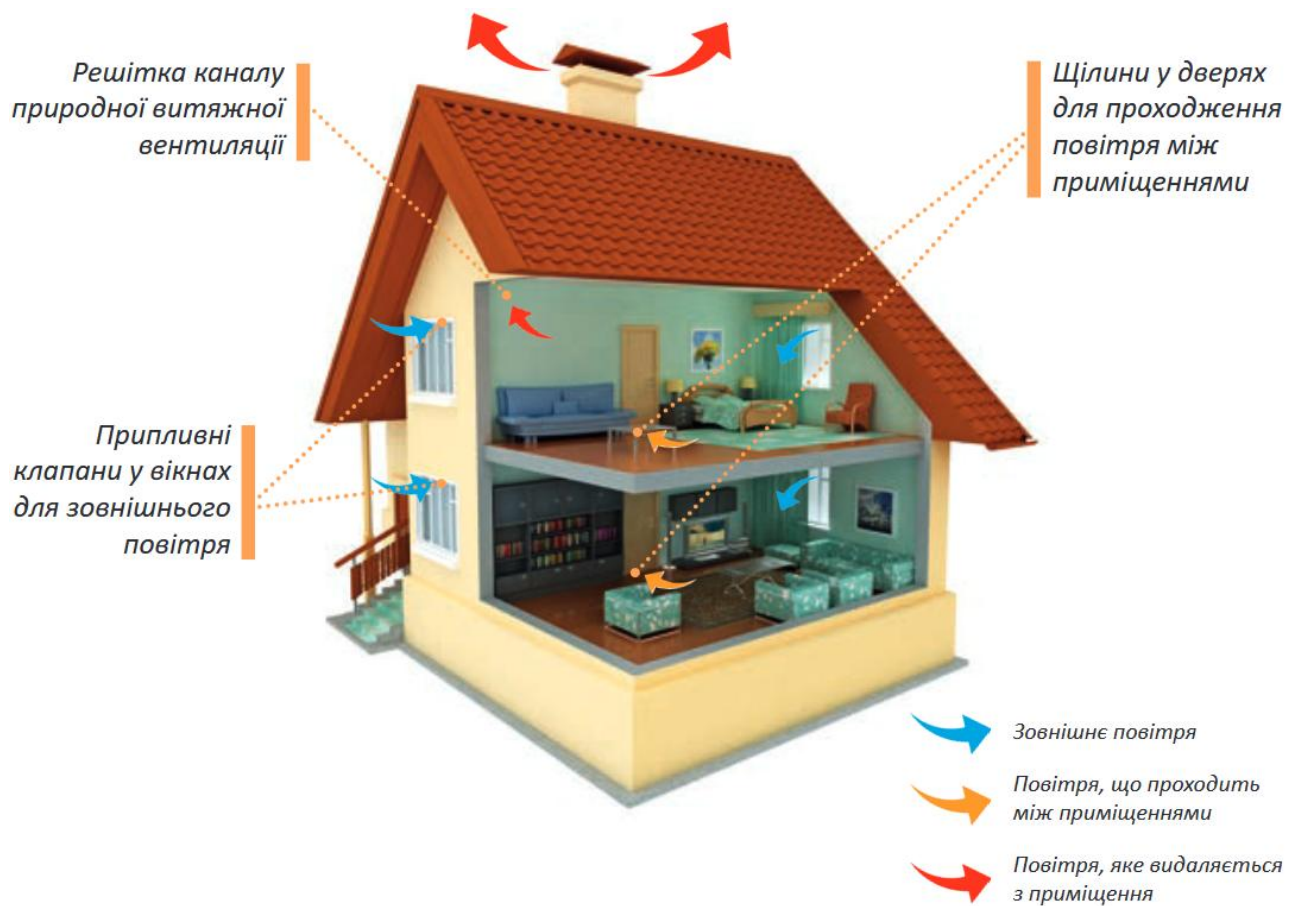


Рис.1.1 Вентиляція з природним спонуканням [6]

Одним із основних способів підвищення енергоефективності будівель є застосування сучасних вентиляційних систем, зокрема з утилізацією теплоти витяжного повітря. Такі системи дозволяють зменшити теплові втрати, що є особливо важливим у холодний період року.

Основними видами теплоутилізаторів [7-10], що використовуються у вентиляційних системах, є:

- роторні регенератори – забезпечують високий температурний коефіцієнт ефективності, проте можуть спричиняти змішування повітряних потоків;
- пластинчасті рекуператори – використовуються у компактних вентиляційних установках і мають високу ефективність у регіонах з помірним кліматом;
- теплоутилізатори з проміжним теплоносієм – передають теплоту за допомогою проміжної рідини (наприклад, води або спеціального

теплоносія), що дозволяє гарантувати неможливість перемішування потоків повітря, а також утилізувати теплоту витяжного повітря за неможливості спрямовування витяжного повітря до місця встановлення припливної установки;

- теплові насоси.

Теплоутилізатори є важливими компонентами сучасних вентиляційних систем, оскільки забезпечують ефективне використання теплової енергії витяжного повітря. Їх конструкція суттєво впливає на ефективність роботи системи вентиляції. Наприклад, використання спіральних або горизонтальних спірально-коаксіальних теплообмінників дозволяє підвищити ефективність передачі теплоти [11-14] теплоутилізаторів з проміжним теплоносієм або тепловим насосом.

Дослідження свідчать, що оптимізація параметрів теплообмінників – зокрема форми трубок, маси наповнювача тощо – може суттєво покращити ефективність теплопередачі в різних середовищах, зокрема в теплих і тваринницьких приміщеннях [15-16].

Серед новітніх технічних рішень варто відзначити використання сегментованих скручених стрічок, які дозволяють підвищити інтенсивність теплообміну в трубопроводах [17-18].

Окрему увагу слід приділити впливу різних типів труб на загальну ефективність роботи теплообмінників. Дослідження показують, що такі параметри, як матеріал труб, їхня довжина, форма та внутрішня структура, мають значний вплив на інтенсивність теплообмінних процесів [19-23].

Децентралізовані системи вентиляції набувають все більшої популярності в сучасному будівництві завдяки їхній здатності енергоефективно забезпечувати повітрообмін без використання розгалужених мереж повітропроводів. Ці системи особливо актуальні при модернізації наявних будівель, де встановлення централізованих систем може бути технічно складним або економічно не вигідним.

Патентний пошук показав, що в основному за останнє десятиліття відбувалося вдосконалення роторних регенеративних теплоутилізаторів з використанням різних конструкцій та матеріалів [24-25]. Патенти щодо

вдосконалення реверсивних регенеративних утилізаторів теплоти витяжного повітря відсутні. Було знайдено патент US12181229B2 від 31 грудня 2024 року [26], у якому автори пропонують конструкцію скляного регенеративного теплоутилізатора, який містить значну кількість мікроканалів 5-100 мкм для утилізації теплоти/холоду у кріосистемах та теплових двигунах. Однак, у вентиляційних пристроях з малошумними вентиляторами низької потужності використання теплоутилізаторів, що мають мікроканали є неможливим. Прийнято рішення розглянути у даному дослідженні аналогічну структуру реверсивного регенеративного теплоутилізатора але з тонкими каналами.

Було проаналізовано різні конструкції реверсивних регенеративних децентралізованих вентиляційних пристроїв [27]. Аналіз показав, що такі установки є поширеними, але недостатньо досліджувалися. За прототип взято пристрій, який є на ринку України - Twin Fresh від ПрАТ «Вентиляційні системи» (рис. 1.2) [28].

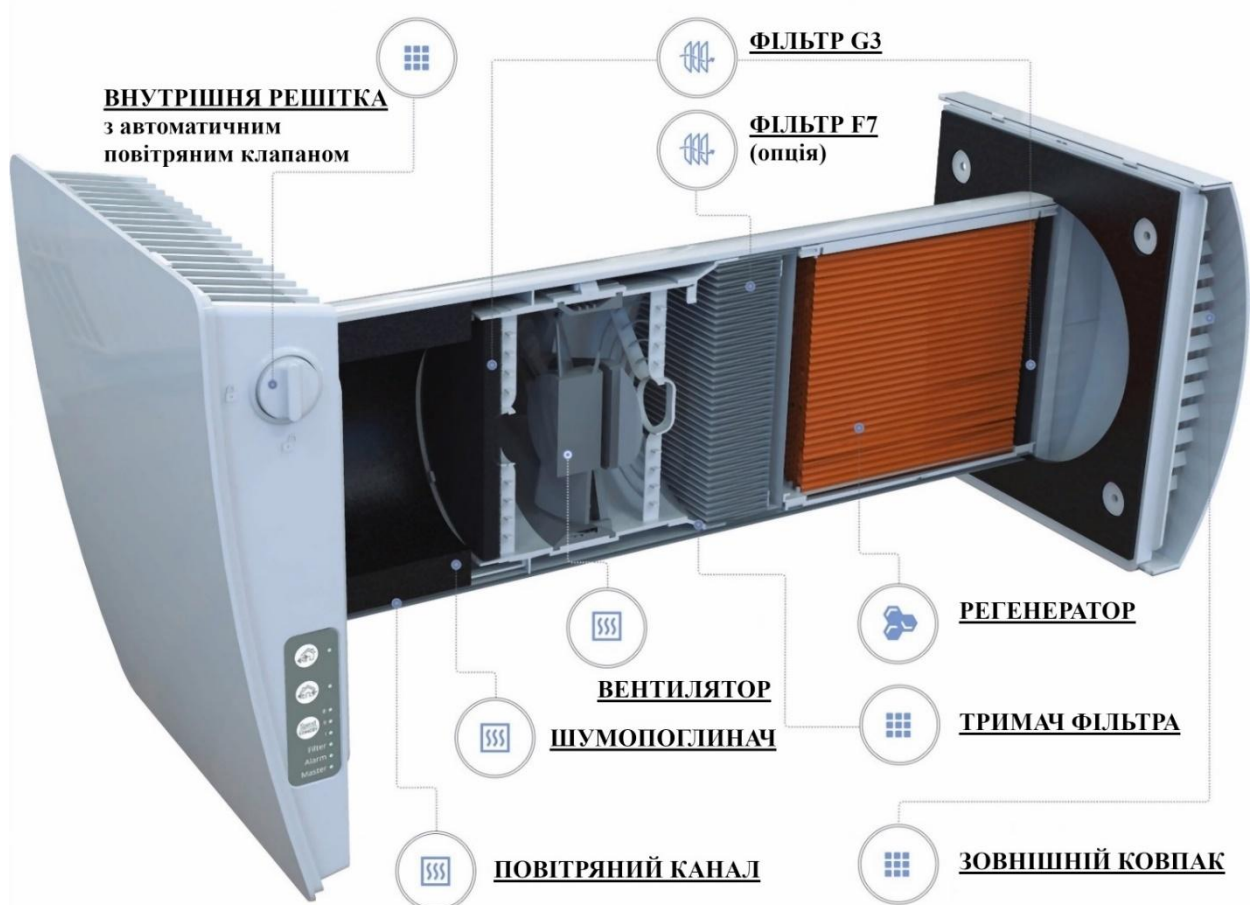


Рис. 1.2. Реверсивний регенеративний пристрій Twin Fresh від ПрАТ «Вентиляційні системи» [28]

Його конструкція містить зовнішні та внутрішні облицювальні панелі або решітки (залежно від модифікації), осьовий каналний вентилятор, фільтр і керамічний елемент регенерації теплоти. Такі пристрої працюють у реверсивному режимі з періодичною зміною напрямку руху повітряних мас, а саме по 70 с на приплив та видалення повітря. Таким чином реверсивний регенератор децентралізованого пристрою поперемінно омивається теплим та холодним повітрям. Завдяки пористій структурі та властивостям матеріалу теплота поглинається в масиві елемента, що дозволяє накопичувати та віддавати теплоту або холод припливному повітрю.

Вентиляційне обладнання слід розміщувати таким чином, щоб забезпечити рівномірний рух повітря по всьому об'єму приміщення, без утворення зон застою (рис. 1.3).

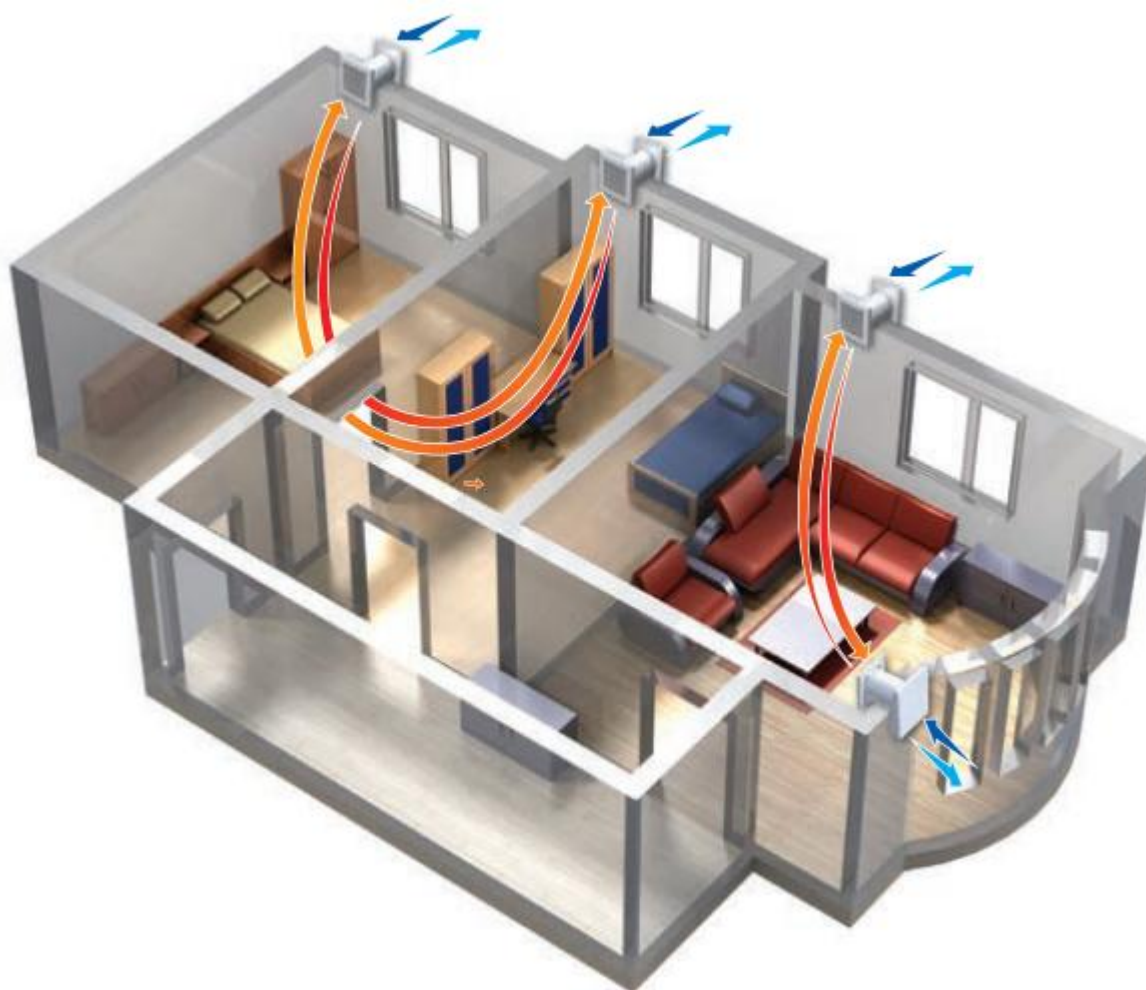


Рис. 1.3. Організація повітрообміну у приміщеннях з використанням децентралізованих регенеративних пристроїв [23]

Питання правильної організації повітрообміну в приміщеннях різного функціонального призначення є об'єктом численних наукових досліджень [24–27]. У рамках цих досліджень було розроблено низку практичних рекомендацій для забезпечення ефективного повітрообміну [28–31]. Реверсивні децентралізовані вентилятори доцільно встановлювати попарно. Така схема дозволяє уникнути проникнення неочищеного зовнішнього повітря у приміщення, а також запобігає витоку кімнатного повітря назовні без утилізації теплоти або холоду.

Для середньостатистичної житлової кімнати площею 15 м², витрата припливного повітря на рівні 50 м³/год, що забезпечується двома децентралізованими вентиляційними пристроями, є достатньою для дотримання мінімальних санітарно-гігієнічних вимог, визначених у ДБН В.2.2-15:2019 [37].

Аналіз ефективності різних вентиляційних систем проводиться багатьма вченими. Наприклад, у 2016 році М. К. Кім та Л. Балдіні опублікували дослідження щодо порівняння децентралізованих і централізованих систем вентиляції у кліматичних умовах Європи [38].

Було встановлено такі переваги децентралізованих систем:

- зменшення втрат тиску в системі, що дозволяє використовувати компактніші вентилятори з меншими витратами енергії;
- більш якісне регулювання швидкості та потоку повітря залежно від теплового навантаження в приміщенні;
- індивідуальний контроль режиму роботи з урахуванням присутності людей у приміщенні;
- найнижчі енерговитрати у поєднанні з радіаційними стельовими панелями;
- ефективна робота в міжсезонний період при мінімальному споживанні електроенергії.

Однак існують і проблеми, пов'язані з експлуатацією таких систем. Наприклад, у Люксембурзі було проведено дослідження, яке показало, що через вплив вітру та гравітаційні сили ефективність утилізації теплоти зменшується [39]. Схожі дослідження були виконані в Естонії, де вчені аналізували вплив перепадів тиску між приміщеннями і довкіллям на роботу вентиляційних установок [40].

У дослідженні розглянуто дві вентиляційні системи — з регенеративним та рекуперативним теплообмінниками. Проаналізовано вплив перепаду тиску на роботу вентилятора та теплову ефективність у цих системах.

Регенеративний теплоутилізатор. Характеристики продуктивності вентилятора побудовано для чотирьох рівнів швидкості його роботи: 25 %, 50 %, 75 % та 100 % (рис. 1.4a). Ці графічні залежності демонструють залежність об'ємної витрати припливного й витяжного повітря від різниці тиску між внутрішнім і зовнішнім середовищем.

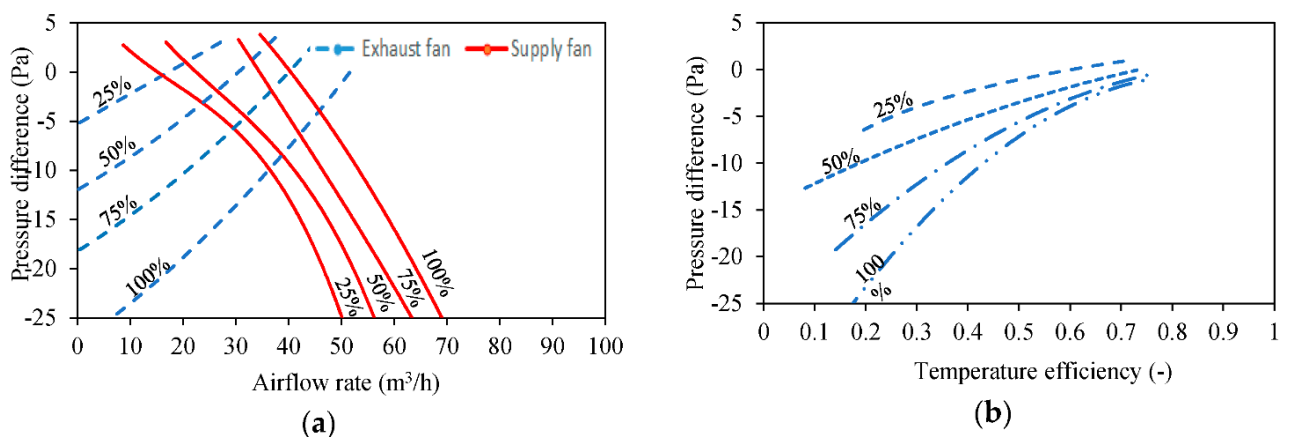


Рис. 1.4. (a) Графічні залежності зміни продуктивності вентиляторів на основі вимірювань параметрів роботи вентиляційних установок у приміщенні з керамічним регенеративним теплообмінником; (b) Вимірювання температурного коефіцієнта ефективності для вентиляційних установок з керамічним регенеративним теплообмінником [40].

Окрім того, встановлено залежність між перепадом тиску та температурною ефективністю досліджуваних вентиляційних установок (рис. 1.4b). Результати показують, що зі зростанням різниці тиску температурний коефіцієнт ефективності зменшується. Така закономірність спостерігається на всіх досліджених швидкостях роботи вентилятора.

Рекуперативний теплоутилізатор. Для вентиляційних установок, оснащених рекуперативним теплообмінником, також побудовано графічні залежності продуктивності вентилятора та графічні залежності температурної ефективності (рис. 1.5 а, 1.5 b). Дослідження проводилось для чотирьох рівнів швидкості вентилятора: 25 %, 50 %, 75 % та 100 %.

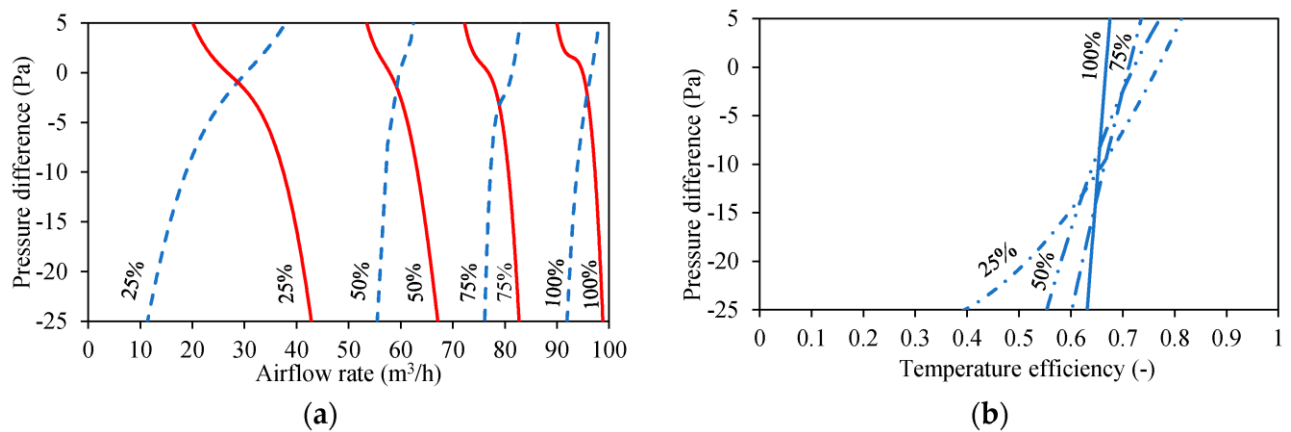


Рис. 1.5. (а) Графічні залежності зміни продуктивності вентиляторів на основі вимірювань вентиляційних установок з перехресним рекуператором в приміщенні; (б) Вимірювання температурного коефіцієнта ефективності для вентиляційних установок з перехресним рекуператором [40].

Порівняно з пристроями, що мають регенеративний теплоутилізатор, рекуперативні системи демонструють кращу працездатність за умов значніших перепадів тиску між внутрішнім та зовнішнім повітрям. Зокрема, при перепаді тиску -20 Па і частоті обертання вентилятора на рівні 50% , об'єм припливного повітря приблизно на 15% перевищує об'єм витяжного.

Температурний коефіцієнт ефективності рекуперативних пристроїв наведена на рис. 1.5 б. Порівняно з агрегатами, оснащеними регенеративними теплоутилізаторами, досліджені системи характеризуються вищим температурним коефіцієнтом ефективності за умов більших перепадів тиску. Найбільший вплив різниці тиску на температурну ефективність спостерігається при низьких швидкостях обертання вентилятора.

Результати проведеного дослідження засвідчили наявність проблеми задування як у рекуперативних, так і в регенеративних децентралізованих стінових вентиляційних установках. Зміни вітрового тиску на зовнішніх поверхнях будівлі призводять до дисбалансу між об'ємами припливного та витяжного повітря, що, у свою чергу, знижує ефективність роботи теплоутилізатора.

1.2. Дослідження визначальних факторів підвищення ефективності регенерації теплоти в децентралізованих системах вентиляції

Для дослідження процесів теплообміну, що відбуваються в реверсивних

регенеративних теплоутилізаторах децентралізованих вентиляційних пристроїв, необхідно знати особливості тепловіддачі в каналах реверсивного регенератора. Характерною особливістю цих процесів є використання тонких каналів [41], через які по чергово проходять два ламінарні потоки – теплого та холодного повітря. Значна кількість наукових праць присвячена вивченню тепломасообміну між ламінарними потоками та стінками каналів, якими ці потоки рухаються [41-44].

Андрій Авраменко моделював плин змащувальної рідини в тонких щілинних каналах з рухомою стінкою при врахуванні умов проковзування; досліджував процеси теплопереносу в ламінарних течіях із градієнтним полем швидкостей та аналізував особливості розподілу температури при наявності просторово неоднорідного потоку [45-46]. Ігор Ковальов досліджував мікротурбулентну структуру ламінарних течій, зокрема структуру та кінематику течії рідини за наявності градієнта швидкості [47].

У своїй докторській дисертації [48] Леонід Ульєв досліджував ламінарні течії та теплообмін у співвісних конічних каналах хіміко-технологічного обладнання. Юліанна Ковецька досліджувала теплообмін, гідродинаміку та нестійкість в пористих середовищах та мікроканальних пристроях, зокрема з урахуванням проковзування та числа Кнудсена [49].

Костянтин Предун досліджував тепломасообмінні процеси у геотермальних трубчастих теплообмінниках та розробляв методи прогнозування їх продуктивності для використання у теплонасосних системах, що мають кластерну або глибинну структуру. Праці спрямовані на підвищення енергоефективності будівель шляхом впровадження новітніх технологій теплообміну в системах із низькопотенційними джерелами енергії [50-52].

Анна Москвітіна вивчала теплопередачу в трубчастих каналах сонячних колекторів, досліджуючи нагрів теплоносіїв, зокрема пропіленгліколю та етиленгліколю. Розраховано теплові акумулятори, що містять як тверді, так і рідкі теплоакумулювальні матеріали. Роботи стосуються ефективного акумулювання теплоти в умовах обмеженого об'єму та застосування математичних моделей теплообміну у пористих середовищах [53-55].

Степан Шаповал удосконалював вентиляційні системи для будівель із низьким рівнем енергоспоживання. Зокрема, проаналізовано теплові характеристики сонячного колектора, інтегрованого у прозорий фасад, та розроблено системи енергоефективної вентиляції для підземних і захисних споруд. У межах своїх досліджень С. Шаповал також досліджував енергоефективні системи вентиляції [27, 56-58].

Євген Антипов моделював теплообмінні процеси в компактних теплообмінниках із трубками малого діаметра, що мають зсунутий пакетний пристрій, характерний для енергоефективних систем опалення. Також досліджено вплив теплоємності конструкцій на внутрішній мікроклімат житлових приміщень та розроблено системи акумулювання енергії для фотоелектричних установок. Праці спрямовані на підвищення стабільності теплових режимів у будівлях при змінних умовах експлуатації [59-62].

Ірина Суходуб спеціалізується на чисельному моделюванні повітрообміну та розподілу теплоти в житлових будинках. Досліджено ефективність тепловіддачі на основі моделей обчислювальної гідродинаміки, зокрема в контексті впливу розподілу повітрообміну між приміщеннями на загальне енергоспоживання. Дослідження мають прикладне значення для розроблення сучасних вентиляційних систем з урахуванням теплообміну в каналах складної геометрії [63-65].

У таких дослідженнях застосовано різні робочі рідини: оливи, гліцерин, воду, гас, ацетон, бензол, спирти тощо. Однак, ці речовини мають значно вищі або нижчі числа Прандтля порівняно з повітрям, що суттєво впливає на результати експериментів і їхню застосовність для повітряних систем.

Конвективний теплообмін у трубках залежить від температурного градієнта, який визначає розвиток вторинних потоків. Як нагрівання, так і охолодження рідини викликають утворення вторинних течій через зміну густини біля стінок трубки. Це є прикладом змішаної конвекції – поєднання вимушеної та вільної конвекції. Дослідження цього явища представлені в ряді робіт, зокрема в [66-67], де наведено параметри течій, що дозволяють оцінити вплив вільної конвекції на локальні коефіцієнти теплопередачі. Таким чином, можна зробити висновок, що

вплив змішаної конвекції на теплопередачу наразі не є повністю дослідженим і потребує подальшого наукового вивчення.

Аналітичні розв'язки для визначення коефіцієнтів теплопередачі часто виявляються непридатними, оскільки теплообмін зазвичай відбувається у термічно та гідродинамічно розвинених зонах, зокрема у:

- трубчастих теплообмінниках (кожухотрубних, подвійних, з ребристими трубками);
- пучках труб або спіралях, занурених у рідину (пакетні теплообмінники, резервуари тощо);
- трубопроводах, зокрема при аналізі теплових втрат в ізольованих та неізольованих трубках.

Режим теплообміну з постійною температурою поверхні $T = \text{const}$ зустрічається переважно в умовах конденсації гарячої рідини за сталого тиску (коли відношення теплоємностей $R \rightarrow 0$) або при кипінні холодної рідини на зовнішній поверхні трубки ($R \rightarrow \infty$). У свою чергу, режим з постійним тепловим потоком $Q = \text{const}$ реалізується рідко — зазвичай у випадках, коли трубопровід нагрівається електричним резистивним проводом або при рівності теплоємностей рідин ($R = 1$). Інші випадки нагрівання чи охолодження в трубках виходять за межі аналітичного опису й потребують реалізації складних чисельних моделей.

Математичне моделювання та розв'язання практичних інженерних задач із використанням програмного забезпечення обчислювальної гідродинаміки вимагає значних витрат часу, тому дослідники надають перевагу зручним у використанні експериментальним залежностям, які забезпечують надійні розв'язки. Такі кореляції представлені в довідниках [68-70], однак без діапазонів параметрів, для яких вони визначені.

Гідродинамічно повністю розвинений потік виникає, коли довжина трубки ℓ перевищує критичне значення $\ell > \ell_{fd,h}$, де $\ell_{fd,h}$ — граничне значення ламінарного зсувного напруження на стінці трубки, яке знаходиться в межах 1 % від значення для повністю розвиненого потоку, визначається як [43]:

$$\ell_{fd,h} / d_e > 0,0575 \cdot Re, \quad (1.2)$$

де d_e – еквівалентний діаметр трубки, м; Re – число Рейнольдса.

Довжина теплової початкової ділянки $\ell_{fd,t}$ може довільно визначатися як відстань від вхідного перерізу, на якій число Нуссельта набуває сталої величини з певною точністю. Для відомих значень числа Рейнольдса тепла вхідна довжина залежить лише від числа Прандтля (Pr). З похибкою до 1 % встановлено, що зменшена довжина теплової початкової ділянки визначається як [43]:

$$\ell_{fd,t} / d_e > 0,055 \cdot Re \cdot Pr. \quad (1.3)$$

Існують два аналітичні розв’язки для оцінювання коефіцієнта тепловіддачі у випадках гідродинамічно (1.1) та термічно повністю розвиненої течії (1.2), які не залежать від чисел Рейнольдса і Прандтля [71]:

- $Nu_{fd} = 3,657$ для постійної температури стінки ($T = \text{const}$);
- $Nu_{fd} = 4,364$ для постійного теплового потоку на стінці трубки ($Q = \text{const}$).

На основі локального числа Нуссельта, визначеного у [72], для гідродинамічно розвиненого та термічно нерозвиненого потоку зі сталою температурою стінки середнє число Нуссельта може бути отримане у такій формі:

$$Nu = \begin{cases} \frac{3,657 \cdot 0,2355 \cdot Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \cdot \int_0^{\frac{\ell}{Re \cdot Pr \cdot d_i}} \exp(-57,2 \cdot \ell) \cdot \ell^{-0,488} \cdot d\ell \text{ для } \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \leq 10^3; \\ 1,615 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \right)^{\frac{1}{3}} - 1,7 \text{ для } \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \geq 10^4. \end{cases} \quad (1.4)$$

Для діапазону значень від 10^3 до 10^4 число Нуссельта може бути визначено за допомогою простої залежності:

$$Nu = 2,193 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \right)^{0,295}. \quad (1.5)$$

Для гідродинамічно розвиненого та термічно нерозвиненого потоку зі сталою тепловою потоковою густиною аналогічним чином, використовуючи локальні значення з [73], середнє число Нуссельта можна розрахувати за допомогою наступного рівняння:

$$Nu = \begin{cases} 4,364 + \frac{0,263 \cdot Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \cdot \int_0^{\frac{\ell}{Re \cdot Pr \cdot d_i}} \exp(-41 \cdot \ell) \cdot \ell^{-0,506} \cdot d\ell & \text{для } \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \leq 667; \\ 1,953 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell}\right)^{\frac{1}{3}} - 0,5 & \text{для } 667 < \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \leq 2 \cdot 10^4; \\ 1,953 \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell}\right)^{\frac{1}{3}} - 1,0 & \text{для } \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} > 2 \cdot 10^4. \end{cases} \quad (1.6)$$

Для гідродинамічного і термічного розвитку потоку рідини після теоретичного аналізу у [74] надано кореляцію для постійної температури стінки:

$$Nu = 3,657 + \frac{0,0677 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_i)^{1,33}}{\ell^{1,33} + 0,1 \cdot Pr \cdot \ell^{0,5} \cdot Re^{0,83} \cdot d_i^{0,83}}. \quad (1.7)$$

При цьому в [75] наведено альтернативну формулу:

$$Nu = 3,66 + \frac{0,19 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_i)^{0,8}}{\ell^{0,8} + 0,117 \cdot \ell^{0,33} \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_i)^{0,467}}. \quad (1.8)$$

У [72] і [76] автори для гідродинамічно і термічно розвинутої течії рідини надають теоретичні локальні значення Nu як функцію довжини трубки. Для отримання середнього Nu автори використовували формулу:

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot d_i}{\ell} \cdot \int_0^{\frac{\ell}{Re \cdot Pr \cdot d_i}} Nu_{local}(\ell) \cdot d\ell. \quad (1.9)$$

Після статистичного аналізу вони знайшли такі рівняння у формі (1.6):

- для постійної температури стінки T :

$$Nu = 3,657 + \frac{0,06 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_i)^{1,117}}{\ell^{1,117} + 0,031 \cdot Pr^{0,859} \cdot \ell^{0,338} \cdot Re^{0,779} \cdot d_i^{0,779}}. \quad (1.10)$$

- для постійного теплового потоку Q :

$$Nu = 4,364 + \frac{0,055 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_i)^{1,709}}{\ell^{1,709} + 0,046 \cdot Pr^{1,355} \cdot \ell^{0,432} \cdot Re^{1,277} \cdot d_i^{1,277}}. \quad (1.11)$$

У [77] отримано залежності для теплообміну у ламінарному потоці через трубки на основі чисельно отриманих результатів. Локальні та середні числа Нуссельта та коефіцієнти тертя були розглянуті в області дуже близько до входу. Залежності охоплюють діапазон значень числа Прандтля від 0,7 до 500 і безрозмірну повздовжню відстань для постійного теплового потоку $Q = \text{const}$ і постійної температури стінки $T = \text{const}$, а також їхні проміжні випадки. Цей аналіз нехтує ефектами, які можуть бути значущими в реальних потоках, такими як повздовжня теплопровідність стінки трубки та зміна властивостей речовини.

До появи рекуператорів у вентиляційних системах проблеми, пов'язані з

проходженням повітря через тонкі канали, не досліджувалися. Автори кількох відомих досліджень [76-77] запропонували формули для визначення середнього числа Нуссельта з урахуванням числа Рейнольдса. Однак, як було встановлено у [79], ці формули не відповідають реальним умовам експлуатації регенеративного пристрою децентралізованої вентиляції і виникає необхідність визначення локального значення числа Нуссельта.

Висновки до розділу 1

1. Організація енергоефективної вентиляції з мінімальним втручанням в інтер'єр будівель є актуальним завданням сучасного будівництва. Децентралізовані системи вентиляції зі стіновим монтажем задовольняють вимоги споживачів щодо збереження архітектурної естетики приміщень та забезпечують належний рівень повітрообміну. Отже, аналіз сучасних технологій енергоефективної вентиляції засвідчив необхідність оцінювання ефективності роботи регенеративних пристроїв для їх широкого впровадження у житлових і громадських будівлях.
2. Використання реверсивних децентралізованих вентиляційних установок вимагає їх парного монтажу. Це дозволяє уникнути неконтрольованого проникнення неочищеного зовнішнього повітря в приміщення, а також запобігти витoku відпрацьованого повітря назовні без утилізування теплоти або холоду.
3. Наявні формули для визначення середнього числа Нуссельта з урахуванням числа Рейнольдса не відповідають реальним умовам експлуатації регенеративного пристрою децентралізованої вентиляції. Виникає необхідність визначення локальних характеристик теплообміну в таких системах.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ У РЕВЕРСИВНОМУ РЕГЕНЕРАТИВНОМУ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНИХ ПРИСТРОЇВ

2.1. Математична модель теплообмінних процесів у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі без урахування гравітаційних сил

2.1.1. Базові рівняння теплообмінних процесів

У світі існують реверсивні регенеративні теплоутилізатори з каналами різної форми. У даному дослідженні за прототип було взято реверсивний регенеративний пристрій Twin Fresh. Утилізація теплової енергії, що міститься у витяжному повітрі, з метою нагрівання припливного повітря здійснюється в керамічному реверсивному регенераторі теплоти. Його будова складається з 16 отворів прямокутної форми, восьми отворів циліндричної форми та восьми трикутної форми (рис. 2.1). Завдяки комірчастій структурі регенеративний акумулятор має значну площу контакту з повітряним потоком, що забезпечує високу теплопровідність і теплоакумулювальні властивості.

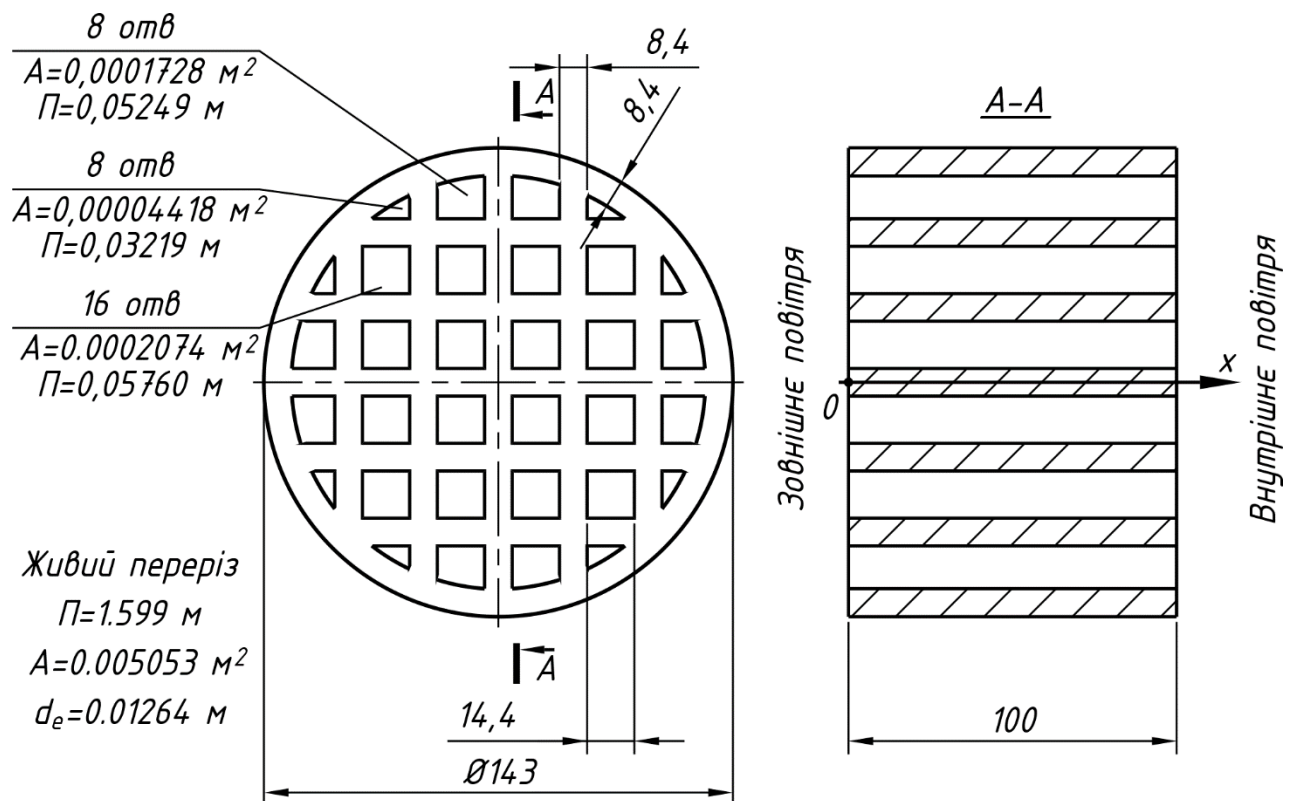


Рис. 2.1. Реверсивний регенератор теплоти: отв – отвір; A – площа, м^2 ; P – периметр, м ; d_e – еквівалентний діаметр каналів, м

Зовнішня поверхня реверсивного регенератора покрита теплоізоляційним матеріалом, який одночасно виконує функцію ущільнювача.

Для подальшого аналізу вводимо вісь x вздовж довжини реверсивного регенератора в напрямку від зовнішнього повітря до внутрішнього. Процес теплообміну моделюється в нестационарному режимі з урахуванням таких припущень:

1. Оскільки реверсивний регенератор рівномірно продувається повітрям, то з достатньою точністю розподіл температури повітря та регенератора в перерізі можна прийняти рівномірним. Це зводить задачу до одновимірної.

2. Теплофізичні властивості реверсивного регенератора та повітря приймаються незмінними. Наприклад, було визначено, що число Прандтля при зміні температури від мінус $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до плюс $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ змінюється в межах від 0,723 до 0,701, і відхилення від середнього значення $Pr = 0,7118$ становить лише 1,6 %; коефіцієнт теплопровідності повітря в тому ж діапазоні температури змінюється в межах від $2,2 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ до $2,67 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, а відхилення від середнього значення $\lambda_{air} = 2,412 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ становить 9,7 %; питома ізобарна теплоємність повітря при зазначеному діапазоні температури змінюється в межах 1013...1005 Дж/(кг·К). Приймається нормативне значення за ДБН В.2.5-67:2013 [80] $c_{air} = 1,006\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$. Завдяки таким незначним змінам фізичних властивостей відношення критерію Прандтля в потоку Pr та біля стінки Pr_w не враховується.

3. Оскільки повітря передає свою теплоту реверсивному регенератору в його товщі, то для реверсивного регенератора ця теплота може бути подана як внутрішнє джерело теплоти.

Для спрощення теорії замінюємо реверсивний регенератор теплоти суцільним твердим тілом. Це вимагає перерахунку значень фізичних властивостей, однак дозволяє уникнути складних розрахунків геометричних характеристик реверсивного регенератора. Задача вирішується за допомогою рівняння Фур'є – Кірхгофа [81-83]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \nabla^2 T + \frac{q_v}{c\rho}, \text{ К/с}, \quad (2.1)$$

де T – температура твердої частини реверсивного регенератора, К; τ – час, с; $\bar{\alpha}$ – середній за об'ємом коефіцієнт температуропровідності реверсивного регенератора теплоти, $\text{м}^2/\text{с}$; ∇^2 – оператор Лапласа; q_v – потужність внутрішніх джерел теплоти, $\text{Вт}/\text{м}^3$; $\bar{c}$ – середня за об'ємом питома теплоємність реверсивного регенеративного теплоутилізатора, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $\bar{\rho}$ – середня за об'ємом густина реверсивного регенератора теплоти, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Як внутрішнє джерело теплоти в моделі розглядається процес тепловіддачі від повітряного потоку до матеріалу реверсивного регенератора:

$$q_v = \frac{\alpha A_h (T_{air} - T)}{V} = \frac{\alpha \Pi (T_{air} - T)}{A}, \text{ Вт}/\text{м}^3, \quad (2.2)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі в каналах реверсивного регенератора теплоти, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

T_{air} – температура повітря, К; $A_h = \Pi \ell$ – площа поверхні теплообміну, м^2 ; V – об'єм реверсивного регенератора за зовнішніми обмірами, м^3 ; A – площа перерізу пристрою м^2 ; Π – сумарний периметр живого перерізу всіх каналів реверсивного регенератора теплоти, м.

