

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”
МІНІСТРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”
МІНІСТРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

СЕМЕНІЙ АНДРІЙ АНДРІЙОВИЧ

УДК 697.92:620.9:621.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**КОМБІНОВАНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ В РЕЖИМІ
ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ З ВІДНОВЛЮВАЛЬНИМИ
ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ**

Спеціальність 144 – Теплоенергетика

Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ А.А. Семеній

Науковий керівник: Баласанян Геннадій Альбертович,
доктор технічних наук, професор

Одеса – 2025

АНОТАЦІЯ

Семеній А.А. Комбіновані системи теплозабезпечення в режимі переривчастого опалення з відновлювальними джерелами енергії. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Національний університет “Одеська політехніка” МОН України, Одеса, 2025.

У вступі показано актуальність та особливості застосування режиму переривчастого опалення будівель у поєднанні з відновлювальними джерелами енергії в єдиній системі – комбінованій системі теплозабезпечення (КСТЗ), що є доцільним завдяки взаємокомпенсації обмежень, що характерні для переривчастого режиму опалення та відновлювальних джерел енергії. Переваги кожної з поєднаних в одній системі технології також в певній мірі доповнюють одне одного.

Незважаючи на відносну розповсюдженість режиму переривчастого опалення (РПО) будівель відсутній комплексний підхід щодо підвищення його ефективності, зокрема застосування гібридних систем з відновлювальними джерелами енергії, що є доволі доцільним при використанні РПО. Для обґрунтування рішень щодо підвищення ефективності РПО необхідно виконати обґрунтування та обрати критерії ефективності функціонування КСТЗ, опрацювати математичні моделі КСТЗ будівель в РПО та альтернативних джерел енергії різних конфігурацій, визначити параметри, що впливають на її ефективність. Існуючі методи і підходи щодо підвищення ефективності РПО недостатні для розв’язання поставлених завдань.

Напрямок досліджень даної роботи містить рішення таких питань, як розробка і дослідження нових схем КСТЗ; розробка теоретичних основ створення теплових схем КСТЗ; режимів роботи систем; розвиток методів їх аналізу; визначення оптимальних параметрів функціонування системи, вибір і обґрунтування технологічних процесів, які найкращим чином об’єднуються з енергетичними і експлуатаційними можливостями первинних джерел енергії, що використовуються в КСТЗ.

Визначено об'єкт, предмет, задачі та методи дослідження; сформульовано наукову новизну та практичне значення отриманих в роботі результатів; зазначено особистий внесок здобувача.

В першому розділі дисертаційної роботи виконано аналіз літературних джерел та перспективних напрямків підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в РПО. У відомих публікаціях існують методики порівняльного аналізу, оцінки ефективності та оптимізації систем опалення у переривчастому режимі, або їх елементів, але не виявлено математичних моделей щодо оптимізації параметрів, режимів навантаження і схемних рішень щодо запропонованої автором КСТЗ.

Одже, одним з визначальних чинників ефективності режиму переривчастого опалення є ефективність натопу, яка полягає в досягненні комфортної температури у приміщення за мінімальний час та з мінімальною витратою енергоресурсів. В свою чергу, скорочення часу натопу можливе за умови: максимальної потужності системи опалення під час натопу; оптимізації часу початку натопу. Виконання цих умов потребує розв'язання задачі оптимального управління та забезпечення відповідних технічних рішень щодо підвищення ефективності натопу.

Таким чином, можна сформулювати перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення: збільшення потужності системи опалення в режимі натопу; використання малоінерційних систем опалення; використання акумуляторів тепла щодо натопу приміщень; термомодернізація будівель; застосування комбінованих систем теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії. Наведено конфігурацію КСТ, що враховує перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в РПО.

Сформульовано *перший пункт наукової новизни* – теоретично обґрунтовано технічну можливість створення перспективних комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії, що забезпечують комплексне тепlopостачання споживачів при підвищенні ефективності використання різних джерел енергії.