Тоді рівняння (2.1) з урахуванням формули (2.2) набуде вигляду:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{\alpha} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\alpha \Pi (T_{air} - T)}{\bar{c} \bar{\rho} A}, \text{ К}/\text{с}, \quad (2.3)$$

Перетворюємо рівняння (2.3) з використанням критерію Нуссельта [81, 57]:

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda_{air}}, \quad (2.4)$$

де d_e – еквівалентний діаметр, м:

$$d_e = \frac{4A_{ef}}{\Pi}, \text{ м}, \quad (2.5)$$

де A_{ef} – загальна площа живого перерізу каналів реверсивного регенератора, м^2 .

З рівнянь (2.3), (2.4) і (2.5):

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{\alpha} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{4Nu a_{air} (T_{air} - T)}{d_e^2}, \text{ К}/\text{с}. \quad (2.6)$$

де $a_{air} = \frac{\lambda_{air}}{\bar{c}\bar{\rho}} \cdot \left(1 - \frac{A_{ef}}{A}\right)$ – коефіцієнт, що за розмірністю відповідає коефіцієнту температуропровідності і враховує відношення площ A_{ef}/A , але фактично

коефіцієнтом температуропровідності повітря не є.

Баланс теплоти повітря при проходженні нескінченно короткої ділянки реверсивного регенератора:

$$\alpha \Pi (T_{air} - T) = -c_{air} \rho_{air} L \frac{\partial T_{air}}{\partial x}, \text{ Вт}, \quad (2.7)$$

де L – продуктивність пристрою, м³/год. Згідно з паспортними даними пристрою [85] перша швидкість вентилятора (тихий режим) відповідає $L = 25$ м³/год, друга швидкість відповідає $L = 50$ м³/год.

У разі зміни напрямку течії, похідна температури за віссю x знак не змінює, адже одночасно зі зміною напрямку процес охолодження замінюється процесом нагрівання або навпаки. Рівняння (2.7) залишається незмінним.

Перетворимо рівняння (2.7) з використанням критеріїв Нуссельта й Рейнольдса

$$Re = \frac{\vartheta d_e}{v_{air}} \frac{A}{A_{ef}} = \frac{L d_e}{3600 A_{ef} v_{air}} = \frac{L}{900 \Pi v_{air}}, \quad (2.8)$$

де ϑ – швидкість повітря в перерізі пристрою, м/с; v_{air} – кінематична в'язкість повітря м²/с. З рівнянь (2.7) і (2.8):

$$\frac{Nu}{d_e} (T_{air} - T) = -\frac{1}{4} Pr Re \frac{\partial T_{air}}{\partial x}. \quad (2.9)$$

Критерій Нуссельта визначається залежно від режиму руху повітря за формулою [81]:

$$Nu = k Re^r Pr_{air}^p \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \approx k Re^r Pr_{air}^p, \text{ К/с}, \quad (2.10)$$

де k , n та p – параметри:

- при ламінарному режимі (критерій Рейнольдса Re менше критичного $Re_{cr} = 2320$) $k = 0,33$; $r = 0,5$; $p = 0,33$;
- при турбулентному режимі (критерій Рейнольдса Re не менше критичного $Re_{cr} = 2320$) $k = 0,3$; $r = 0,8$; $p = 0,43$.

За рівняннями (2.6), (2.9) і (2.10) отримуємо остаточну систему двох рівнянь з двома невідомими температурами, К:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{4kRe^r Pr^p a_{air}(T_{air}-T)}{d_e^2}, \\ \frac{-4k}{Re^{1-r} Pr^{1-p} d_e} (T_{air} - T) = \frac{\partial T_{air}}{\partial x}. \end{cases} \quad (2.11)$$

Граничними умовами моделі є температури зовнішнього та внутрішнього повітря: -20°C (253,15 К) ззовні та $+20^\circ\text{C}$ (293,15 К) з внутрішнього боку відповідно. Початкові умови можуть задаватися довільно, оскільки після кількох робочих циклів вони не мають істотного впливу на встановлений тепловий режим роботи пристрою.

2.1.2. Середні значення теплофізичних властивостей реверсивного регенератора

Визначимо середні теплофізичні властивості твердої частини реверсивного регенератора. У даній роботі для спрощення рівнянь реверсивний регенератор умовно розглядається як суцільне пористе тіло. Виробник надає фізичні властивості лише твердої частини. Ці фізичні властивості слід усереднити на весь об'єм реверсивного регенератора. При цьому вважаємо, що, через на порядок менші густину та коефіцієнт теплопровідності повітря, порожнини не беруть участь у теплообміні теплопровідністю і не впливають на загальну масу реверсивного регенератора. Тоді усереднені значення фізичних властивостей (позначені рискою) реверсивного регенератора теплоти становитимуть:

- густина

$$\bar{\rho} = \rho_o \left(1 - \frac{A_{ef}}{A}\right), \text{ кг/м}^3; \quad (2.12)$$

- коефіцієнт теплопровідності вздовж каналів (визначається пропусканням теплового потоку Q , Вт, крізь тверду частину реверсивного регенератора теплоти площею перерізу A_o , м² при перепаді температури на торцях ΔT , К):

$$\bar{\lambda} = \frac{Q}{\Delta T} \ell = \frac{\lambda_o A_o \Delta T / \ell}{\Delta T} \ell = \lambda_o \frac{A_o}{A} = \lambda_o \left(1 - \frac{A_{ef}}{A}\right), \text{ кг/м}^3; \quad (2.13)$$

- питома теплоємність (визначається при підведенні теплового потоку Q , Вт, до твердої частини реверсивного регенератора теплоти масою $m = \rho_o V_o$, кг, з нагріванням на різницю температури ΔT , К):

$$\bar{c} = \frac{Q}{m \Delta T} = \frac{c_o \rho_o V_o \Delta T}{\rho V \Delta T} = \frac{c_o \rho_o V_o \Delta T}{\rho_o \frac{A_o V_o}{A} \Delta T} = c_o, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad (2.14)$$

- коефіцієнт температуропровідності

$$\bar{a} = \frac{\bar{\lambda}}{c\rho} = \frac{\lambda_o \frac{A_o}{A}}{c_o \rho_o \frac{A_o}{A}} = \frac{\lambda_o}{c_o \rho_o} = a_o, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (2.15)$$

де m – маса реверсивного регенератора, кг; A_o – площа перерізу твердої частини реверсивного регенератора теплоти, м^2 ; c_o , λ_o та ρ_o – відповідно, питома теплоємність, $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$, та густина, кг/м^3 , твердої частини реверсивного регенератора.

2.1.3. Методика розв’язання диференціальних рівнянь математичної моделі

Уводимо рівномірну просторову сітку вздовж осі x з кроком Δx , м, а також рівномірну часову сітку з кроком $\Delta \tau$, с. Перше рівняння системи (2.11) містить похідні за часом, а друге не залежить від часу. Для розв’язання першого рівняння використовуємо схему Кранка – Нікольсон [86-91]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\Delta \tau}, \text{ К/с}, \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{i-1,j+1} - 2T_{i,j+1} + T_{i+1,j+1} + T_{i-1,j} - 2T_{i,j} + T_{i+1,j}}{2\Delta x^2}, \text{ К/с}^2, \quad (2.17)$$

де перший індекс означає номер вузла просторової сітки, другий – номер вузла часової сітки. Перевагою цієї схеми є стійкість у широких межах числа Куранта на відміну від явної схеми, яка може розбігатися. За рівняннями (2.11), (2.16) і (2.17):

$$\frac{-8k\Delta x^2 Pr_{air} p Re^r a_{air}(T_{i,j} - T_{air,i,j})}{ad_e^2} = T_{i-1,j+1} - 2\left(\frac{\Delta x^2}{a\Delta \tau} + 1\right)T_{i,j+1} + T_{i+1,j+1}, \text{ К}. \quad (2.18)$$

Друге рівняння системи (2.11) не залежить від часу (одновимірне) і пов’язує між собою температуру повітря, К, і температуру твердої частини реверсивного регенератора теплоти, К, на одному часовому шарі. Для нього застосуємо явно-неявну кінцево-різницеву схему методу Ейлера [92-94]

$$\begin{aligned} T_{air,i+1,j+1} = \\ = T_{air,i,j+1} - \frac{\Delta x}{2} \frac{4k}{Pr^{1-p} Re^{1-r} d_e} ((T_{air,i,j+1} - T_{i,j+1}) + (T_{air,i+1,j} - T_{i,j})), \text{ К}. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Після розв’язання рівняння (2.19) за допомогою комп’ютерної техніки відносно температури $T_{air,i+1,j+1}$, К, маємо:

$$T_{air,i+1,j+1} = \frac{T_{air,i,j+1} + \Xi(2T_{i,j+1} - T_{air,i,j+1})}{1 + \Xi}, \text{ К}, \quad (2.20)$$

де Ξ – параметр

$$\Xi = \frac{2k\Delta x}{Re^{1-r} Pr^{1-p} d_e}, K. \quad (2.21)$$

Реалізовуємо кінцево-різницеву схему (2.18) - (2.21) у системі SciLab 6.0.2. На кожній ітерації створюється матриця системи рівнянь за рівнянням (2.18) за всіма вузлами. Система рівнянь розв'язується методом LU-перетворень з виділенням головного члена (оператор “\” у SciLab). Цей метод стійкий при числі обумовленості до $1/(10 \text{ eps}) \approx 4,5 \cdot 10^{14}$, де $\text{eps} = 2,220446 \cdot 10^{-16}$ – значення останнього розряду представлення одиниці в комп'ютері. Таким чином визначається температура твердого тіла, K. Після цього за рівнянням (2.20) і формулою (2.21) визначається температура повітря, K.

2.1.4. Результати моделювання теплообмінних процесів у реверсивному регенеративному теплоутилізаторі

На початковому етапі виконується розрахунок базового режиму роботи реверсивного регенератора теплоти. З цією метою проводиться цикл стабілізації, який передбачає п'ять повних циклів припливу та видалення повітря через реверсивний регенератор. Відповідно до даних [68], температура зовнішнього повітря становить -1°C (272,15 K), тоді як температура внутрішнього повітря приймається рівною $+20^\circ\text{C}$ (293,15 K).

Наступним кроком розраховується повний цикл припливу-видалення (рис.2.2). Оскільки після завершення циклу температура повітря повертається у вихідне положення, то стабілізація п'ятьма циклами є достатньою.

Температура припливного повітря протягом часу припливу змінюється в діапазоні $3,7 \dots 12,9^\circ\text{C}$. При подачі під стелею закрученої струмینی, що утворюється вентилятором, це повітря добре перемішується з внутрішнім повітрям, що забезпечує комфортні умови.

Розрізняють три способи визначення коефіцієнта ефективності теплоутилізації: за повною теплотою, за прихованою теплотою (вологою) та за явною теплотою. Коефіцієнт ефективності в усіх трьох випадках визначають за допомогою такого рівняння згідно стандарту [96]:

$$E = \frac{G(X_{in} - X_{ext})}{G_{min}(X_{\ell} - X_{ext})}, \quad (2.22)$$

де G – масова витрата повітря, кг/с; G_{min} – мінімальна масова витрата повітря, кг/с;
 X – параметр стану повітря: температура T , К або вологовміст d , к/кг або ентальпія I , кДж/кг; X_{in} – параметр стану повітря після теплоутилізатора; X_{ext} – параметр стану повітря, яке подається у тепловіддаючу частину реверсивного регенеративного теплоутилізатора; X_{ℓ} – параметр стану повітря, яке подається у теплоутилізуючу частину реверсивного регенератора.

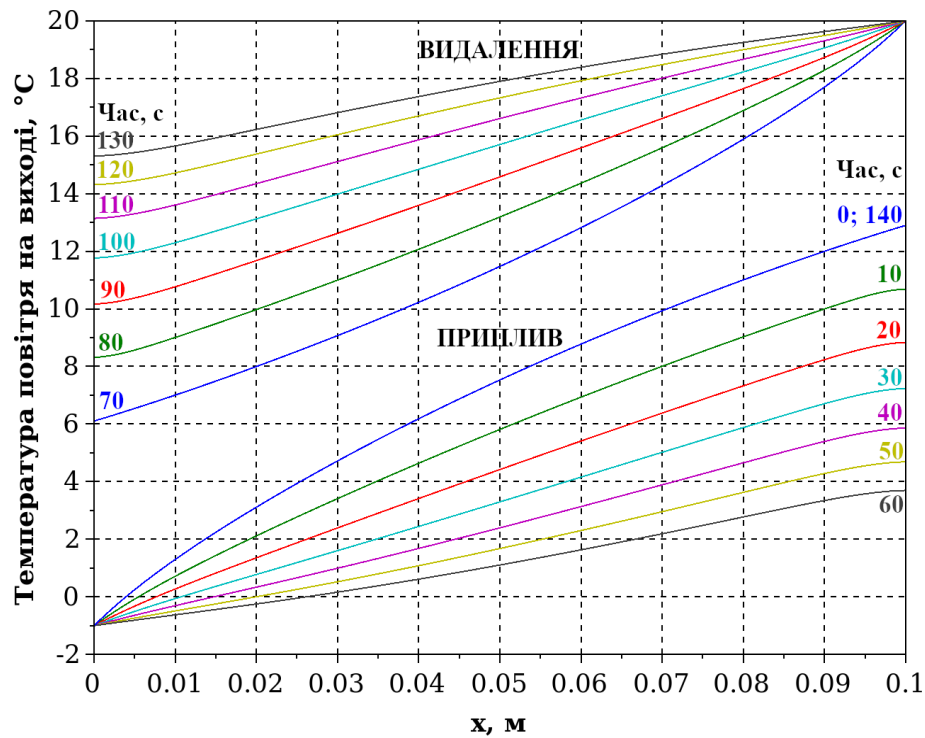


Рис. 2.2. Зміна температури повітря в реверсивному регенераторі теплоти: верхні лінії – видалення повітря; нижні лінії – приплив

Температурний коефіцієнт ефективності (рис. 2.3) визначається за формулою (2.22) при однаковій витраті припливного і витяжного повітря:

$$E = \frac{T_{in} - T_{ext}}{T_{\ell} - T_{ext}}. \quad (2.23)$$

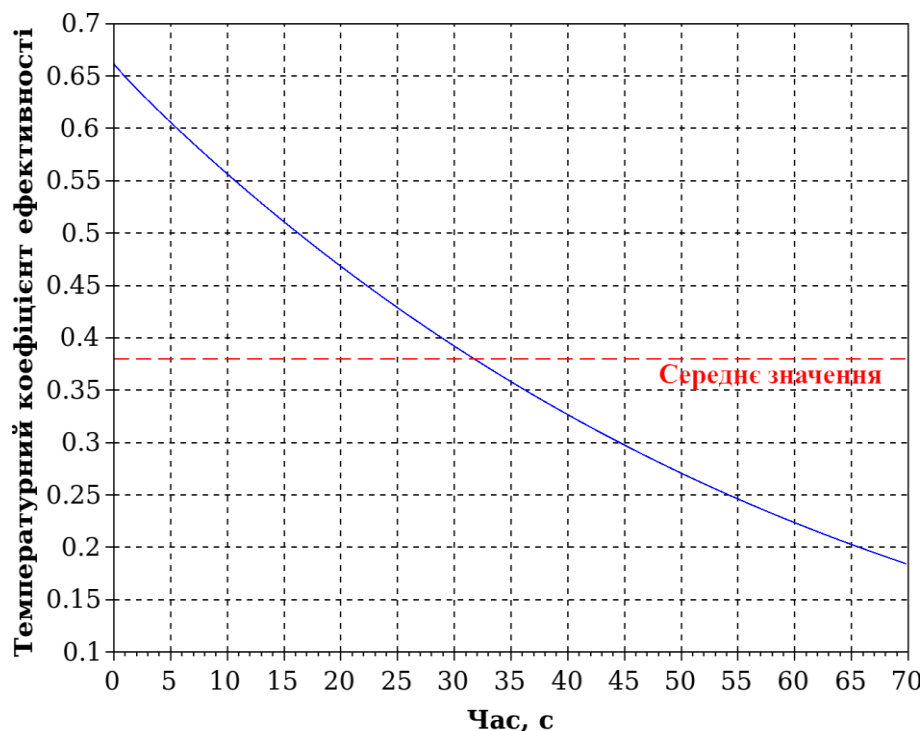


Рис. 2.3. Зміна температурного коефіцієнта ефективності реверсивного регенератора теплоти

Таким чином, максимальний температурний коефіцієнт ефективності за даних температурних умов становить 0,66. Однак, при розрахунках варто враховувати середній температурний коефіцієнт ефективності – 0,38.

Для контролю було виконано моделювання процесів теплообміну реверсивного регенератора теплоти з використанням рівнянь Нав'є-Стокса для ламінарного руху та рівняння Фур'є-Кірхгофа (2.11) для теплопровідності твердого тіла. Воно базується на теоретичних рівняннях конвекції-дифузії та Нав'є-Стокса, що не залежить від числа Рейнольдса [97-100]:

$$Nu = 4,36. \quad (2.24)$$

Для цього побудована тривимірна комп'ютерна модель реверсивного регенератора теплоти (рис. 2.4). Модель складається з регенератора теплоти 1, на обох кінцях якого встановлено кришки 2 і 3 з заглушеними каналами.

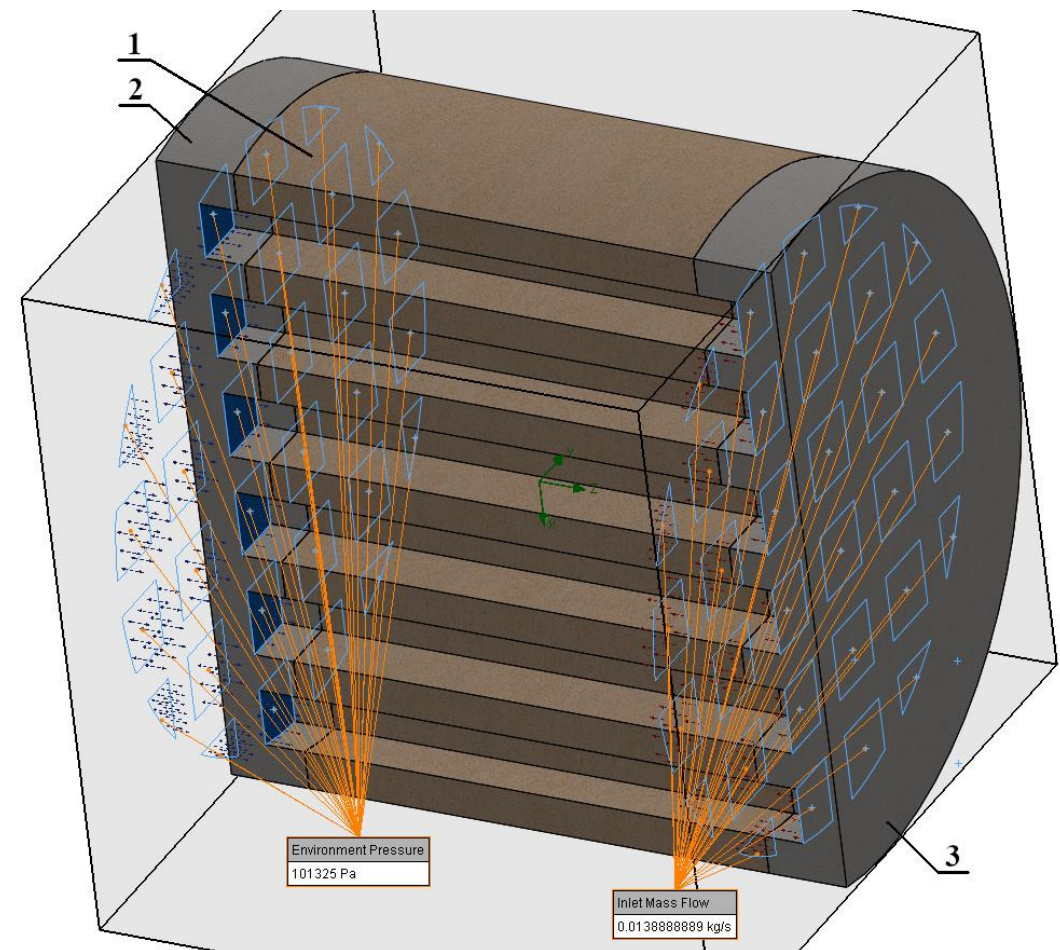


Рис. 2.4. Тривимірний комп'ютерний моделювання реверсивного регенерації теплоти: 1 – регенератор теплоти; 2 – кришка з заглибленими каналами з зовнішнього боку, зроблена з матеріалу “Ізолятор”; 3 – кришка з заглибленими каналами з внутрішнього боку, зроблена з матеріалу “Ізолятор”

Щоб уникнути додаткового акумулювання теплоти, кришки виконані з матеріалу “Ізолятор”, що не бере участі в теплообміні за будь-яких умов. На зовнішніх поверхнях регенерації теплоти задано граничні умови “адіабатна стінка”.

За результатами цього моделювання (рис. 2.5, рис. 2.6) температура припливного повітря через 60...70 секунд після початку припливу становить 2,5 °C.

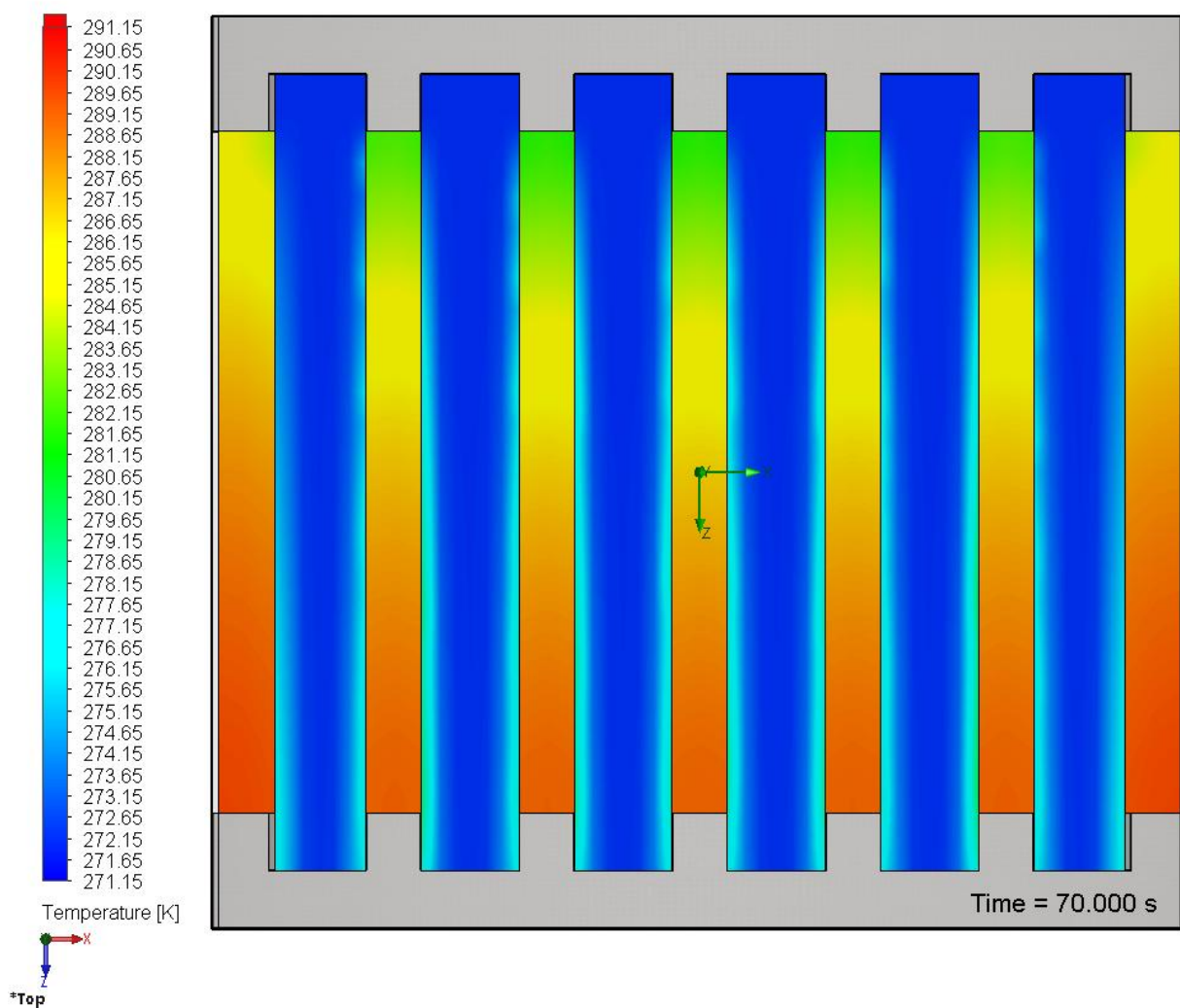


Рис. 2.5. Розріз реверсивного регенератора теплоти з температурним полем, К

На розрахунки на комп'ютері з двох'ядерним процесором Intel Mobile Core i7-3520M 2,9 ГГц витрачено понад дві години. За результатами математичного моделювання за системою рівнянь (2.11) отримано більшу температуру – 3,7 °С за півхвилини процесорного часу на цьому ж комп'ютері. Отримана відмінність результатів є незначною і виникає через похибку визначення коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м²·К).

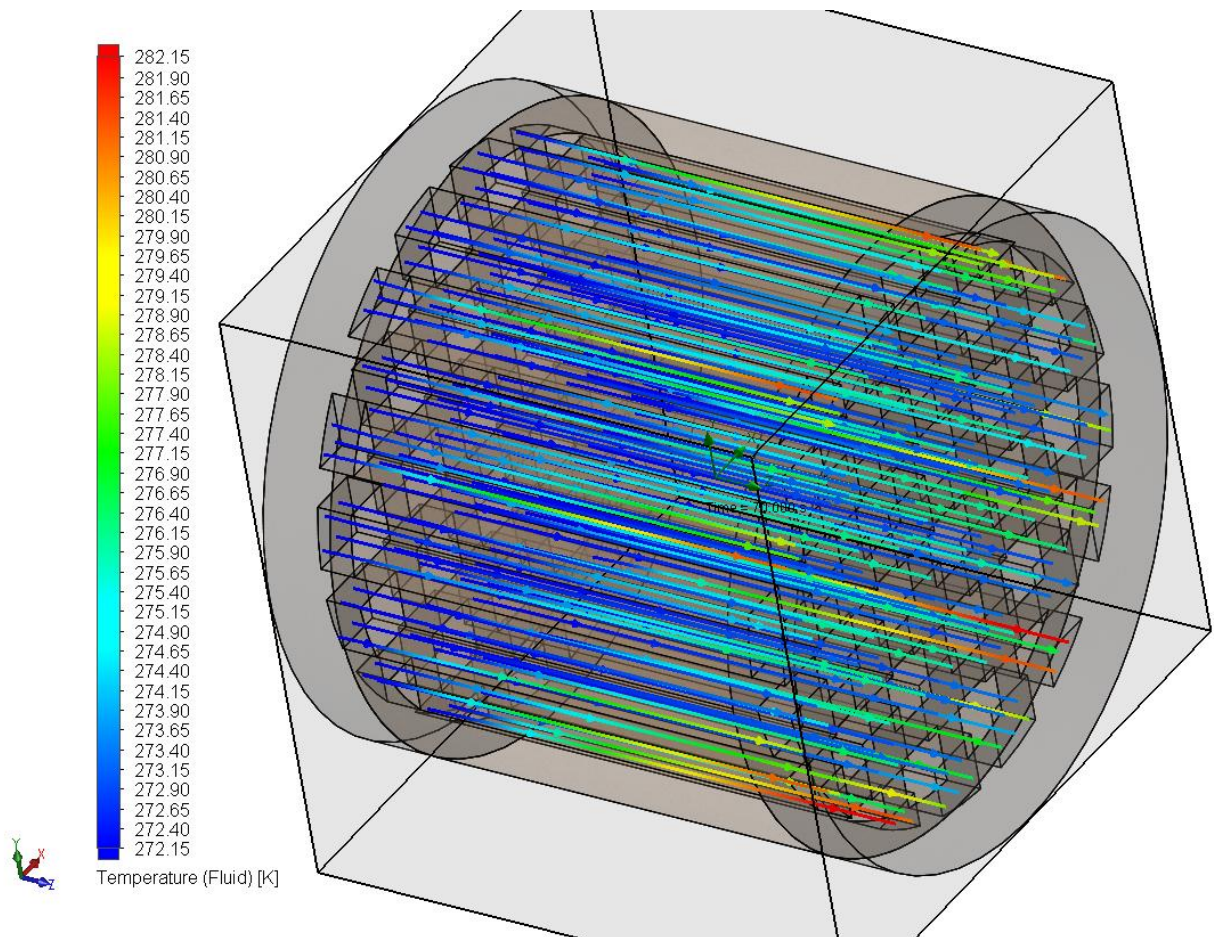


Рис. 2.6. Лінії течії в усіх каналах з кольоровим зображенням температури, К
У системі рівнянь (2.11) прийнято середнє значення, а у тривимірній моделі відбувається безпосереднє моделювання, що також має похибки.

Отримана ефективність достатньо низька, що пояснюється малою площею контакту повітря і матеріалу реверсивного регенератора, тому підвищити ефективність можливо шляхом збільшення кількості каналів і зменшення їхнього перерізу.

Для розширення області застосування цих пристроїв [101-103], а саме, в індивідуальних будинках, багатоквартирних та громадських будівель, ці пристрої мають бути вдосконалені шляхом:

- інтенсифікації теплообміну в регенераторі теплоти шляхом нарощування площі поверхні взаємодії повітря та регенератора;
- оптимізації автоматичного керування роботою вентилятора;
- підвищення стійкості до вітрового тиску.

Ці рекомендації були враховані ПрАТ «Вентиляційні системи» (Додаток Б)

при оновлені модельного ряду пристроїв Twin Fresh.

Розглянемо порив вітру протягом 10 с посередині часу припливу повітря з 35-ої до 45-ої секунди (рис. 2.7). Припустимо, що на цей час автоматика вітрозахисту зупиняє вентилятор та припиняє подачу повітря. Як бачимо, графічні залежності точно відповідають рис. 2.2 окрім однієї лінії в момент пориву вітру. За цей час відбувається лише незначний перерозподіл температури регенератора.

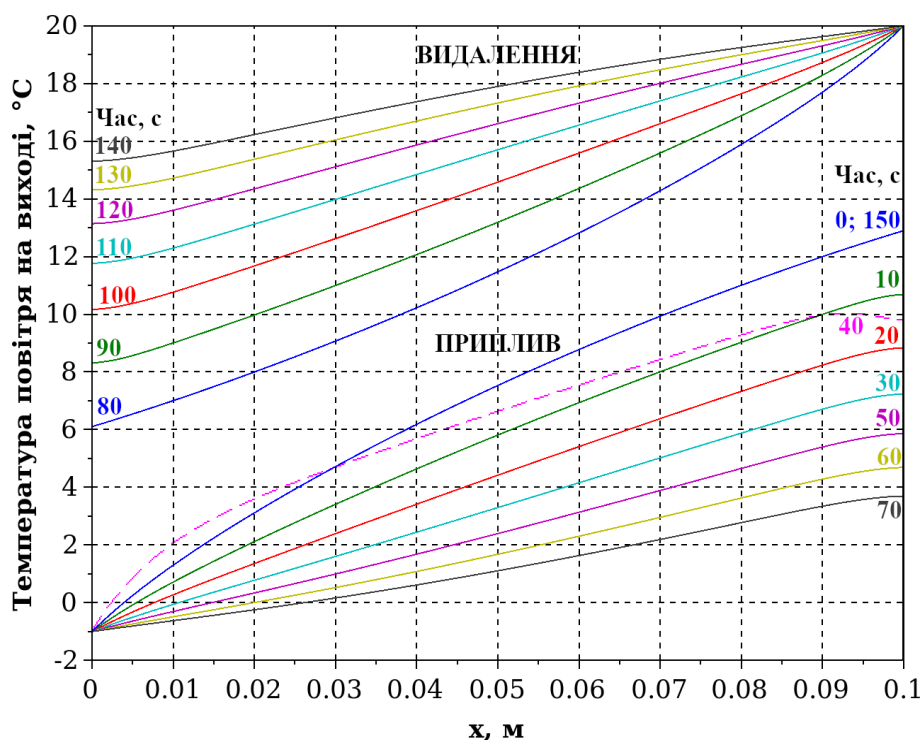


Рис. 2.7. Зміна температури повітря в реверсивному регенераторі теплоти при пориві вітру з 35-ої до 45-ої секунди: верхні лінії – видалення повітря; нижні лінії – приплив

Через малу масу та теплоємність замкненого в об'ємі регенератора повітря, а також значне зниження коефіцієнта тепловіддачі до практично нерухомого повітря середня температура твердої частини реверсивного регенератора теплоти практично не змінюється. Тому найбільш доцільним буде лише пауза таймера циклу роботи пристрою на час пориву вітру. Потрібно передбачити у конструкції реверсивного регенератора повітряний клапан з приводом, що унеможливить неорганізоване потрапляння зовнішнього повітря у приміщення під дією вітрового тиску.

2.2 Моделювання теплообмінних процесів у теплоутилізаторі вдосконаленої конструкції на основі рівнянь конвекції-дифузії та Нав'є-Стокса

З урахуванням рекомендацій, сформованих на основі дослідження, проведеного у розділі 2.1, ПрАТ «Вентиляційні системи» було вдосконалено конструкцію реверсивного регенеративного теплоутилізатора децентралізованого вентиляційного пристрою. Структура керамічного акумулятора теплоти набула нової геометричної форми. Оновлена модель обладнана реверсивним регенератором із більшою кількістю каналів малого перерізу, що забезпечують значно більшу поверхню теплообміну порівняно з попереднім зразком. Підвищення температурного коефіцієнта дало змогу ефективніше утилізувати теплоту витяжного повітря, що суттєво підвищило загальну ефективність роботи установки. На основі формули (2.34) було проведено моделювання [104-105] у програмному комплексі моделювання методами обчислювальної гідродинаміки, що моделює такі потоки з використанням рівняння Нав'є-Стокса.

2.2.1 Конструювання тривимірної моделі регенератора теплоти

Конструктивні характеристики регенераторів пристроїв різних серій були надані компанією Vents:

- довжина серійного регенератора $\ell = 0,15$ м;
- діаметр $D = 0,14$ м;
- переріз каналів правильний шестикутний
- матеріал – кераміка.

На першому етапі в програмному комплексі моделювання методами обчислювальної гідродинаміки було створено повну модель регенератора теплоти (рис. 2.8), захищеного з усіх боків «Ізолятором».

Однак, через велику кількість вузлів розрахункової сітки у стільниковій структурі реверсивного регенератора, розрахунок кожного вузла займав неадекватну кількість часу і не був завершений (понад тиждень).

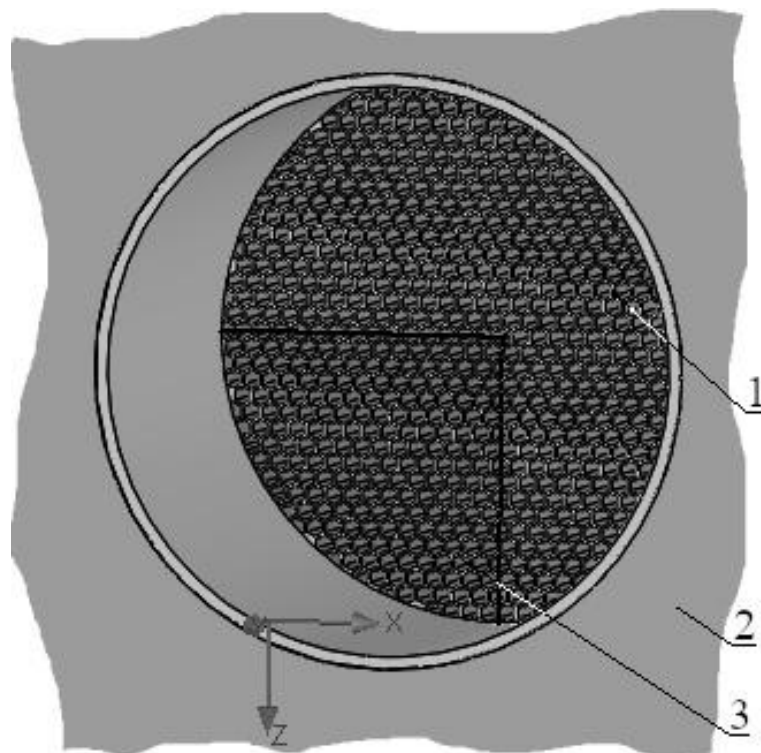


Рис. 2.8. Реверсивний регенератор теплоти у загальному вигляді: 1 – керамічний реверсивний регенератор теплоти; 2 – «ізолятор»; 3 – розрахункова область

Для обмеження кількості вузлів було обрано чверть конструкції з граничними умовами «симетрія» або лише два ряди каналів з граничною умовою «періодичність» (рис.2.9).

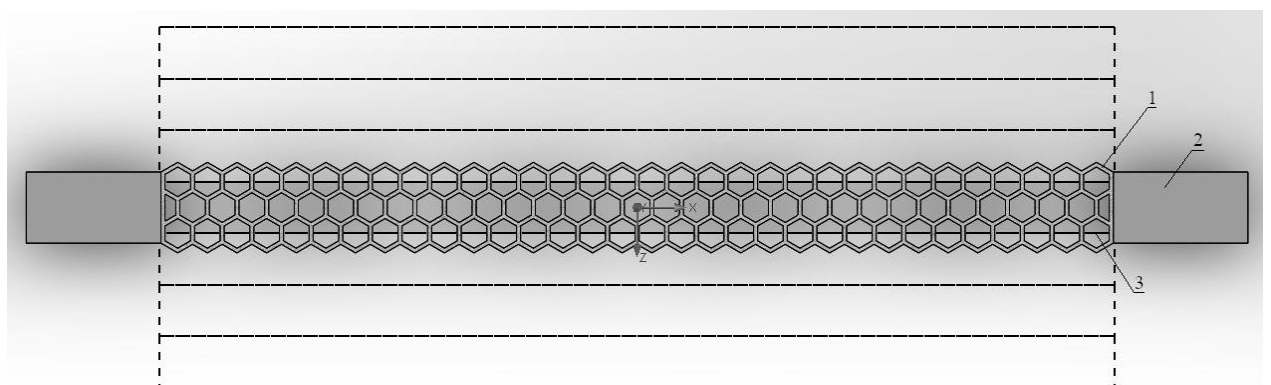


Рис. 2.9. Модель з двох рядів каналів: 1 – керамічний реверсивний регенератор теплоти; 2 – «ізолятор»; 3 – розрахункова область

Жоден з цих варіантів не вирішив проблему великої кількості вузлів. Проблема вирішена розглядом центрального каналу і половин усіх сусідніх з ним каналів з граничною умовою «періодичність» (рис. 2.10). При цьому через велику

кількість центральних каналів (понад півтисячі) крайові ефекти є незначними. Фактично змодельовано структуру з нескінченною кількістю каналів.

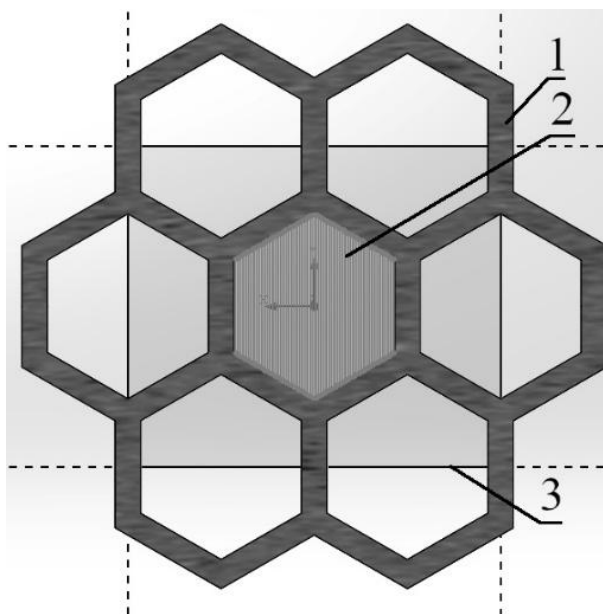


Рис. 2.10. Модель з одного каналу і шести півканалів: 1 – керамічний реверсивний регенератор теплоти; 2 – ескізи для усереднення температури на початку та наприкінці каналу; 3 – розрахункова область

Оскільки режим руху повітря в каналах – ламінарний, а канали симетричні й однакові, то й профіль швидкості в них буде симетричним і однаковим. Це дозволяє моделювати половини каналів без втрати точності і з граничними умовами «періодичність» або «симетрія».

Модель роботи реверсивного регенератора теплоти децентралізованого вентиляційного пристрою нестационарна. Виникає проблема моделювання змінного напрямку повітря через відсутність можливості автоматично змінити в часі умову «припливний отвір» на «витяжний отвір».

Для вирішення цієї задачі було задано «зовнішню задачу розрахунку», яка призначена для моделювання обтікання тіл стаціонарним та нестационарним потоком. Але якщо задати розрахункову область таким чином, щоб її бічні грані були занурені в модель (рис. 2.10), то можливо моделювати рух потоку в каналах з довільною зміною швидкості та напрямку. Для цього використовуються початкові умови – компоненти швидкості.

Спроба задати температуру повітря залежно лише від часу не мала успіху.

Температура повітря застосовується тільки до тих часток повітря, які з'являються в моделі ззовні. Якщо температура в певний момент часу однакова в усіх точках, то на обох межах виникає значна різниця температури, що збурює потік. Тому температура задана залежно лише від координати вздовж осі каналів.

Оскільки за рівнянням нерозривності всередині моделі джерел повітря немає, то починаючи з другої ітерації, ця температура застосовується лише до повітря, що входить крізь торці моделі. Для половини довжини моделі задана температура зовнішнього повітря – 253.15 К. Для іншої половини задана температура внутрішнього повітря – 293.15 К. Перемикання напрямку руху за даними виробника виконується що-сімдесят секунд. Для коректного моделювання без виникнення паразитних збурень та турбулізації потоку необхідно моделювати перехідний процес реверса вентилятора. Виробником не надано характеристики фактичного перехідного процесу. Тому час перемикання підібрано за умови відсутності збурень – дві секунди. Часовий крок однієї ітерації прийнято 0,01 с.

Цілями розрахунку (calculation goals) задано середню температуру, К, повітря та твердого тіла у всьому об'ємі моделі (global goals). Для визначення ефективності теплоутилізатора слід розраховувати температурний коефіцієнт ефективності, який за умови рівності витрати холодного та гарячого потоків визначається за формулою (2.23) [105].

Щоб отримати цю температуру на межах розрахункової області побудовані ескізи (рис. 2.11) – рівновіддалені паралельні відрізки, що рівномірно заповнюють увесь переріз. Температура передається до програми електронних таблиць за допомогою команди «XY plot». Ця температура усереднюється пропорційно довжині кожного відрізка.

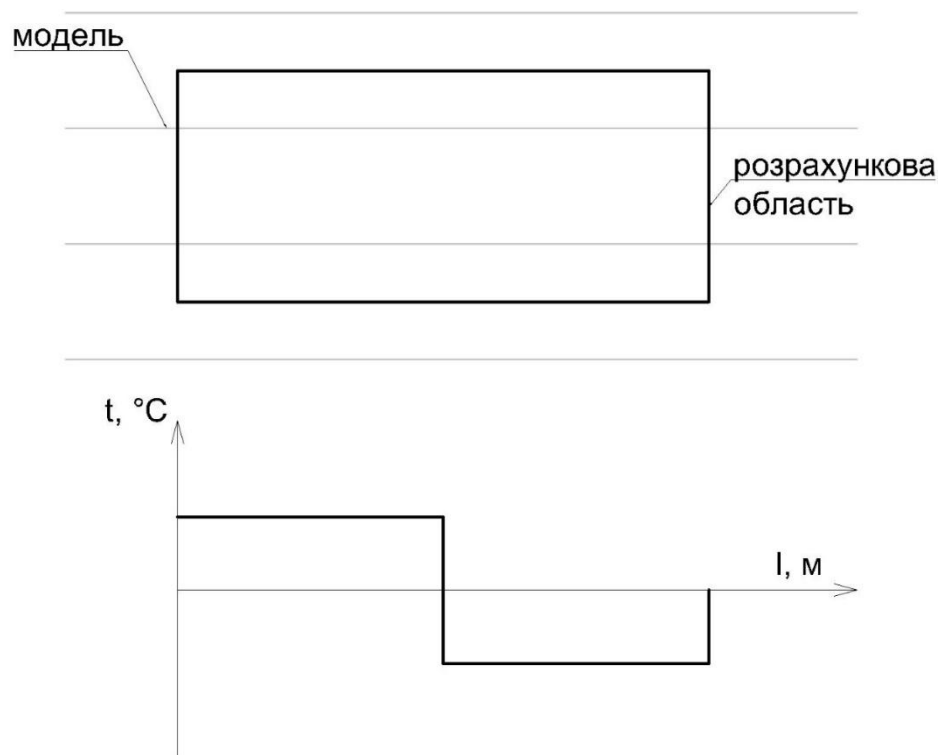


Рис. 2.11. Схема задання температури повітря в моделі залежно від довжини, м

Для стабілізації роботи пристрою виконано 10 циклів припливу-видалення повітря і лише після цього виконується аналіз результатів.

2.2.2 Результати дослідження удосконаленої моделі реверсивного регенератора методами обчислювальної гідродинаміки

У результаті розрахунку отримано графічні залежності зміни середньої температури реверсивного регенератора T , К і повітря T_{air} , К з часом τ , с (рис. 2.12, рис. 2.13). З графічних залежностей видно, що десяти циклів достатньо для стабілізації роботи реверсивного регенератора, оскільки наступний цикл практично повторює попередній.

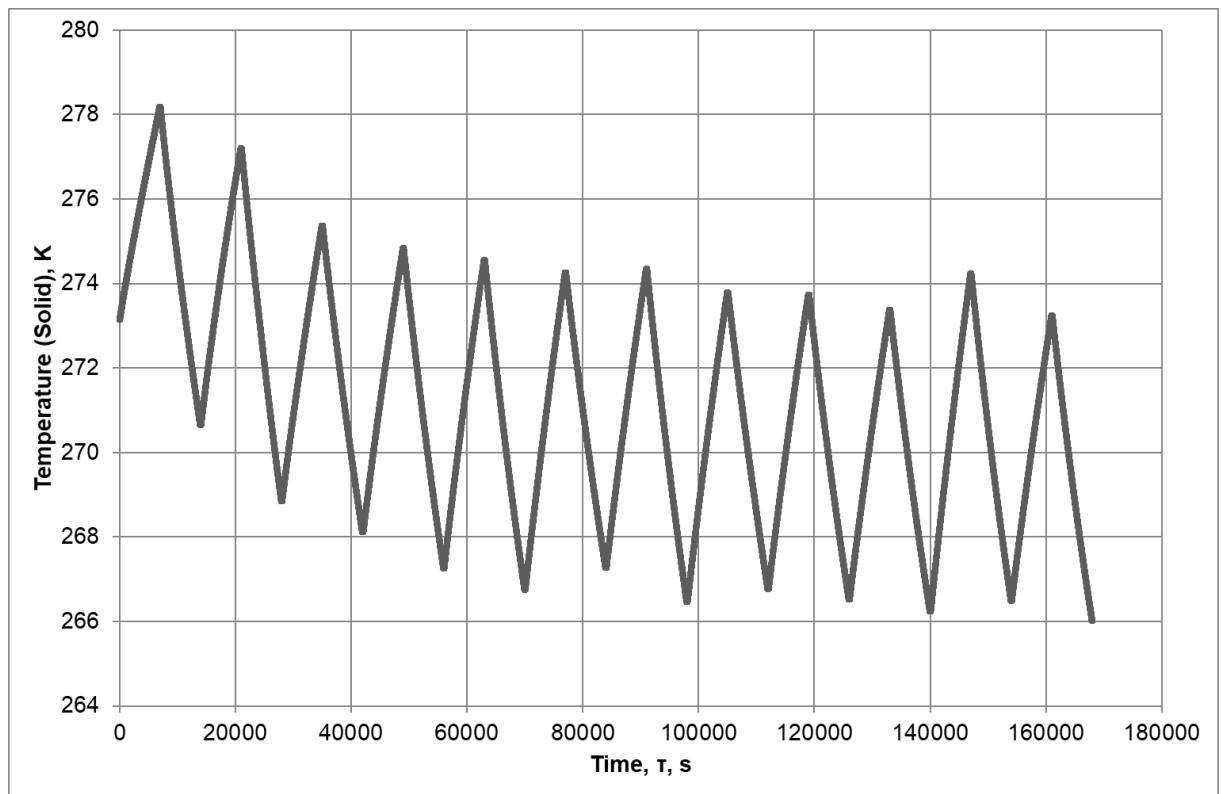


Рис. 2.12. Графічні залежності зміни температури реверсивного регенератора з часом

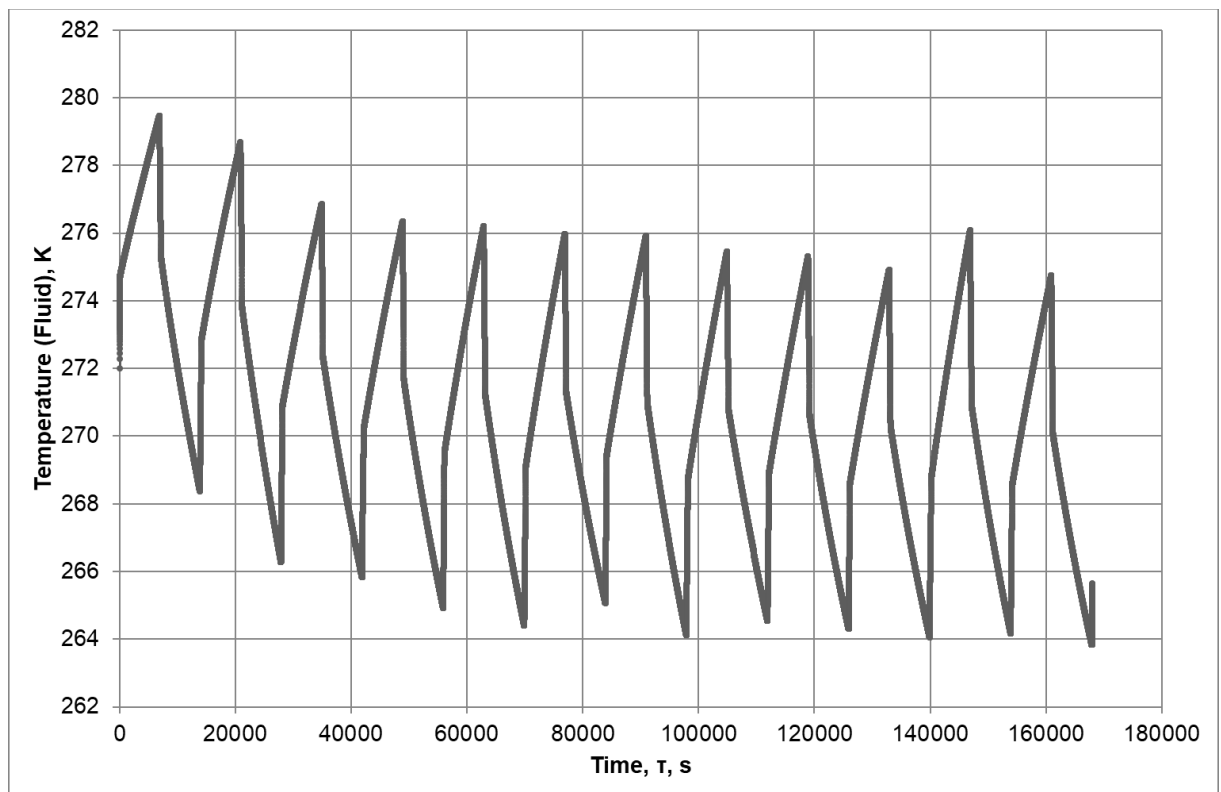


Рис. 2.13. Графічні залежності температури повітря з часом

Моделювання показало високу ефективність теплоутилізації (рис. 2.14). Отриманий середній показник $E = 97,4 \%$, розрахований за методикою [106], який

відповідає вимогам до теплоутилізаційних пристроїв.

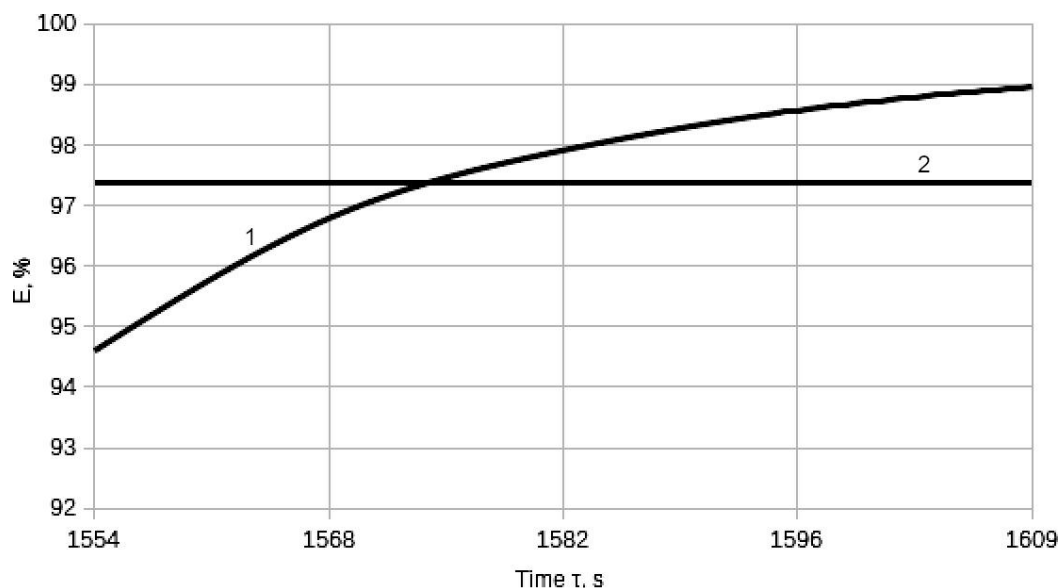


Рис. 2.14. Температурний коефіцієнт ефективності, %:

1 – залежність від часу τ , с; 2 – середнє значення

Варто зазначити, що максимальне значення температурного коефіцієнта ефективності на рис. 2.14 наближається до лінії 99%, але не перетинає її.

2.3 Розроблення математичної моделі теплообмінних процесів в удосконаленому реверсивному регенеративному теплоутилізаторі, що враховує вплив гравітаційних сил

Розглянута математична модель за рівнянням Нав'є-Стокса та Фур'є-Кірхгофа не враховує вплив гравітаційних сил, тому розглянемо другий варіант моделі, що враховує число Грасгофа. Після перетворень рівняння Фур'є-Кірхгофа та балансу теплоти (2.11), було отримано [107-108] систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{4Nu_{air}(T_{air} - T)}{d_e^2}; \\ \frac{Nu}{d_e}(T_{air} - T) = -\frac{1}{4}PrRe \frac{\partial T_{air}}{\partial x}, \end{cases} \quad (2.25)$$

Для уточнення параметрів моделі (2.25) проаналізовано різні методи опису числа Нуссельта в ламінарній течії [97-100]. У літературних джерелах [109-110] наводиться більш складна формула з урахуванням впливу гравітаційних сил:

$$Nu = 0,15\epsilon_\ell Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot Gr^{0,1}, \quad (2.26)$$

де ϵ_ℓ – безрозмірний коефіцієнт, який враховує вплив початкової ділянки течії; Gr – критерій Грасгофа.

Критерій Грасгофа визначається за формулою [109]:

$$Gr = \frac{g d_e^3}{\nu^2} \beta \Delta T, \quad (2.27)$$

де d_e – діаметр повітроводу, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; β – коефіцієнт об'ємного розширення повітря, К⁻¹; $\Delta T = (T_{air} - T)$ – різниця температури поверхні стінки та повітря, К.

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря [103]:

$$\beta = T_{air}^{-1}. \quad (2.28)$$

Критерій Грасгофа у формулі (2.26) має степінь 0,1. Значення коефіцієнта об'ємного розширення в температурному діапазоні 248...298 К змінюється менше ніж на 2% (рис. 2.15). Тому доцільно вважати його константою $\beta = 3,665 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$.

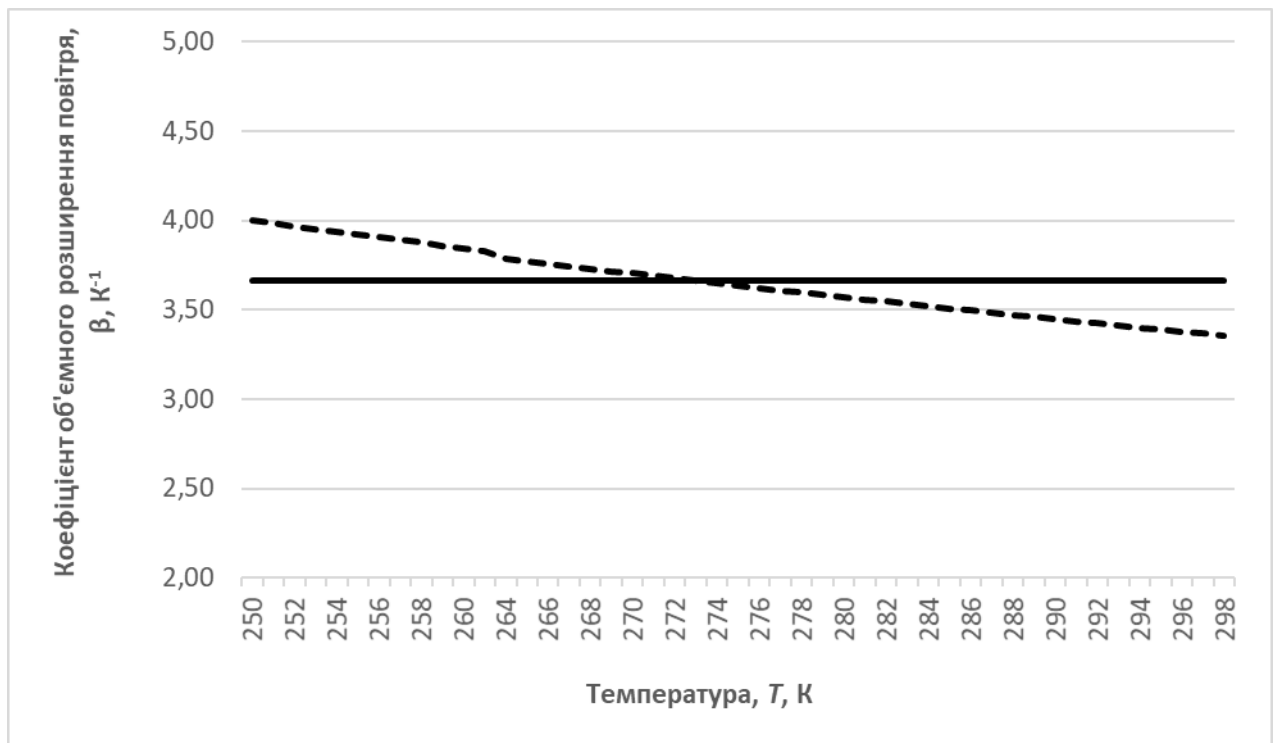


Рис. 2.15 Коефіцієнт об'ємного розширення, К⁻¹: - - - - середнє значення β, К⁻¹; ——— залежність від температури T, К

Значення перепаду температури $\Delta T^{1,1}$ у заданому діапазоні температури може бути замінено апроксимаційною функцією (рис. 2.16) з відхиленням не більше 1,4 К [107]:

$$\Delta T^{1,1} = 1,408 \cdot \Delta T. \quad (2.29)$$

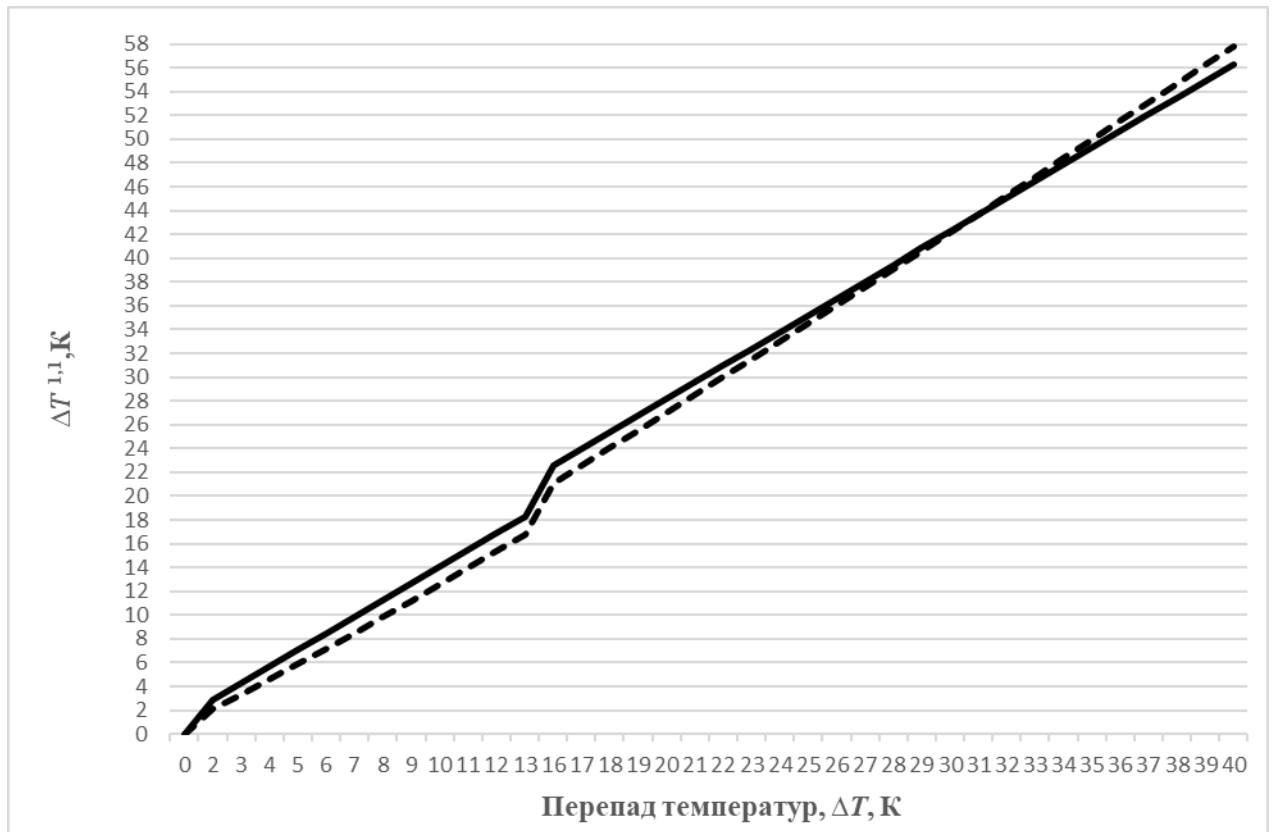


Рис. 2.16. Перепад між температурами стінки та повітря ΔT , К:
 — Точна графічна залежність $\Delta T^{1,1}$, К^{1,1}; - - - - - апроксимована графічна залежність $1,408 \cdot \Delta T$, К^{1,1}

Нехтуємо впливом початкової ділянки, оскільки вона дуже мала, а коефіцієнт ε_l не перевищує 1,04. Маємо:

$$Nu = 1,022 \cdot d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot 1,408;$$

$$Nu = 1,439 \cdot d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43}. \quad (2.30)$$

У результаті отримуємо систему рівнянь, на основі яких проводимо повторне моделювання роботи реверсивного регенератора теплоти:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{5,757 \cdot d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43} a_{air} (T_{air} - T)}{d_e^2}; \\ \frac{-1,439 \cdot d_e^{0,3} Re^{0,33} Pr^{0,43}}{d_e} (T_{air} - T) = \frac{1}{4} Pr Re \frac{\partial T_{air}}{\partial x}. \end{cases} \quad (2.31)$$

У рівняннях (2.31) критерій Грасгофа враховано неявно. Числові коефіцієнти мають у собі прискорення вільного падіння, м/с², середнє значення коефіцієнта об'ємного розширення повітря, К⁻¹ та коефіцієнт, який лінеаризує незначну деформацію кривої від підвищення степеню перепаду температури до 1,1 за

формулою (2.29). При моделюванні на основі рівнянь (2.31) використовуємо ті ж припущення, що були зроблені у підрозділі 2.1.1.

2.4 Порівняння результатів дослідження реверсивного регенератора з та без урахування гравітаційних сил

Моделюємо роботу реверсивного регенератора нової моделі (рис.2.8) на підставі систем рівнянь (2.31), що враховує критерій Грасгофа (рис. 2.17, рис. 2.18).

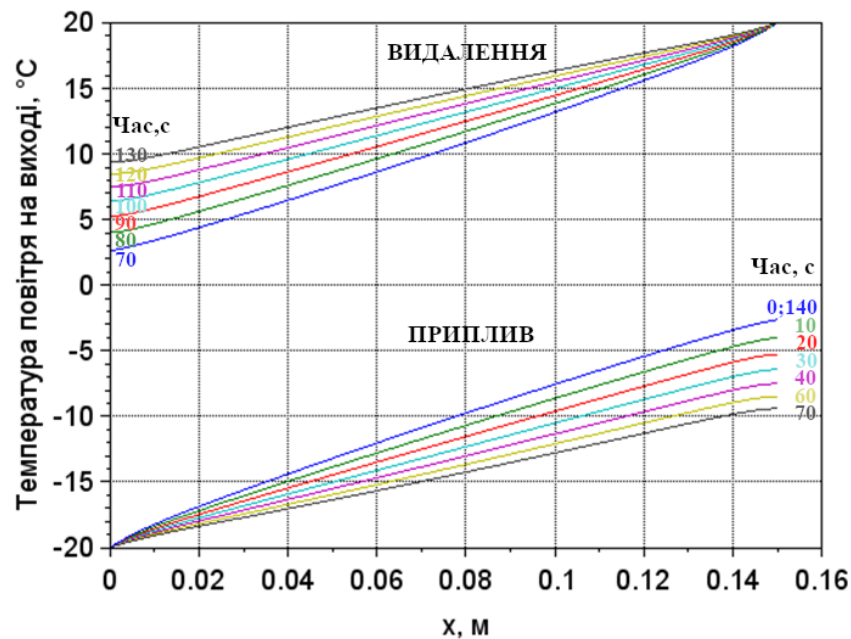


Рис. 2.17. Зміна температури повітря реверсивного регенератора теплоти (з урахуванням критерію Грасгофа): верхні лінії – видалення повітря; нижні лінії – приплив

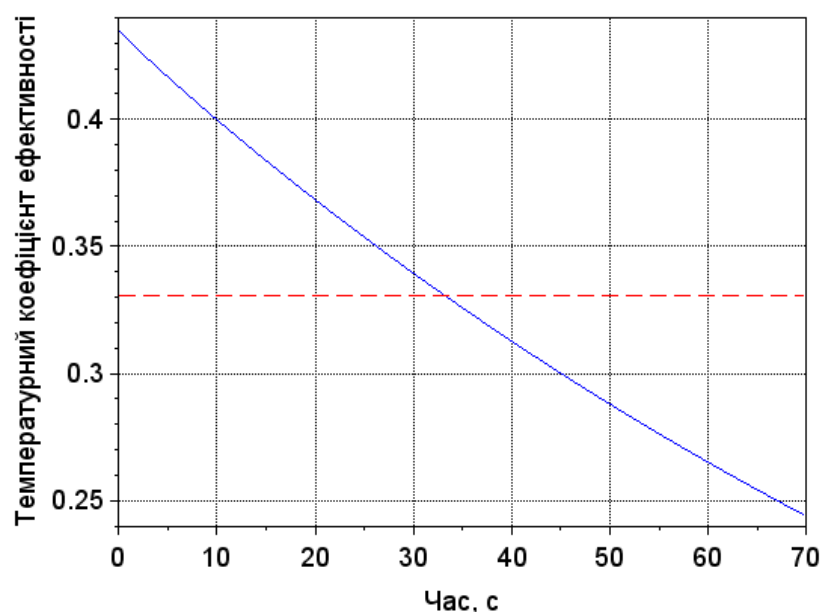


Рис. 2.18. Зміна температурного коефіцієнта ефективності реверсивного

регенератора теплоти з урахуванням критерію Грасгофа

Температурний коефіцієнт ефективності при врахуванні критерію Грасгофа (рис. 2.18): $E = 0,331$.

Повторюємо моделювання за системою рівнянь (2.11) без урахування впливу гравітаційних сил (рис. 2.19, рис. 2.20).

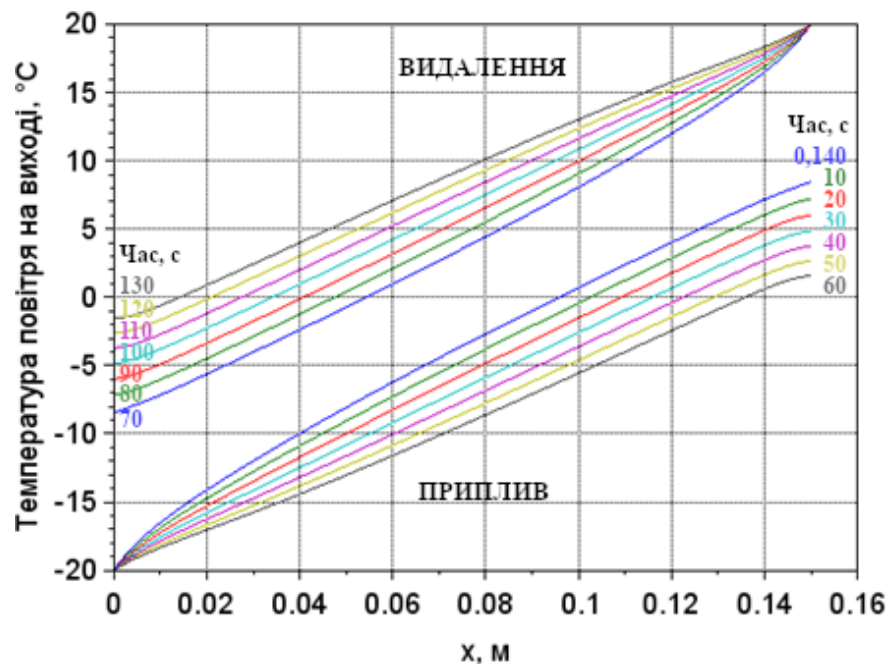


Рис.2.19. Зміна температури повітря реверсивного регенератора теплоти (без урахування критерію Грасгофа): верхні лінії – видалення повітря; нижні лінії - приплив

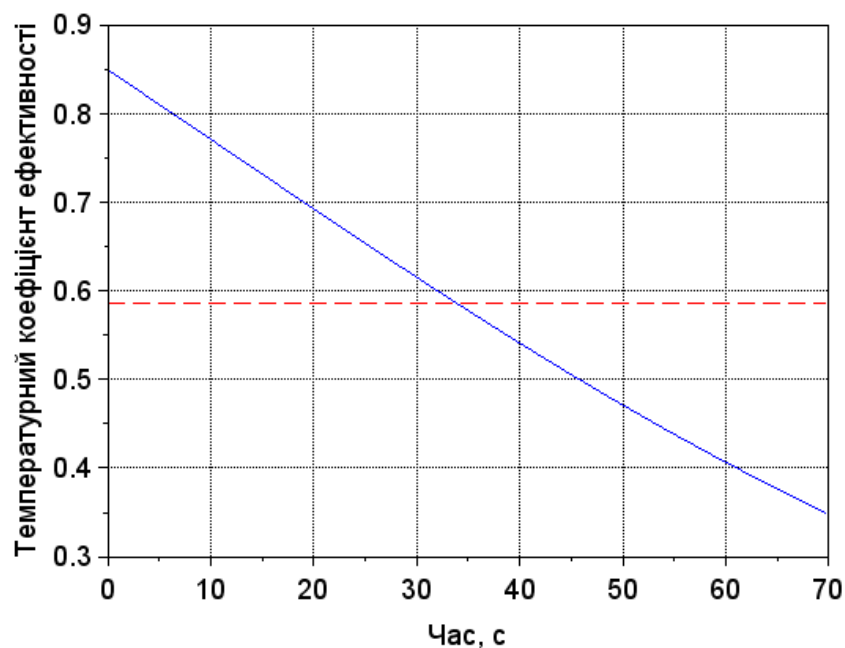


Рис. 2.20. Зміна температурного коефіцієнта ефективності реверсивного

регенератора теплоти без урахування критерію Грасгофа

Температурний коефіцієнт ефективності без урахування критерію Грасгофа (рис. 2.20): $E = 0,585$.

Розбіжність при цьому становить [111]:

$$\Delta = \frac{E_1 - E_2}{E_1} \cdot 100 = \frac{0,585 - 0,331}{0,585} \cdot 100 = 43\% \quad (2.32)$$

2.5 Порівняння отриманих результатів

Для оцінювання розбіжностей отриманих результатів визначення ефективності теплоутилізації у реверсивному регенеративному тепло утилізаторі, що були розглянуті у підрозділах 2.1-2.4, створено таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Порівняння результатів моделювання оновленого керамічного регенератора за різними формулами

Варіант формули		М. О. Міхеєва	З урахуванням числа Грасгофа	Рівняння енергії
Середній температурний коефіцієнт ефективності E		58,5	33,1	97,4
Відхилення $\varepsilon = 100 E - E' /E'$ від значення за формулою	М. О. Міхеєва ($E' = 58,5$)	-	43,42	66,50
	з урахуванням числа Грасгофа ($E' = 33,1$)	76,74	-	194,26
	рівняння енергії ($E' = 97,4$)	39,94	66,02	-

Має місце значна розбіжність результатів моделювання середнього температурного коефіцієнта ефективності керамічного реверсивного регенератора [111-114], а саме від 39,94 % до 194,26 % (таблиця 2.1). У літературі не було знайдено умов при яких визначалося експериментальне значення числа Нуссельта. Тобто відсутня можливість аналізу відповідності розглянутих підходів умовам роботи регенеративного теплоутилізатора. Для уточнення результатів необхідні експериментальні дослідження.

2.6 Створення методики вимірювання температури поверхні стінки дослідної трубки

Дослідження теплообміну у керамічних каналах перетином 0,008 м можливий з розташуванням термопар у порожнині каналу, але при використанні

каналів 0,003 м термоелектроди термопар суттєво вплинуть на аеродинамічні і теплові процеси у каналі. Тому виникає потреба розроблення методики експериментального дослідження таких каналів без необхідності розташування термопар всередині тонких каналів. При цьому для режимів ламінарного і гідравлічно гладких труб всі виступи шорсткості покриті нерухомим шаром речовини, що рухається каналом. Тому вплив шорсткості є мінімальним і моделювання тепловіддачі конвекцією можна робити з матеріалів будь-якої шорсткості. Необхідно розглянути можливість використання металевих трубок, які є найбільш розповсюдженими і доступними.

Висока теплопровідність може дозволити розміщувати термопари на зовнішній поверхні труб за умови достатньої теплоізоляції. Однак вважається, що максимальна товщина теплової ізоляції обмежена критичним її діаметром.

Теорія критичного діаметра теплової ізоляції передбачає постійний коефіцієнт тепловіддачі до довкілля. Однак, нарощування діаметра теплоізоляції призводить до зниження температури поверхні, що супроводжується зменшенням коефіцієнта тепловіддачі, особливо природною конвекцією.

Було розглянуто природну ламінарну конвекцію вздовж горизонтального циліндра із зовнішнім діаметром d , м. Її можна описати залежністю [115] числа Нуссельта Nu_x від коефіцієнта тепловіддачі α_x , Вт/(м²·К), і теплопровідності повітря λ_{air} , Вт/(м·К), по контуру циліндра за числом Грасгофа Gr_x за криволінійною координатою x , м, передньої критичної точки по контуру циліндра за допомогою (рис. 2.21) функції $f(\varphi)$, що залежить від центрального кута φ від передньої критичної точки [116]:

$$Nu_x = \alpha_x \cdot d / \lambda_{air} = 0.604 \cdot f(\varphi) \cdot Gr_x^{1/4} \cdot (x/d)^{1/4}, \quad (2.33)$$

Степінь полінома (рис. 2.21) та кількість цифр у його коефіцієнтах вибрано автоматично за допомогою авторської бібліотеки за допомогою Decimal.sci версія 1.0 для SciLab 2024.1.0. Вона має функцію підбирання степеня від нуля доти, доки не буде отримано достатньо мале відхилення. Після цього програма намагається вилучити кожен коефіцієнт і повторно регресувати дані, щоб усунути незначущі. І нарешті, вона по черзі скорочує кінцеві цифри, доки не буде збережено точність.

Поліном має різні знаки, тому при деяких значеннях j старші розряди знищуються відніманням. Це спричиняє потребу багатьох цифр після десяткового роздільника.

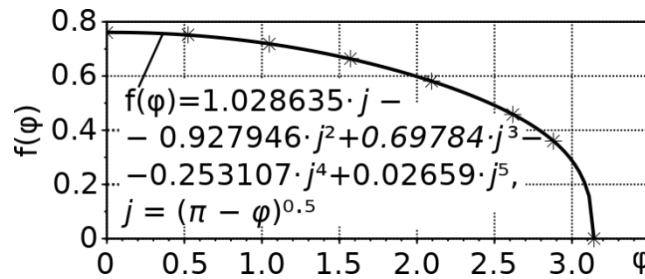


Рис. 2.21. Функція $f(\varphi)$: зірочки – дані [115]; лінія – апроксимація з відхиленням $\pm 0,001$

Якщо повітря має температурний коефіцієнт об'ємного розширення β , K^{-1} і кінематичний коефіцієнт в'язкості ν , m^2/s , прискорення сили тяжіння g , m/s^2 , а температура, K , поверхні та навколишнього середовища, відповідно T_{surf} і T_{ext} , число Грасгофа вздовж контура циліндра $Gr_x = g \cdot \beta \cdot x^3 \cdot (T_{surf} - T_{ext}) / \nu^2$, залежність криволінійної координати від центрального кута і діаметра $x = \varphi \cdot d / 2$, м, то після перетворень виразу (2.33) підставляючи число Грасгофа маємо [117]:

$$\frac{\alpha_x \cdot d}{\lambda_{air}} = 0,604 \cdot f(\varphi) \cdot \varphi \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot d^3}{16 \cdot \nu^2} \cdot (T_{surf} - T_{ext}) \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (2.34)$$

Усереднення рівняння (2.34) дає середній коефіцієнт тепловіддачі [115]:

$$\alpha = 0,372 \cdot \left(\frac{g}{\nu^2 \cdot d} \cdot \frac{(T_{surf} - T_{ext})}{T_{ext}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \lambda_{air}. \quad (2.35)$$

Опір теплопередачі теплоізованого циліндра:

$$R_{\ell} = R_{\ell o} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ins}} \cdot \ln\left(\frac{d}{d_0}\right) + \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha}, \quad (2.36)$$

де λ_{ins} – теплопровідність ізоляційного матеріалу, $Вт/(м^2 \cdot K)$; $R_{\ell o}$ – лінійний опір внутрішньої сторони, $м^2 \cdot K/Вт$; d_0 – зовнішній діаметр трубки, м.

З урахуванням рівняння теплопередачі [118, 119] і (2.36):

$$(T_{int} - T_{surf})^4 = 0,372^4 \cdot \left(R_{\ell o} + \frac{\ln\left(\frac{d}{d_0}\right)}{2 \cdot \lambda_{ins}} \right)^4 \cdot \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \lambda_{air}^4 \cdot \frac{(T_{surf} - T_{ext})^5}{T_{ext}}. \quad (2.37)$$

Для спрощення аналізу було введено комплекс параметрів. Безрозмірні параметри A та $\tilde{B}$:

$$A = 0,372^4 \cdot \left(R_{\ell o} + \frac{\ln\left(\frac{d}{d_0}\right)}{2 \cdot \lambda_{ins}} \right)^4 \cdot \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \lambda_{air}^4. \quad (2.38)$$

$$\tilde{B} = \frac{g \cdot d_0^3}{\nu^2} \cdot \left(\frac{\lambda_{air}}{\lambda_{ins}} \right)^4, \quad (2.39)$$

де T_{int} – температура внутрішнього середовища циліндра, К.

Відносні надлишкові температури внутрішньої та зовнішньої ізоляційних поверхонь над температурою зовнішнього повітря, відповідно:

$$\widetilde{\Delta T_{int}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{T_{ext}}; \quad \widetilde{\Delta T_{surf}} = \frac{T_{surf} - T_{ext}}{T_{ext}}. \quad (2.40)$$

Похідна від параметра А:

$$\tilde{A} = \frac{dA}{dt} \tilde{d}, \quad (2.41)$$

де відносний зовнішній діаметр ізоляції, м, по відношенню до внутрішнього, м:

$$\tilde{d} = \frac{d}{d_0}. \quad (2.42)$$

Безрозмірний опір теплопередачі всіх шарів під теплоізоляцією з урахуванням внутрішньої тепловіддачі:

$$\widetilde{R_{\ell o}} = 2 \cdot R_{\ell o} \cdot \lambda_{ins}. \quad (2.43)$$

Рівняння (2.36) і (2.37) розглядалися як неявна функція d . Використовуючи параметри (2.38) - (2.43),

$$\tilde{R}_{\ell} = \tilde{R}_{\ell o} + \frac{\ln \tilde{d}}{2 \cdot \pi} + \frac{1}{(0,372 \cdot \pi) (\tilde{B} \cdot \tilde{d}^3 \cdot \Delta \tilde{T}_{surf})^{0,25}}; \quad (2.44)$$

$$\frac{dR_{\ell}}{d\tilde{d}} = \left(1 - \frac{3 \cdot \Delta \tilde{T}_{surf} + \tilde{d} \cdot d\Delta \tilde{T}_{surf} d\tilde{d}}{0,744 \cdot \tilde{B}^{0,25} \cdot \tilde{d}^{3/4} \cdot \Delta \tilde{T}_{surf}^{1,25}} \right) / (2 \cdot \pi \cdot \tilde{d}). \quad (2.45)$$

Похідна відносного перегріву поверхні:

$$\frac{d\Delta \tilde{T}_{surf}}{d\tilde{d}} = - \frac{0,1864 \cdot \tilde{B} \cdot \tilde{d}^2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot \tilde{R}_{\ell o} + \ln \tilde{d})^3 \cdot \Delta \tilde{T}_{surf}^5}{4 \cdot (\Delta \tilde{T}_{int} - \Delta \tilde{T}_{surf})^3 + 5 \cdot \tilde{A} \cdot \Delta \tilde{T}_{surf}^4} \cdot 3 \cdot (2 \cdot \pi \cdot \tilde{R}_{\ell o} + \ln \tilde{d}) + 4. \quad (2.46)$$

Програмне забезпечення для обчислення виразів (2.44)–(2.46) було створено на основі системи з відкритим вихідним кодом SciLab 2024.1.0. Для проведення теоретичного дослідження необхідно визначити конструктивні та теплофізичні характеристики дослідного зразка горизонтальної трубки з ізоляційним покриттям.

У рамках моделі було прийнято такі вихідні параметри:

- відносний зовнішній діаметр ізоляції: $\tilde{d} = (1 \dots 100)$, м;
- температура навколишнього повітря: $T_{ext} = 293,15$ К;
- різниця температур між внутрішнім і зовнішнім середовищем:

$$\Delta T_{int} = 20 \text{ K};$$

- коефіцієнт теплопередачі матеріалу трубки - досить великий, тому опір теплопередачі $R_{\ell o}$ вважається близьким до нуля;
- прискорення вільного падіння: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
- діаметр трубки: $d_0 = 0,008 \text{ м}$;
- кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря: $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- теплопровідність повітря: $\lambda_{air} = 0,024 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- матеріал ізоляції – закрита комірка на основі NBR/PVC з теплопровідністю: $\lambda_{ins} = 0,035 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

У результаті було отримано загальний безрозмірний опір теплопередачі (рис. 2.22 а) та температуру на зовнішній поверхні теплоізоляції (рис. 2.22 б). Для підтвердження похідної (2.46) її було апроксимовано скінченними різницями (рис. 2.22 в). Відхилення становить 0,0012. Додатково було побудовано залежності зовнішньої температури та її похідної (рис. 2.22 г). Опір теплопередачі монотонно зростає зі збільшенням діаметра теплоізоляції.

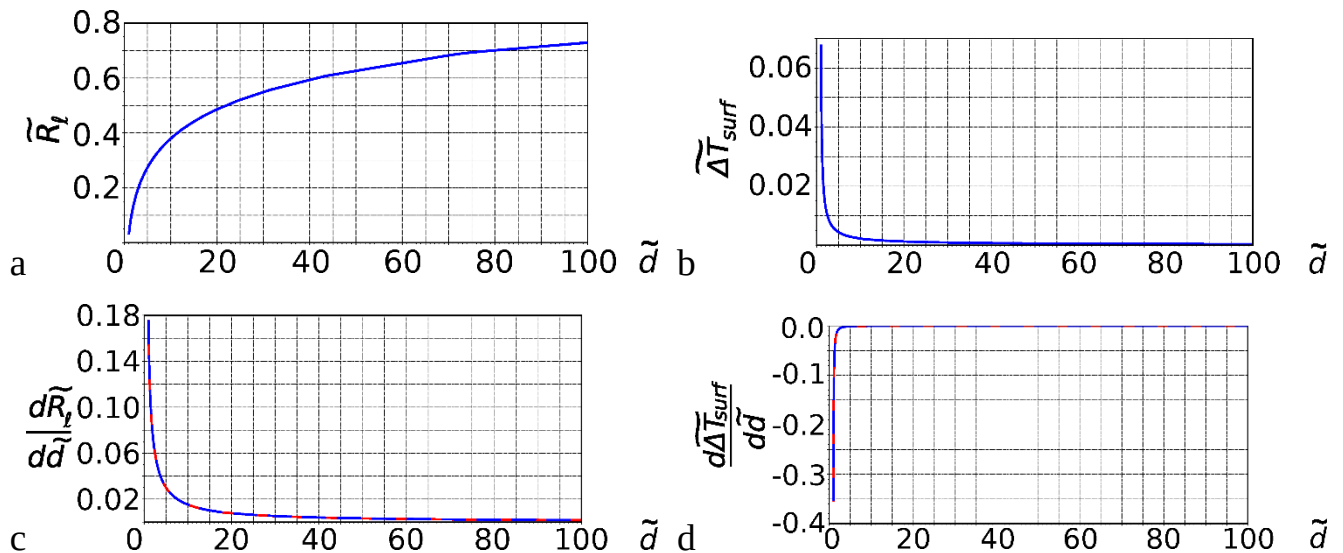


Рис. 2.22. Результати: а – сумарний безрозмірний опір теплопередачі; б – температура на зовнішній поверхні теплоізоляції; с – похідна опору теплопередачі; d – похідна температури зовнішньої поверхні: червоний – похідна; синій – апроксимація кінцевих різниць

Теплоізоляцію можна збільшувати до моменту, поки різниця температур на зовнішній поверхні буде достатньо малою, щоб забезпечити ламінарний потік.

Також її можна збільшувати далі для покращення енергоефективності та точності лабораторних досліджень. Це пояснюється тим, що концепція критичного радіуса базується на припущенні постійного коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні. Проте збільшення теплоізоляції зменшує різницю температур, що, у свою чергу, суттєво знижує коефіцієнт тепловіддачі.

Підбирати товщину теплової ізоляції будемо з використанням методу обчислювальної гідродинаміки.

Дослідна комп'ютерна модель на рис. 2.23 складається з мідної трубки (1), що лежить на дерев'яній підставці (2). На вході та виході передбачені ділянки стабілізації, вирізані з дерева (3). Вся конструкція утеплена ізоляцією з полістиролу (4). Проміжки між тепловою ізоляцією та поверхнею трубки заповнені скловатою (5). На кінцях конструкції передбачено заглушки з ізоляційного матеріалу (6).