Задля комплексної оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в РПО запропоновано проводити її за наступними групами критеріїв: порівняння за енергетичними показниками; порівняння за технічними показниками; порівняння за економічними показниками.

Сформульовано *другий пункт наукової новизни* - запропоновано систему критеріїв комплексної оцінки ефективності комбінованих систем теплозабезпечення, теоретично обґрунтований вибір критеріїв, розроблено методику їх розрахунку.

Основні дослідження даної роботи спрямовані на підвищення ефективності ранкового натопу приміщення, але в відомих публікаціях не запропоновано показників, що оцінюють цей процес. Автором запропоновано універсальний показник, який характеризує властивості приміщень щодо ефективності натопу та є питомим показником, який не залежить від розміру приміщення і досить просто розраховується.

Сформульовано *третій пункт наукової новизни* – вперше запропоновано показник ефективності натопу приміщення, який однозначно характеризує інерційні та конструктивні властивості приміщення, системи опалення та їх теплову ефективність.

У другому розділі виконано аналіз умов функціонування систем теплозабезпечення будівель в РПО, з урахуванням яких запропоновано основні положення, що визначають принципи побудови математичних моделей КСТЗ.

Сформульовано задачу комплексної оптимізації КСТЗ, а саме - визначити таке поєднання теплотехнічних, витратних, конструктивних, режимних параметрів та конфігурації системи, при якому задані об'єми електричної та теплової енергії забезпечуються за мінімальними витратами при виконанні усіх зовнішніх і внутрішніх обмежень її функціонування.

Для оцінки ефективності функціонування КСТЗ в РПО необхідно розробити математичну модель складових елементів системи, включаючи відновлювальні джерела енергії, для чого застосовано інструментарій математичного моделювання, а

саме, моделювання теплового режиму будівлі, моделювання вітроустановки, моделювання системи акумулювання тепла, моделювання системи опалювання та моделювання теплового насосу.

Розроблена математична модель є основою для подальшого аналізу, дослідження, моделювання та оптимізації технічних, витратних, конструктивних, компонувальних, режимних параметрів та впливу на систему зовнішніх умов.

Сформульовано *четвертий пункт наукової новизни* – розроблено математичну модель теплових процесів та режимів функціонування комбінованих систем теплозабезпечення з ранжируванням впливу визначальних параметрів на ефективність системи.

У **третьому розділі** сформульовано комплексний підхід щодо аналізу режимів роботи КСТЗ та виконано класифікацію КСТЗ відповідно до потужності традиційних джерел енергії та фізичної природи альтернативних джерел енергії, що інтегровані до КСТЗ, за якими здійсимо аналіз режимів роботи визначених конфігурацій КСТЗ.

На підставі аналізу проведених експериментальних досліджень, було висунуто припущення про те, що процес прогріву повітря в будівлі на початковому етапі визначається швидким нагріванням повітря в приміщенні та встановленням теплового балансу між ним і відносно холодними стінами при досягненні визначеної граничної різниці температур повітря і внутрішньої поверхні стін. Одночасно відбувається поступовий прогрів стін вглиб, проте цей процес у десятки разів інерційніший. Таким чином, динаміка подальшого нагрівання повітря в приміщенні визначається динамікою прогріву стін при збереженні постійної різниці температур між стінами і повітрям при незмінній потужності системи опалення. Запропоновано експериментальну модель динаміки прогріву повітря у приміщенні, що з високою точністю апроксимує отримані експериментальні дані щодо динаміки нагріву повітря у приміщенні.

У зв'язку з тим, що не завжди можливо провести експеримент з динаміки прогріву повітря у приміщення відповідно також було розроблено аналітичну модель

динаміки нагріву повітря у приміщенні на базі теплофізичних параметрів приміщення та з використанням теорії нестационарного теплообміну. При перевірці адекватності запропонованої розрахункової моделі розбіжність експерименту з розрахунками не перевищує 2-3 %.