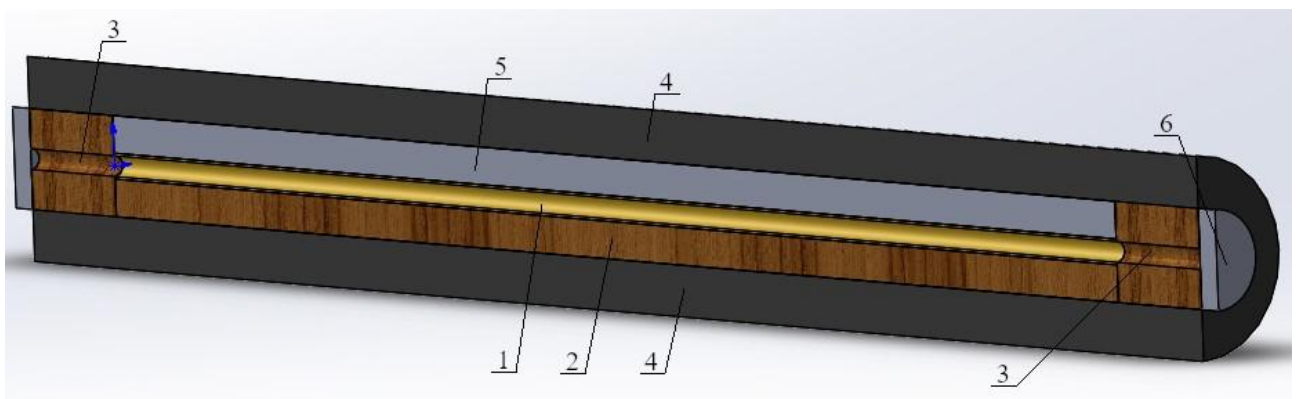


Рис. 2.23. Дослідна комп'ютерна модель мідної трубки

Для забезпечення теплового потоку планується пропустити через мідну трубку електричний струм. Тоді сама мідна трубка стає об'ємним джерелом теплоти з визначеною тепловою потужністю. У дослідженні задається масова витрата повітряного потоку, що проходить крізь трубку. Таким чином, впливом змінної густини потоку вздовж нагрівальної поверхні стінок трубки можна знехтувати.

Вихідні данні моделювання:

- мідна трубка $\varnothing 10 \times 1$ мм;
- довжина трубки: $l = 0,6$ м;
- об'ємне джерело теплоти потужністю: $Q = 4,69$ Вт;

- масова витрата повітря, що проходить крізь трубку: $G = 0,583$ кг/год;
- температура навколишнього середовища: $t_{\text{ext}} = 20$ °C;
- коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції: $\lambda_{\text{ins}} = 0,14$ Вт/(м·К)
- коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції:
 $\alpha = 100\,000$ Вт/(м²·К).

З теорії критичного діаметра [120-121] оптимальна товщина теплової ізоляції за даних вихідних умов становить $0,28 \cdot 10^{-5}$ м за формулою:

$$d_{\text{кр}} = 2 \cdot \lambda_{\text{ins}} / \alpha. \quad (2.47)$$

Дослідження виконувалося методом обчислювальної гідродинаміки із застосуванням рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного потоку, а в разі появи турбулентності на зовнішній поверхні теплоізоляції - за k-ε моделлю Б. Е. Лаундера та Д. Б. Спелдінга [122-126]. У гідродинаміці Ейлерові моделі передбачають зафіксовану систему координат і розрахункову сітку в просторі. Рух рідини або газу описується системою рівнянь нерозривності та руху Нав'є-Стокса [127].

Рівняння Нав'є-Стокса для ламінарного руху нестисливої ньютонівської рідини, якою є повітря, з урахуванням незначного відхилення абсолютного тиску набуває наступного вигляду з урахуванням компоненти тензора зсувних напружень та умови $i \neq j$ [126]:

$$\frac{\partial \rho \cdot \vartheta_j}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \cdot \vartheta_j \cdot \vartheta_i}{\partial x_i} = - \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left(p + \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \frac{\partial \vartheta_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial \vartheta_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vartheta_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.48)$$

де ρ – густина, кг/м³; ϑ – швидкість, м/с; τ – час, с; p – тиск, Па; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с; x_i – i -та координата, м.

Модель Б. Е. Лаундера та Д. Б. Спелдінга (k-ε) містить рівняння кінетичної енергії турбулентності та швидкості дисипації енергії турбулентності та лежить в основі обчислювальної динаміки рідин і газів [126].

$$k = 0,5 \cdot \overline{\vartheta'_k \cdot \vartheta'_j}, \text{ м}^2/\text{с}^2; \quad (2.49)$$

$$\varepsilon = 0,5 \cdot \nu \cdot \overline{\left(\partial \vartheta'_k / \partial x_j + \partial \vartheta'_j / \partial x_k \right)^2}, \text{ м}^2/\text{с}^3. \quad (2.50)$$

Після приведення до кінематичної в'язкості ν , м²/с формули (2.49) та (2.50) набувають наступного вигляду:

$$\nu_T = f_\mu \cdot C_\mu k^2 / \varepsilon, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2.51)$$

де C_μ – константа [128-130].

Зміна режиму руху течії моделюється при $\nu_T = 0$ та $k = 0$ із застосуванням емпіричної функції [131]:

$$f_\mu = (1 - e^{-0,025 \cdot R_y})^2 \cdot (1 + 20,5/R_T), \quad (2.52)$$

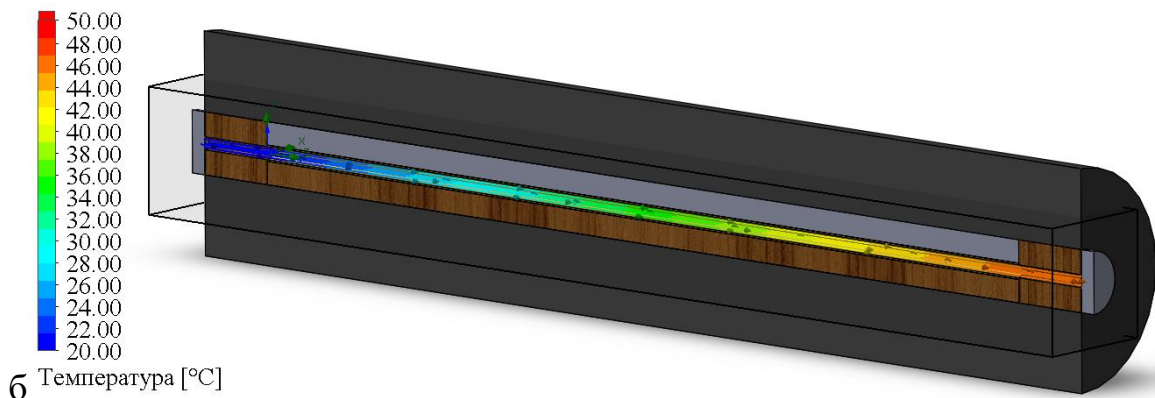
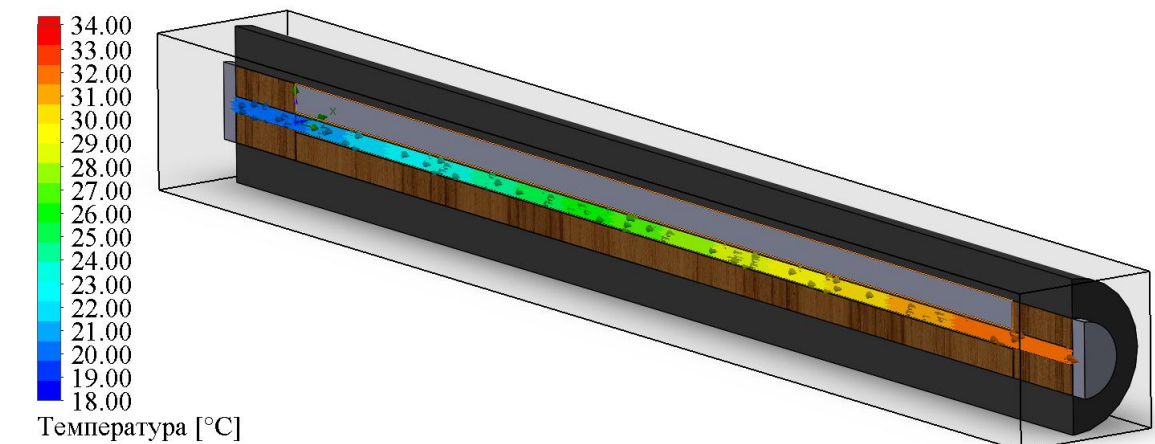
де R_y , R_T – емпіричні функції [131]:

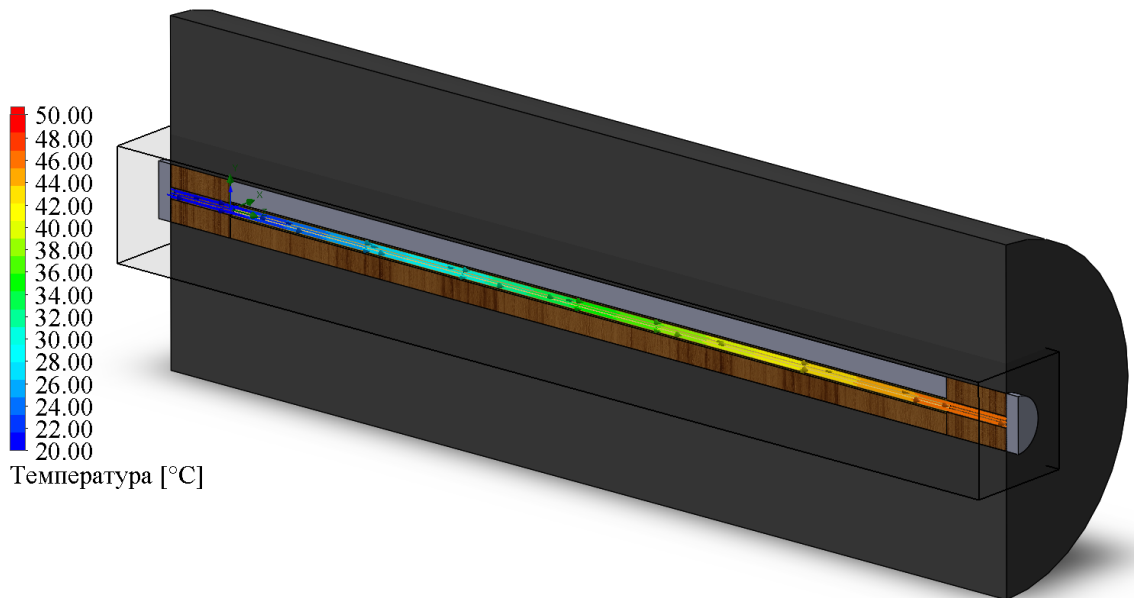
$$R_y = \sqrt{k} \cdot y/\nu; \quad (2.53)$$

$$R_T = k^2/(\varepsilon \cdot \nu), \quad (2.54)$$

де y – відстань до стінки.

Подібна модель автоматично вибирає режим руху. Проведено дослідження трьох варіантів моделі з різними значеннями товщини матеріалу утеплювача – 0,02 м; 0,05 м та 0,1 м. Графічно зміна температури потоку по довжині трубки наведена на рис. 2.24 та рис. 2.25, а відхилення температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь трубки вздовж її – на рис. 2.26.





В

Рис. 2.24. Градієнт температури ламінарних потоків повітря:
 а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
 в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

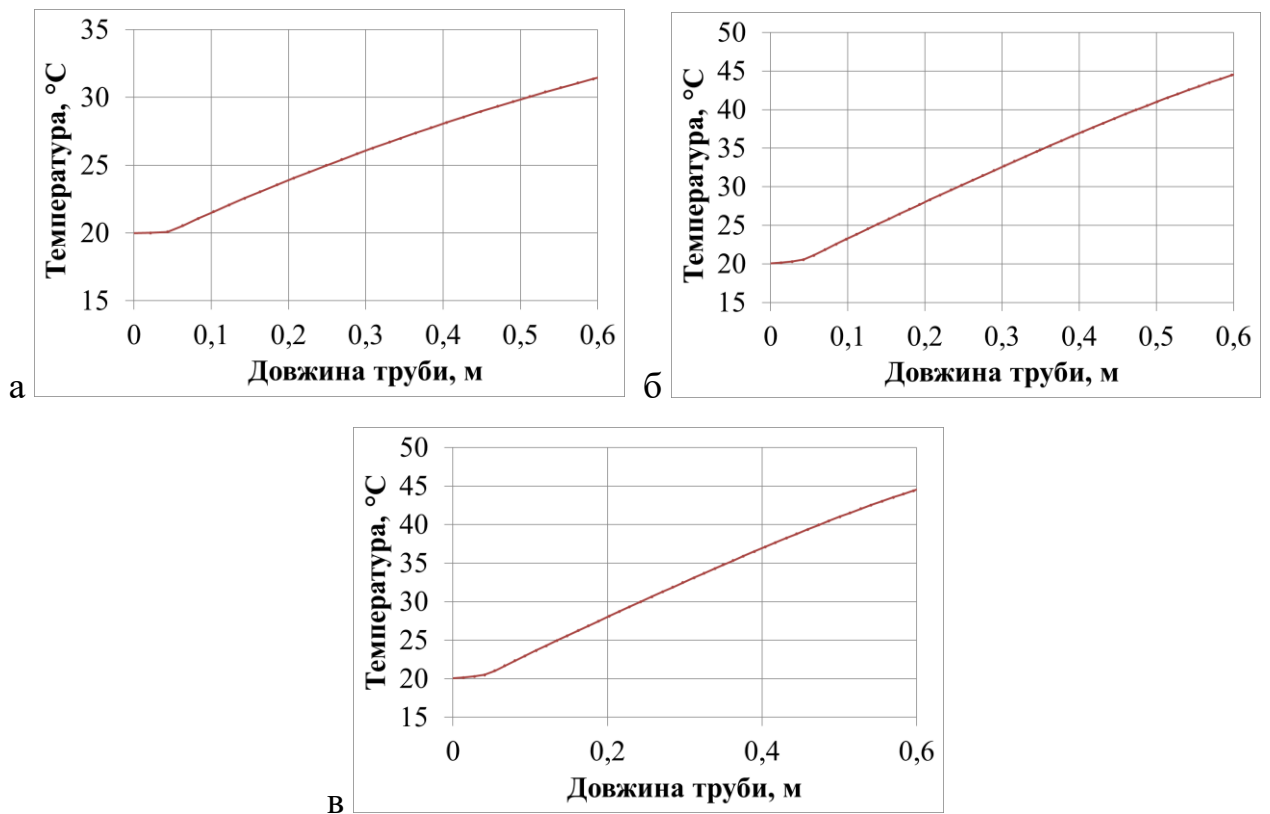


Рис. 2.25. Зміна температури потоку повітря по довжині трубки:
 а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м;
 в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

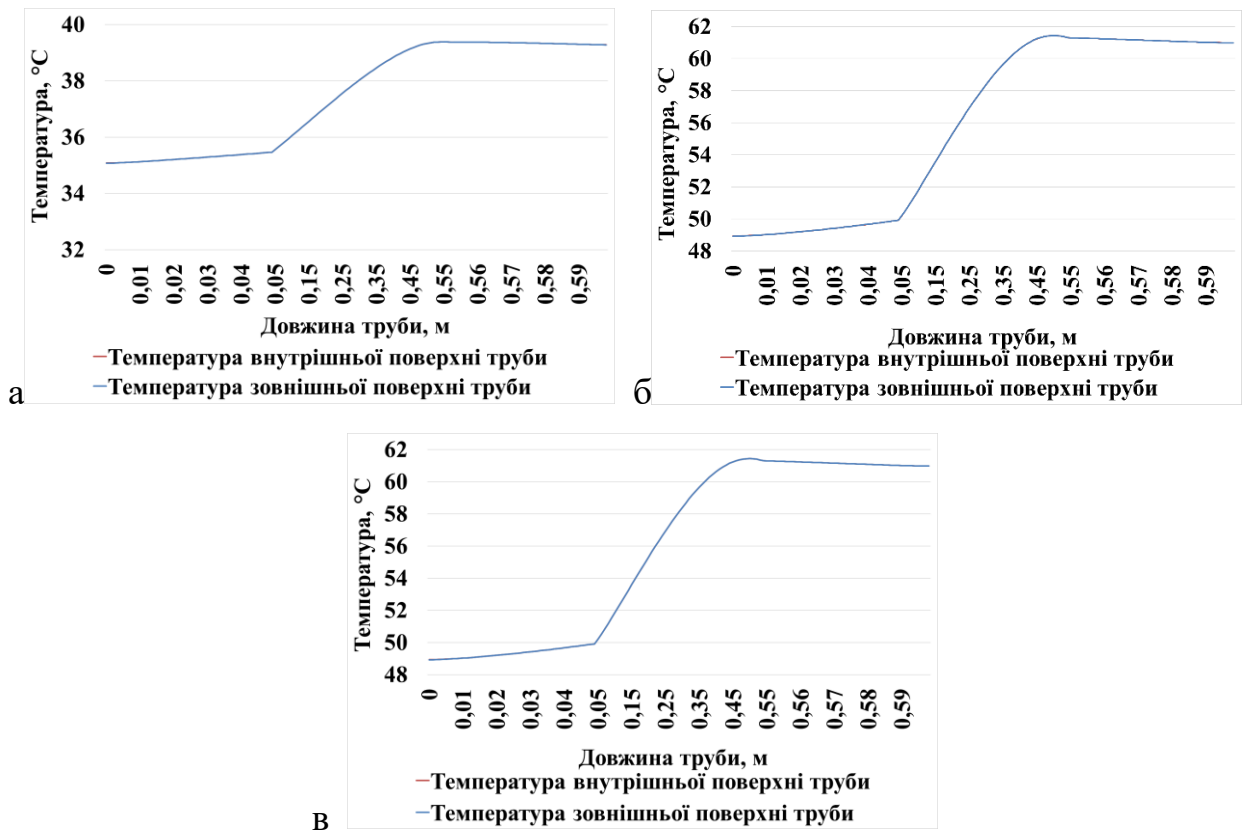


Рис. 2.26. Відхилення температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь трубки по довжині трубки: а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м; в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

Відносна нев'язка температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь трубки (рис. 2.28) визначена за формулою:

$$\Delta_v = (t_{in} - t_{out})/t_{in} \cdot 100\%, \quad (2.55)$$

де t_{in} – температура внутрішньої поверхні трубки, °C; t_{out} – температура зовнішньої поверхні стіки трубки, °C.

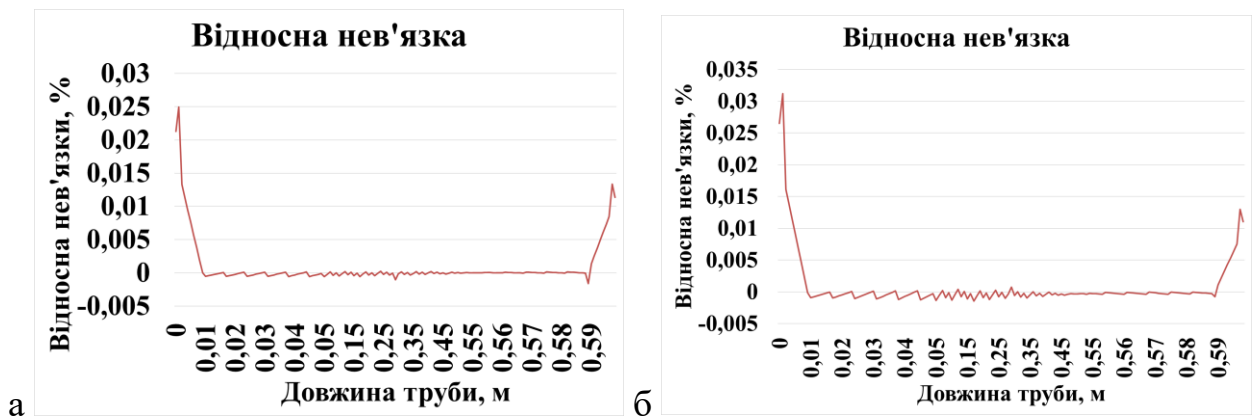




Рис. 2.27. Графічні залежності зміни значень відносної нев'язки по довжині трубки: а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м; в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

Абсолютна нев'язка температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь трубки (рис. 2.28) розрахована за формулою:

$$\Delta_a = t_{in} - t_{out} \quad (2.56)$$

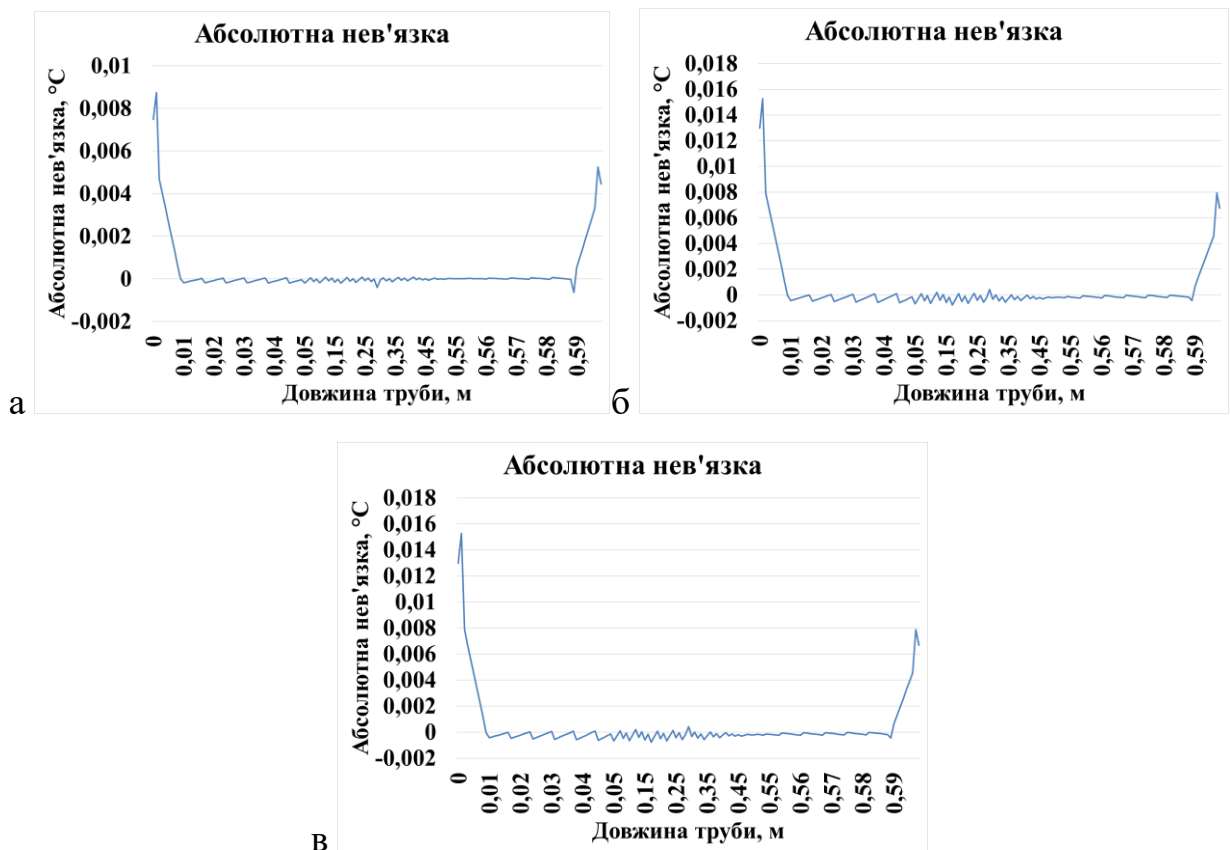


Рис. 2.28. Зміна значень абсолютної нев'язки по довжині трубки: а) товщина теплової ізоляції 0,02 м; б) товщина теплової ізоляції 0,05 м; в) товщина теплової ізоляції 0,1 м

Порівняння отриманих значень відхилення температур (рис. 2.26), відносної

(рис. 2.27) та абсолютної (рис. 2.28) нев'язок температур внутрішньої та зовнішньої стінок трубки, визначених за формулами (2.55) та (2.56), дають можливість визначити наскільки ефективним є використання теплової ізоляції понад значення «критичного діаметра» (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2

Зміна температури повітряного потоку

Товщина ізоляції, м	Початкова температура потоку, °C	Кінцева температура потоку, °C
0,02	20	31,52
0,05	20	44,6
0,1	20	44,85

За отриманими значеннями температур повітряного потоку на виході з трубки (відповідно 31,52 °C, 44,6 °C та 44,85 °C) видно, що має місце позитивний ефект від нарощення теплової ізоляції понад «критичне» значення.

Отримані результати комп'ютерного моделювання свідчать, що при використанні саме доцільної товщини теплової ізоляції можна мінімізувати вплив навколишнього середовища на теплообмінні процеси всередині дослідної трубки. Грубе припущення теорії «критичного діаметра» про наявність постійного коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні ізоляції дає хибні результати. Було встановлено, що збільшення товщини теплоізоляції суттєво знижує коефіцієнт тепловіддачі. Таким чином, було спростовано теорію «критичного діаметра».

Результати підтверджують ефективність використання доцільної товщини утеплювача труб [133], що дає змогу нехтувати впливом зовнішнього середовища на теплообмінні процеси під шаром теплової ізоляції. Температура на внутрішній та зовнішній поверхнях тонкої трубки практично не відрізняється, тому фіксування температури на зовнішній поверхні під час експериментального дослідження не потребує введення поправки вимірювань.

Висновки до розділу 2

1. Виявлено значну розбіжність результатів математичного моделювання середнього температурного коефіцієнта ефективності керамічного реверсивного регенератора, отриманих на основі рівняння Фур'є-Кірхгофа та балансу теплоти; удосконаленої моделі, що враховує вплив

гравітаційних сил та моделювання роботи реверсивного регенератора з урахуванням рівнянь Нав'є-Стокса та конвекції-дифузії. Розбіжність становить від 39,94 % до 194,26 %, що вказує на необхідність уточнення коефіцієнта тепловіддачі в тонких каналах, характерних для реверсивних регенеративних теплоутилізаторів.

2. Відсутність у літературі експериментально визначених значень числа Нуссельта в умовах експлуатації регенеративного теплоутилізатора унеможливорює повноцінний аналіз відповідності розглянутих математичних підходів реальним робочим процесам.
3. Для підвищення точності моделювання та перевірки коректності отриманих розрахункових значень необхідно провести додаткові експериментальні дослідження, які дозволять встановити залежності для теплообмінних процесів у реальних умовах роботи регенеративного теплообмінника.
4. Грубе припущення теорії «критичного діаметра» про наявність постійного коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні теплоізоляції призводить до хибних результатів, адже збільшення товщини теплоізоляції суттєво знижує коефіцієнт тепловіддачі. Таким чином, було спростовано теорію «критичного діаметра». Можливо підвищити ефективність теплоізоляції трубопроводів шляхом збільшення товщини теплоізоляції понад «критичне» значення.
5. Встановлено, що вибір доцільної товщини теплоізоляційного шару дозволяє знизити вплив зовнішнього середовища на теплообмінні процеси всередині ізолюваної трубки, що є важливим фактором для проектування енергоефективної вентиляції.
- 1) Аналіз розподілів температури показав, що різниця між температурами внутрішньої та зовнішньої поверхонь тонкої трубки є незначною. Це дозволяє проводити експериментальні вимірювання температури без необхідності введення поправок, що спрощує методику дослідження.

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОВІДДАЧІ В КАНАЛАХ РЕВЕРСИВНОГО РЕГЕНЕРАТОРА

3.1 Градування термопар

Враховуючи особливості геометричних характеристик реверсивних регенераторів, а саме, канали малих розмірів, виникла необхідність адекватного вимірювання температури. Зовнішня поверхня трубок має значну кривину, що вимагає термопар з тонких дротин. Було зварено та проградуйовано термопари з хромелевої та копелевої проволочки завтовшки 0,2 мм у спеціально створеній установці для градування термопар (рис. 3.1).

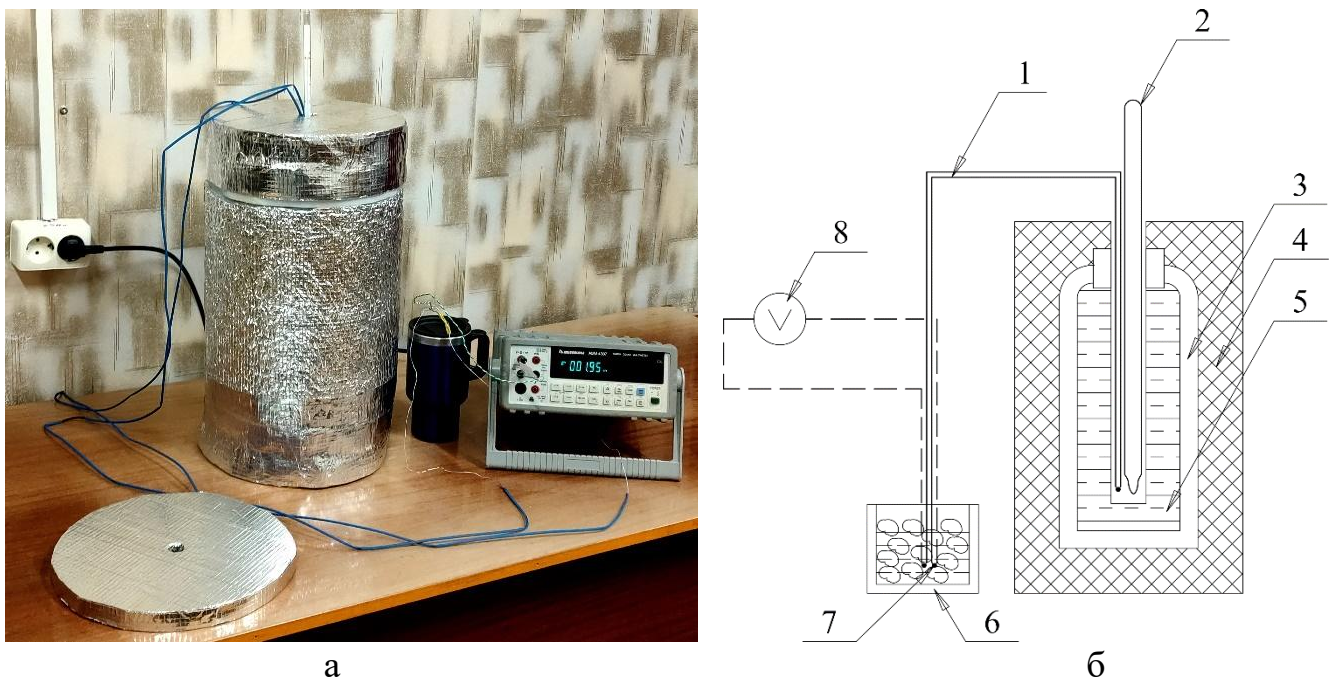


Рис. 3.1. Експериментальна установка для градування термопари з доцільним радіусом ізоляції (а) та її принципова схема (б): 1 – термопара; 2 – еталонний скляний рідинний термометр; 3 – вертикальна посудина Дьюара; 4 - теплова ізоляція; 5 – гаряча вода; 6 – посудина Дьюара із сумішшю води та льоду; 7 – холодні спаї термопар; 8 – вольтметр

Вона складається з вертикальної посудини Дьюара (3) додатково ізольованої за допомогою теплоізоляції (4) відповідної товщини [112,116] для досягнення охолодження води в посудині (3) менше 0,2 К/год. Термопара (1) і еталонний скляний рідинний термометр (2) поміщаються в мідну трубку, занурену в гарячу воду різної температури (5). Холодні спаї термопар (7) занурюються в посудину Дьюара із сумішшю води та льоду (6). Після цього їх приєднують до вольтметра

(8). На основі зафіксованих даних до кожної термопари були створені таблиці залежності показів вольтметра та термометра, а також отримано й апроксимовано поліномами третього порядку залежності цих двох величин виду:

$$t = F + B \cdot E_{\text{терм}} + C \cdot E_{\text{терм}}^2 + D \cdot E_{\text{терм}}^3, \quad (3.1)$$

де t – температура, °C; F, B, C, D – апроксимаційні коефіцієнти, °C, °C/мВ, °C/мВ², °C/мВ³ - відповідно; $E_{\text{терм}}$ - термо-ЕРС, мВ.

3.2 Постановка експерименту

У результаті градуювання отримано термопари, які здатні вимірювати температуру із похибкою $\pm 0,2$ К. При цьому з'явилася можливість проведення теплотехнічного експерименту з тонкими трубками діаметром 0,003-0,008 м.

Мета експерименту: визначення локального коефіцієнта тепловіддачі у трубках внутрішнім діаметром 0,003-0,008 м.

Незалежні змінні: сила струму; витрата повітря.

Залежні змінні: температури повітря, стінок трубки та напруга на ній.

Контрольовані змінні: матеріал трубок; холодний спай термопар (температура суміші води та льоду на рівні 0 °C).

Прямими вимірюваннями визначається температура повітря на вході у дослідну трубку (термометр рідинний скляний лабораторний групи 4 тип Б (ТЛ4), межі вимірювань від 0 до 55°C, ціна поділки 0,1°C; допустима похибка $\pm 0,2$ °C); об'єм повітря (газовий лічильник типу Октава G1,6-2; мінімальна витрата 0,016 м³/год; максимальна витрата 2,5 м³/год; похибка вимірювань при номінальній витраті 1,6 м³/год становить ± 3 %) та час експерименту (пристрій відео-фіксування показів та часу), струм (вимірюється амперметром Digitor АМ-1 у діапазоні 1 - 63 А та похибкою ± 1 % із трансформатором струму у комплекті), термоЕРС та напруга (вимірюються лабораторним мультиметром АВМ 4307 у діапазоні 10 мкВ – 750 В та похибкою $\pm 0,35$ % – $\pm 0,5$ %).

Непрямими вимірюваннями визначаються витрата повітря; підведена теплота (добуток напруги та сили струму); температура стінок трубки (формула 3.1).

Основними факторами є десяткові логарифми критерію Грасгофа, числа Рейнольдса та відношення x/d . Логарифми взято через те, що всі дослідження

теплообміну в літературних джерелах дають результати у формі добутку, а не суми. Інтервали варіювання прийнято відповідно до діапазонів зміни цих факторів у діапазоні роботи регенеративного пристрою: $\lg(Gr) = \lg(10^2) - \lg(10^3)$, $\lg(Re) = \lg(150) - \lg(310)$, $\lg(x/d) = \lg(20) - \lg(200)$.

Для побудови плану дослідження [134] необхідно перейти до безрозмірних параметрів, що змінюються від мінус одиниці до одиниці. Центральна точка

$$\begin{cases} \overline{\lg(Gr)} = \frac{\lg(Gr)_{max} + \lg(Gr)_{min}}{2} = 2,5 \\ \overline{\lg(Re)} = \frac{\lg(Re)_{max} + \lg(Re)_{min}}{2} = 2,334 \\ \overline{\lg\left(\frac{x}{d}\right)} = \frac{\lg\left(\frac{x}{d}\right)_{max} + \lg\left(\frac{x}{d}\right)_{min}}{2} = 1,801 \end{cases} \quad (3.2)$$

Безрозмірні параметри [135]:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{\lg(Gr) - \overline{\lg(Gr)}}{\lg(Gr)_{max} - \overline{\lg(Gr)}} = 2 \cdot \lg(Gr) - 5, \\ x_2 = \frac{\lg(Re) - \overline{\lg(Re)}}{\lg(Re)_{max} - \overline{\lg(Re)}} = 6,355 \cdot \lg(Re) - 14,832, \\ x_3 = \frac{\lg\left(\frac{x}{d}\right) - \overline{\lg\left(\frac{x}{d}\right)}}{\lg\left(\frac{x}{d}\right)_{max} - \overline{\lg\left(\frac{x}{d}\right)}} = 2 \cdot \lg(Gr) - 3,602. \end{cases} \quad (3.3)$$

Формули зворотного переходу:

$$\begin{cases} \lg(Gr) = 0,5 \cdot x_1 + 2,5, \\ \lg(Re) = 0,157 \cdot x_2 + 2,334, \\ \lg(Gr) = 0,5 \cdot x_3 + 1,108. \end{cases} \quad (3.4)$$

Приймаємо повний факторний експеримент (таблиця 3.1).

Як показали результати експериментальних досліджень, при налаштуванні експериментальної установки, значення критеріїв Грасгофа та Рейнольдса можливо змінювати і визначати із певною точністю, однак їх точне відтворення потребує складної автоматики. У такому випадку доцільно використати розрахунок цих критеріїв за експериментальними даними з використанням *методу найменших квадратів*. При цьому застосування стандартних планів експерименту унеможлиблюється, а кількість експериментів має бути підвищеною.

Таблиця 3.1

Матриця планування експерименту

Номер досліджу	План експерименту									
	z_0	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	Параметри експерименту		
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$lg(Gr)$	$lg(Re)$	$lg(x/d)$
1	+	–	–	–	+	+	+	$lg(10^2)$	$lg(150)$	$lg(20)$
2	+	+	–	–	–	–	+	$lg(10^3)$	$lg(310)$	$lg(200)$
3	+	–	+	–	–	+	–	$lg(10^2)$	$lg(150)$	$lg(20)$
4	+	+	+	–	+	–	–	$lg(10^3)$	$lg(310)$	$lg(200)$
5	+	–	–	+	+	–	–	$lg(10^2)$	$lg(150)$	$lg(20)$
6	+	+	–	+	–	+	–	$lg(10^3)$	$lg(310)$	$lg(200)$
7	+	–	+	+	–	–	+	$lg(10^2)$	$lg(150)$	$lg(20)$
8	+	+	+	+	+	+	+	$lg(10^3)$	$lg(310)$	$lg(200)$

Конструювання дослідного стенду. Експериментальна установка (рис. 3.2, рис. 3.3) складається з мідної трубки (1), що лежить на підставці з дерева та має ділянку стабілізації (4). Ця трубка вкрита тепловою ізоляцією K-Flex завтовшки 0,05 м та пінофолом завтовшки 0,01 м.

Для вимірювання потужності без похибки від опору провідів використано чотирипровідну схему. До поверхні трубки кріпляться термопари (3), вимірювальні (7) та силові (8) кабелі. Один із силових кабелів пропускається крізь трансформатор струму (10), що з'єднаний з амперметром (9).

Оскільки мідна трубка має дуже низький електричний опір, то для забезпечення достатньої поружності нагрівання потрібні низькі напруги порядку 1 мВ та високі струми порядку десятків А. Для цього силові кабелі приєднані до вторинної обмотки тороїдального трансформатора (11) з десятків витків проводом з перерізом 10 мм². Кількість витків підбиралася експериментально до досягнення максимальної потужності нагрівання, адже при високих струмах збільшення кількості витків призводить не лише до зростання напруги на виході, але й падіння напруги через збільшення внутрішнього опору. Первинна обмотка останнього через ЛАТР (12) та стабілізатор напруги «Україна 3» (13) приєднано до електричної мережі. Лабораторний автотрансформатор (12) регулює напругу та силу струму, а отже потужність нагрівання трубки. Стабілізатор (13) забезпечує незалежність

вихідної напруги від коливань напруги в електричній мережі.

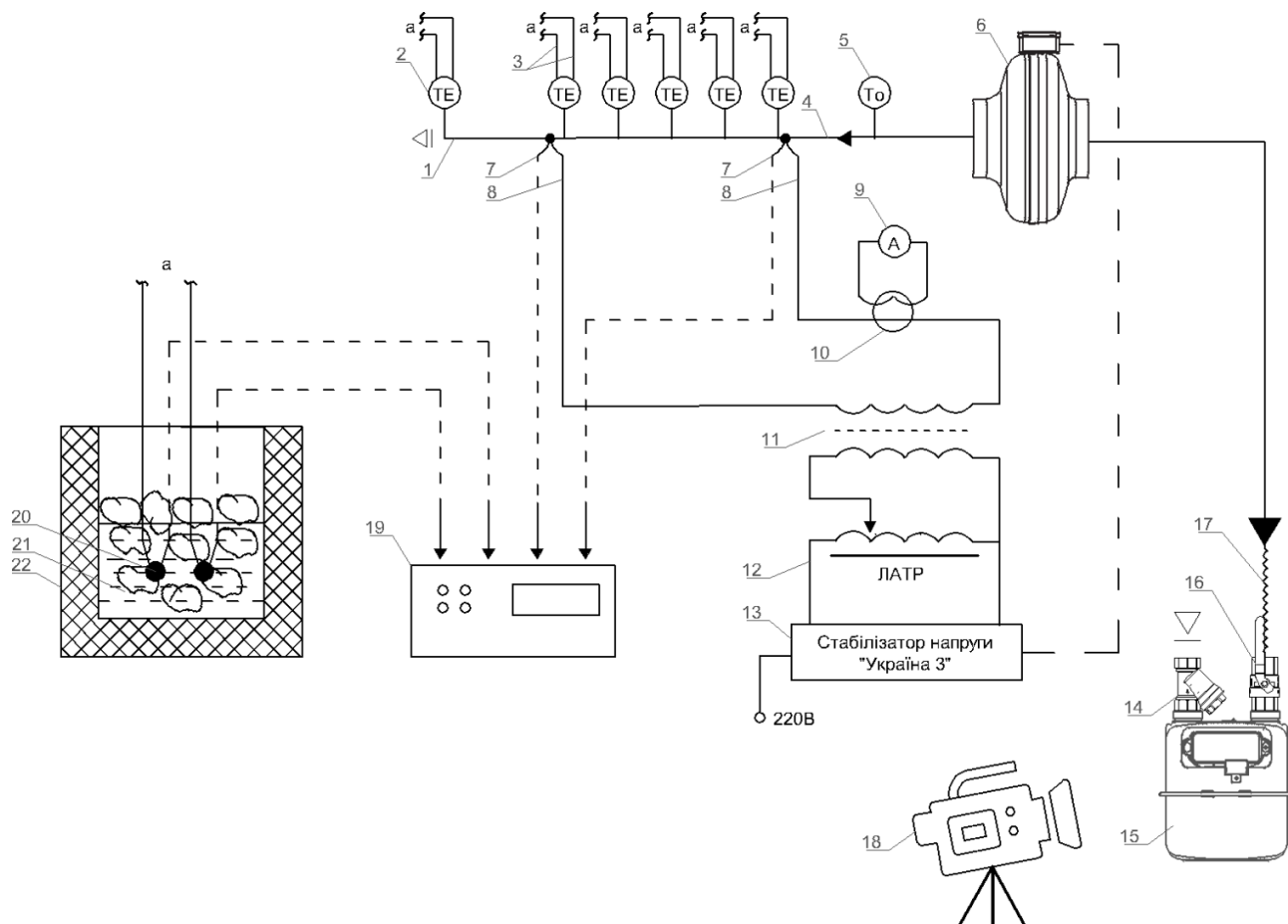


Рис. 3.2. Схема експериментальної установки визначення локальних значень коефіцієнта тепловіддачі від поверхні каналу до повітря: 1 – мідна трубка; 2 – термопара на виході повітря з трубки; 3 – термопари на поверхні трубки; 4 – ділянка стабілізації; 5 – термометр на вході повітря у трубку; 6 – радіальний прямотечійний вентилятор; 7 – вимірювальні кабелі; 8 – силові кабелі; 9 – амперметр; 10 – трансформатор струму; 11 – тороїдальний трансформатор; 12 – лабораторний автотрансформатор (ЛАТР); 13 – стабілізатор напруги «Україна 3»; 14 – фільтр; 15 – мембранний лічильник газу; 16 – запірно-регулювальний клапан; 17 – гнучка металева трубка; 18 – відеокамера; 19 – лабораторний мультиметр; 20 – спай копелевої та хромелевої нитки; 21 – мідні вимірювальні дроти; 22 – посудина Дьюара.

За допомогою лабораторного мультиметра (19) знімаються покази термопар (2-3) та напруга на трубці (1). Для коректності отримання даних з термопар, спай (20) копелевої та хромелевої нитки з мідними вимірювальними дротами

поміщаються у посудину Дьюара (22), у якій знаходиться суміш води та льоду із температурою $273,15\text{ K} / 0^{\circ}\text{C}$.