Розглянуто принципи оптимального управління (принцип максимуму Понтрягіна) щодо оптимізації навантаження РПО будівель та підвищення його ефективності під час ранкового натопу та, відповідно, зроблено висновок, що теплове навантаження системи опалення повинне бути максимально можливим за технічними умовами.

Збільшення тривалості неробочого часу, за рахунок зменшення тривалості ранкового натопу до мінімального значення, є важливою задачею оптимізації РПО. Запропоновано методику щодо визначення оптимальної тривалості ранкового натопу приміщення за пошуком умовного екстремуму функції багатьох змінних за методами варіаційного обчислювання та визначено умови її практичного застосування у теплотехнічній лабораторії НУ «Одеська політехніка».

Сформульовано *п'ятий пункт наукової новизни* – вдосконалено математичну модель динаміки прогріву повітря у приміщенні, що враховує малоінерційну складову процесу та значно підвищує точність моделювання у початковий проміжок часу натопу приміщення.

У **четвертому розділі** за результатами чисельного моделювання КСТЗ різних конфігурацій визначено залежності показників щодо комплексного аналізу ефективності системи та її складових частин, виконано аналіз ефективності КСТЗ в режимі переривчастого опалення в порівнянні з цілодобовим режимом.

Наведено результати моделювання режимів роботи КСТЗ з вітроустановкою підтверджують можливість створення високоефективних автономних систем опалення на базі сучасних енергетичних технологій з використанням альтернативних джерел енергії та з урахуванням їх місцевого потенціалу.

За результатами моделювання динаміки заряду-розряду теплового акумулятора для системи переривчастого опалення з електричним котлом підтверджено

можливість застосування баку-акумулятора тепла для реалізації ефективної системи теплозабезпечення.

За результатами оптимізації режимів навантаження КСТЗ з тепловим акумулюванням при зміні температури зовнішнього повітря від -15°C до $+5^{\circ}\text{C}$ отримано оптимальні параметри режимів роботи основних елементів КСТ. Задля досягнення максимальної ефективності РПО при моделюванні КСТЗ було також враховано основні напрями удосконалення теплозабезпечення будівель в РПО, що дозволило отримати зниження енерговитрат на 25,2 % в порівнянні з режимом цілодобового опалення. Завдяки добовій акумуляції тепла та оптимізації потужності генератора тепла вдалося зменшити його максимальну потужність в порівнянні з максимальною потужністю системи опалення в залежності від зовнішніх умов в 2,4 – 5,6 разів.

Сформульовано *шостий пункт наукової новизни* – одержано аналітичні залежності для наукового проектування комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії різних класів з урахуванням їх конфігурацій і природи відновлюваних джерел енергії чисельними методами.

У п'ятому розділі наведено експериментальні дослідження показників ефективності КСТЗ, що було проведено у приміщеннях Теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка», в яких впроваджено більшість пропозицій щодо підвищення ефективності КСТЗ в РПО, які представлено у даній роботі. При цьому було застасовано систему моніторингу енергетичної ефективності системи опалення, що містить електричні та теплові лічильники, прилади контролю мікроклімату у приміщеннях, тощо.

Експериментальні дослідження КСТЗ з тепловим насосом в РПО, довели високу ефективність системи за наступними показниками: показник ефективності на топу приміщення склав: $E_{\text{нат}} = 21-28 \text{ кДж}/(^{\circ}\text{C}\cdot\text{м}^3)$; середньомісячна питома теплова потужність системи з тепловим насосом – $5,5 - 10 \text{ Вт}/\text{м}^2$; середньомісячна питома електрична потужність системи опалення з тепловим насосом – $1,8 - 4,3 \text{ Вт}/\text{м}^2$; середньомісячна питома собівартість опалення в переривчастому режимі – $2,3 - 10$

грн/(м²·місяць); ефективне значення коефіцієнту натопу приміщення – 2.0-3.0; коефіцієнт заміщення альтернативними джерелами – 23-51 %; середньомісячний коефіцієнт перетворення теплового насосу COP – 1,8 – 2,8.