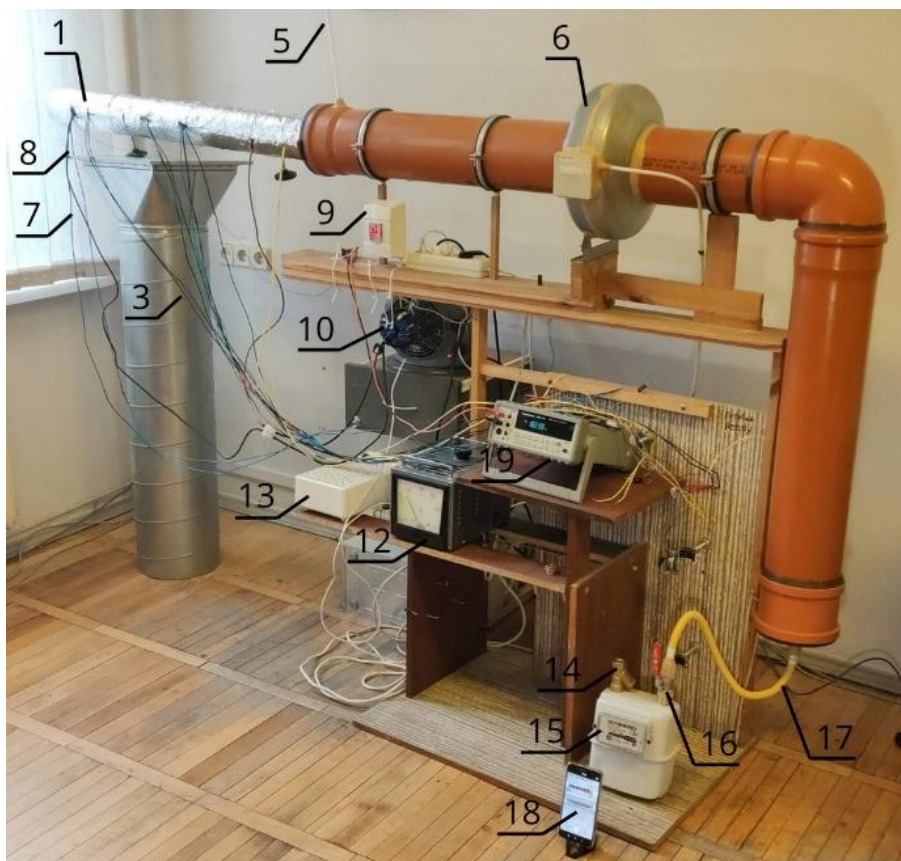


Рис. 3.3. Експериментальна установка визначення локальних значень коефіцієнта тепловіддачі від поверхні каналу до повітря: позначення див. рис. 3.2

Температура повітря на вході у трубку (1) фіксується термометром (5), а на виході з неї – термопарою (2). Повітря, що подається у трубку (1) за допомогою радіального прямотечійного вентилятора (6), приєднаного до стабілізатора напруги (13), очищується у фільтрі (14). Витрата повітря регулюється за допомогою запірно-регулювального клапана (16), фіксується лічильником (15) та відеокамерою (18). Лічильник під'єднується до установки гнучкою металевою трубкою (17).

У даній установці неможливо використати зменшення частоти обертання вентилятора (6). Як показують досліди, це призводить до припинення потоку повітря у випадковий момент часу. Пояснюється це тим, що мембранний лічильник газу (15) протягом більшості часу має дуже низький аеродинамічний опір, тому регулювальний кран має достатньо високий авторитет. Проблема виникає при

перемиканні тактів роботи лічильника. Якщо зменшити частоту обертання, то тиску потоку не вистачає для роботи золотникового механізму. При цьому певна кількість тактів відпрацьовується, а на випадковому перемиканні тактів лічильник заклинює. Якщо частоту обертання не зменшувати, то в момент перемикання тактів, аеродинамічний опір лічильника зростає, авторитет клапана падає практично до нуля, а весь тиск вентилятора спрямовується на золотниковий механізм, який дуже швидко відпрацьовує перемикання тактів. Після цього аеродинамічний опір лічильника знижується і авторитет клапана відновлюється. Більшість трубопроводів установки виконана діаметром на порядки більшим за діаметр трубки (0,15 м). Порожнина установки працює як демпфер і гасить імпульси при перемиканні тактів лічильника. Цей принцип впроваджено у проєкті ДСТУ «Захист довкілля. Зелені конструкції. Метод випробування тепломасообмінних процесів у рослинних шарах», що вперше набуває чинності в Україні (Додаток Б).

Нагрівання трубки та фіксація температури на її поверхні здійснюється на ділянці із усталеним профілем температури після ділянки стабілізації завдовжки: $l = 5 \cdot d$ м.

Незалежні змінні та їх рівні. Для проведення експерименту розглядаються три незалежні змінні, кожна з яких приймає кілька рівнів:

1. Переріз трубки – два рівні: 0,003 м та 0,008 м, що відповідають еквівалентним діаметрам каналів реверсивних регенеративних теплоутилізаторів різних модифікацій.
2. Витрата повітря – змінюється в діапазоні 0,019–0,103 м³/год. Для забезпечення репрезентативності дослідження виділено 4 рівні цього параметра.
3. Питома підведена теплота – змінюється в межах 1,52–3,74 Вт/м. Виділено 4 рівні даної змінної.

Кількість експериментів. Загальна кількість варіантів досліджень визначається як добуток кількості рівнів кожного фактора: $2 \times 4 \times 4 = 32$ експерименти. Для підвищення точності та зменшення випадкових похибок кожен

експеримент проводиться тричі. Відповідно, загальна кількість випробувань становить: $32 \times 3 = 96$ експериментів.

Послідовність проведення експериментів:

- Фіксується переріз трубки (наприклад, 0,003 м).
- Для кожного встановленого перерізу послідовно змінюється витрата повітря на чотирьох рівнях.
- На кожному рівні витрати досліджується чотири рівні питомої підведеної теплоти.
- Після завершення серії вимірювань експеримент повторюється для іншого перерізу трубки (0,008 м).
- Кожне дослідження повторюється тричі для оцінювання повторюваності.

Розрахунок статистичної значущості. Для забезпечення достовірності отриманих результатів необхідно визначити, скільки спостережень або вимірювань потрібно для досягнення статистичної значущості. Це виконується за допомогою методів статистичного аналізу.

Застосування цих методів дозволить гарантувати, що отримані результати є достовірними та можуть бути використані для подальших теоретичних і практичних висновків.

3.3 Методика напівавтоматизованого оброблення результатів досліджень

Під час проведення досліджень здійснювалося напівавтоматичне попереднє оброблення отриманих експериментальних даних. Основною метою було забезпечення автоматичного припинення повторних вимірювань при досягненні межі відносної похибки, яка значно менша за систематичну. Додатковим завданням було своєчасне інформування про грубі помилки для оперативного виявлення відхилень від запланованих умов експерименту. Паралельно визначалися допустимі значення сумарної похибки. Рівень надійності прийнято 0,95.

Під час експерименту кожна вимірювана величина x фіксувалася кілька разів. Отримані дані вносилися в електронну таблицю. До кожного значення автоматично застосовувалися коригувальні поправки, зазначені в технічній документації та

свідощтвах про повірку. У результаті формувалася вибірка спостережуваних значень цієї величини. Для послідовності з n спостережень $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n$ випадкової змінної x математичне сподівання, що максимально наближене до істинного значення, має вигляд [134]:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.5)$$

Відхилення Δx_i спостереження від математичного сподівання [134]:

$$\Delta x_i = x_i - \bar{x}. \quad (3.6)$$

Дисперсія розподілення оцінюється за залежністю [134]:

$$s^2 = \sum_{i=1}^n \Delta x^2 / n. \quad (3.7)$$

Середньоквадратичне відхилення [134]:

$$s = (s^2)^{1/2}. \quad (3.8)$$

Виконується цензурування даних. Визначається значення U – критерію грубих помилок для спостереження, що має найбільше відхилення $|\Delta x|_{\max}$ [134]:

$$U = |\Delta x|_{\max} / s. \quad (3.9)$$

Значення вважається можливою грубою помилкою, якщо воно перевищує критичне значення за u -розподіленням [134]:

$$U > u_{n, \alpha} \approx u_{1 - \frac{\alpha}{2n}} \left(\frac{2(n-1)}{2n-5 + \frac{3+u_{1-\frac{\alpha}{2n}}^2}{1-\frac{\alpha}{2n}} + \frac{2u_{1-\frac{\alpha}{2n}}^4}{12n-30}} \right)^{1/2}, \quad (3.10)$$

де u_ζ – квантиль стандартного нормального відхилення рівня ζ [134].

За правилом Томпсона:

$$U > z_{n-2, \alpha} = t_{n-2, 1-\alpha/2} (n-1)^{1/2} / (n-2 + t_{n-2, 1-\alpha/2}^2)^{1/2}, \quad (3.11)$$

де t_{FD, A^*} – квантиль розподілення Стюдента з FD ступенями свободи та імовірністю A^* відхилення рівня [134].

Якщо виконується умова (3.10) або (3.11), то отриманий результат вимірювання може свідчити про наявність грубої помилки, пов'язаної з відхиленням від експериментальних умов, або вказувати на те, що випадкова

похибка фізичної величини не підпорядковується нормальному гаусовому розподілу. Оперативне перевіряння результатів під час експерименту дає змогу негайно оцінити всі контрольовані параметри (напруга на кінцях експериментальної трубки, підведена сила струму тощо) і з'ясувати причину виникнення грубої помилки або підтвердити її відсутність.

Оцінка випадкової похибки визначається за формулою

$$\Delta_{\text{вип}} = s \cdot t_{n-1, 1-A/2} / (n-1)^{1/2}. \quad (3.12)$$

Для загальної похибки з урахуванням систематичної складової $\Delta_{\text{сис}}$ (таблиця 3.2 та таблиця 3.3) маємо

$$\Delta_{\Sigma} = ((\Delta_{\text{сис}} \cdot t_{\infty, 1-A/2}/3)^2 + \Delta_{\text{вип}}^2)^{1/2}. \quad (3.13)$$

Таблиця 3.2

Систематична похибка вимірювальних приладів

Виміряна величина x	Сумарна похибка Δ_{Σ}	Відносна похибка, $\varepsilon_{\text{сис}} = 100 \Delta_{\text{сис}} / x$, %
Сила струму, А (амперметр з межею похибки відліку 0,100): 29-63	0,218-0,425	0,684-0,74
Напруга, мВ мультиметр з межею похибки відліку 0,010): 25,87-116,87	0,067-0,234	0,2-0,26
Температура, К, повітря на вході у дослідну трубку з межею похибки відліку 0,1): 289,15-295,15	0,1	0,035-0,034
Витрата повітря, м ³ /год (газовий лічильник з межею похибки відліку 0,001): 0,018-0,103	$4 \cdot 10^{-5}$ -0,002	2,21

Таблиця 3.3

Систематична похибка непрямих вимірів

Величина x	Сумарна похибка Δ_{Σ}	Відносна похибка, $\varepsilon_{\text{сис}} = 100 \Delta_{\text{сис}} / x$, %
Температура, виміряна термопарами, К: 301,15-325,15	0,067-0,133	0,26-0,48
Динамічна в'язкість, Па·с: $1,81 \cdot 10^{-5}$ - $1,86 \cdot 10^{-5}$	$0,33 \cdot 10^{-7}$ - $0,629 \cdot 10^{-7}$	0,018-0,034
Густина повітря, кг/год: 1,17-1,086	$5,17 \cdot 10^{-4}$ - $4,44 \cdot 10^{-4}$	0,041-0,044
Питома підведена теплота, Вт/м: 1,51-3,75	0,013-0,035	0,87-0,93
Лінійні питомі тепловтрати, Вт/м: 0,8-2,1	0,023-0,045	2,12-2,91

Локальний коефіцієнт тепловіддачі від трубки до повітря, Вт/(м ² ·К):	0,14-19,0	0,004-0,975	2,86-5,13
--	-----------	-------------	-----------

Абсолютна похибка непрямих вимірювань величини y

$$y = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_j, \dots, \bar{x}_m) \quad (3.14)$$

розраховується за відомою залежністю [134]

$$\Delta_{\Sigma, y} = \sqrt{\sum_{j=1}^m (\Delta_{\Sigma, x_j} \partial y / \partial \bar{x}_j)^2}. \quad (3.15)$$

Оскільки функції перелічених критеріїв визначаються добутками та/або дробами інших фізичних величин, дана залежність набуває наступного виду [134]:

$$y = \prod_{i=1}^n z_i^{\gamma_i} = z_i^{\gamma_1} \cdot z_i^{\gamma_2} \dots z_i^{\gamma_n}, \quad (3.16)$$

де z_i – відповідне незалежне i -вимірювання; γ_i — показник степеня змінної z_i .

Відносна похибка непрямого вимірювання за формулою (3.16) визначається формулою [134]:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum (\gamma_i \cdot \varepsilon_{z_i})^2}, \quad (3.17)$$

де ε_{z_i} – відносна похибка вимірювання z_i .

3.4 Оброблення результатів експериментальних вимірювань та їхній аналіз

Для встановлення залежності коефіцієнта тепловіддачі y [134] рекомендується використовувати такий алгоритм досліджень: реалізація матриці планування та додаткових експериментів з автоматизованим обробленням результатів вимірювань; комп'ютерний розрахунок коефіцієнтів апроксимації $b_{i,j}$; розрахунок порядкових дисперсій паралельних дослідів; перевірками однорідності дисперсій за критерієм Кохрена; перевірка адекватності моделі за критерієм Фішера та аналіз значущості коефіцієнтів.

При проведенні експериментальних досліджень було виявлено дуже великі тепловтрати через кабелі, що виражалось суттєвим викривленням експериментальних епюр температури стінок. Для того щоб їх позбутися було прийнято рішення використати принцип складених проводів. Тонкий провід

приєднується до трубки, а через $10 \cdot d$, м до нього приєднувався провід більшого перерізу, який іде від тороїдального трансформатора. Тепловтрати крізь проводи зникають, якщо в результаті нагріву тонкого провода, його температура стає такою ж як і температура у місці його приєднання. Оскільки розрахувати ці проводи практично немає можливості (занадто багато факторів визначають тепловтрати самого тонкого провода), то використовувався багатожильний провід, частина жил якого підрізала до досягнення рівності температур трубки та жил. Це рішення використовується також для дослідження теплообміну у зелених конструкціях [132] і впроваджено у проєкті ДСТУ «Захист довкілля. Зелені конструкції. Метод випробування тепломасообмінних процесів у рослинних шарах», що вперше набуває чинності в Україні.

У результаті серії лабораторних досліджень були отримані та апроксимовані залежності зміни температури поверхонь стінок T , К трубок діаметрами 0.003 м та 0.008 м. Окремі характерні отримані залежності температури стінки від довжини трубки наведено на рис. 3.4 та рис. 3.5, інші залежності аналогічні і для зменшення обсягу роботи не наведені. Для діапазону діаметрів від 0,003 м до 0,008 м, результати значень температури залежно від довжини можна отримати апроксимацією експериментальних даних.

У таблиці 3.4 наведено коефіцієнти апроксимаційної формули:

$$T = A + B \cdot x \quad (3.18)$$

Таблиця 3.4

Коефіцієнти апроксимаційних формул для трубок діаметром 0,003 м та 0,008 м

Номер рисунок	Діаметр, м	Питома підведена теплота q_ℓ , Вт/м	Масова витрата повітря G , кг/год	A	B
3.4 А	0,003	3,62	0,025	320,53	5,25
3.4 Б	0,003	2,83	0,023	311,83	11,19
3.4 В	0,003	1,52	0,024	303,8	7,0
3.4 Г	0,003	1,52	0,025	304,3	1,85
3.5 А	0,008	3,00	0,123	301,57	8,13
3.5 Б	0,008	3,74	0,125	306,24	8,27
3.5 В	0,008	1,84	0,125	300,31	3,94
3.5 Г	0,008	1,84	0,126	299,35	2,98

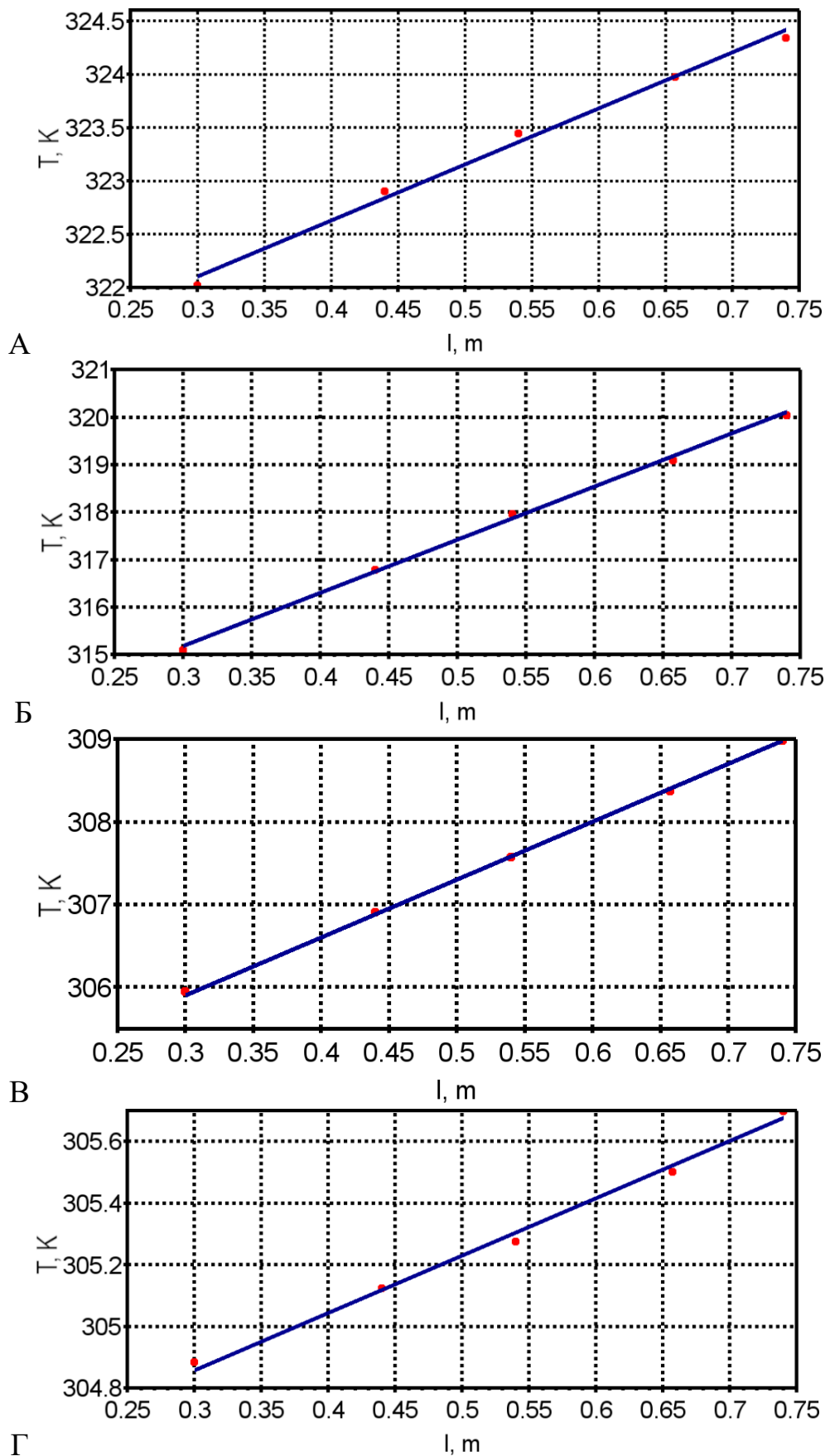


Рис. 3.4. Залежності температури стінки трубки діаметром 0,003 м від її довжини: червоні точки – фактично виміряні значення; синя лінія – апроксимація: А, Б, В, Г – див. таблицю 3.4

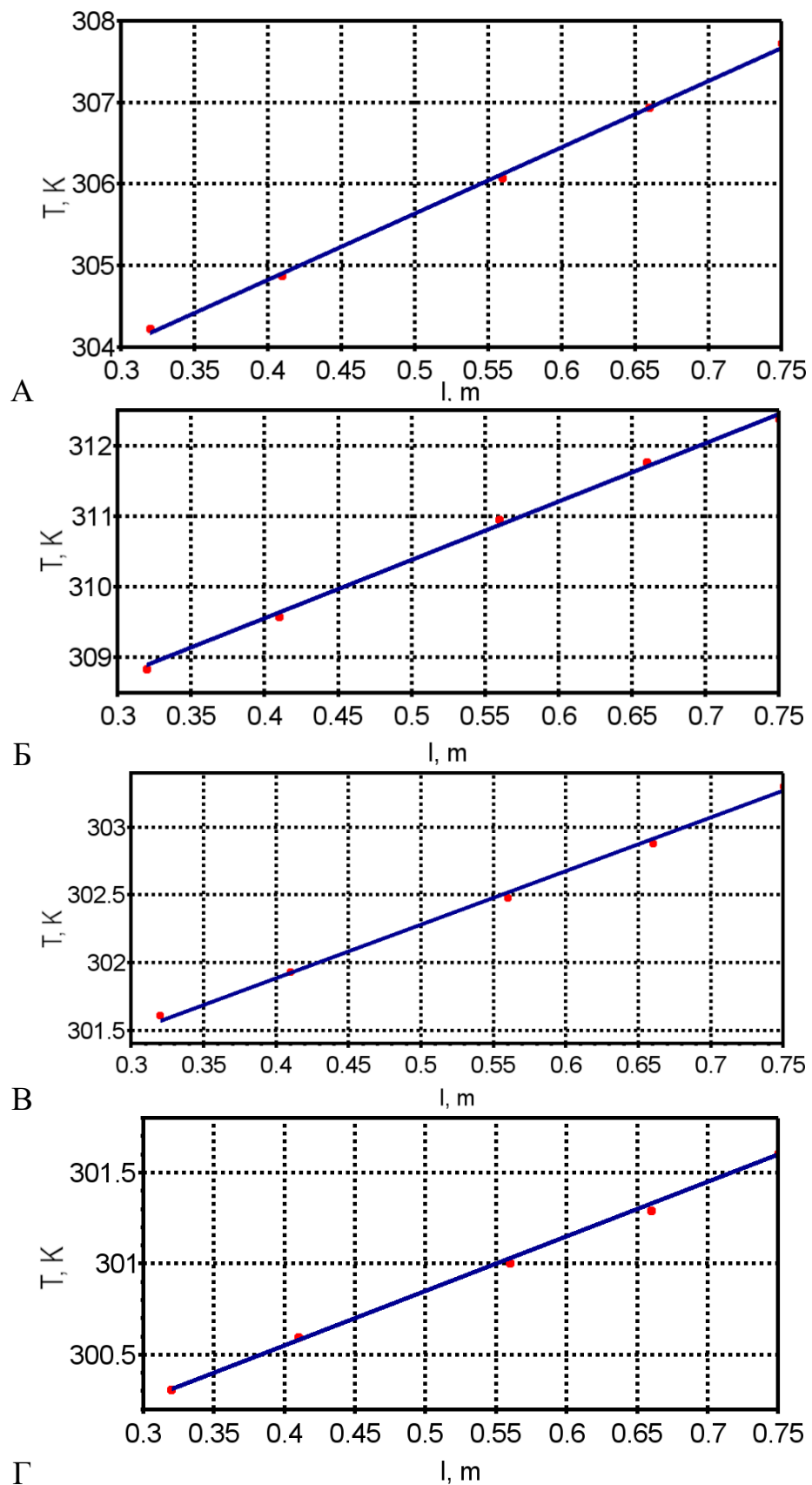


Рис. 3.5. Залежності температури стінки трубки діаметром 0,008 м від її довжини: червоні точки – фактично виміряні значення; синя лінія – апроксимація: А, Б, В, Г – див. таблицю 3.4

Середнє значення вихідного фактора при j -му досліді [134]

$$\bar{Y}_j = \frac{\sum_{i=1}^m Y_{j,i}}{m}, \quad (3.19)$$

де $Y_{j,i}$ – значення вихідного фактора при j -му досліді на i -му паралельному досліді;
 m – кількість паралельних дослідів при однакових значеннях факторів ($m = 3$).

Розрахунок дисперсій однорідності [134]

$$\bar{s}_j^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (Y_{j,i} - \bar{Y}_j)^2}{m-1}. \quad (3.20)$$

Однорідність дисперсій за критерієм Кохрена [134]

$$G_{N,m-1,\alpha} < G_p = \max(s_j^2) / \sum_{j=1}^N s_j^2, \quad (3.21)$$

де N – загальна кількість дослідів.

Гіпотеза про однорідність дисперсій дійсна за умови [134]

$$G_p < G_{N,m-1,0,95}, \quad (3.22)$$

де $G_{N,m-1,0,95}$ – критичне значення критерію Кохрена при степенях свободи N і $m-1$ та рівні значущості 0,95.

За результатами оброблення вимірних дослідних величин (таблиця 3.5) максимальне значення критерію Кохрена складає $0,63 < 0,684$.

Таблиця 3.5

Результати обробки вимірних дослідних величин

№	$Y_{j,i}$			$\bar{Y}_j$	$(Y_{j,i} - \bar{Y}_j)^2$				$\bar{s}_j^2$	G_p	$G_{N, m-1, \alpha}$
	1	2	3		1	2	3	Сума			
1	1,86	1,86	1,87	1,86	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003	0,6	0,684
2	1,92	1,93	1,92	1,92	0,00001	0,00004	0,00001	0,00007	0,00003		
3	2,03	2,05	2,04	2,04	0,00010	0,00010	0,00000	0,00020	0,00010		
4	2,02	2,02	2,05	2,03	0,00010	0,00010	0,00040	0,00060	0,00030		
5	2,11	2,1	2,11	2,11	0,00001	0,00004	0,00001	0,00007	0,00003		
1	2,2	2,2	2,2	2,20	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,57	0,684
2	2,28	2,28	2,27	2,28	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		

3	2,38	2,38	2,37	2,38	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		
4	2,4	2,4	2,38	2,39	0,00004	0,00004	0,00018	0,00027	0,00013		
5	2,45	2,45	2,46	2,45	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		
1	1,66	1,65	1,67	1,66	0,00000	0,00010	0,00010	0,00020	0,00010	0,43	0,684
2	1,68	1,69	1,68	1,68	0,00001	0,00004	0,00001	0,00007	0,00003		
3	1,76	1,76	1,75	1,76	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		
4	1,72	1,72	1,73	1,72	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		
5	1,82	1,81	1,81	1,81	0,00004	0,00001	0,00001	0,00007	0,00003		
1	1,56	1,55	1,56	1,56	0,00001	0,00004	0,00001	0,00007	0,00003	0,63	0,684
2	1,57	1,57	1,57	1,57	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000		
3	1,64	1,64	1,65	1,64	0,00001	0,00001	0,00004	0,00007	0,00003		
4	1,6	1,6	1,63	1,61	0,00010	0,00010	0,00040	0,00060	0,00030		
5	1,7	1,73	1,68	1,70	0,00001	0,00071	0,00054	0,00127	0,00063		

Постає завдання визначити температуру повітря. Прямими вимірюваннями це зробити неможливо. Тому прийнято рішення використати балансові рівняння. Розглянемо розріз експериментальної трубки (рис. 3.6).

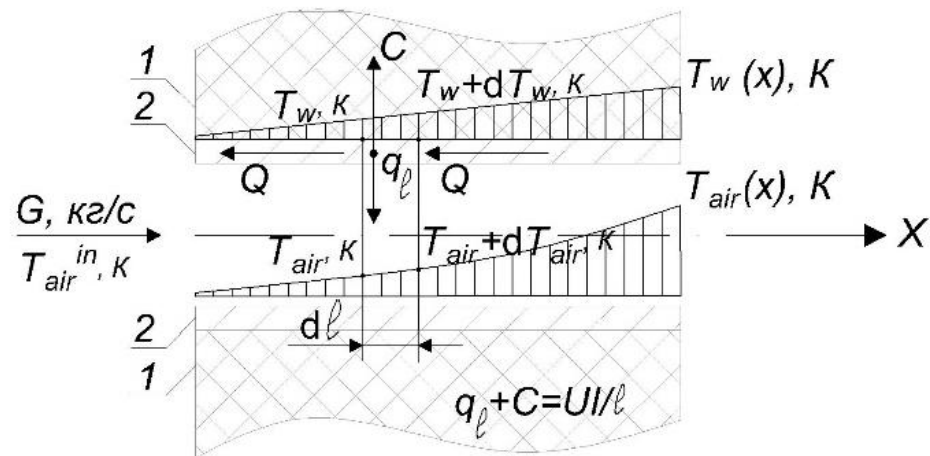


Рис. 3.6. Експериментальна трубка в ізоляції:
1 – теплова ізоляція K-Flex та пінофол; 2 – мідна трубка

Основною проблемою даних досліджень є неможливість вимірювання температури повітря в тонких трубках. Це вимагає вдосконалення методу вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі у трубках. Температуру повітря в трубці можна визначити лише непрямым чином за даними температури повітря на вході й виході з трубки та розподілу температури трубки.

Проведемо вздовж напрямку руху повітряних мас вісь Х. Температура повітряних мас та стінок трубки збільшується вздовж осі Х. При цьому теплота рухається від більш нагрітого тіла (поверхні стінки) до менш нагрітого середовища (повітря). Ці процеси можна описати рівнянням балансу теплоти нескінченно короткої ділянки трубки:

$$c_{air} \cdot G \cdot dT_{air} = (q_{\ell} - C) \cdot dx, \quad (3.23)$$

де c_{air} – питома теплоємність повітря, приймається $c_{air} = 1006$ Дж/(кг·К); G – масова витрата повітря, кг/с; T_{air} – температура повітря, К; q_{ℓ} – питома підведена теплота, $q_{\ell} = U \cdot I / l$ Вт/м, де U – підведена до трубки напруга, В; I – сила струму, А; ℓ – довжина трубки, м; C – лінійні питомі тепловтрати, Вт/м; x – відстань від початку координат вздовж однойменної осі, м.

Лінійні питомі тепловтрати можна визначити з балансу теплоти трубки та потоку повітря вцілому:

$$I \cdot U = c_{air} \cdot G \cdot \Delta T_{air} + C, \quad (3.24)$$

звідси:

$$C = 2 \cdot \bar{C} \left(1 - \frac{T_{max} - T_{out}}{T_{max} + T_{min} - 2 \cdot T_{out}} \right) + \frac{2 \cdot \bar{C} \cdot x}{\ell} \cdot \left(2 \cdot \frac{T_{max} - T_{out}}{T_{max} + T_{min} - 2 \cdot T_{out}} - 1 \right), \quad (3.25)$$

де T_{max} і T_{min} – максимальна і мінімальна температури поверхні стінки трубки, К; T_{out} – температура навколишнього середовища, К; $\bar{C}$ – усередненні по довжині тепловтрати: $\sum C / l$, Вт/м.

Шляхом простих перетворень рівняння (3.23) отримуємо залежність температури повітря від координати x :

$$T_{air}(x) = T_{air\,in} + \frac{(q_{\ell} - C - k \cdot x/2) \cdot x}{c_{air} \cdot G}, \quad (3.26)$$

де $T_{air\,in}$ – температура повітря на вході у дослідну ділянку, що вимірюється термометром (5) на рис. 3.2.

Локальний коефіцієнт тепловіддачі від трубки до повітря:

$$\alpha(x) = \frac{q_{\ell} - C}{\pi \cdot d \cdot (T - T_{air})}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.27)$$

Локальне значення числа Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha(x) \cdot d}{\lambda_{air}}, \quad (3.28)$$

де λ_{air} – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К), визначався за формулою (3.34) [131].

Загальноприйнятою є залежність числа Нуссельта у формі (2.10) або (2.25). У разі, якщо не вдається адекватно описати результати рівняння (2.10), необхідно долучити додаткові безрозмірні фактори, і таким фактором може бути лише відношення x/d .

Проводимо оброблення отриманих локальних значень числа Нуссельта з урахуванням його залежності від числа Рейнольдса та Грасгофа, при цьому нехтуємо числом Прандтля Pr , що має відхилення 0,66% від середнього значення [136]:

$$\lg(\widehat{Nu}) = \lg(k) + r \cdot \lg(Re) + n \cdot \lg(Gr) + p \cdot \lg\left(\frac{x}{d}\right) \Leftrightarrow \widehat{Nu} = k \cdot Re^r \cdot Gr^n \cdot \left(\frac{x}{d}\right)^p \quad (3.29)$$

При проведенні дослідження температура стінок виявилася лінійно залежною від довжини. При розгляді кожної елементарної частинки трубки маємо баланс теплоти. Бокові ефекти не враховувалися через достатню ізоляцію торців.

Через дуже складні процеси, підібрати режими роботи установки заздалегідь розробленою матрицею планування експерименту неможливо. Тому виконувалася велика кількість експериментів, а результати оброблялися безпосередньо за методом найменших квадратів.

Визначаємо коефіцієнти регресії для вибірки (таблиця 3.6) із перевірянням t - розподілу Стюдента. Коефіцієнт Стюдента при надійності 0,95 становить $t_{0,95} = 2,064$. За результатами розрахунку було отримано коефіцієнти регресії із стандартною мохибкою та t -статистикою (таблиця 3.7). Значення коефіцієнта t – статистики для числа Рейнольдса перевищує 2,064, а отже він є статистично незначущим.

Таблиця 3.6

Вибірка експериментальних даних

Re (x)	Gr	d/x	x/d	(Nu) ^	ln(Nu)	ln(Re)	ln(Gr)	ln(x/d)
295,667	437,296	0,052	19,38	1,364	0,3102	5,6892	6,0806	2,964

294,323	359,942	0,033	30,63	1,394	0,3319	5,6847	5,8859	3,4218
292,530	276,407	0,020	49,37	1,299	0,2616	5,6786	5,6219	3,8994
291,634	249,006	0,016	61,88	1,092	0,0883	5,6755	5,5175	4,1251
291,028	242,199	0,014	73,12	0,816	-0,204	5,6734	5,4898	4,2922
301,426	824,717	0,052	19,38	1,299	0,2619	5,7085	6,715	2,964
298,938	627,951	0,033	30,63	1,528	0,4239	5,7002	6,4425	3,4218
295,195	361,539	0,020	49,37	2,209	0,7927	5,6876	5,8904	3,8994
292,960	219,454	0,016	61,88	3,221	1,1696	5,68	5,3911	4,1251
291,117	111,897	0,014	73,12	5,653	1,7322	5,6737	4,7176	4,2922
303,830	536,715	0,052	19,38	1,000	0,0002	5,7165	6,2855	2,964
302,612	443,507	0,033	30,63	1,127	0,1194	5,7125	6,0947	3,4218
300,727	307,700	0,020	49,37	1,439	0,3642	5,7062	5,7291	3,8994
299,568	229,408	0,016	61,88	1,779	0,5758	5,7023	5,4355	4,1251
298,589	166,531	0,014	73,12	2,272	0,8208	5,6991	5,1152	4,2922
307,288	516,414	0,052	19,38	0,915	-0,089	5,7278	6,2469	2,964
306,178	428,298	0,033	30,63	1,041	0,0398	5,7242	6,0598	3,4218
304,442	297,374	0,020	49,37	1,358	0,3059	5,7185	5,695	3,8994
303,362	220,179	0,016	61,88	1,715	0,5395	5,7149	5,3944	4,1251
302,441	157,008	0,014	73,12	2,262	0,8162	5,7119	5,0563	4,2922
151,139	557,730	0,021	46,67	0,253	-1,376	5,0182	6,3239	3,843
149,995	409,196	0,011	93,33	0,205	-1,586	5,0106	6,0142	4,5362
149,507	366,720	0,008	126,67	0,128	-2,053	5,0073	5,9046	4,8416
163,501	937,758	0,021	46,67	0,133	-2,015	5,0968	6,8435	3,843
162,412	742,924	0,011	93,33	0,137	-1,985	5,0901	6,6106	4,5362
161,748	631,056	0,008	126,67	0,138	-1,98	5,086	6,4474	4,8416
161,088	525,578	0,006	165,67	0,135	-2,001	5,082	6,2645	5,11
160,694	465,853	0,005	193,33	0,129	-2,045	5,0795	6,1439	5,2644

Виконано аналіз експериментальних даних (таблиця 3.6) із використанням функції Smart_Round авторської бібліотеки Decimal.sci версія 1.0 для SciLab 2024.1.0.

Таблиця 3.7

Результати аналізу

	Коефіцієнти	Стандартна похибка	t-статистика	P-Значення	Нижнє 95%	Верхнє 95%
Y-перетин	-4,35	4,49	-0,97	0,34	-13,62	4,91
ln(Re)	2,12	0,48	4,41	0,00	1,13	3,12
ln(Gr)	-0,99	0,22	-4,53	0,00	-1,44	-0,54
ln(x/d)	-0,44	0,20	-2,18	0,04	-0,86	-0,02

У результаті регресії маємо авторську експериментальну формулу [137]:

$$\widehat{Nu} = \frac{500}{\left| \frac{Gr}{100} \right|^{1.92} \cdot \frac{x}{d}}, \quad (3.30)$$

де 100 – масштабний коефіцієнт, без якого дає нестійкі результати умова методу найменших квадратів:

$$\sum (Nu - \widehat{Nu})^2 \rightarrow \min, \quad (3.31)$$

а Nu – експериментальне значення числа Нуссельта.

Дисперсія відтворюваності [134]:

$$s_Y^2 = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^m (Y_{ji} - \bar{Y}_j)^2}{(m-1)n}, \quad (3.32)$$

де n – кількість факторів.

Дисперсія неадекватності [134]:

$$s_{ad}^2 = \sum_{j=1}^N (\bar{Y}_j - \hat{y}_j)^2 / (N - N_b), \quad (3.33)$$

де $\hat{y}_j$ – значення за математичною моделлю при j -му досліді (рядку матриці); N_b – кількість значущих коефіцієнтів регресії.

Адекватність перевіряємо за критерієм Фішера [134]

$$F = \frac{s_{ad}^2}{s_Y^2}. \quad (3.34)$$

Умова адекватності:

$$F \leq F_{N-N_b, N(m-1), 0.95}, \quad (3.35)$$

де $F_{N-N_b, N(m-1), 0.95}$ – критичне значення критерію Фішера при ступенях свободи FD, FD' та надійності 0.95.

За результатами порівняння експериментального критерію Нуссельта та авторської формули (3.30) (таблиця 3.8) отримано значення критерію Фішера та порівняно його з максимальним значенням: $1,12 < 1,906$.

Адекватність авторської формули числа Нуссельта

Re (x)	Gr	d/x	Nu	$\widehat{Nu}$	$\Delta = \widehat{Nu} - Nu$	Δ^2	s_{ad}^2	s_Y^2	F	$F_{N-Nb, \alpha}$ $N(m-1), \alpha$
295,667	437,296	0,052	1,364	1,519	-0,155	0,024	0,271	0,242	1,12	1,906
294,323	359,942	0,033	1,394	1,396	-0,002	0,000				
292,530	276,407	0,020	1,299	1,438	-0,139	0,019				
291,634	249,006	0,016	1,092	1,402	-0,310	0,096				
291,028	242,199	0,014	0,816	1,251	-0,436	0,190				
301,426	824,717	0,052	1,299	0,449	0,850	0,723				
298,938	627,951	0,033	1,528	0,480	1,048	1,099				
295,195	361,539	0,020	2,209	0,859	1,351	1,825				
292,960	219,454	0,016	3,221	1,787	1,434	2,056				
291,117	111,897	0,014	5,653	5,510	0,143	0,020				
303,830	536,715	0,052	1,000	1,025	-0,025	0,001				
302,612	443,507	0,033	1,127	0,935	0,192	0,037				
300,727	307,700	0,020	1,439	1,170	0,269	0,072				
299,568	229,408	0,016	1,779	1,641	0,138	0,019				
298,589	166,531	0,014	2,272	2,568	-0,296	0,088				
307,288	516,414	0,052	0,915	1,103	-0,189	0,036				
306,178	428,298	0,033	1,041	1,000	0,041	0,002				
304,442	297,374	0,020	1,358	1,249	0,108	0,012				
303,362	220,179	0,016	1,715	1,776	-0,060	0,004				
302,441	157,008	0,014	2,262	2,876	-0,614	0,377				
151,139	557,730	0,021	0,253	0,395	-0,143	0,020				
149,995	409,196	0,011	0,205	0,358	-0,153	0,024				
149,507	366,720	0,008	0,128	0,326	-0,197	0,039				
163,501	937,758	0,021	0,133	0,146	-0,012	0,000				
162,412	742,924	0,011	0,137	0,114	0,023	0,001				
161,748	631,056	0,008	0,138	0,115	0,023	0,001				
161,088	525,578	0,006	0,135	0,125	0,010	0,000				
160,694	465,853	0,005	0,129	0,135	-0,005	0,000				

Якщо умова (3.35) виконується, то математична модель є адекватною.

Відхилення від результатів дослідів значення числа Нуссельта за формулою (3.30) становить від 0,17 до 18,7 %. За формулою (3.30) створено номограму (рис. 3.7).

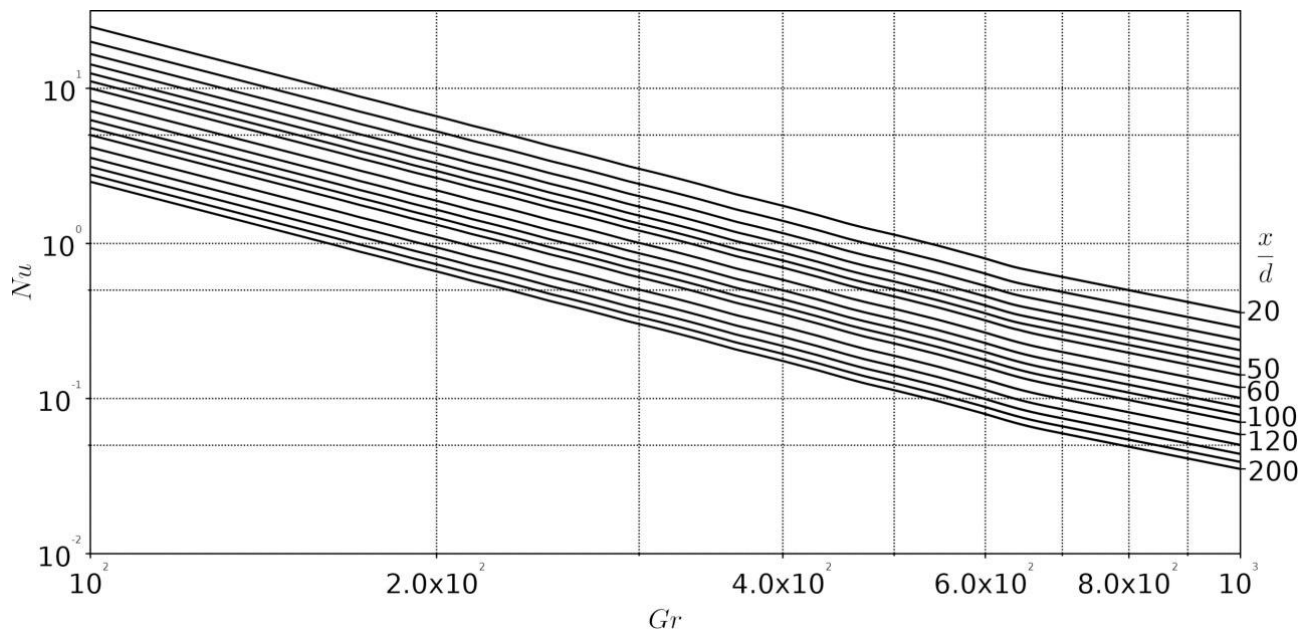


Рис. 3.7. Номограма залежностей числа Нусельта від числа Грасгофа при значеннях x/d від 20 до 200

Число Рейнольдса виявилося незначущим фактором, що відповідає теоретичному рівнянню конвекції-дифузії (2.34). Однак, на відміну від цієї формули, наявний вплив критерію Грасгофа та безрозмірного відношення x/d . Негативний вплив числа Грасгофа пояснюється відносно малими розмірами трубок. Утворені в них вертикальні конвективні течії інтенсифікують теплообмін лише у власних межах. За ними утворюються значні аеродинамічні сліди, у яких теплообмін суттєво гальмується. У трубках даного діаметра переважає цей процес гальмування. У трубках діаметром 0,003 м конвективні течії взагалі не можуть сформуватися, тому вплив числа Грасгофа практично відсутній (рис. 3.8).