Експериментальні дослідження інерційних властивостей опалювальних пристроїв свідчать про співставну теплову інерційність інфрачервоних нагрівачів UFO, фанкойлів, радіаторів, що доводить їх використання у ефективних КСТЗ при РПО. Тепла підлога має інерційність у 6-7 разів вищу за інші опалювальні прилади та не забезпечує ефективні показники натопу приміщення.

Ключові слова: переривчастий режим опалення, комбіновані системи теплозабезпечення, ранковий натоп, альтернативні джерела енергії, математичне моделювання, тепловий насос, тепловий акумулятор, енергетична ефективність, вітроустановка, оптимізація режимів навантаження, теплова потужність, теплова ізоляція.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Simulation of intermittent heating mode of the educational building / G. Balasanian, O. Klymchuk, A. Semeniі, Ye. Babaiev, L. Sachenko // Пр. Одес. політехн. ун-ту. – Одеса, 2021. – Вип. 2 (64). – Р. 22–27.
<http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/12493>
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)
2. Balasanian, H. і Semenyii, A. 2023. Дослідження комбінованої системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії. Праці Одеського політехнічного університету. 2(68) (Вер. 2023), с. 25–32.
<https://doi.org/10.15276/opu.2.68.2023.03>
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)
3. Balasanian, H. і Semeniі, A. 2024. Ефективність автономної системи опалення в переривчастому режимі з акумулятором тепла . Праці Одеського політехнічного університету. 1(69) (Квіт 2024), с. 57–62.

<https://doi.org/10.15276/opu.1.69.2024.07>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

4. Г.А. Баласанян, А.А. Семеній. Потужність генератора тепла автономної системи опалення у переривчастому режимі. Refrigeration Engineering and Technology. Том 60 № 2 (2024), с. 121-127.

<https://doi.org/10.15673/ret.v60i2.2823>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Ефективність натопу режиму переривчастого опалення будівлі. Баласанян Г.А., Семеній А. А., Саченко Л. В. SCIENCE, INNOVATIONS AND EDUCATION: PROBLEMS AND PROSPECTS. Proceedings of VII International Scientific and Practical Conference Tokyo, Japan 9-11 February 2022. P. 205-210.

<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/SCIENCE-INNOVATIONS-AND-EDUCATION-PROBLEMS-AND-PROSPECTS-9-11.02.22.pdf>

6. Improving the Efficiency of Heating Systems of Buildings Due to Intermittent Heating. Баласанян Г.А., Семеній А.А. Повышение эффективности систем отопления зданий из-за прерывистого отопления.

Zinoviy Blikharskyu Editor. Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine. 06 August 2022. P.162-170.

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-14141-6_16

7. Комбінована система енергозабезпечення з альтернативними джерелами енергії . Баласанян Геннадій Альбертович, Лужанська Ганна Вікторівна, Семеній Андрій Андрійович, Новіков Кирило Юрійович. The 1 st International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (February 13-15, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. P. 184-190.

<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/EURASIAN-SCIENTIFIC-DISCUSSIONS-13-15.02.22.pdf>

8. Баласанян Г. А., Крапива Н. В., Семеній А. А., Саченко Л. В., Ляшенко В. І. «Оптимізація параметрів та режимів роботи бака-акумулятора тепла системи

електричного опалення в переривчатому режимі». Міжнародна наукова конференція «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80)», Польща, 19-20 вересня 2023. С. 177-182.

<http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-1275/>

9. Баласанян Г. А., Крапива Н. В., Семеній А. А. Перспективні напрямки підвищення ефективності автономних систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення // VII International scientific and practical conference «Scientific Research: Theoretical Foundations and Practical Applications» (January 24-26, 2024) Vienna, Austria, International Scientific Unity. 2024. P. 532-536.

https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/01/Scientific_research_theoretical_foundations_and_practical_applications.pdf

10. Balasarian G. Ostapenko A., Semenii A. Experimental studies of heating systems according to the inertial properties of heating devices. Proceedings of the III International Scientific and Practical Conference. Sofia, Bulgaria. September 17-20, 2024. Pp. 236-240.

<https://isg-konf.com/modern-trends-in-the-development-of-science-and-information-technologies/>

11. Баласанян Г.А., Семеній А.А., Верстак В.О. Критерії оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення. ІХ Міжнародна науково-практична конференція «Formation of the personality of a specialist as a subject of self-creation», 29 жовтня – 01 листопада 2024 р., Острава, Чехія. С. 280-282.

<https://isg-konf.com/uk/formation-of-the-personality-of-a-specialist-as-a-subject-of-self-creation/>

ABSTRACT

Semenii A.A. Combined heat supply systems in intermittent heating mode with renewable energy sources. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 144 - Thermal Power Engineering. - Odesa Polytechnic National University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2025.

The introduction shows the relevance and features of using intermittent heating of buildings in combination with renewable energy sources in a single system - a combined heat supply system (CHSS), which is expedient due to the mutual compensation of limitations characteristic of intermittent heating and renewable energy sources. The advantages of each of the technologies combined in one system also complement each other to a certain extent.

Despite the relative prevalence of the intermittent heating mode (IHM) of buildings, there is no comprehensive approach to increase its efficiency, in particular, the use of hybrid systems with renewable energy sources, which is quite appropriate when using IHM. In order to substantiate decisions on improving the efficiency of the IHM, it is necessary to perform a justification and select the criteria for the effectiveness of the KST functioning, to develop mathematical models of the CHSS of buildings in the IHM and alternative energy sources of various configurations, to determine the parameters that affect its effectiveness. The existing methods and approaches to increase the effectiveness of IHM are insufficient to solve the tasks.

The research direction of this work contains solutions to such issues as development and research of new CHSS schemes; development of theoretical foundations for creating thermal schemes of CHSS; systems operation modes; development of methods of their analysis; determination of optimal parameters of system functioning, selection and justification of technological processes, which are best combined with energy and operational capabilities of primary energy sources used in CHSS.

The object, subject, tasks and research methods are defined; the scientific novelty and practical significance of the results obtained in the work are formulated; personal contribution of the acquirer is indicated.

In the first **section** analysis of literary sources and promising directions for improving the efficiency of heat supply systems of buildings in IHM. In known publications, there are methods of comparative analysis, efficiency assessment and optimization of heating systems in intermittent mode, or their elements, but no mathematical models for optimizing parameters, load modes and circuit solutions for the proposed CHSS by the author have been found.

Therefore, one of the determining factors of the effectiveness of the intermittent heating mode is the efficiency of the heating, which consists in achieving a comfortable temperature in the room in the minimum time and with the minimum consumption of energy resources. In turn, the reduction of the flooding time is possible under the condition of: the maximum power of the heating system during flooding; optimization of the flood start time. Fulfillment of these conditions requires solving the problem of optimal management and providing appropriate technical solutions to increase the efficiency of the flood.

Thus, it is possible to formulate promising directions for increasing the efficiency of building heat supply systems in intermittent heating mode: increasing the capacity of the heating system in flood mode; use of low-inertia heating systems; the use of heat accumulators in relation to the flooding of premises; thermal modernization of buildings; application of combined heat supply systems with alternative energy sources. The configuration of the CHSS is presented, which takes into account promising directions for increasing the efficiency of the heat supply systems of buildings in the IHM.

The **first point** of scientific novelty is formulated the technical possibility of creating promising combined systems of effective heat supply of buildings in the mode of intermittent heating with alternative energy sources that provide comprehensive heat supply to consumers while increasing the efficiency of the use of various energy sources is theoretically substantiated.