Отриманий результат за формою суперечить формулі (2.10). Порівняно з формулою, що враховує критерій Грасгофа (2.25), значення числа Рейнольдса не є впливовим.

Відхилення значень за формулою (3.30) від формул (2.10), (2.34) та (2.25) показано на діаграмі (рис.3.9). При цьому відхилення значень за формулами (2.10), (2.34) та (2.31) між собою для порівняння наведені на рис. 3.10. Як видно на діаграмі, розбіжність є суттєвою.

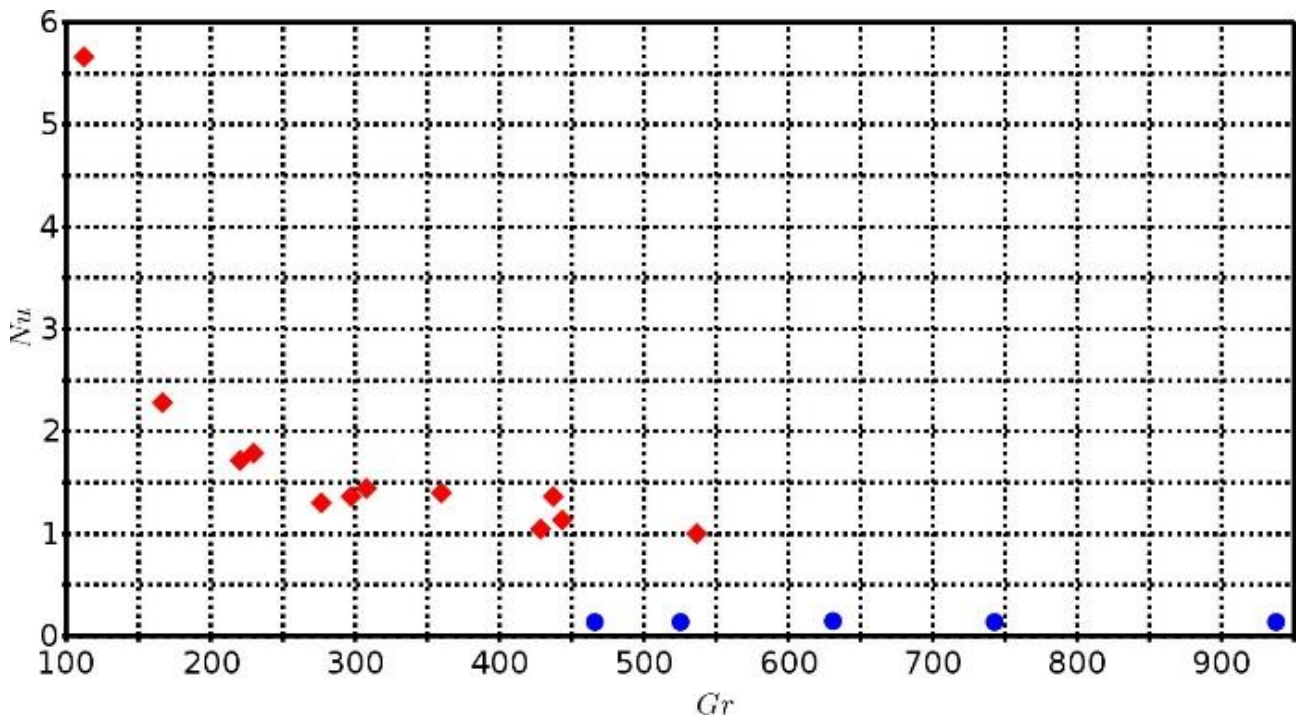


Рис. 3.8. Залежність числа Нуссельта Nu від числа Грасгофа Gr : ромби - трубка діаметром 0,008 м, круги - трубка діаметром 0,003 м

Таким чином, для даного діапазону діаметрів трубок необхідно послуговуватися формулою (3.30). Ця формула закладається у математичну модель регенеративного пристрою децентралізованої вентиляції. На основі цих рівнянь виконується вдосконалення роботи реверсивного регенератора теплоти і визначення його значущих теплотехнічних характеристик.

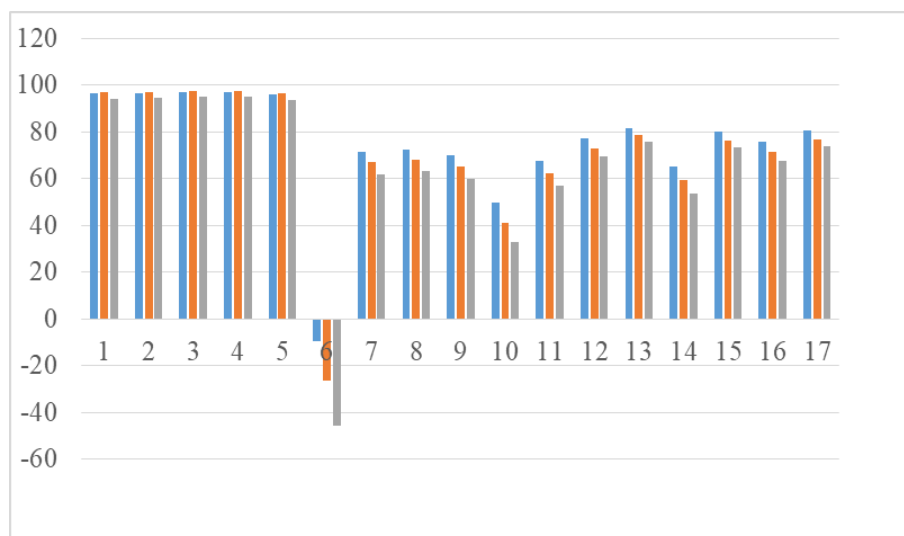


Рис. 3.9. Діаграма відхилення формули (3.30) від формул (2.10) – блакитний, (2.34) – помаранчевий, (2.31) – сірий колір

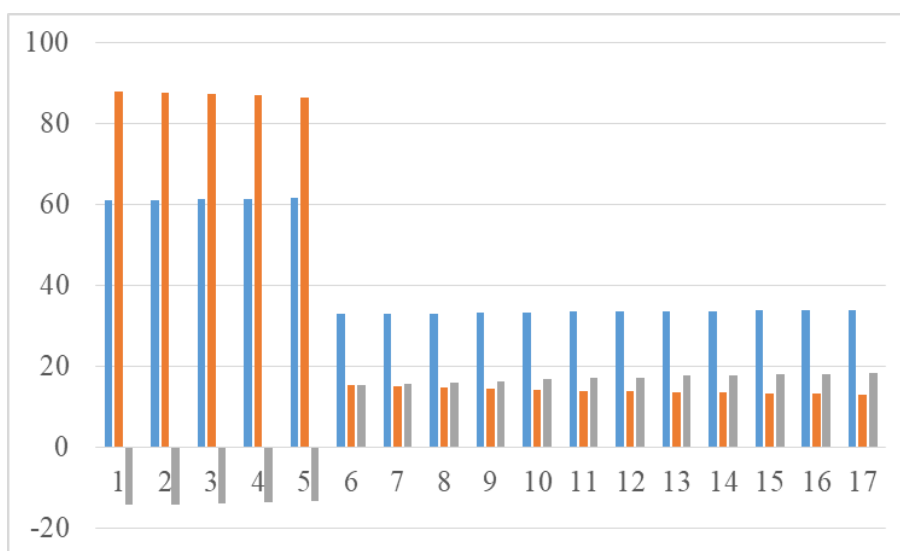


Рис. 3.10. Діаграма відхилення формул (2.10), (2.34) та (2.31) між собою: відношення (2.10) до (2.31) – блакитний, (2.34) до (2.31) – помаранчевий, (2.10) до (2.34) – сірий колір

Отримані результати дозволяють скоригувати математичну модель, створену у Розділі 2 даної дисертаційної роботи, задля отримання адекватних результатів математичного моделювання процесів теплообміну у реверсивному регенераторі теплоти.

Висновки до розділу 3

1. У ході експериментального дослідження було встановлено особливості теплообміну в тонкостінних трубках діаметром 0,003 та 0,008 м, що дозволило отримати експериментальну формулу для визначення числа Нуссельта.
2. Запропонована формула дозволяє з достатньою точністю визначати коефіцієнт конвективного теплообміну від стінок трубки до повітряного потоку, що сприяє покращенню методів розрахунку теплопередачі в мікроканальних системах.
3. Встановлено, що отримані результати є актуальними для чисел Рейнольдса в діапазоні від 150 до 310, чисел Грасгофа від 110 до 1000, а також для відношення геометричних розмірів каналу x/d у межах від 20 до 200.
4. Отримані дані дозволяють здійснювати оцінювання ефективності

теплообміну в реверсивних регенераторах теплоти, побудованих на основі тонких каналів, що сприяє вдосконаленню їхньої конструкції та підвищенню енергоефективності.

4. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РЕВЕРСИВНОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА З ВИКОРИСТАННЯМ АВТОРСЬКОЇ ФОРМУЛИ

4.1 Уточнена математична модель роботи реверсивного регенератора теплоти

Математична модель (2.11) з урахуванням (3.30) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{a} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{0,00228 \cdot T_{air}^{5,76} \cdot a_{air} \cdot \mu^{3,84}}{|T_{air} - T|^{0,92} \cdot d_e^{6,76} \cdot g^{1,92} \cdot x}; \\ \frac{2,05 \cdot T_{air}^{5,76} \cdot \mu^{4,84}}{|T_{air} - T|^{0,92} \cdot d_e^{6,76} \cdot g^{1,92} \cdot x} = - \frac{G \cdot Pr}{P \cdot d_e} \cdot \frac{\partial T_{air}}{\partial x}. \end{cases} \quad (4.1)$$

Форма залежності (3.30) значно ускладнює математичну модель. На самому початку каналу виникає невизначеність. Тому зсуваємо сітку для твердого тіла на половину кроку сітки. Це значно спрощує схему розв'язання, адже зникає потреба для підвищення точності брати середнє арифметичне значень температури у вузлах.

Сітку за твердим тілом зсунуто на пів інтервалу Δx , тому середнє арифметичне за твердим тілом не беремо:

$$x = \left(i - \frac{1}{2}\right) \cdot \Delta x, \quad (4.2)$$

Застосувавши кінцево-різницьку схему маємо рівняння балансу теплоти у вигляді:

$$\frac{Const1 \cdot (T_{air,i+1,j+1} + T_{air,i+1,j} + T_{air,i,j+1} + T_{air,i,j})^{1,92} \cdot \left(\frac{T_{air,i+1,j+1} + T_{air,i+1,j} + T_{air,i,j+1} + T_{air,i,j}}{2} - T_{i,j+1} + T_{i,j}\right)}{2 \cdot (2i - 1) \cdot (T_{air,i+1,j+1} + T_{air,i+1,j} + T_{air,i,j+1} - 2 \cdot T_{i,j+1} + T_{air,i,j} - 2 \cdot T_{i,j})^{1,92}} + T_{air,i+1,j+1} + T_{air,i+1,j} - T_{air,i,j+1} - T_{air,i,j} = 0. \quad (4.3)$$

$$T_{i,j+1} = Const0 \cdot (-T_{air,i+1,j+1} - T_{air,i+1,j} + T_{air,i,j+1} + T_{air,i,j}) + T(i,j), \quad (4.4)$$

де $Const0$ та $Const1$ відповідно:

$$Const1 = \frac{13836619,418 \cdot P \cdot \lambda_{air} \cdot \nu^{3,84}}{G \cdot c_p \cdot d_e^{5,76} \cdot g^{1,92}}; \quad (4.5)$$

$$Const0 = \frac{\Delta \tau \cdot G \cdot c_p}{2 \cdot A \cdot \Delta x \cdot c \cdot \rho}. \quad (4.6)$$

Значне підвищення коефіцієнта тепловіддачі на початку каналу призводить до появи можливості наближення до термодинамічної рівноваги між повітрям і реверсивним регенератором поміж вузлами. А це означає, що не вся площа теплоутилізатора братиме участь у теплообміні. Аналогом цього явища є часткове

залучення поверхні радіатора системи опалення до теплопередачі, що можна відчувати у випадку практичного закриття терmostатичного клапана і малої витрати теплоносія [138]. Тому необхідно контролювати, щоб температура повітря не перетнула значення відповідної температури реверсивного регенератора:

$$(T_{air,i,j+1} - T_{i,j+1}) \cdot (T_{air,i+1,j+1} - T_{i,j+1}) < 0. \quad (4.7)$$

Якщо умова (4.7) виконується, то настає рівновага між повітрям і поверхнею тіла реверсивного регенератора. У такому випадку працює не вся поверхня, рівняння (4.3) не відповідає фізичному змісту, а до рівняння (4.4) потрібно підставити $T_{air,i+1,j+1} = T_{i,j+1}$.

Якщо перетин відбувся, то температуру повітря та реверсивного регенератора визначають з умови настання рівноваги:

$$\begin{cases} c_p \cdot G \cdot (T_{air,i+1,j+1} - T_{air,i,j}) = -c \cdot \rho \cdot \Delta x \cdot (T_{i,j+1} - T_{i,j}); \\ T_{air,i+1,j+1} = T_{i,j+1}. \end{cases} \quad (4.8)$$

Звідси:

$$T_{i,j+1} = \frac{Const0 \cdot (-T_{air,i+1,j} + T_{air,i,j+1} + T_{air,i,j}) + T(i,j)}{Const0+1},$$

$$T_{air,i+1,j} = T_{i,j}. \quad (4.9)$$

Застосовуємо кінцево-різницеву схему для рівняння Фур'є-Кірхгофа:

$$T_{i+1,j+1} - Const2 \cdot T_{i,j+1} + T_{i-1,j+1} = -T_{i+1,j} + Const3 \cdot T_{i,j} - T_{i-1,j}, \quad (4.10)$$

де $Const2$ та $Const3$ відповідно:

$$Const2 = 2 \cdot \left(\frac{\Delta x^2}{\bar{a} \cdot \Delta \tau} + 1 \right); \quad (4.11)$$

$$Const3 = 2 - \frac{2 \cdot \Delta x^2}{\bar{a} \cdot \Delta \tau}. \quad (4.12)$$

На кінцях регенератора застосовуємо граничну умову другого роду «адіабатні торці»:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0, x=\ell} = 0. \quad (4.13)$$

Уводимо віртуальний вузол $i = 0$ при $x = -\Delta x/2$. На початку реверсивного регенератора теплообмін відсутній, значить гранична умова $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ при $x = 0$ запишеться в кінцевих різницях як $T_{0,j} = T_{1,j}$. Аналогічно наприкінці реверсивного

регенератора уводимо віртуальний вузол $i = n$ при $x = \ell + \Delta x/2$. Гранична умова $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ при $x = \ell$ запишеться в кінцевих різницях як $T_{n,j} = T_{n-1,j}$.

На основі отриманих залежностей створено авторську програму (Додаток В) для програмного комплексу SciLab 2024.1.0. Алгоритм її роботи з урахуванням ввідних параметрів (таблиця 4.1) наведено на рис. 4.1.

Таблиця 4.1

Ввід даних

Позначення	Опис параметра
G	Масова витрата повітря, кг/с
tau_ch	Час перемикання, с
Dtau	Крок часової сітки, с
l	Довжина, м
nl	Кількість відрізків за довжиною
P	Периметр каналів, м
A_ef	Площа каналів регенератора, м ²
A	Площа перерізу провітрювача, м ²
Text	Температура зовнішнього повітря, К
Tl	Температура витяжного повітря, К
DTmax	Допустиме відхилення температури, К
nu	Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с
Pr_air	Усереднене значення числа Прандтля повітря
lambda_air	Усереднене значення коефіцієнта теплопровідності повітря, Вт/(м·К)
c_p	Теплоємність повітря, Дж/(кг·К)
a	Усереднене значення коефіцієнта температуропровідності регенератора, м ² /с
c	Теплоємність матеріалу регенератора, Дж/(кг·К)
rho	Усереднена густина регенератора теплоти, кг/м ³
g	Прискорення вільного падіння, м/с ²

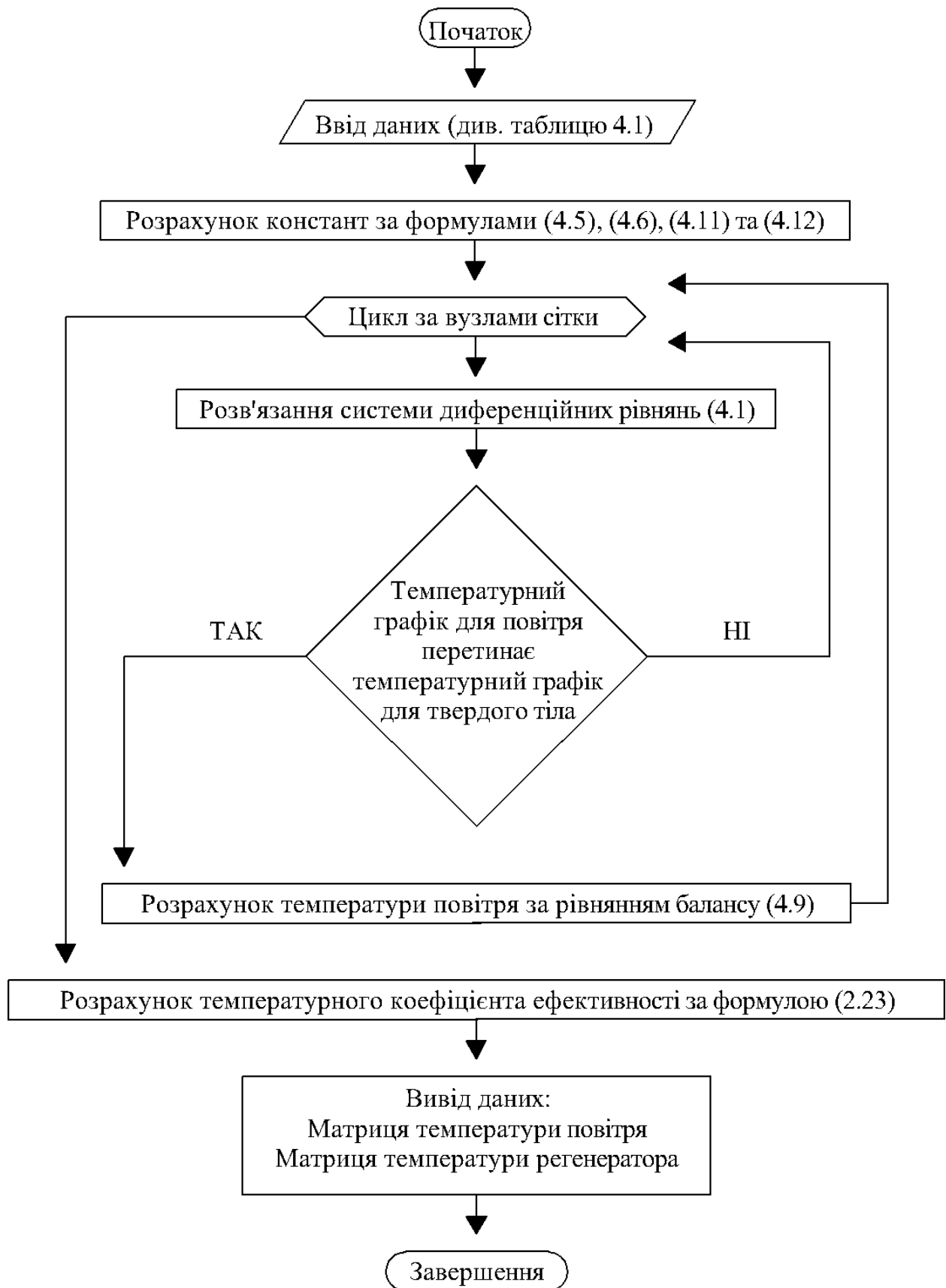


Рис. 4.1. Алгоритм роботи авторської програми (Додаток В)

Програма дає можливість моделювати роботу реверсивного регенеративного теплоутилізатора при його різних геометричних і теплофізичних параметрах та

отримати температурний коефіцієнт ефективності теплоутилізації й вектори температур поверхні та повітря.

Виконано тест незалежності від кроку сітки. Шляхом перебирання знайдено найбільш густу сітку, за якої похибки заокруглення не спотворюють криві. У даному випадку часовий крок становить 0,1 с і просторовий - 0,4 мм. Розрахунки повторювалися при кроку часової сітки 0,2 с і тому ж кроку просторової сітки. Різниця не перевищувала 0,1 %, а лінії на графічних залежностях (Рис. 4.2) збіглися. Збільшення просторового кроку до 0,6 мм призводило до відхилення не більше 1 %, що є задовільним результатом.

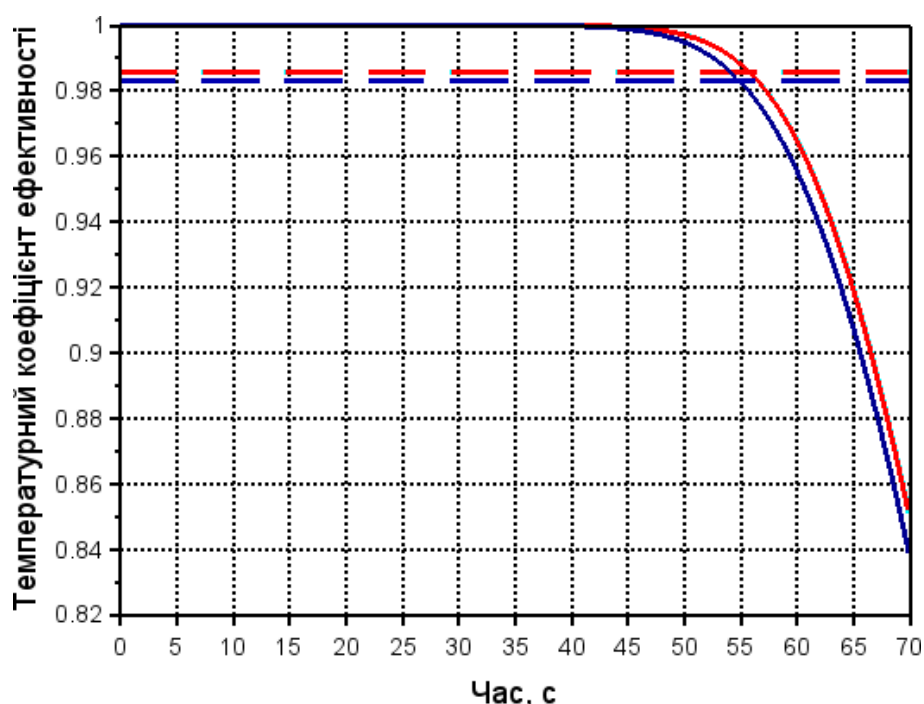


Рис. 4.2. Приклад результатів теста незалежності від кроку сітки: блакитна лінія – кроки 0,1 с та 0,4 мм, червона лінія – 0,2 с та 0,4 мм (практично накладається на блакитну за винятком окремих пікселів), синя лінія – 0,1 с та 0,6 мм

4.2 Аналіз роботи реверсивного регенератора теплоти

Визначаємо ефективність реверсивного регенеративного теплоутилізатора із теплофізичними параметрами реверсивного регенератора останньої дослідної модифікації від виробника обладнання:

- периметр $P_{ef} = 0,01317$ м;
- площа перерізу каналу $A_{ef} = 1,2521 \cdot 10^{-5}$ м²;

- еквівалентний діаметр каналу $d_e = 3,802 \cdot 10^{-3}$ м;
- сумарний периметр 417 каналів $P_{\Sigma ef} = 5,4925$ м;
- сумарна площа перерізів 417 каналів $A_{\Sigma ef} = 5,221 \cdot 10^{-3}$ м²;
- площа вхідного каналу пристрою $A = 7,967 \cdot 10^{-3}$ м²;
- довжина регенератора $\ell = 0,15$ м;
- масова витрата повітря у режимі регенерації $G = 30$ кг/год;
- час перемикання режимів «приплив»-«видалення» $\tau = 70$ с;
- густина матеріалу регенератора (кераміка) $\rho = 2700$ кг/м³;
- теплоємність матеріалу регенератора (кераміка) $c = 880$ кДж/(кг·К).

Інші теплофізичні характеристики приймаємо такі ж як і у розділі 2.1.1 даної роботи. Розглядаємо процеси теплообміну в діапазоні температур 253,15-293,15 К. Усереднені значення у межах діапазону робочої температури коефіцієнта температуропровідності регенератора $a = 4 \cdot 10^{-7}$ м²/с, коефіцієнта кінематичної в'язкості $\nu = 150 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

При температурах зовнішнього повітря 253,15 К та внутрішнього повітря 293,15 К моделюємо роботу реверсивного регенератора конструкції виробника, а також збільшеної довжини до 0,2 м та 0,25 м (рис. 4.3). За результатами моделювання отримано значення ефективності роботи реверсивного регенератора даної конструкції на рівні 98,8 %, 99,3 % та 99,6 %. При цьому середня швидкість руху повітря у каналі становить 0,67 м/с; а у регенераторі – 0,45 м/с.

За тих же умов, але при збільшенні витрати повітря вдвічі, значення ефективності роботи реверсивного регенератора становить відповідно 75,3 %, 96,0 % та 98,8 % для реверсивного регенератора довжиною 0,15 м, 0,2 м та 0,25 м (рис. 4.4). Отже, збільшувати витрату повітря є доцільним разом із нарощуванням довжини теплоаккумуляційного тіла. При цьому середня швидкість руху повітря в каналі становить 1,33 м/с; а у реверсивному регенераторі – 0,9 м/с.

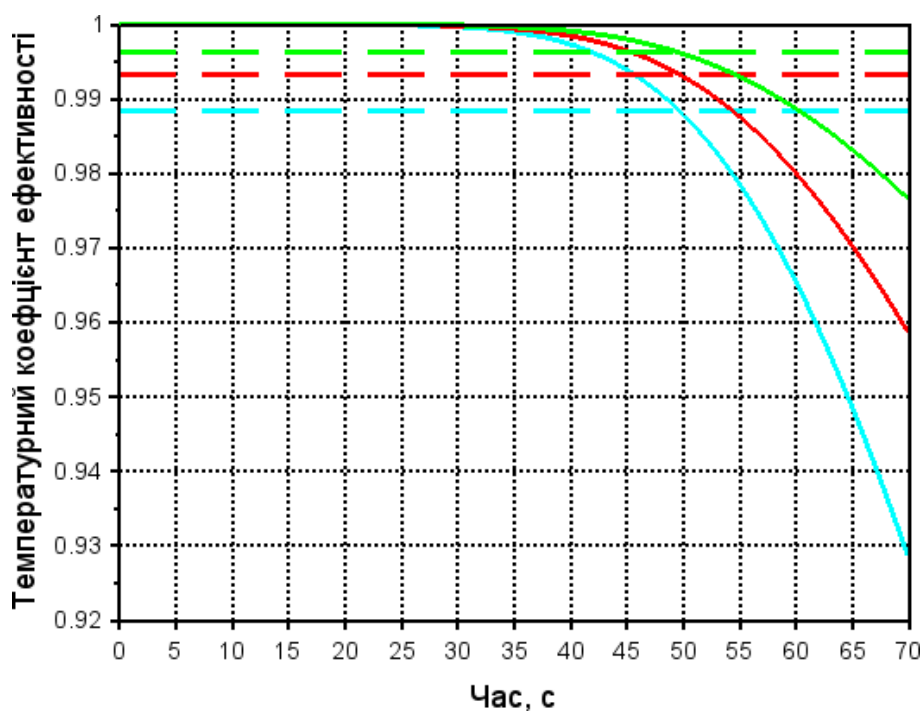


Рис. 4.3. Моделювання роботи реверсивного регенератора (зовнішня температура 253,15 К, витрата 30 кг/год): блакитна лінія – довжина 0,15 м; червона лінія – довжина 0,2 м; зелена лінія – 0,25 м

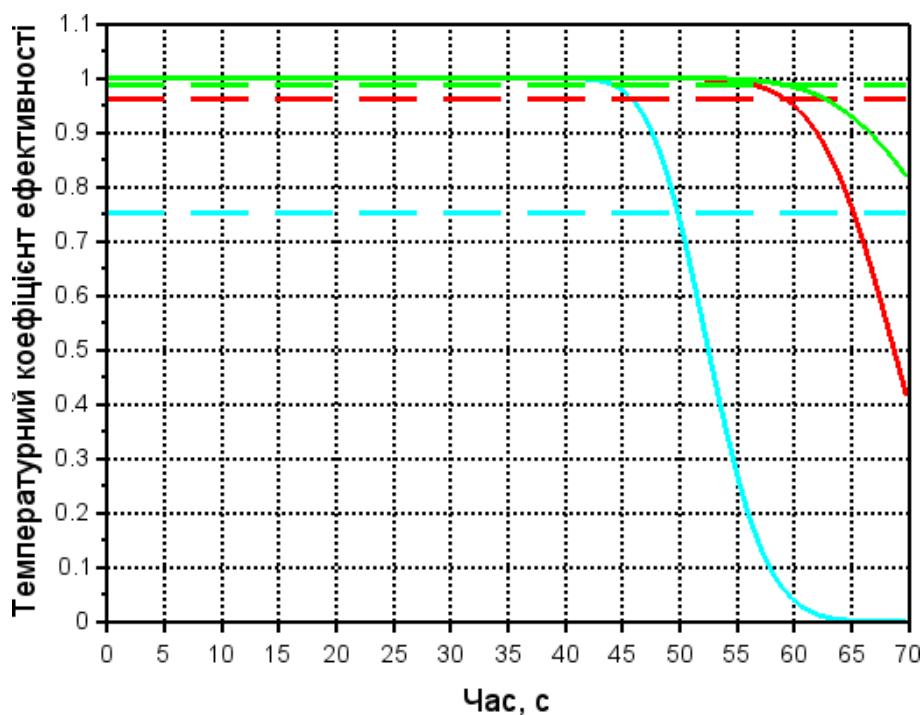


Рис. 4.4. Моделювання роботи реверсивного регенератора (зовнішня температура 253,15 К, витрата 60 кг/год): блакитна лінія – довжина 0,15 м; червона лінія – довжина 0,2 м; зелена лінія – 0,25 м

Якщо умовно продовжити криві на рисунку 1.5b до нульового перепаду тиску, то отримуємо значення температурного коефіцієнта ефективності близько 1,

що додатково підтверджує правильність математичної моделі.

4.3 Визначення раціональних геометричних параметрів запропонованого реверсивного регенеративного теплоутилізатора та методика його розрахунку

На підставі моделювання теплових процесів у реверсивному регенеративному теплообміннику визначено, що раціональні геометричні параметри реверсивного регенератора залежать від факторів, як-от витрата повітря, тривалість циклу теплового акумулювання та матеріалу теплового накопичувача. За результатами досліджень встановлено, що оптимізованими характеристиками реверсивного регенеративного пристрою є тривалість режимів «приплив» та «видалення» по 70 с; діаметри каналів 0,003-0,004 м; швидкість руху повітря 0,5-1,0 м/с та довжина реверсивного регенератора 0,15-0,25 м (таблиця 4.2). При цьому як видно з рис. 4.4 та таблиці 4.2 при збільшенні швидкості необхідно нарощувати довжину реверсивного регенератора. Нарощування довжини понад оптимізовані значення буде призводити до асимптотичного наближення температурного коефіцієнта ефективності до 100 % при цьому ефект від цього нарощування буде несуттєвим.

Таблиця 4.2

Мінімальна товщина конструкції зовнішніх стін	Довжина регенератора / довжина пристрою	Температурний коефіцієнт ефективності (G=30 кг/год)	Температурний коефіцієнт ефективності (G=60 кг/год)	Приріст втрат тиску по довжині (G=30 кг/год)	Приріст втрат тиску по довжині (G=60 кг/год)
0,285 м	0,15 м /0,295 м	98,6 %	75,3 %	0 Па	+1,31 Па
0,335 м	0,2 м /0,345 м	99,3 %	96,0 %	+1,34 Па	+2,65 Па
0,385 м	0,25 м /0,395 м	99,6 %	98,8 %	+2,64 Па	+5,3 Па

За формулою Дарсі-Вейсбаха у таблиці 4.2 визначено збільшення втрат тиску при масовій витраті повітря 30 кг/год і нарощуванні довжини, а саме плюс 1,34 Па та плюс 2,68 Па, відповідно, для довжини 0,2 та 0,25 м відносно наявної довжини реверсивного регенератора наявної моделі – 0,15 м. При збільшенні витрати повітря вдвічі приріст втрат тиску становить, відповідно, плюс 2,65 Па та плюс 5,3 Па.

Використання пристроїв зі збільшеною довжиною реверсивного регенератора можливе для цегляних стін з утеплювачем старої забудови. Однак,

сучасні новобудови мають зменшені товщини зовнішніх огорожень, тому цей метод підвищення ефективності має обмежене застосування.

Отримані результати моделювання роботи регенератора з урахуванням авторської формули відповідають значенням, отриманим за методами обчислювальної гідродинаміки з відхиленням до 2 %, описаним у підрозділі 2.3 (рис. 4.5). Для тонких каналів розмірами 0,003-0,004 м є доцільним використання таких програм та/або авторської програми (додаток В) для оцінювання ефективності теплоутилізації реверсивних регенераторів різної конструкції та періодичності роботи.

Моделювання підтверджує, що правильно спроектовані реверсивні регенератори можуть досягати **ефективності понад 96%**, що відповідає рівню високоякісних рекуперативних теплоутилізаторів.

Для спрощеного розрахунку температури припливного повітря можна використати формулу на основі формули (2.23):

$$T_{in} = T_{ext} + E \cdot (T_{\ell} - T_{ext}). \quad (4.13)$$

Ця методика дозволяє оперативно оцінити температуру припливного повітря без потреби у складних теплотехнічних розрахунках, що особливо корисно на етапі попереднього проєктування.

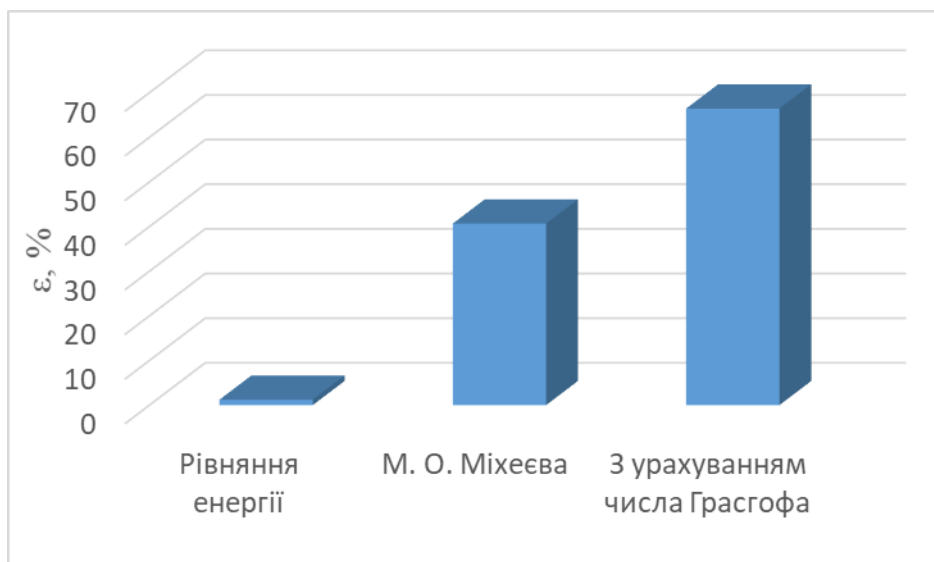


Рис. 4.5. Відхилення від авторської формули $\varepsilon = 100 |E - E'|/E'$, %

Сучасна модель регенеративного теплоутилізатора була вдосконалена на основі рекомендацій наданих авторкою і має високу ефективність, що

підтверджено в даній роботі. Для конструювання нових та вдосконалення наявних реверсивних регенеративних теплоутилізаторів рекомендовано:

- 1) передбачати тривалість режимів «приплив» та «видалення» по 70 с;
- 2) використовувати регенератори теплоти з каналами діаметром 0,003-0,004 м та довжиною 0,15-0,25 м;
- 3) використовувати конструкцію утилізатора теплоти із сумарною площею живого перерізу всіх каналів 70 % і більше площі вхідного каналу пристрою;
- 4) швидкість руху повітря в каналі у межах 0,5-1,0 м/с, при цьому при збільшенні швидкості до верхньої межі необхідно нарощувати довжину регенератора;
- 5) використовувати високоєфективні теплоутилізаційні матеріали для виготовлення теплоутилізатора, наприклад, для керамічного регенератора коефіцієнт температуропровідності має бути приблизно $4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, а питома теплоємність - 880 кДж/(кг·К).

Залежно від зовнішніх і внутрішніх параметрів регенеративні пристрої повинні мати функцію роботи у прямотечійному режимі на приплив, а також вмикатися за присутності людини у приміщенні.

Через циклічний характер роботи реверсивних регенераторів (фази накопичення і віддавання теплоти) доцільно застосовувати парне встановлення таких пристроїв. Це дозволяє забезпечити безперервність процесу вентиляції: один реверсивний регенератор накопичує теплоту, тоді як інший передає його припливному повітрю.

Завдяки такій схемі, регенеративні системи за ефективністю не поступаються рекуперативним, а в певних умовах навіть перевищують їх за енергоефективністю, оскільки мінімізують тепловтрати, спричинені безперервним теплообміном без додаткових втрат енергії на конденсацію вологи.

Таким чином, оптимізування розмірів, ефективності та методика розрахунку температури припливного повітря дозволяє підвищити ефективність реверсивних регенераторів до рівня сучасних енергоефективних вентиляційних систем.

Висновки до розділу 4

1. Створена у програмному комплексі SciLab 2024.1.0 авторська програма моделювання роботи регенеративного теплоутилізатора з урахуванням авторської формули числа Нуссельта показала температурний коефіцієнт ефективності роботи регенеративного пристрою на рівні понад 98 %, що перевершує ефективність теплоутилізації широко застосовуваних пластинчастих та роторних теплоутилізаторів.
2. Виявлено шляхи підвищення ефективності теплоутилізації регенеративного децентралізованого вентиляційного пристрою за рахунок використання раціональних характеристик реверсивного регенератора, а саме тривалості режимів «приплив» та «видалення» по 70 с; діаметрів каналів 0,003-0,004 м довжиною 0,15-0,25 м; сумарної площі живого перерізу всіх каналів 70 % і більше площі вхідного каналу пристрою; швидкості руху повітря у межах від 0,5 до 1,0 м/с, (верхня межа діапазону швидкостей передбачає більшу довжину каналів); для керамічного реверсивного регенератора коефіцієнт теплопровідності має бути приблизно $4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, а питома теплоємність - 880 кДж/(кг·К).

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПРИСТРОЇВ

Отримане на основі авторської формули числа Нуссельта та створеної програми у програмному комплексі SciLab 2024.1.0, значення температурного коефіцієнту ефективності запропонованої вдосконаленої конструкції реверсивного регенератора децентралізованого вентиляційного пристрою дозволило оцінити економічний ефект від використання таких пристроїв у житлових будинках.

Було проведено техніко-економічний аналіз ефективності функціонування системи вентиляції із застосуванням регенеративних пристроїв у 10-поверховому житловому будинку на 40 квартир. Загальна площа становить 3255,1 м², об'єм — 9557,6 м³.

Розрахунки енергоспоживання виконано відповідно до вимог національного стандарту ДСТУ 9190:2022 «Енергетична ефективність будівель. Методи розрахунку енергетичних характеристик», із урахуванням рекомендацій щодо визначення питомих витрат енергії, споживання первинної енергії та обсягів викидів парникових газів.

Для проведення аналізу енергоспоживання будівлі з середнім рівнем герметичності було сформовано енергетичний сертифікат із використанням програмного забезпечення Audytor OZC 7.0 Pro.

Розглядалися три варіанти систем вентиляції:

- природна вентиляція;
- механічна вентиляція із реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями із великими комірками теплоутилізатора;
- механічна вентиляція із запропонованими удосконаленими реверсивними регенеративними децентралізованими пристроями з тонкими каналами теплоутилізатора.

У результаті проведеного аналізу побудовано гістограму розподілу втрат теплоти через огорожувальні конструкції (рис. 5.1), яка наочно демонструє відсоткове співвідношення тепловтрат за основними джерелами.

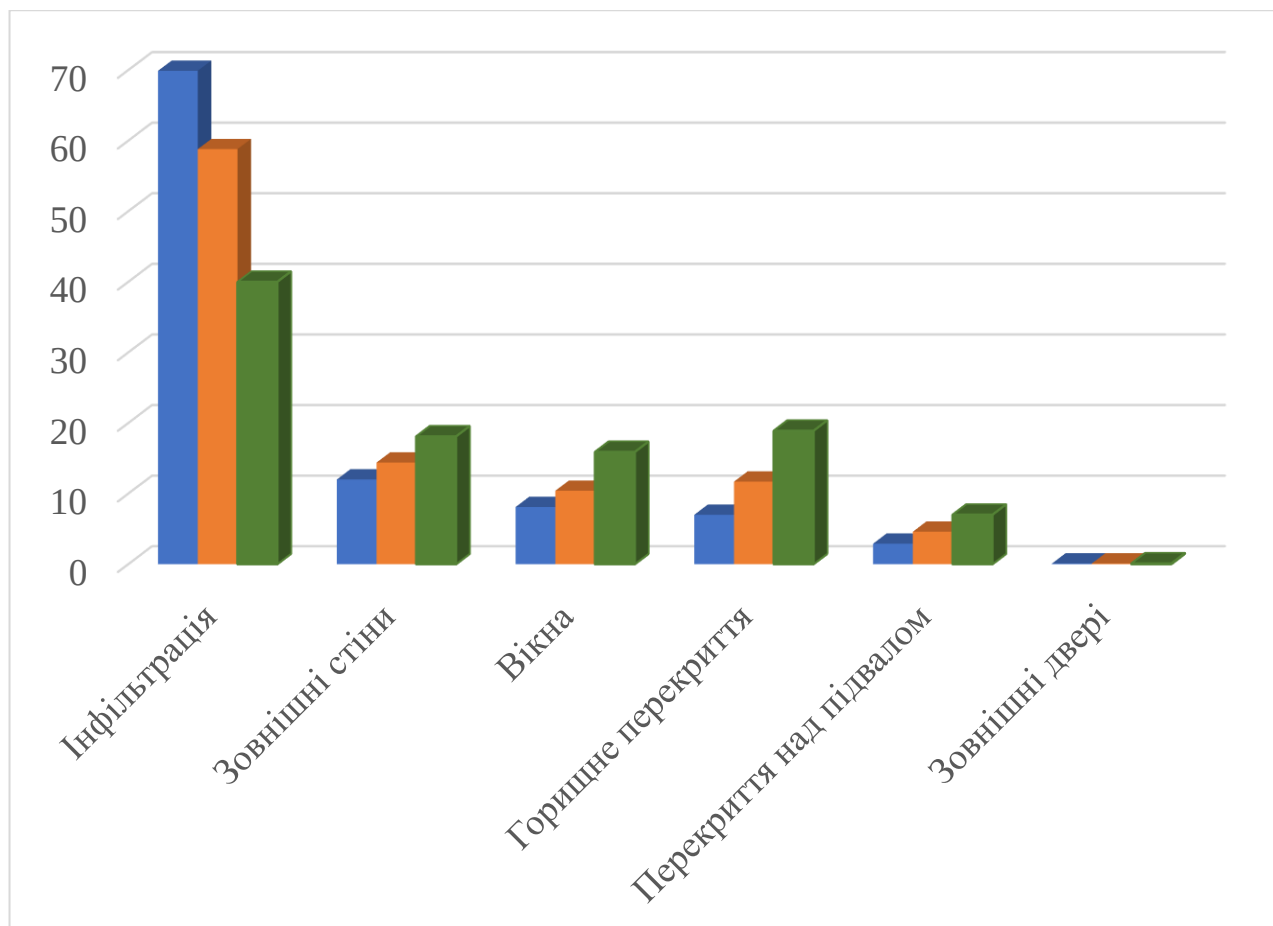


Рис. 5.1. Розподіл втрат теплоти через огорожувальні конструкції, %: блакитний – природна вентиляція; помаранчевий – реверсивний регенератор з великими комірками; зелений – запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами

Згідно з результатами моделювання, впровадження реверсивних регенеративних децентралізованих вентиляційних пристроїв дозволяє зменшити тепловтрати на підігрів припливного зовнішнього повітря від 11,1 % до 29,9 % залежно від типу пристрою (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1

Розподіл тепловтрат будинку, %

Джерело тепловтрат	Природна вентиляція	Регенератор з великими комірками	Запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами
Інфільтрація	69,9	58,8	40
Зовнішні стіни	12	14,4	18,1
Вікна	8,1	10,4	15,9
Горіщне покриття	7	11,7	18,9

Перекриття над підвалом	2,9	4,6	7
Зовнішні двері	0,1	0,1	0,1

Варто зазначити, що навіть за умови встановлення реверсивних регенеративних пристроїв, інфільтрація зовнішнього повітря через конструктивні нещільності (зокрема стики панелей, монтажні шви тощо) продовжує мати місце. Це зумовлює збереження певного рівня неконтрольованих тепловтрат, що впливає на загальний енергетичний баланс будівлі. Крім того, впровадження децентралізованої вентиляції змінює структуру тепловтрат, що проявляється у перерозподілі відсоткових часток інших джерел втрат теплоти. Візуально спостерігається зростання частки втрат через огорожувальні конструкції, хоча їх абсолютне значення залишається незмінним – зміни відбуваються винятково у відносному (процентному) вираженні.