In order to comprehensively assess the effectiveness of the heat supply systems of buildings in IHM, it is proposed to conduct it according to the following groups of criteria: comparison by energy indicators; comparison by technical indicators; comparison by economic indicators.

The **second point** of scientific novelty is formulated - a system of criteria for comprehensive evaluation of the efficiency of combined heat supply systems is proposed, a theoretically justified selection of criteria is developed, and a methodology for their calculation is developed.

The main researches of this work are aimed at increasing the efficiency of the morning heating of the room, but no indicators evaluating this process have been proposed in known publications. The author proposed a universal indicator that characterizes the properties of the premises in terms of the efficiency of flooding and is a specific indicator that does not depend on the size of the premises and is quite simply calculated.

The **third point** of scientific novelty was formulated - for the first time, an indicator of the effectiveness of the heating of the room was proposed, which unambiguously characterizes the inertial and constructive properties of the room, the heating system and their thermal efficiency.

In the **second section** analysis of the operating conditions of the heat supply systems of buildings in the IHM was performed, taking into account the main provisions that determine the principles of building mathematical models of CHSS.

The task of complex optimization of the KST is formulated, namely, to determine such a combination of thermal technical, consumption, structural, mode parameters and configuration of the system, in which the specified volumes of electric and thermal energy are provided at minimum costs while meeting all external and internal limitations of its functioning.

In order to evaluate the effectiveness of the operation of the CHSS in the IHM, it is necessary to develop a mathematical model of the system's constituent elements, including renewable energy sources, for which a mathematical modeling toolkit is used, namely, modeling of the thermal regime of the building, modeling of the wind turbine, modeling of the heat storage system, modeling of the heating system and modeling of the heat pump .

The developed mathematical model is the basis for further analysis, research, modeling and optimization of technical, cost, constructive, compositional, regime parameters and the influence of external conditions on the system.

The **fourth point** of scientific innovation was formulated - a mathematical model of thermal processes and modes of operation of combined heat supply systems was developed, with a ranking of the influence of determining parameters on the efficiency of the system.

In the **third section** comprehensive approach to the analysis of the CHSS operating modes was formulated and the CHSS classification was performed according to the power of traditional energy sources and the physical nature of alternative energy sources integrated into the CHSS, according to which we will analyze the operating modes of the specified CHS configurations.

Based on the analysis of the experimental studies, it was suggested that the process of heating the air in the building at the initial stage is determined by the rapid heating of the air in the room and the establishment of a thermal balance between it and the relatively cold walls when a certain limit of temperature difference between the air and the inner surface of the walls is reached. At the same time, gradual warming of the walls in depth occurs, but this process is ten times more inertial. Thus, the dynamics of further heating of the air in the room is determined by the dynamics of heating the walls while maintaining a constant temperature difference between the walls and the air at a constant power of the heating system. An experimental model of the dynamics of air heating in the room is proposed, which approximates the obtained experimental data on the dynamics of air heating in the room with high accuracy.

Due to the fact that it is not always possible to conduct an experiment on the dynamics of air heating in the room, accordingly, an analytical model of the dynamics of air heating in the room was developed based on the thermophysical parameters of the room and using the theory of non-stationary heat exchange. When checking the adequacy of the proposed calculation model, the discrepancy between the experiment and the calculations does not exceed 2-3%.

The principles of optimal control (Pontryagin's maximum principle) regarding the optimization of the load on the RPO of buildings and increasing its efficiency during the morning heat are considered and, accordingly, it is concluded that the thermal load of the heating system should be as high as possible under technical conditions.

Increasing the duration of non-working time, due to reducing the duration of the morning rush hour to a minimum value, is an important task of optimizing ABM. The methodology for determining the optimal duration of morning heating of the room by searching for the conditional extremum of the function of many variables using the methods of variation calculation is proposed, and the conditions of its practical application in the heat engineering laboratory of NU "Odesa Polytechnic" are determined.