Спостерігається зниження енергоспоживання системою опалення внаслідок зменшення тепловтрат на підігрівання припливного повітря (таблиця 5.2). Водночас з'являється додаткове енергоспоживання, пов'язане з роботою вентиляційної системи (рис. 5.2).

Таблиця 5.2

Енергоспоживання систем життєзабезпечення будівлі

Енергоспоживання	Природна вентиляція	Регенератор з великими комірками	Запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами
Опалення	192 тис. кВт·год	130,1 тис. кВт·год	53,17 тис. кВт·год
Охолодження	21,49 тис. кВт·год	21 тис. кВт·год	21 тис. кВт·год
ГВП	125,3 тис. кВт·год	125,3 тис. кВт·год	125,3 тис. кВт·год
Вентиляція	0 тис. кВт·год	4,7 тис. кВт·год	4,7 тис. кВт·год
Освітлення	48,03 тис. кВт·год	48,03 тис. кВт·год	48,03 тис. кВт·год
Всього	386,82 тис. кВт·год	329,13 тис. кВт·год	252,2 тис. кВт·год

На рис. 5.3 наведено порівняльний аналіз змін у структурі відсоткового розподілу енергоспоживання між основними інженерними системами життєзабезпечення будівлі, зокрема системами опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, охолодження та освітлення, що виникають у результаті впровадження різних типів вентиляційного обладнання та технологічних рішень.

Зміни, зафіксовані на графчній залежності, дозволяють оцінити вплив модернізації вентиляційної системи на загальний енергетичний баланс будівлі та визначити доцільність впровадження енергоефективних рішень.

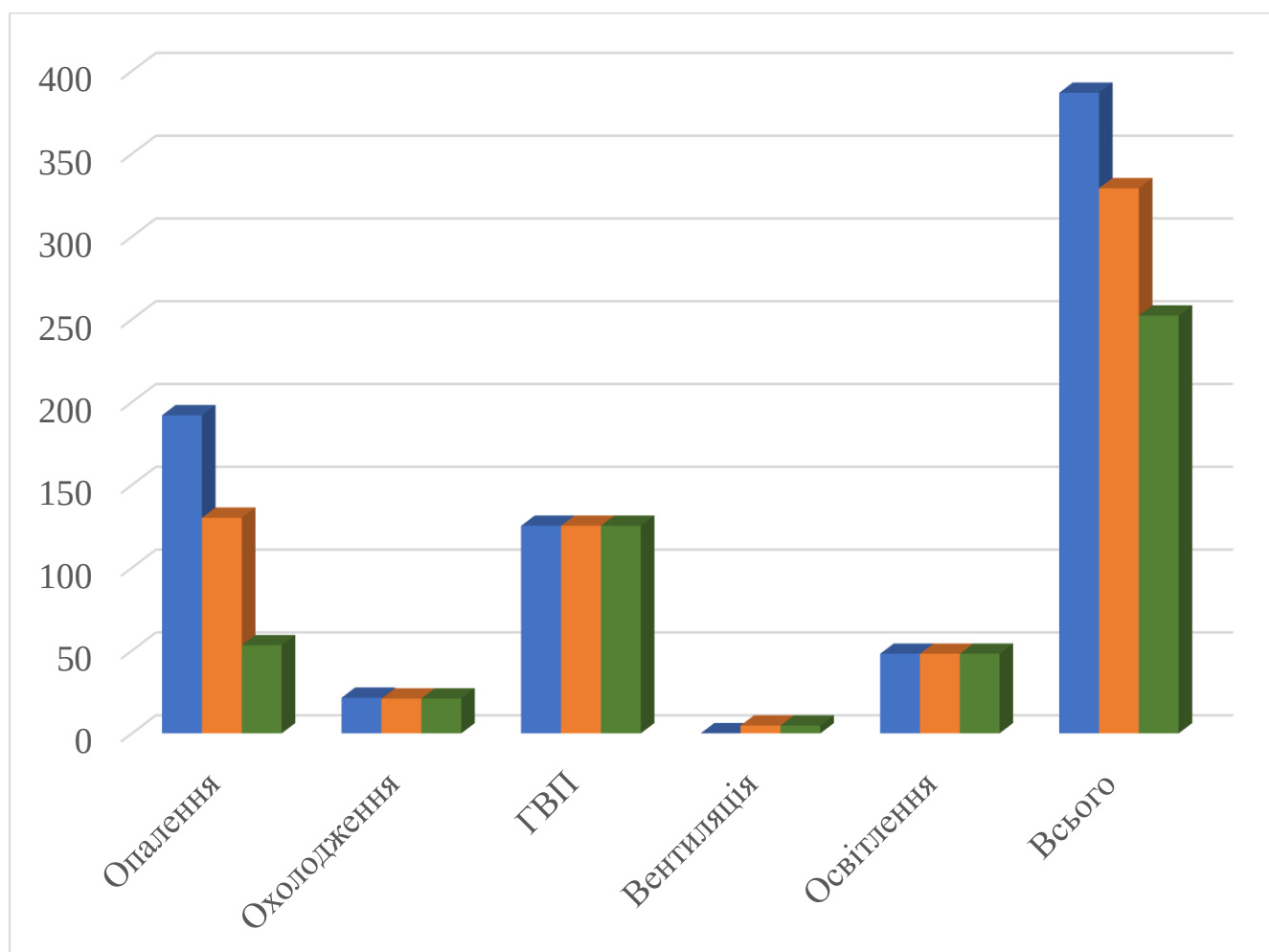


Рис. 5.2. Розподіл енергоспоживання, тис. кВт·год: блакитний – природна вентиляція; помаранчевий - регенератор з великими комірками; зелений - запропонований удосконалений реверсивний регенератор з тонкими каналами

У загальному підсумку впровадження регенеративних пристроїв сприяє зниженню сумарного енергоспоживання будівлі, віднесеного до одиниці первинної енергії (рис. 5.4) та зниженню викидів парникових газів (рис. 5.5) до 35 %.

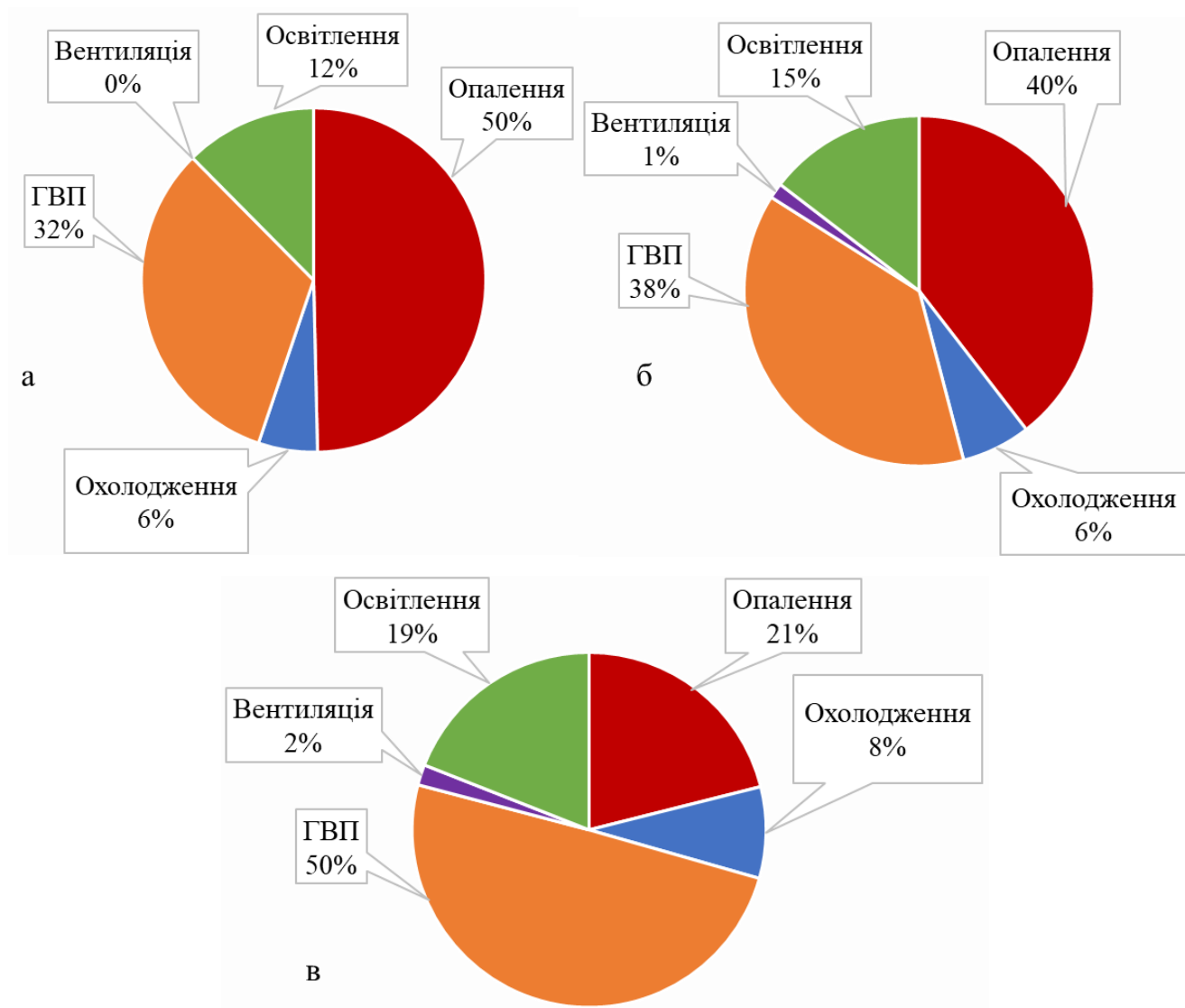


Рис. 5.3. Розподіл енергоспоживання між системами, %: а – природна вентиляція, б - регенератор з великими комітками; зелений - регенератор з тонкими каналами

Для розрахунку строку окупності визначено річні витрати на придбання енергоресурсів будівлі (таблиця 5.3) при природній вентиляції (ПР) та із використанням запропонованих удосконалених реверсивних децентралізованих вентиляційних пристроїв (РП).

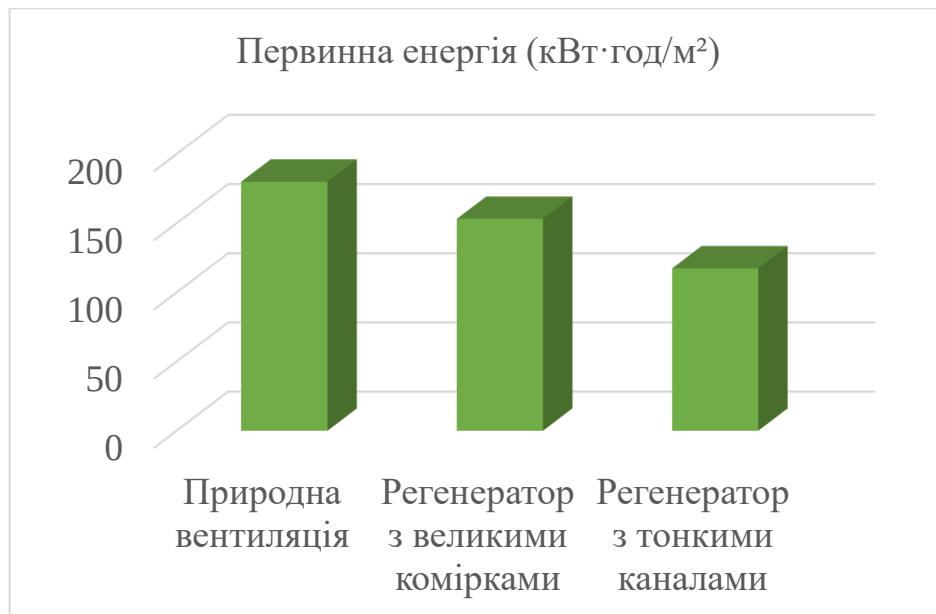


Рис. 5.4. Сумарне енергоспоживання будівлі віднесені до одиниці первинної енергії, кВт·год/м²

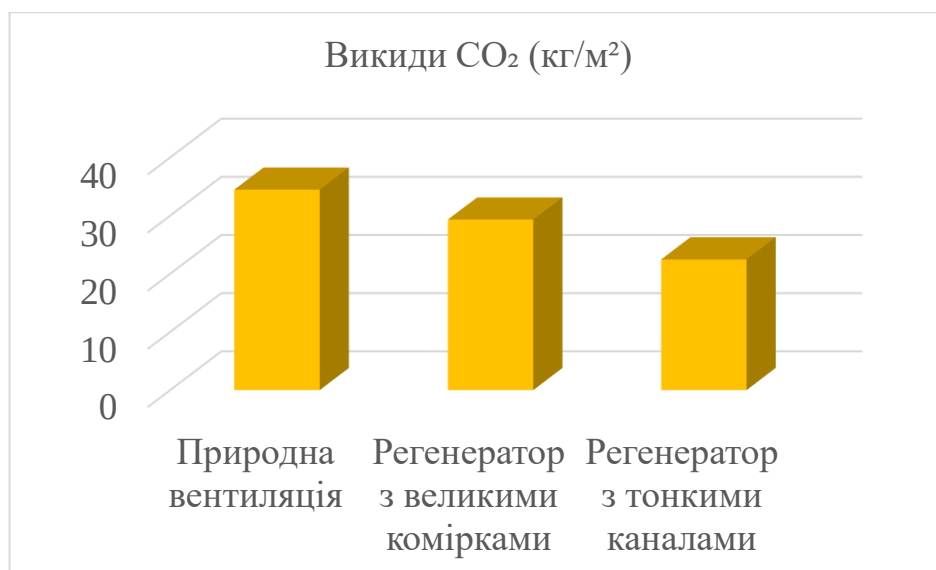


Рис. 5.5. Викиди вуглекислого газу, кг/м²

Таблиця 5.3

Річне енергоспоживання та витрати

Категорія	Споживання (ПВ), тис. кВт·год	Споживання (РП), тис. кВт·год	Тариф (грн/кВт·год)	Вартість (ПВ), грн	Вартість (РП), грн
Опалення	192,00	53,17	1,422	273 024	75 620
Охолодження	21,49	21,00	4,32	92 837	90 720
Гаряче водопостачання	125,30	125,30	1,422	178 670	178 670
Вентиляція	0,00	4,70	4,32	0	20 304
Освітлення	48,03	48,03	4,32	207 166	207 080
Разом	—	—	—	751 697	572 394

На основі річних витрат розраховано річну економію бюджету будинку. Розраховано капітальні вкладення на улаштування регенеративних пристроїв децентралізованої вентиляції з урахуванням їх кількості (160 шт.), вартості пристрою (8 000 грн./шт.) та монтажу (1 500 грн./шт.) та визначено строк окупності - 8,5 років (таблиця 5.4). Це значення отримано без урахування заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції.

Таблиця 5.4

Строк окупності

Показник	Значення
Річна економія	179 304 грн
Інвестиції в проект	1 520 000 грн
Строк окупності	≈ 8,48 років

Економічний ефект від впровадження регенеративних пристроїв:

- зниження тепловтрат будівлі до 30 % та споживання енергоносіїв до 35%;
- зменшення експлуатаційних витрат завдяки забезпеченню нормативного повітрообміну;
- підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за рахунок зменшення викидів вуглекислого газу до 35%.

Узагальнюючи вищезазначене, можна зробити висновок, що впровадження децентралізованих вентиляційних пристроїв з реверсивними регенеративними теплоутилізаторами є технічно обґрунтованим рішенням, що поєднує екологічну доцільність, економічну ефективність і високий рівень санітарно-гігієнічної безпеки. Це відповідає принципам сталого розвитку та підвищення енергоефективності будівель у довгостроковій перспективі.

Висновки до розділу 5

1. У результаті техніко-економічного аналізу встановлення запропонованих удосконалених реверсивних децентралізованих вентиляційних пристроїв у житловому будинку отримано зниження сумарних тепловтрат будівлі на 30 % та енергоспоживання на 35%, а також підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за

рахунок зменшення викидів вуглекислого газу на 35%. Ці результати отримано завдяки визначенню температурного коефіцієнта ефективності реверсивного регенератора за авторською програмою.

2. Строк окупності запропонованих рішень становить 8,5 років. Це значення отримано без урахування заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі вирішено актуальну задачу підвищення ефективності утилізації теплоти та холоду при децентралізованій вентиляції приміщень житлових і громадських будівель низької поверховості.
2. Аналіз літературних джерел показав, що регенеративні пристрої можуть бути ефективним засобом енергоефективної децентралізованої вентиляції за умови оптимізування параметрів їхньої роботи. Для запобігання неконтрольованому потраплянню неочищеного зовнішнього повітря та витікання внутрішнього повітря без утилізації теплоти або холоду необхідно встановлювати реверсивні децентралізовані пристрої попарно. Конструкція таких пристроїв повинна передбачати наявність повітряного клапана, який автоматично перекриває потік повітря у випадку виникнення надлишкового тиску або впливу поривів вітру, що також супроводжується зупинкою роботи пристрою.
3. Створена математична модель роботи реверсивного регенеративного теплоутилізатора на основі балансу теплоти, рівняння Фур'є-Кірхгофа та формули для тепловіддачі при ламінарному русі в трубках М. О. Міхеєва показала ефективність теплоутилізації на рівні 58,5 %. Формула коефіцієнта тепловіддачі з урахуванням критерію Грасгофа дає значно меншу ефективність – 33,1 %. Водночас, моделювання процесів у регенераторі методами обчислювальної гідродинаміки дало ефективність на рівні сучасних рекуперативних теплоутилізаторів неперервної дії – 97,4 %. Розбіжність отриманих значень становить від 39,94 % до 194,26 %, що вказує на необхідність уточнення залежності для коефіцієнта тепловіддачі в діапазонах параметрів, характерних для регенераторів пристроїв.
4. Проведені експериментальні дослідження визначення локальних коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією в тонких каналах діаметром 0,003-0,008 м дозволили отримати апроксимаційну формулу числа Нуссельта для умов, що характерні в регенераторах пристрою. Встановлено, що отримані результати є актуальними для чисел Рейнольдса в діапазоні від 150 до 310,

чисел Грасгофа від 110 до 1000, а також для відношення геометричних розмірів каналу x/d у межах від 20 до 200.

5. Удосконалена математична модель реверсивного регенеративного теплоутилізатора з урахуванням отриманої апроксимаційної експериментальної залежності коефіцієнта тепловіддачі конвекцією дозволила чисельно дослідити теплообмінні процеси у регенераторі теплоти. Визначено рекомендовані характеристики регенератора реверсивного децентралізованого вентиляційного пристрою, а саме тривалість режимів «приплив» та «видалення» по 70 с; діаметри каналів 0,003-0,004 м довжиною 0,15-0,25 м; сумарна площа живого перерізу всіх каналів 70 % і більше площі вхідного каналу пристрою; швидкість руху повітря у межах від 0,5 до 1,0 м/с, (верхня межа діапазону швидкостей передбачає більшу довжину каналів); для керамічного регенератора коефіцієнт температуропровідності має бути приблизно $4 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, а питома теплоємність - 880 кДж/(кг·К).
6. За результатами моделювання роботи регенеративного теплоутилізатора із рекомендованими характеристиками отримано ефективність утилізації теплоти витяжного повітря 96-99,6 % (при температурах зовнішнього повітря 253,15 К та внутрішнього повітря 293,15 К). Отримані результати відрізняються від результатів моделювання методами обчислювальної гідродинаміки в межах 2%, що додатково підтверджує достовірність авторської формули числа Нуссельта і дозволяє рекомендувати її для вирішення задач теплообміну в регенеративних пристроях в даних діапазонах розмірів каналів.
7. Визначення температурного коефіцієнта ефективності удосконаленого реверсивного регенеративного теплоутилізатора за авторською програмою дозволило провести техніко-економічний аналіз, який показав зменшення сумарних тепловтрат будівлі на 30 % та енергоспоживання на 35%, а також підвищення екологічної ефективності (біосферосумісності) за рахунок зменшення викидів вуглекислого газу на 35%. Строк окупності пристроїв становить близько 8,5 років, однак, це значення отримано без урахування

заощадження коштів на лікування наслідків синдрому хворого будинку при недостатній вентиляції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Moskvitina, A., Shyshyna, M. and Korchminskyi, M.: Feasibility Study for the Use of Variable Air Volume Systems for Office Buildings. Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply, Vol. 36, pp. 62-79, Feb. 2021. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.36.62-79>
2. Dovhaliuk, V. and Mileikovskiy, V.: New approach for refined efficiency estimation of air exchange organization. International Journal of Engineering and Technology(UAE), Vol. 7, No. 3.2, pp. 591-596, 2018.
3. Petrash, V., Khomenko, A., Polomannyi, O., and Visotska, M.: Integration of ground and ventilation air energy for heating buildings. Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP), Vol. 10, No 1/2021, pp. 7-17, 2021.
4. Yakkeshi, A., and Jahanian, O.: Optimizing Energy Recovery from Marine Diesel Engines: A Thermodynamic Investigation of Supercritical Carbon Dioxide Cycles. International Journal of Engineering, Transactions A: Basics, Vol. 37, No 10, pp. 1868-1881, 2024. <https://doi.org/10.5829/IJE.2024.37.10A.01>
5. Chovniuk, Y., Moskvitina, A., Shyshyna, M., Rybachov, S., and Mykhailik, O.: Optimization of heat transfer processes in enclosing structures of architectural monuments located outside urban agglomeration. Contents of Proceedings of 23rd International Scientific Conference Engineering for Rural Development, May 22-24, pp. 615-622, 2024. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2024.23.TF113>
6. Мілейковський В. О., Котелков Л. М. Вентиляція індивідуального житлового будинку. – Дніпро: Середняк Т. К., 2018. – 156 с.
7. Dąbrowski, P., Andrzejczyk, R., Wacławik, M., and Mikieliewicz, D.: Window frame integrable air recuperation minichannel/minigap heat exchanger. Applied Thermal Engineering, Vol. 247, Paper 123116, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123116>
8. Romanska-Zapala, A., Furtak, M., Fedorczyk-Cisak, M., and Dechnik, M.: Cooperation of a Horizontal Ground Heat Exchanger with a Ventilation Unit During Winter: A Case Study on Improving Building Energy Efficiency. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 471, Paper 092075,

2019. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/471/9/092075>

9. Al-Zubaydi, A. Y. T., and Hong, G.: Experimental investigation of counter flow heat exchangers for energy recovery ventilation in cooling mode. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 93, pp. 132–143, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.008>
10. Koziół, S., and Zacharski, S.: Methodology of Comparative Studies on Air-Handling Units with Heat Recuperation. *Solid State Phenomena*, Vol. 237, pp. 148–153, 2015. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.237.148>
11. Xiao, J., and Li, J.: Influence of Different Types of Pipes on the Heat Exchange Performance of an Earth-Air Heat Exchanger. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 55, p. 104116, Mar. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104116>
12. Mokhtar, Z., Vanden Berghe, J., and Blondeau, J.: Experimental Characterization of a Spiral Heat Exchanger for Waste Water Heat Recovery from Partially Filled Sewage Pipes. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 52, p. 103770, Dec. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103770>
13. Zhang, B., Shi, L., Zhang, W., Huan, C., Zhao, Y., and Wang, J.: Numerical Investigation on the Performance of Horizontal Helical-Coil-Type Backfill Heat Exchangers with Different Configurations in Mine Stopes. *Mathematics*, Vol. 11, p. 4173, 2023. <https://doi.org/10.3390/math11194173>
14. Zhao, M., Wang, N., Chang, C., Hu, X., Liu, Y., Liu, L., and Wang, J.: Comparative Analysis of the Filling Mass of Vertical Heat Exchanger Tubes on the Thermal Environment of Arched Greenhouses. *Energies*, Vol. 16, p. 5118, 2023. <https://doi.org/10.3390/en16135118>
15. Trokhaniak, V., Gorobets, V., Shelimanova, O., and Balitsky, A.: Research of Thermal and Hydrodynamic Flows of Heat Exchangers for Different Air Cooling Systems in Poultry Houses. *Machinery & Energetics*, Vol. 14, No. 1, pp. 68-78, 2023. <https://doi.org/10.31548/machinery/1.2023.68>
16. Rakhimov, G. B., and Murtazayev, F. I.: Increasing the Efficiency of Heat Exchange by Changing the Construction of a Shell-and-Tube Heat Exchanger. *E3S*

- Web of Conferences, Vol. 443, p. 03008, 2023.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202344303008>
- 17.Liu, G., Yang, C., Zhang, J., Zong, H., Xu, B., and Qian, J.-y.: Internal Flow Analysis of a Heat Transfer Enhanced Tube with a Segmented Twisted Tape Insert. *Energies*, Vol. 13, p. 207, 2020. <https://doi.org/10.3390/en13010207>
 - 18.Genbach, A., Bondartsev, D., Iliev, I., and Terziev, A.: Analogy in the Processes of Heat Exchange of Capillary-Porous Coatings in Energy Installations. *E3S Web of Conferences*, Vol. 85, p. 05003, 2019.
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/20198505003>
 - 19.Uosofvand, H., and Abbasian Arani, A. A.: Shell-and-tube heat exchangers performance improvement employing hybrid segmental–helical baffles and ribbed tubes combination. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 43, No. 8, p. 399, August 2021. <https://doi.org/10.1007/s40430-021-03109-y>.
 - 20.Li, R., Odintsov, A., and Sidenko, S.: Optimizing heat transferring surface shape of brazed plate heat exchanger. *Engineering for Rural Development*, Vol. 18, pp. 726-732, May 2019. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N040>
 - 21.Muneeshwaran, M., Kim, H. J., Tayyab, M., Li, W., Nawaz, K., and Yang, C.-M.: Flow maldistribution in plate heat exchangers – Impact, analysis, and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 207, p. 114905, January 2025.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.114905>
 - 22.Tao, S., Yu, Q., Duan, W., Kang, T., and Liu, Z.: Optimization of exergy destruction minimization in moving bed heat exchanger with airflow-assisted cooling. *Chemical Engineering Science*, Vol. 3005, p. 120582, December 2024.
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2024.120582>.
 - 23.Schaufelberger, A., Laloui, L., and Rotta Loria, A. F.: Influence of convection on the thermal storage performance of energy tunnels. *Geomechanics for Energy and the Environment*, Vol. 40, p. 100595, December 2024.
<https://doi.org/10.1016/j.gete.2024.100595>.
 - 24.Seebald, James David. *Heat Transfer Elements for a Closed Channel Rotary*

- Regenerative Air Preheater. US Patent US2015/0144293A1, issued May 28, 2015. United States Patent and Trademark Office.
25. Seebald, James David. Heat Transfer Elements for a Closed Channel Rotary Regenerative Air Preheater. US Patent US10145217B2, issued Jan. 8, 2019. United States Patent and Trademark Office
26. Bellis, Lowell A., and Robert C. Hon. Heat Exchanger with a Glass Body. US Patent US12181229B2, issued Dec. 31, 2024. United States Patent and Trademark Office.
27. Гулай, Б. І., Шаповал, С. П., Клименко, Г. М., Сухолова, І. Є., Касинець, М. Є. Енергоефективні вентиляційні системи. У: колективна монографія. Львів: ГАЛИЧ-ПРЕС, 2020. 200 с.
28. Twinfresh Style Datasheet. Available at: <https://ventilation-system.com/download/twinfresh-style-datasheet-1451.pdf>. Access date 15 June 2024.
29. Gumen, O., Dovgaliuk, V. and Mileikovskiy, V.: Simplified simulation of flows with turbulent macrostructure, Hydraulic Engineering IV, Proceedings of the 4th International Technical Conference on Hydraulic Engineering, pp. 251–260, 2016.
30. Voznyak, O., Korbut, V., Davydenko, B. and Sukholova I.: Air Distribution Efficiency in a Room by a Two-Flow Device, Lecture Notes in Civil Engineering, Vol. 47, pp. 526-533, 2020. https://doi.org/10.1007/978-3-030-27011-7_67
31. Voznyak, O., Savchenko, O., Spodyniuk, N., Sukholova, I., Kasynets, M. and Dovbush, O.: Improving of ventilation efficiency at air distribution by the swirled air jets, Pollack Period., Vol. 17, No. 1, pp. 123–127, 2022. <https://doi.org/10.1556/606.2021.00419>
32. Voznyak, O., Spodyniuk, N., Sukholova, I., Savchenko, O., Kasynets, M., and Shostak, S.: Diagnosis of air distribution in a room Pollack Periodica, Vol. 19 No. 2, pp. 117-122, 2024. <https://doi.org/10.1556/606.2024.00962>
33. Dovhaliuk, V., Gumen, O., Mileikovskiy, V. and Dziubenko, V.: Simplified analysis of turbulence intensity in curvilinear wall jets, FME Trans. Vol. 46, pp. 177–182, 2018. <https://doi.org/10.5937/fmet1802177D>

34. Gumen, O., Dovhaliuk, V., Mileikovskiy, V., Lebedieva, O. and Dziubenko, V.: Geometric analysis of turbulent macrostructure in jets laid on flat surfaces for turbulence intensity calculation, *FME Trans.*, Vol. 45, pp. 236–242, 2017. <https://doi.org/10.5937/fmet1702236G>
35. Voznyak, O., Savchenko, O., Spodyniuk, N., Sukholova, I., Kasynets, M. and Dovbush, O.: Air distribution efficiency improving in the premises by rectangular air streams, *Pollack Period.*, Vol. 17 No. 3, pp. 111–116, 2022. <https://doi.org/10.1556/606.2021.00518>
36. Voznyak, O., Myroniuk, K., Spodyniuk, N., Sukholova, I., Dovbush, O., and Kasynets, M.: Air distribution in the room by swirl compact air jets at variable mode, *Pollack Periodica*, Vol. 17 No 3, pp. 117–122, 2022. <https://doi.org/10.1556/606.2022.00515>
37. Мінрегіон України. ДБН В.2.2-15:2019 Житлові будинки. Основні положення. Київ: Укрархбудінформ, 2019.
38. Kim, M.K., Baldini, L. Energy analysis of a decentralized ventilation system compared with centralized ventilation systems in European climates: based on a review of analyses, *Energy Build.*, Vol. 111, pp. 424–433, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.11.044>.
39. Merzkirch, A., Maas, S., Scholzen, F., Waldmann, D. Field tests of centralized and decentralized ventilation units in residential buildings - specific fan power, heat recovery efficiency, shortcuts, and volume flow unbalances, *Energy Build.*, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.12.008>.
40. Mikola, A., Simson, R., Kurnitski, J. The impact of air pressure conditions on the performance of single-room ventilation units in multi-story buildings, *Energies*, Vol. 12, 2019. <https://doi.org/10.3390/en12132633>.
41. Vakulenko, D. and Mileikovskiy, V. The Experimental Determination of the Heat Transfer Coefficient in Thin Channels of a Regenerative Heat Exchanger, *FME Transactions*, Vol. 53, pp. 173–183, 2025. <https://doi.org/10.5937/fme2501173V>
42. Sieder, E.N. and Tate, G.E.: Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 28, No 13, pp. 1429–1435, 1936.

43. Jaćimović, B. and Genić, S., Lelea, D.: Calculation of the Heat Transfer Coefficient for Laminar Flow in Pipes in Practical Engineering Applications, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 39, No. 20, pp. 1794–1800, 2018.
44. Oulahou, Y., Elguennouni, Y., Hssikou, M., Balit, J., and Alaoui, M.K.: Numerical investigation of natural convection heat transfer using $\text{TiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$ -water nanofluids, *FME Transactions*, Vol. 52, No 1, pp. 157-171, 2024. <https://doi.org/10.5937/fme2401157O>
45. Avramenko, A.A., Shevchuk, I.V., Tyrinov, A.I., Kovetskaya, M.M., and Dmitrenko, N.P.: Simulation of the lubricant flow in thin slot channels with a moving wall under slip boundary conditions, *Physics of Fluids*, Vol. 34, No. 3, pp. 032009, 2022. <https://doi.org/10.1063/5.0086177>
46. Avramenko, A., Tyrinov, A., Dmitrenko, N., and Kovetska, Y.: Heat transfer in gradient laminar flows, *Thermophysics and Thermal Power Engineering*, Vol. 43, No. 3, pp. 30-35, Oct. 2021. <https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2021.4>
47. Kovalyov, I., and Kobyzskyi, D.: Microvortex structure of laminar flows, *Bulletin of Sumy State University. Series: Mechanics and Mechanical Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 53–60, 2009. <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/1172>
48. Ульєв, Л.М.: Ламінарні течії й теплообмін у співвісних конічних каналах хіміко-технологічного обладнання, дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2008.
49. Ковецька, Ю.Ю.: Теплообмін, гідродинаміка та нестійкість в пористих середовищах та мікроканальних пристроях, дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2021.
50. Предун, К., Войналович В. і Гулієв Д. Підвищення енергетичної ефективності та біосферосумісності будівель і споруд в Україні. Містобудування та територіальне планування, вип. 84, Вересень 2023, с. 263-75, doi:10.32347/2076-815x.2023.84.263-275.
51. Предун, К., Войналович В. і Гулієв Д. Аналіз методів прогнозування

- продуктивності геотермальних теплообмінників для влаштування теплонасосних установок. Містобудування та територіальне планування, вип. 85, Березень 2024, с. 494-0, doi:10.32347/2076-815x.2024.85.494-504
- 52.Предун, К., Войналович В. Прогнозування продуктивності кластерних теплообмінників для геотермальних теплових насосів великої потужності. The scientific heritage, vol. 139, 2024, pp. 86-92. doi: 10.5281/zenodo.12526029
- 53.Човнюк, Ю., Чередніченко П. і Москвітіна А. Аналіз нагріву пропіленгліколю/етиленгліколю у циліндричному каналі сонячного теплового колектору. Містобудування та територіальне планування, вип. 86, Травень 2024, с. 370-87, doi:10.32347/2076-815x.2024.86.370-387
- 54.Човнюк, Ю., П. Чередніченко, А. Москвітіна, і М. Шишина. Розрахунок конструктивних елементів акумулятора теплоти з рідким та твердим теплоакумуючим матеріалом. Містобудування та територіальне планування, вип. 77, Травень 2021, с. 475-86, doi:10.32347/2076-815x.2021.77.475-486
- 55.Chovniuk, Yu. V., Cherednichenko, P. P., Moskvitina, A. S., Shyshyna, M. O., Shudra, N. S., Ivanov, E. O. Hyperbolic Models in the Analysis of Heat and Moisture Exchange in Inhomogeneous Porous Materials. Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific and Technical Collected Articles, K.: KNUBA, 2024, issue. 113, p. 227-240. doi: 10.32347/2410-2547.2024.113.227-240
- 56.Shapoval, S., Venhryn, I., Kozak, K., Klymenko, H. Clarification of Thermal Characteristics of the Solar Collector Integrated into Transparent Facade. In: Blikharsky, Z. (ed.) Proceedings of EcoComfort 2020. EcoComfort 2020. Lecture Notes in Civil Engineering, vol. 100, Springer, Cham, 2021. doi: 10.1007/978-3-030-57340-9_49
- 57.Gulai, B., Shapoval, S., Savchenko, O., Klymenko, H. Energy-Efficient Ventilation Systems for Underground Fortification Structures. In: Blikharsky, Z., Koszelnik, P., Lichołai, L., Nazarko, P., Katunský, D. (eds) Proceedings of CEE 2023. CEE 2023. Lecture Notes in Civil Engineering, vol. 438, Springer, Cham, 2024. https://doi.org/10.1007/978-3-031-44955-0_14

58. Gulai, B., Shapoval, S., Pryimak, O., Zhelykh, V., Klymenko, H. Energy-Efficient Ventilation Systems. In: Blikharsky, Z., Zhelykh, V. (eds) Proceedings of EcoComfort 2024. EcoComfort 2024. Lecture Notes in Civil Engineering, vol. 604, Springer, Cham, 2024. doi: 10.1007/978-3-031-67576-8_13
59. Spodyniuk, N., Antypov, I., Trokhaniak, V., Kaplun, V., Voznyak, O., Savchenko, O., Sukholova, I. «Development of the Design of Accumulatory Battery of the Photovoltaic Solar Panel». Pollack Periodica, vol. 18, no 3, 2023, p. 140-146. doi: 10.1556/606.2023.00872
60. Gorobets, V., Trokhaniak, V., Bohdan, Y. and Antypov, I. Numerical Modeling of Heat Transfer and Hydrodynamics in Compact Shifted Arrangement Small Diameter Tube Bundles, Journal of Applied and Computational Mechanics, Vol. 7, no 1, 2021, p.292-301. doi: 10.22055/jacm.2020.31007.1855
61. Antypov, Ie., Mishchenko, A., Shelimanova, O., & Tarasenko, S. Analysis of the influence of the internal heat capacity of a public building on the thermal comfort parameters of the premises during the operation of the heating system in alternating mode. Machinery & Energetics, vol. 13 no 2, 2022, p. 20-31. doi: 10.31548/machenergy.13(2).2022.20-31
62. Nalyvaiko, V.A., Radko, I.P., Zhyltsov, A.V., Mishchenko, A.V., Okushko, O.V., Antypov, Ye.O. Investigation of Termomodernized Building's Microclimate with Renewable Energy. E3S Web of Conferences Vol.154, 2020, 07011.
63. Дешко, В. І., Суходуб, І. О., та Яценко, О. І. Дослідження коефіцієнтів ефективності підсистеми тепловіддачі на основі CDF-моделі кімнати. Технології та інжиніринг, вип. 5, Травень 2023, с. 17-26, doi: 10.30857/2786-5371.2022.5.2
64. Дешко, В. І., Білоус, І. Ю., Суходуб, І. О. та Яценко, О. І. Аналіз впливу розподілення повітрообміну між кімнатами на енергоспоживання квартири. Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал, 2021, № 1, с. 39-50. doi: 10.20535/1813-5420.1.2021.242133
65. V. Deshko, I. Bilous, I. Sukhodub, and O. Yatsenko, Evaluation of energy use for heating in residential building under the influence of air exchange modes, J.

- Building Eng., vol. 42, no. 3, Oct. 2021, Art. no.103020. doi: 10.1016/j.jobbe.2021.103020
66. Metais, B., Eckert, E.R.G.: Forced, mixed and free convection regimes, ASME Journal of Heat Transfer, vol. 10, pp. 295–296, 1964.
 67. Ghajar, A.J., Tam, L.M., Flow regime map for a horizontal pipe with uniform wall heat flux and three inlet configurations, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 10 pp. 287–297, 1995.
 68. Green, D.W., Perry, R.H., Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw–Hill Professional, New York, 2007.
 69. Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R., Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik einschliesslich Warmwasser – und Kältetechnik, Deutscher Industrieverslag, 2012.
 70. ASHRAE Handbook – Fundamentals, ASHRAE, Atlanta, 2013.
 71. Baehr, H.D., Stephan, K.: Heat and Mass Transfer, Springer–Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
 72. Petukhov, E.S., Heat Transfer and Resistance in the Laminar Flow of Liquids in Tubes, vol. I/II, translated under: F33657–68–D–0865–P002, 1967.
 73. Lienhard, J.H., Lienhard, J.H., A Heat Transfer Textbook, 3rd edition, Cambridge MA, Version 0.20, 2001.
 74. Stephan, K., Übergang und Wärmeverlust bei nicht ausgebildeter laminarströmung in Rohren und ebenen Spalten, Chem. Ing. Tech, vol. 31, pp. 773–778, 1959.
 75. Hausen, H., Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung, Allg. Wärmetechn., no. 5, pp. 75–79, 1959.
 76. Ebdian, M.A., Dong, Z.F., Forced convection, internal flow in ducts, in: Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., Cho, Y.I. (Eds.), Handbook of Heat Transfer, chapter 5, McGraw–Hill, New York, 1998.
 77. Shome, B., Jensen, M.K., Correlations for simultaneously developing laminar flow and heat transfer in a circular tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, nos. 12–13, pp. 2817 – 2830, 2004.
 78. Mileikovskyi, V. and Vakulenko, D.: Simulation of the efficiency of improved

- regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh, Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP), Vol. 9, No. 1/2020, pp. 61-67, 2020. <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>
79. Vakulenko, D. and Mileikovskiy, V.: Simulation the Effectiveness of Heat Recovery of the Regenerative Ventilator Using Different Approaches. Ventilation, Illumination and Heat Gas Supply, Vol. 41, pp. 32-38, Apr. 2022. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.41.32-38>
80. Мінрегіон України. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ: Укрархбудінформ, 2013.
81. Кулінченко, В. Р., Шевченко О. Ю., Піддубний В. А. *Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу)*. Київ: Фенікс, 2014.
82. Вакуленко, Д. Наближене моделювання теплообміну в регенераторах вентиляційних пристроїв. III міжнародна науково-технічна конференція "Ефективні технології у будівництві", Київ, 28-29 березня 2018 р., с. 154-155.
83. Вакуленко Д. І. та Мілейковський В. О. Моделювання процесів теплообміну в регенеративних теплоутилізаторах на прикладі установки «ТвінФреш». International Scientific-Practical Conference of Young Scientists "Build-Master-Class-2018", Київ, 2018, с. 290-291.
84. Vakulenko D. and Mileikovskiy V. Approximate Modeling of Heat Exchange in the Regenerator of Ventilators. Восьма міжнародна науково-практична конференція "Енергоінтеграція-2018", Київ, 25-27 квітня 2018 р., с. 24.
85. "TwinFresh Style." Vents.ua, <https://vents.ua/series/twinfresh-style/#models>. Дата звернення: 7 жовт. 2024.
86. Sweilam, N. H., Moharram H., Moniem N. K. A., Ahmed S. A Parallel Crank–Nicolson Finite Difference Method for Time-Fractional Parabolic Equation. *J. Numer. Math.*, vol. 22, no. 4, 2014, pp. 363–382.
87. Li, Yue, Yang, Xiaozhong, Sun, Shuzhen. A Class of Intrinsic Parallel Difference Methods for Time-Space Fractional Black–Scholes Equation. *Advances in Difference Equations*, vol. 2018, no. 1, 2018, pp. 1-19. SpringerLink, <https://link.springer.com/content/pdf/10.1186%2Fs13662-018-1736-2.pdf>. DOI:

10.1186/s13662-018-1736-2.

88. Zhou, Yanjie, Luo, Zhendong. A Crank–Nicolson Finite Difference Scheme for the Riesz Space Fractional-Order Parabolic-Type Sine-Gordon Equation. *Advances in Difference Equations*, vol. 2018, no. 1, 2018, pp. 1-7. *SpringerLink*, <https://advancesindifferenceequations.springeropen.com/track/pdf/10.1186/s13662-018-1674-z>. DOI: 10.1186/s13662-018-1674-z.
89. Zhou, Yanjie, Luo, Zhendong. A Crank–Nicolson Collocation Spectral Method for the Two-Dimensional Telegraph Equations. *Journal of Inequalities and Applications*, vol. 2018, no. 1, 2018, pp. 1-17. *NCBI*, https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6006319/pdf/13660_2018_Article_1728.pdf. DOI: 10.1186/s13660-018-1728-5.
90. Wei, X. K., Shao, W., Wang, X. H., Wang, B.-Z. Domain Decomposition CN-FDTD with Unsplit-Field PML for Time-Reversed Channel Analysis. *Radioengineering*, vol. 27, no. 2, 2018, pp. 469-474. DOI: 10.13164/re.2018.0469.
91. Liu, Yanqin, Yin, Xiuling, Feng, Libo, Sun, Hongguang. Finite Difference Scheme for Simulating a Generalized Two-Dimensional Multi-Term Time Fractional Non-Newtonian Fluid Model. *Advances in Difference Equations*, vol. 2018, no. 1, 2018, pp. 1-16. *SpringerLink*, <https://advancesindifferenceequations.springeropen.com/track/pdf/10.1186/s13662-018-1876-4>. DOI: 10.1186/s13662-018-1876-4.
92. LeVeque, Randall J. *Finite Difference Methods for Ordinary and Partial Differential Equations: Steady-State and Time-Dependent Problems*. Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), 2007.
93. Strikwerda, John C. *Finite Difference Schemes and Partial Differential Equations*. 2nd ed., Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), 2004.
94. Gustafsson, Bertil. *High Order Difference Methods for Time Dependent PDE*. Springer, 2008.
95. Мінрегіонбуд України. *ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія*. Київ: Укрархбудінформ, 2010.
96. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI). *AHRI Standard*

1060-2023 (I-P): 2023 Standard for Performance Rating of Air-to-Air Exchangers for Energy Recovery Ventilation Equipment. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2023.

97. Çengel, Y. A.: Heat Transfer: A Practical Approach, McGraw-Hill Education, New York, 2014.
98. Kreith, F. and Manglik, R. M.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, CRC Press, Boca Raton, 2017.
99. Kays, W. M., Crawford, M. E. and Weigand, B.: Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York, 2005.
100. Bejan, A.: Convection Heat Transfer, John Wiley & Sons, Hoboken, 2013.
101. Вакуленко, Д. І. та Мілейковський В. О. Вплив тиску всередині та ззовні будівлі на роботу децентралізованих систем вентиляції. *Енергоощадні машини і технології, Матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф.*, 17-19 травня 2022 р., Київ, КНУБА, 2022, с. 133-135. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/27/ESMT_Conference_Proceedings_2022_PDF.pdf.
102. Вакуленко, Д. І. та Мілейковський В. О. Вплив зовнішніх чинників на роботу регенеративних децентралізованих вентиляційних установок. *Актуальні проблеми науки, освіти та суспільства: теорія і практика: збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції*, 16 червня 2022 р., Полтава, ЦФЕНД, 2022, с. 47-48. URL: <http://www.economics.in.ua/2022/07/blog-post.html>.
103. Вакуленко, Д., Мілейковський, В. Моделювання ефективності теплоутилізації регенеративного пристрою за різними підходами. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, т. 41, Квітень 2022, с. 32-38, doi:10.32347/2409-2606.2022.41.32-38.
104. Вакуленко Д. І. Уточнення математичної моделі тепломасообмінних процесів у регенераторі пристрою «Twin Fresh». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «БУД-МАЙСТЕР-КЛАС-2020», 25-27 листопада 2020 р., Київ, КНУБА, 2020, с. 204-205. URL:

https://www.bmc-conf.com/download/bmc-2020_articles.pdf

105. Mileikovskiy, V. and Vakulenko, D.: Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh, Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP), Vol. 9, No. 1/2020, pp. 61-67, 2020. <https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>
106. ANSI (American National Standards Institute)/AHRI. 2005. ANSI/AHRI 1060 – 2005: “Performance Rating of Air-to-Air Exchangers for Energy Recovery Ventilation Heat Equipment”, Air-conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, Arlington, VA. – URL: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/standards%20pdfs/ANSI%20standards%20pdfs/AHRI%20Standard%201060%20%28I-P%29-2011.pdf. – дата звернення 12.05.2022.
107. Мілейковський, В. О. та Вакуленко Д. І. Ефективність утилізації теплоти у децентралізованих регенеративних установках. *“Актуальні проблеми, пріоритетні напрямки та стратегії розвитку України”: тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної онлайн-конференції*, 10 лютого 2022 р., Київ, ред. О. С. Волошкіна та ін., ІТТА, 2022, с. 162. URL: https://itta.org.ua/wp-content/uploads/2022/02/mizhnarodna_asocziacziya_transferu_tehnologij-3.pdf#page=162.
108. Mileikovskiy, V., Vakulenko D. Analytical Studies of the Non-stationary Mode of Operation of the VENTS TwinFresh Ventilator Heat Regenerator. VENTS Magazine, Kyiv, 2019.
109. Bergman, Theodore L., et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed., John Wiley & Sons, 2011.
110. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, New York, 2017.
111. Мілейковський В. та Вакуленко Д. Дослідження теплообмінних процесів у тонких каналах регенеративного пристрою. *III Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»*, 23-25

- листопада 2022 р., Київ, 2022, с. 61-62. URL: http://www.ere.org.ua/data/Програма_i_тези_2022.pdf.
112. Vakulenko, D., Mileikovskiy, V., Tkachenko, T., and Liubarets, O.: Investigation in critical radius of thermal insulation for vertical pipes, Contents of Proceedings of 23rd International Scientific Conference Engineering for Rural Development, May 24-24, pp. 232-238, 2024, <https://doi.org/10.22616/ERDev.2024.23.TF047>.
113. Вакуленко Д. І. та Мілейковський В. О. Дослідження опору теплопередачі теплоізоляції вертикальних енергоефективних циліндричних будівель. *Матеріали III М Міжнародної науково-практичної конференції «Green Construction»*, 16-17 квітня 2024 р., Київ, Київський національний університет будівництва і архітектури, 2024, с. 418-422. URL: https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/zbirnyk_gotovyj-4.pdf.
114. Вакуленко Д. та Мілейковський В. Дослідження теплообміну в системах вентиляції: нові підходи до зменшення тепловтрат. *Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Прикладні науково-технічні дослідження»*, 14-16 травня 2024 р., Івано-Франківськ, Видавець Кушнір Г. М., 2024, с. 168-170. URL: <https://ukrtsa.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/conf2024.pdf>.
115. Кулінченко В. Р., Ткаченко С. Й. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу). Київ. Фенікс. 2014. 917 с.
116. Vakulenko D. and Mileikovskiy V. Determination of the Appropriate Thickness of Insulation of Horizontal Cylindrical Surfaces in the Study of Heat Transfer. *VII International Scientific and Practical Conference “Challenges and Problems of Modern Science”*, 15-16 June 2023, London, United Kingdom, pp. 39-46. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2023/06/GB.L-1516062023.pdf>.
117. Вакуленко Д. та Мілейковський В. Дослідження регенеративного теплоутилізатора, що працює з періодичною зміною напрямку потоку повітря. *Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Green*

- Construction*», 13-14 квітня 2023 р., с. 414-417. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/30/greenconst_2_23.pdf.
118. Zhang Q, Sun Y, Yang J. Bio-heat transfer analysis based on fractional derivative and memory-dependent derivative heat conduction models. *Case Studies Thermal Engineering* 2021; 27: pp. 101-211. DOI: 10.1016/j.csite.2021.101211
 119. Sun L, Fu B, Wei M, Zhang S. Analysis of Enhanced Heat Transfer Characteristics of Coaxial Borehole Heat Exchanger. *Processes*. 2022; 10(10):2057. DOI: 10.3390/pr10102057
 120. Вакулєнко, Д. Теоретичні дослідження доцільного діаметра ізоляції тонкої трубки. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, т. 46, Лютий 2024, с. 5-17, 2024. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2023.46.5-17>.
 121. Vakulenko, D., Mileikovskiy, V., Tkachenko, T., Ujma, A. and Konovaliuk, V.: Analysis of critical radius of insulation for horizontal pipes, Contents of Proceedings of 22nd International Scientific Conference Engineering for Rural Development, May 24-26, pp. 902-907, 2023, <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF178>
 122. Dymo, Borys Vasylovych, and Vitalii Ivanovych Pylypchak. Efektyvnist teplovoi izoliatsii truboprovodiv system teplopostachannia. *Naukovi pratsi. Seriya: Tekhnohenna bezpeka*, vol. 137, 2010, pp. 16-18
 123. Ishihara T, Qian G-W, Qi Y-H. Numerical study of turbulent flow fields in urban areas using modified k ϵ model and large eddy simulation. *J Wind Eng Ind Aerod* vol. 206, 2020, no 104333. doi:10.1016/j.jweia.2020.104333
 124. Aydogdu M. Analysis of the effect of rigid vegetation patches on the hydraulics of an open channel flow with Realizable k- ϵ and Reynolds stress turbulence models. *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 94, 2023, no 102477. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2023.102477>
 125. Liu Y., Hinrichsen O. Study on CFD–PBM turbulence closures based on k– ϵ and Reynolds stress models for heterogeneous bubble column flows. *Comput. Fluids*, vol. 105, 2014, pp. 91–100. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.09.023>

126. Mileikovskiy V. O. Enerhoefektyvne formuvannia mikroklimatu na osnovi rozroblenoї teorii makrostruktury turbulentnykh techii. Diss. Kyiv National University of Construction and Architecture, 2020.
127. Hargreaves D, Wright NG. On the use of the $k-\epsilon$ model in commercial CFD software to model the neutral atmospheric boundary layer” J Wind Eng Ind Aerodyn, vol. 95, no 5, May 2007, pp. 355–369. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2006.08.002>
128. Wang M., Jagad P., Hirani A. N., Samtaney R. Discrete exterior calculus discretization of two-phase incompressible Navier-Stokes equations with a conservative phase field method. Journal of Computational Physics, vol. 488, 2023, no 112245. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2023.112245>
129. Cabezón D., Sanz J., Van Beeck J. Sensitivity analysis on turbulence models for the ABL in complex terrain., Proceedings of the European Wind Energy Conference EWEC 2007, Milan (Italy), 7-10 May 2007
130. Abdi, D.S., Bitsuamlak, G.T., Wind flow simulations on idealized and real complex terrain using various turbulence models. Adv. Eng. Softw., vol. 75, 2014, pp. 30–41. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2014.05.002>
131. Dziubenko, V.: Autonomous Heat Supply Systems with Deep Heat Utilization of Boilers Disposal Gas, Candidate of Technical Sciences thesis, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, 2016.
132. Tkachenko T., Bystrov D., Vakulenko D., et al.: Creating perspective technologies of forming the safe building environment combining "green structures", phytodesign, and engineering systems, Scientific report. Reg. No. 0224U001505. Kyiv, 2024.
133. Вакуленко Д. та Мілейковський В. Дослідження товщини теплової ізоляції горизонтальних циліндрів. *IV Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»: матеріали конференції*, 22-24 листопада 2023 р., Київ, КНУБА, 2023, с. 86-87. URL: https://drive.google.com/file/d/1F3jn_ypNLqHuzm0EqOFMI1QWelEw64AX/view
134. Мілейковський В. О. Експериментальні аеродинамічні дослідження

вентиляційних систем. – Київ.: Юстон, 2021. – 216 с.

135. Довгалюк В.Б та Мілейковський В.О. Взаємодія струмин, що настиляються на опуклу поверхню, Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка: Науково-технічний збірник, вип. 23, с. 90-98, 2006.
136. Vakulenko, D. and Mileikovskiy, V. The Experimental Determination of the Heat Transfer Coefficient in Thin Channels of a Regenerative Heat Exchanger, FME Transactions, Vol. 53, pp. 173-183, 2025.
<https://doi.org/10.5937/fme2501173V>
137. Vakulenko D. and Mileikovskiy V. Experimental Study of Heat Transfer Processes in a Regenerative Ventilation Unit. *XVIII International Scientific Conference: «Development of science in the XXI century»*. Abstracts, 26-27 December 2024, Dortmund, Germany, 2024, pp. 1156-1158. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2025/01/Ger.D-2627122024.pdf>.
138. Мілейковський В.О. Математичне моделювання змінного гідравлічного і теплового режимів приладових вузлів однострубних вертикальних систем опалення. Данфосс INFO, № 1-2/2012. с. 15-27.

Список опублікованих праць за темою дисертації. особистий внесок здобувачки
I. Публікації, що відображають основний зміст дисертації

а) статті у закордонних виданнях, проіндексованих у базах даних *Web of Science Core Collection* та/або *Scopus*:

1. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. The Experimental Determination of the Heat Transfer Coefficient in Thin Channels of a Regenerative Heat Exchanger, *FME Transactions*, Vol. 53, pp. 173-183, 2025. (WEB OF SCIENCE, Q2)
<https://doi.org/10.5937/fme2501173V>

Особистий внесок здобувачки: описано конструкцію та роботу експериментального стенду; проаналізовано отримані дослідні результати та виведено авторську формулу числа Нуссельта для тонких каналів 0,003-0,008 м; проведено порівняння авторської формули із раніше відомими.

б) статті у закордонних виданнях інших держав, які входять до Організації економічного співробітництва та розвитку та/або Європейського Союзу:

2. Mileikovskiy V. and **Vakulenko D.** Simulation of the efficiency of improved regenerative decentralised ventilators Vents TwinFresh. *Construction of Optimized Energy Potential (CoOEP)*, Vol. 9, No. 1/2020, pp. 61-67, 2020.
<https://doi.org/10.17512/bozpe.2020.1.07>

Особистий внесок здобувачки: CFD моделювання роботи регенеративного теплоутилізатора на основі рівнянь Нав'є-Стокса та конвекції-дифузії.

в) статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України категорії «Б» :

3. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Моделювання ефективності теплоутилізації регенеративного пристрою за різними підходами. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, т. 41, Квітень 2022, с. 32-38, 2022. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2022.41.32-38>

Особистий внесок здобувачки: коригування раніше створеної математичної моделі роботи регенератора теплоти з урахуванням гравітаційних сил; порівняння значень коефіцієнтів ефективності за різними підходами.

4. **Вакуленко Д.** Теоретичні дослідження доцільного діаметра ізоляції тонкої трубки. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, т. 46, Лютий 2024,

с. 5-17, 2024. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2023.46.5-17>.

II. Апробаційні публікації:

5. **Vakulenko D.**, Mileikovskiy V., Tkachenko T., and Liubarets O.: Investigation in critical radius of thermal insulation for vertical pipes, *Contents of Proceedings of 23rd International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, 24-26 May 2023, pp. 232-238, 2024. (SCOPUS)
<https://doi.org/10.22616/ERDev.2024.23.TF047>

Особистий внесок здобувачки: Проаналізовано та спростовано теорію критичного діаметра теплової ізоляції для вертикальних циліндрів; описано застосування отриманих результатів для градуювальної установки.

6. **Vakulenko, D.**, Mileikovskiy, V., Tkachenko, T., Ujma, A. and Konovaliuk, V.: Analysis of critical radius of insulation for horizontal pipes, *Contents of Proceedings of 22nd International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, 22-24 May 2024, pp. 902-907, 2023. (SCOPUS)
<https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF178>

Особистий внесок здобувачки: Проаналізовано та спростовано теорію критичного діаметра теплової ізоляції для горизонтальних труб.

7. **Вакуленко Д.** Наближене моделювання теплообміну в регенераторах вентиляційних пристроїв. *III міжнародна науково-технічна конференція "Ефективні технології у будівництві"*, Київ, 28-29 березня 2018 р., с. 154-155.

8. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Approximate Modeling of Heat Exchange in the Regenerator of Ventilators. *Восьма міжнародна науково-практична конференція "Енергоінтеграція-2018"*, Київ, 25-27 квітня 2018 р., с. 24.

Особистий внесок здобувачки: описано математичну модель роботи регенератора теплоти пристрою.

9. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Моделювання процесів теплообміну в регенеративних теплоутилізаторах на прикладі установки «ТвінФреш». *International Scientific-Practical Conference of Young Scientists "Build-Master-Class-2018"*, Київ, 2018, с. 290-291.

Особистий внесок здобувачки: визначено ефективність теплоутилізації у

регенеративному пристрої ТвінФреш.

10. **Вакуленко Д. І.** Уточнення математичної моделі тепломасообмінних процесів у регенераторі пристрою «Twin Fresh». *Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «БУД-МАЙСТЕР-КЛАС-2020»*, 25-27 листопада 2020 р., Київ, КНУБА, 2020, с. 204-205. URL: https://www.bmc-conf.com/download/bmc-2020_articles.pdf.
11. Мілейковський В. О. та **Вакуленко Д. І.** Ефективність утилізації теплоти у децентралізованих регенеративних установках. *Актуальні проблеми, пріоритетні напрямки та стратегії розвитку України: тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної онлайн-конференції*, 10 лютого 2022 р., Київ, ред. О. С. Волошкіна та ін., ІТТА, 2022, с. 162. URL: https://itta.org.ua/wp-content/uploads/2022/02/mizhnarodna_asocziacziya_transferu_tehnologij-3.pdf#page=162.
Особистий внесок здобувачки: описано уточнену модель роботи регенеративного теплоутилізатора з урахуванням впливу гравітаційних сил.
12. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Вплив тиску всередині та ззовні будівлі на роботу децентралізованих систем вентиляції. *Енергоощадні машини і технології, Матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф.*, 17-19 травня 2022 р., Київ, КНУБА, 2022, с. 133-135. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/27/ESMT_Conference_Proceedings_2022_PDF.pdf.
Особистий внесок здобувачки: проведено аналіз чинників зниження ефективності роботи регенеративних теплоутилізаторів – вітрового тиску та дисбалансу припливного й витяжного повітря.
13. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Вплив зовнішніх чинників на роботу регенеративних децентралізованих вентиляційних установок. *Актуальні проблеми науки, освіти та суспільства: теорія і практика: збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції*, 16 червня 2022 р., Полтава, ЦФЕНД, 2022, с. 47-48. URL:

<http://www.economics.in.ua/2022/07/blog-post.html>.

Особистий внесок здобувачки: описано роботу пристрою та проаналізовано вплив зовнішніх чинників на його роботу.

14. Мілейковський В. та **Вакуленко Д.** Дослідження теплообмінних процесів у тонких каналах регенеративного пристрою. *III Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»*, 23-25 листопада 2022 р., Київ, 2022, с. 61-62. URL: <https://drive.google.com/file/d/11OGP8disWyjoRkQ7WyLbmhaOO9kqgvOi/view>
Особистий внесок здобувачки: описано дослідження теплообмінних процесів у тонких каналах регенеративного пристрою
15. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Determination of the Appropriate Thickness of Insulation of Horizontal Cylindrical Surfaces in the Study of Heat Transfer." *VII International Scientific and Practical Conference "Challenges and Problems of Modern Science"*, 15-16 June 2023, London, United Kingdom, pp. 38-39. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2024/03/GB.L-1516062023.pdf>
Особистий внесок здобувачки: висвітлено важливість використання доцільної товщини теплової ізоляції дослідних стендів для зменшення похибок.
16. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження регенеративного теплоутилізатора, що працює з періодичною зміною напрямку потоку повітря. *Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Green Construction»*, 13-14 квітня 2023 р., с. 414-417. URL: https://library.knuba.edu.ua/books/zbirniki/30/greenconst_2_23.pdf.
Особистий внесок здобувачки: продемонстровано розбіжності ефективності роботи регенератора теплоти з використанням різних методів симуляції процесів теплообміну і надано рекомендації щодо необхідності проведення експериментальних досліджень.
17. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження товщини теплової ізоляції горизонтальних циліндрів. *IV Міжнародна науково-практична конференція «Екологія, ресурси, енергія»: матеріали конференції*, 22-24 листопада 2023

р., Київ, КНУБА, 2023, с. 86-87. URL: https://drive.google.com/file/d/1F3jn_ypNLqHuzm0EqOFMI1QWelEw64AX/view
Особистий внесок здобувачки: рекомендовано використовувати економічно доцільну товщину теплової ізоляції для мінімізації тепловтрат у навколишнє середовище від горизонтальних труб.

18. **Вакуленко Д. І.** та Мілейковський В. О. Дослідження опору теплопередачі теплоізоляції вертикальних енергоефективних циліндричних будівель. *Матеріали III М Міжнародної науково-практичної конференції «Green Construction»*, 16-17 квітня 2024 р., Київ, Київський національний університет будівництва і архітектури, 2024, с. 418-422. URL: https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/zbirnyk_gotovyj-4.pdf.

Особистий внесок здобувачки: надано рекомендацію щодо використання не критичного, а доцільного діаметра теплової ізоляції вертикальних циліндричних об'єктів з науковим обґрунтуванням.

19. **Вакуленко Д.** та Мілейковський В. Дослідження теплообміну в системах вентиляції: нові підходи до зменшення тепловтрат. *Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Прикладні науково-технічні дослідження»*, 14-16 травня 2024 р., Івано-Франківськ, Видавець Кушнір Г. М., 2024, с. 168-170. URL: <https://ukrtsa.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/conf2024.pdf>.

Особистий внесок здобувачки: запропоновано зниження похибки експериментальних вимірювань температури у тонких каналах шляхом використання доцільної товщини теплової ізоляції понад критичне значення.

20. **Vakulenko D.** and Mileikovskiy V. Experimental Study of Heat Transfer Processes in a Regenerative Ventilation Unit. *XVIII International Scientific Conference: «Development of science in the XXI century». Abstracts*, 26-27 December 2024, Dortmund, Germany, 2024, pp. 1156-1158. URL: <https://conference-w.com/wp-content/uploads/2025/01/Ger.D-2627122024.pdf>.

Особистий внесок здобувачки: запропоновано авторську формулу визначення критерію Нуссельта.

д) наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

21. Tkachenko T., Bystrov D., **Vakulenko D.**, et al.: Creating perspective technologies of forming the safe building environment combining "green structures", phytodesign, and engineering systems, Scientific report. Reg. No. 0224U001505. Kyiv, 2024.

Особистий внесок здобувачки: Створено принцип складених проводів для підвищення точності лабораторних досліджень тепломасообмінних процесів. Застосовано результати аналізу критичного діаметра теплової ізоляції.

22. Mileikovskiy V. and **Vakulenko D.** Analytical Studies of the Non-stationary Mode of Operation of the VENTS TwinFresh Ventilator Heat Regenerator. *VENTS Magazine*, Kyiv, 2019.

Особистий внесок здобувачки: Створено математичну модель роботи регенеративного теплоутилізатора на основі рівнянь Фур'є-Кірхгофа та балансу теплоти; створено графічні залежності зміни температур твердого тіла повітряного потоку, зміни температурного коефіцієнта ефективності утилізації теплоти витяжного повітря; проаналізовано роботу регенератора у випадку завітрювання.

Додаток Б.
Акти впровадження результатів роботи

Вих. № 66 від 25 березня 2025 року

АКТ
про впровадження результатів дисертаційної роботи
Дар’ї Ігорівни ВАКУЛЕНКО
у проєкт ДСТУ XXXX:20XX
«Захист довкілля. Зелені конструкції. Методи випробування тепломасообмінних
характеристик рослинних шарів»

Цей акт складений на підтвердження того, що експериментальні методики досліджень теплообмінних процесів, розроблені в дисертаційній роботі Вакуленко Дар’ї Ігорівни на тему «Регенеративні реверсивні пристрої для енергоефективної децентралізованої вентиляції приміщень» на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 192 «Будівництво та цивільна інженерія» впроваджені у проєкті першої редакції ДСТУ XXXX:20XX «Захист довкілля. Зелені конструкції. Методи випробування тепломасообмінних характеристик рослинних шарів». Зокрема:

- у розділі 4.1 «Загальні положення» для зменшення похибки від тепловтрат дослідних установок застосовано результати теоретичного дослідження критичного діаметра теплоізоляції, які було успішно апробовано на градувальній установці для термопар та дослідному стенді для дослідження теплообміну в тонких каналах;
- у розділі 5.1. «Вимоги до експериментальної моделі» для підвищення точності досліджень застосовано принцип складених проводів, який було запропоновано та успішно апробовано при дослідженнях тепломасообмінних процесів у каналах регенеративного провітрювача.

Президент

+38099-64281-57



Світлана БЕРЗІНА



АКТ
впровадження результатів дисертаційного дослідження
Вакуленко Дар'ї Ігорівни
«Регенеративні реверсивні пристрої для енергоефективної
децентралізованої вентиляції приміщень»

Даний акт засвідчує впровадження результатів наукових досліджень аспірантки Вакуленко Дар'ї Ігорівни у ТОВ «Вентиляційні системи». Аспіранткою розроблено і впроваджено:

- математичну модель нестационарних тепломасообмінних процесів у регенеративному пристрої з урахуванням експериментальних даних щодо локального коефіцієнта теплопередачі в каналах;
- рекомендації щодо доцільної геометричної форми та розмірів регенератора.

Зазначені результати роботи вжито при розробленні регенеративних вентиляційних пристроїв Twin Fresh. Впроваджені наукові результати є оригінальними українськими розробками для навчально-тренінгового, наукового та практичного використання.

Директор ТОВ «Вентиляційні системи»



Кодомійченко В. О.



**Програма для моделювання температурного коефіцієнта ефективності
регенератора теплоти для SciLab**

```
//РОЗВ'ЯЗАННЯ РІВНЯНЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА
//
//АРГУМЕНТИ
// G          - масова витрата повітря, кг/с.
// tau_ch      - час перемикання, с: число означає однаковий час обох
//              режимів; вектор з двох елементів означає час роботи
//              на видалення і час роботи на приплив, с.
// Dtau        - крок часової сітки, с;
// l           - довжина, м;
// nl          - кількість відрізків за довжиною;
// P           - периметр каналів, м;
// A_ef        - площа каналів регенератора  $A_{ef}=d_e \cdot P/4$ ;
// A           - площа перерізу провітрювача  $m^2$ ;
// Text        - температура зовнішнього повітря, К;
// Tl          - температура витяжного повітря, К;
// DTmax       - допустиме відхилення температури, К;
// nu          - коефіцієнт кінематичної в'язкості, за замовчуванням
//              для діапазону температури  $-30...+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 
//               $\nu = 150e-7\text{ м}^2/\text{с}$ ;
// Pr_air      - усереднене значення числа Прандтля повітря
//              в межах діапазону робочої температури повітря,
//              за замовчуванням для діапазону температури
//               $-30...+30\text{ }^{\circ}\text{C}$   $Pr = 0.7118$ ;
// lambda_air  - усереднене значення коефіцієнта теплопровідності
//              повітря,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ , у межах діапазону робочої температури.
//              Наприклад, для діапазону температури  $-30...+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 
//               $\lambda_{air} = 2.412e-2\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;
// c_p         - теплоємність повітря,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ 
//               $c_p = 1006\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
// a           - усереднене значення коефіцієнта температуропровідності
//              регенератора,  $\text{м}^2/\text{с}$ , у межах діапазону робочої
//              температури:  $a = 0.0000004\text{ м}^2/\text{с}$ 
// c           - теплоємність матеріалу регенератора,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ,
//              за замовчуванням  $c = 880\text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
// rho         - усереднена густина регенератора теплоти,  $\text{кг}/\text{с}^3$ 
// g           - прискорення вільного падіння, за замовчуванням
//               $g = 9.80665\text{ м}/\text{с}^2$ ;
//ПОВЕРТАЄ
// Ef          - вектор температурного коефіцієнта ефективності
// TimeEf      - вектор відповідного часу для вектор температурного
//              коефіцієнта ефективності
// T           - матриця температури регенератора, К;
```

```

// T_air      - матриця температури повітря, K;
// x          - сітка за довжиною для регенератора, м;
// x_air      - сітка за довжиною для повітря, м;
// Time       - вектор вузлів часової сітки, с;
// Warn       - матриця попереджень:
//            0          - елемент визначено за балансом
//            - додатне число - кількість розв'язків;
//            - від'ємне число - мінус нев'язка
//            - NaN       - вузол не розраховується
//
// ЗАБЕЗПЕЧУЄМО ЗНАЧЕННЯ ЗА ЗАМОВЧУВАННЯМ
i=argn(2);
if i<19
    g=9.80665;
elseif g==[]
    g=9.80665;
end
if i<18
    rho=2700.*(1-A_ef./A);
elseif rho==[]
    rho=2700.*(1-A_ef./A);
end
if i<17
    c=880;
elseif c==[]
    c=880;
end
if i<16
    a=0.0000004;
elseif a==[]
    a=0.0000004;
end
if i<15
    c_p=1006;
elseif c_p==[]
    c_p=1006;
end
if i<14
    lambda_air=2.412e-2;
elseif lambda_air==[]
    lambda_air=2.412e-2;
end
if i<13
    Pr_air=0.7118;
elseif Pr_air==[]

```

```

    Pr_air=0.7118;
end
if i<12
    nu=150e-7;
elseif nu==[]
    nu=150e-7;
end
if i<11
    DTmax=0.1;
elseif DTmax==[]
    DTmax=0.1;
end
DegC=%f;
if i<10
    Tl=293.15;
elseif Tl==[]
    Tl=293.15;
elseif Tl<150
    Tl=Tl+273.15;
    DegC=%t;
end
if i<9
    Text=253.15;
elseif Text==[]
    Text=253.15;
elseif Text<150
    Text=Text+273.15;
    DegC=%t;
end
if length(tau_ch)>1           //Якщо задано два часові кроки
    tau_chi=tau_ch(1);       //Час видалення
    tau_cho=tau_ch(2);       //Час припливу
    tau_ch=tau_chi+tau_cho;   //Загальний час циклу
else                           //Якщо задано один часовий крок
    tau_chi=tau_ch;           //Час видалення
    tau_cho=tau_ch;           //Час припливу
    tau_ch=2.*tau_chi;        //Загальний час циклу
end
ntimei=round(tau_chi./Dtau);
ntimeo=round(tau_cho./Dtau);
if [ntimei,ntimeo].^2-[tau_chi./Dtau,tau_cho./Dtau].^2<=%eps
    //Якщо часовий крок укладається в інтервали
    ntimeipl=ntimei+1;        //Номер першого вузла на витяжку
    ntime=ntimei+ntimeo;       //Загальна кількість вузлів часової сітки на
    //один цикл

```

```

else                                     //Якщо не вкладається
    error(10001,'Часовий крок Dtau не вкладається в інтервали роботи.')
end                                     //Помилка
// ПІДГОТУВАННЯ ДО РОЗРАХУНКУ
nlp1=nl+1;                             //Константи для розрахунку номерів
nlp2=nl+2;
d_e=4.*A_ef./P;                       //Еквівалентний діаметр
Dx=1./nl;                             //Просторовий крок
Const0=Dtau.*G.*c_p./2./A...         //Обчислюємо константи
        ./Dx./c./rho;
Const1=(13836619.418378724.*P.*lambda_air.*nu.^3.84./d_e.^5.76./g.^1.92...
        ./G./c_p);

Const2=-2*(1+Dx^2/a/Dtau);
Const3=2-2.*Dx.^2./a./Dtau;
Time=(0:ntime).*Dtau;                 //Вектор вузлів часової сітки
T=zeros(nlp2,ntime+1)+Tl;             //Ініціюємо матриці результатів
T_air=zeros(nlp1,ntime+1)+Text;
Warn=T+%nan;
MatA=sparse([]);                       //Ініціюємо матрицю лівих частин
                                        // рівняння Фур'є-Кірхгофа
MatB=zeros(nlp2,1)                    //Ініціюємо матрицю правих частин
MatA(1,1:2)=[-1,1];

                                        //Гранична умова адіабатності
                                        // на початку
for i=2:nlp1                           //Цикл заповнення матриці лівих частин
                                        // рівняння Фур'є-Кірхгофа
    MatA(i,i-1:i+1)=[1,Const2,1];
end
MatA(nl+2,nlp1:nlp2)=[1,-1];

                                        //Гранична умова адіабатності
                                        // наприкінці
hand=lufact(MatA);                    //Виконуємо LU-перетворення
Yes=2;                                //Ініціюємо умову продовження, щоб мати
                                        // додатковий прохід
DevT=%nan;                            //Ініціюємо відхилення
// РОЗРАХУНОК
winId=waitbar(' ');                   //Ініціюємо смугу поступу
while Yes                              //Загальний цикл
    waitbar(0,sprintf('\Delta T = %f/%f',DevT,DTmax),winId);
                                        //Виводимо досягнуту нев'язку
    T_prev=T;                         //Зберігаємо попередні результати
    T_air_prev=T_air;
    T(:,1)=T(:,$);
    T_air(:,1)=T_air(:,$)
    T_air($,1:ntime)=Text;           //Гранична умова - вхідна температура повітря

```

```

T_air(1,ntimeip1:ntime)=Text;
for j=1:ntimei           //Цикл припливу
    jp1=j+1;             //Номер наступного вузла часової сітки
    //ТЕПЛООБМІН МІЖ ПОВІТРЯМ І ТВЕРДИМ ТІЛОМ
    for h=1:nl           //Цикл за довжиною для балансу
        // h - номер вузла за ходом повітря
        h2m1=2.*h-1;     //Параметр
        i_=nlp2-h;        //Індекс i для температури регенератора.
        // одиниця додається через віртуальний вузол
        i=nlp2-h;         //Індекс i для температури повітря
        ip1=i-1;          //Індекс i+1 для температури повітря

///////////////////////////////// С П І Л Ь Н И Й   К О Д //////////////////////////////////

        T_min=min(T_air(i,jp1),T_air(i,j),T(i_,j));
        //Мінімальна та максимальна можлива
        // температура
        T_max=max(T_air(i,jp1),T_air(i,j),T(i_,j));
        DT=T_max-T_min;   //Різниця температури
        if DT>1e-3         //Якщо різниця суттєва
            DT=DT./1000;   //Крок температури, < 0.1 K
            T_air_ip1plus1jplus1=T_min:DT:(T_max+DT./2);
            //Сітка відокремлення кореню
            Devs=EqnT_airilj1(T_air_ip1plus1jplus1);
            //Відхилення рівняння
            Cnd=Devs(1:$-1).*Devs(2:$)<0;
            //Умова зміни знаку
            if or(Cnd) then
                //Якщо нев'язка змінює знак
                T_zero=[T_air_ip1plus1jplus1([Cnd,%f]) - Devs([Cnd,%f])...
                    .*(T_air_ip1plus1jplus1([Cnd,%f]) ...
                    - T_air_ip1plus1jplus1([%f,Cnd])) ...
                    ./ (Devs([Cnd,%f])-Devs([%f,Cnd])), ...
                    T_air_ip1plus1jplus1(Devs(1:$-1)==0)];
                //Беремо корені за методом січних-хорд
            else
                //Якщо нев'язка не змінює знак
                T_zero=T_air_ip1plus1jplus1(Devs(1:$-1)==0);
            end
            //Лише точні влучання в нуль
            Devmax2=%inf; //Максимальний квадрат відхилення
            Counter=0;    //Лічильник коренів
            select length(T_zero);
                //Залежно від кількості перших наближень
            case 1
                //Якщо одне
                T_air(ip1,jp1)=T_zero;
                //Уточнювати розв'язок немає сенсу

```

```

[Dev,T(i_,jp1)]=EqnT_air1j1(T_zero);
    //Беремо відхилення та температуру
    // регенератора
Devmax2=Dev.^2;
    //Квадрат нев'язки
Counter=0+(Devmax2<1e-6);
    //Лічильник відповідатиме малому наближенню
Warn(i_,jp1)=1;
case 0    //Якщо немає коренів, значить кінцевий стан
    // дуже близький до рівноважного
T(i_,j+1)=(T(i_,j)+Const0.*(T_air(i,jp1)+T_air(i,j) ...
    -T_air(ip1,j)))/(1+Const0);
    //Застосовуємо лише тепловий баланс
T_air(ip1,j+1)=T(i_,jp1);
Warn(i_,jp1)=0;
else    //Якщо кілька наближень
for To=T_zero
    //Проходими їх по чергово
    [T_z,Dev]=fsolve(To,EqnT_air1j1);
    //Розв'язуємо рівняння
    Dev=Dev.^2;
    //Нам потрібен квадрат відхилення
    if Dev<1e-6
        //Якщо відхилення мале
        Counter=Counter+1;
    end    //Ще один розв'язок
    if Dev<Devmax2
        //Якщо розв'язок кращий
        DevMax2=Dev;
        //Оновлюємо найкращий квадрат відхилення
        T_air(ip1,jp1)=T_z;
        //Приймаємо цей розв'язок
        [Dev,T(i_,jp1)]=EqnT_air1j1(T_z);
    end
end
if Counter
    Warn(i_,jp1)=Counter;
else
    Warn(i_,jp1)=-(Devmax2.^0.5);
end
end
else    //Якщо температури занадто близькі, це ознака
    // рівноваги
T(i_,j+1)=(T(i_,j)+Const0.*(T_air(i,j+1)+T_air(i,j) ...
    -T_air(ip1,j)))/(1+Const0);

```

```

//Застосовуємо лише тепловий баланс
T_air(ip1,j+1)=T(i_,j+1);
Warn(i_,j+1)=0;
end
end
//РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ТЕПЛОТИ В РЕГЕНЕРАТОРІ
//рівняння при зміні напрямку лишаються незмінними
T(1,jp1)=T(2,jp1); //Граничні умови
T($,jp1)=T($-1,jp1);
MatB(2:nlp1)=Const3.*T(2:nlp1,jp1)-T(3:nlp2,jp1)-T(1:nl,jp1);
T(:,jp1)=lusolve(hand,MatB);
//Розв'язуємо систему рівнянь
waitbar(j./ntime,winId);
end //Оновлюємо смугу поступу
for j=ntimeip1:ntime //Цикл видалення
    jp1=j+1; //Номер наступного вузла часової сітки
    //ТЕПЛООБМІН МІЖ ПОВІТРЯМ І ТВЕРДИМ ТІЛОМ
    T_air(1,jp1)=Tl; //Гранична умова - температура
    // повітря на вході
    for h=1:nl //Цикл за довжиною для балансу
        // h - номер вузла за ходом повітря
        h2m1=2.*h-1; //Параметр
        i_=h+1; //Індекс i для температури регенератора.
        // одиниця додається через віртуальний вузол
        i=h; //Індекс i для температури повітря
        ip1=i+1; //Індекс i+1 для температури повітря

////////// С П І Л Ь Н И Й К О Д //////////

T_min=min(T_air(i,jp1),T_air(i,j),T(i_,j));
//Мінімальна та максимальна можлива
// температура
T_max=max(T_air(i,jp1),T_air(i,j),T(i_,j));
DT=T_max-T_min; //Різниця температури
if DT>1e-3 //Якщо різниця суттєва
    DT=DT./1000; //Крок температури
    T_air_ip1plus1jplus1=T_min:DT:(T_max+DT./2);
    //Сітка відокремлення кореню
    Devs=EqnT_airi1j1(T_air_ip1plus1jplus1);
    //Відхилення рівняння
    Cnd=Devs(1:$-1).*Devs(2:$)<0;
    //Умова зміни знаку
    if or(Cnd) then
        //Якщо нев'язка змінює знак
        T_zero=[T_air_ip1plus1jplus1([Cnd,%f]) - Devs([Cnd,%f])...

```

```

        .*(T_air_ip1plus1jplus1([Cnd,%f]) ...
        - T_air_ip1plus1jplus1([%f,Cnd])) ...
        ./ (Devs([Cnd,%f])-Devs([%f,Cnd])), ...
        T_air_ip1plus1jplus1(Devs(1:$-1)==0)];
        //Беремо корені за методом січних-хорд
else      //Якщо нев'язка не змінює знак
    T_zero=T_air_ip1plus1jplus1(Devs(1:$-1)==0);
end      //Лише точні влучання в нуль
        //Перші наближення на інтервалах зміни знаку
        //та в разі точного влучання в нуль
Devmax2=%inf; //Максимальний квадрат відхилення
Counter=0;    //Лічильник коренів
select length(T_zero);
        //Залежно від кількості перших наближень
case 1      //Якщо одне
    T_air(ip1,jp1)=T_zero;
        //Уточнювати розв'язок немає сенсу
    [Dev,T(i_,jp1)]=EqnT_air1j1(T_air(ip1,j+1));
        //Беремо відхилення та температуру
        // регенератора
    Devmax2=Dev.^2;
        //Квадрат нев'язки
    Counter=0+(Devmax2<1e-6);
        //Лічильник відповідатиме малому наближенню
    Warn(i_,jp1)=1;
case 0      //Якщо немає коренів, значить кінцевий стан
        // дуже близький до рівноважного
    T(i_,j+1)=(T(i_,j)+Const0.*(T_air(i,jp1)+T_air(i,j) ...
        -T_air(ip1,j)))/(1+Const0);
        //Застосовуємо лише тепловий баланс
    T_air(ip1,j+1)=T(i_,jp1);
    Warn(i_,jp1)=0;
else      //Якщо кілька наближень
    for To=T_zero
        //Проходими їх по чергово
        [T_z,Dev]=fsolve(To,EqnT_air1j1);
        //Розв'язуємо рівняння
    Dev=Dev.^2;
        //Нам потрібен квадрат відхилення
    if Dev<1e-6
        //Якщо відхилення мале
        Counter=Counter+1;
    end    //Ще один розв'язок
    if Dev<Devmax2
        //Якщо розв'язок кращий

```



```

DevMax2=Dev;
//Оновлюємо найкращий квадрат відхилення
T_air(ip1,jp1)=T_z;
//Приймаємо цей розв'язок
[Dev,T(i_,jp1)]=EqnT_air1j1(T_z);
end
end
if Counter
    Warn(i_,jp1)=Counter;
else
    Warn(i_,jp1)=-(Devmax2.^0.5);
end
end
else
    //Якщо температури занадто близькі, це ознака
    // рівноваги
    T(i_,j+1)=(T(i_,j)+Const0.*(T_air(i,j+1)+T_air(i,j) ...
        -T_air(ip1,j)))/(1+Const0);
    //Застосовуємо лише тепловий баланс
    T_air(ip1,j+1)=T(i_,j+1);
    Warn(i_,j+1)=0;
end
////////////////////////////////////
end
//РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ТЕПЛОТИ В РЕГЕНЕРАТОРІ
//рівняння при зміні напрямку лишаються незмінними
T(1,jp1)=T(2,jp1); //Граничні умови
T($,jp1)=T($-1,jp1);
MatB(2:nlp1)=Const3.*T(2:nlp1,jp1)-T(3:nlp2,jp1)-T(1:nl,jp1);
T(:,jp1)=lusolve(hand,MatB);
//Розв'язуємо систему рівнянь
waitbar(j./ntime,winId);
end
//Оновлюємо смугу поступу
DevT=max(max(abs(T-T_prev)),max(abs(T_air-T_air_prev)))
//Нове відхилення температури
if DevT<DTmax then //Якщо умову зупинення виконано
    Yes=Yes-1; //Зменшуємо лічильник зупинення
else //Якщо умову не виконано
    Yes=2; //Повертаємо лічильник у значення 2
end
end
if DegC
    T=T-273.15;
    T_air=T_air-273.15;
end
T($,:)=[]; //Вилучаємо віртуальні вузли

```

```

T(1,:)=[];
Warn($,:)=[];
Warn(1,:)=[];
close(winId); //Закриваємо смугу поступу
x_air=(0:Dx:(1+Dx./2))';
x=(x_air(1:($-1))+x_air(2:$))./2
Time=(0:ntime).*Dtau
Ef=(T_air(1,1:ntimei)-Text)/(T1-Text);
TimeEf=(0:(ntimei-1)).*Dtau;
endfunction

function [Dev, Tijplus1]=EqnT_air1j1(T_air_ip1jplus1, i, ip1, i_, h, j, jpl,
h2m1, T, T_air, Const0, Const1)
Tijplus1=T(i_,j)+Const0.*(T_air(i,jpl)+T_air(i,j)- ...
T_air_ip1jplus1-T_air(ip1,j));
DT=(T_air_ip1jplus1+T_air(ip1,j)+T_air(i,jpl)-2.*Tijplus1+T_air(i,j) ...
-2.*T(i_,j))
Dev=(Const1.*(T_air_ip1jplus1+T_air(ip1,j)+T_air(i,jpl)+T_air(i,j)) ...
.^1.92.*(T_air_ip1jplus1+T_air(ip1,j)+T_air(i,jpl)+T_air(i,j))./4...
-(Tijplus1+T(i_,j))./2))./h2m1./DT./(DT.^2).^0.46 ...
+T_air_ip1jplus1+T_air(ip1,j)-T_air(i,jpl)-T_air(i,j);
endfunction

```