The **fifth point** of scientific novelty has been formulated - the mathematical model of the dynamics of air heating in the room has been improved, which takes into account the low-inertia component of the process and significantly increases the accuracy of the modeling during the initial period of time of flooding the room.

In the **fourth section** on the results of numerical simulation of the CHSS of various configurations, the dependencies of the indicators regarding the comprehensive analysis of the efficiency of the system and its components were determined, the analysis of the efficiency of the CHSS in the intermittent heating mode compared to the 24-hour mode was performed.

The results of modeling the operating modes of the CHSS with a wind turbine are presented, confirming the possibility of creating highly efficient autonomous heating systems based on modern energy technologies using alternative energy sources and taking into account their local potential.

Based on the results of modeling the dynamics of charge-discharge of a heat accumulator for an intermittent heating system with an electric boiler, the possibility of using a heat accumulator tank for the implementation of an effective heat supply system has been confirmed.

Based on the results of optimization of the load modes of the CHSS with heat accumulation when the outside air temperature changes from $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, the optimal

parameters of the operating modes of the main elements of the CHSS were obtained. In order to achieve the maximum efficiency of the IHM, the main directions of improving the heat supply of buildings in the IHM were also taken into account when modeling the IHM, which made it possible to obtain a reduction in energy consumption by 25.2 % compared to the 24-hour heating mode. Due to the daily accumulation of heat and optimization of the power of the heat generator, it was possible to reduce its maximum power compared to the maximum power of the heating system, depending on the external conditions, by 2.4-5.6 times.

The **sixth point** of scientific novelty was formulated - analytical dependencies were obtained for the scientific design of combined systems of effective heat supply of buildings in the mode of intermittent heating with alternative energy sources of different classes, taking into account their configurations and the nature of renewable energy sources using numerical methods.

In the fifth chapter experimental studies of CHSS efficiency indicators are presented, which were carried out in the premises of the Heat Engineering Laboratory of NU "Odesa Polytechnic", in which most of the proposals for improving the efficiency of CHSS in IHM, which are presented in this work, are implemented. At the same time, a system for monitoring the energy efficiency of the heating system was applied, which includes electric and heat meters, devices for controlling the microclimate in the premises, etc.

Experimental studies of CHSS with a heat pump in IHM proved the high efficiency of the system according to the following indicators: the indicator of the efficiency of heating the room was: $E_{nat} = 21-28 \text{ kJ}/(^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^3)$; average monthly specific thermal power of the system with a heat pump - 5.5 - 10 W/m^2 ; average monthly specific electric power of the heating system with a heat pump – 1.8 – 4.3 W/m^2 ; average monthly specific cost of heating in intermittent mode - 2.3 - 10 hryvnias/ $(\text{m}^2\cdot\text{month})$; the effective value of the room flooding factor is 2.0-3.0; the rate of replacement by alternative sources - 23-51 %; the average monthly conversion factor of the COP heat pump is 1.8 - 2.8.

Experimental studies of the inertial properties of heating devices testify to the comparable thermal inertia of UFO infrared heaters, fan coils, and radiators, which

proves their use in effective CHSS for IHM. A warm floor has an inertia 6-7 times higher than other heating devices and does not provide effective indicators of heating the room.

Key words: intermittent heating mode, combined heat supply systems, morning heating, alternative energy sources, mathematical modeling, heat pump, heat accumulator, energy efficiency, wind turbine, optimization of load modes, thermal power, thermal insulation.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION

List of publications of the applicant on the topic of the dissertation

1. Simulation of intermittent heating mode of the educational building / G. Balasanian, O. Klymchuk, A. Semenii, Ye. Babaiev, L. Sachenko // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – Odessa, 2021. – Issue 2 (64). – P. 22–27.
<http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/12493>
2. Balasanian, H. i Semenii, A. 2023. Research of a combined heat supply system with alternative energy sources // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – Odessa, 2023. – Issue 2(68). – P. 25–32.
<https://doi.org/10.15276/opu.2.68.2023.03>
3. Balasanian, H. i Semenii, A. Efficiency of an autonomous heating system in intermittent mode with a heat accumulator // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – Odessa, 2024. – Issue 1(69), P. 57–62.
<https://doi.org/10.15276/opu.1.69.2024.07>
4. Balasanian, H. Semenii, A. Efficiency of an autonomous heating system in intermittent mode with a heat accumulator // Refrigeration Engineering and Technology. Volume 60 № 2 (2024). P. 121-127.
<https://doi.org/10.15673/ret.v60i2.2823>

Published works of approbation nature:

5. The efficiency of the heating of the intermittent heating mode of the building.
Balasanian H., Semenii A., Sachenko L. SCIENCE, INNOVATIONS AND

EDUCATION: PROBLEMS AND PROSPECTS. Proceedings of VII International Scientific and Practical Conference Tokyo, Japan 9-11 February 2022. P. 205-210.
<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/SCIENCE-INNOVATIONS-AND-EDUCATION-PROBLEMS-AND-PROSPECTS-9-11.02.22.pdf>.

6. Improving the Efficiency of Heating Systems of Buildings Due to Intermittent Heating. Balasanian H., i Semenii A. Zinoviyy Blikharsky Editor. Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine. 06 August 2022. P.162-170.

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-14141-6_16

7. Combined energy supply system with alternative energy sources . Balasanian H., Luzanska H., Semenii A., Novikov K. The 1 st International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (February 13-15, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. P.184-190.

<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/EURASIAN-SCIENTIFIC-DISCUSSIONS-13-15.02.22.pdf>

8. Balasanian H., Krapiva N., Semenii A., Sachenko L., Lyashenko V. Optimization of the parameters and modes of operation of the heat storage tank of the electric heating system in intermittent mode. International scientific conference "Information society: technological, economic and technical aspects of development (Issue 80)", Poland, September 19-20, 2023. P.177-182.

<http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-1275/>

9. Balasanian H., Krapiva N., Semenii A. Prospective directions for improving the efficiency of autonomous systems of heat supply of buildings in the mode of intermittent heating // VII International scientific and practical conference «Scientific Research: Theoretical Foundations and Practical Applications» (January 24-26, 2024) Vienna, Austria, International Scientific Unity. 2024. P. 532-536.

https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/01/Scientific_research_theoretical_foundations_and_practical_applications.pdf

10. Balasarian H., Ostapenko A., Semenii A. Experimental studies of heating systems according to the inertial properties of heating devices. Proceedings of the III International Scientific and Practical Conference. Sofia, Bulgaria. September 17-20, 2024. Pp. 236-240.

<https://isg-konf.com/modern-trends-in-the-development-of-science-and-information-technologies/>

11. Balasarian H., Semenii A., Verstak V. Criteria for evaluating the efficiency of building heat supply systems in the mode of intermittent heating IX International scientific and practical conference "Formation of the personality of a specialist as a subject of self-creation", October 29 - November 1, 2024, Ostrava, Czech Republic. – Pp. 280-282.

<https://isg-konf.com/formation-of-the-personality-of-a-specialist-as-a-subject-of-self-creation/>

ЗМІСТ

Перелік умовних скорочень.....	24
Вступ	25
1 Аналіз перспективних напрямків удосконалення теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	33
1.1. Аналіз використання технологій переривчастого опалення будівель.....	33
1.2. Перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	43
1.2.1. Збільшення потужності системи опалення в режимі натопу.....	45
1.2.2. Термомодернізація приміщень	45
1.2.3. Використання безінерційних систем опалення	46
1.2.4. Використання акумуляторів тепла щодо натопу приміщень.....	47
1.2.5. Комбіновані системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії	48
1.3. Критерії оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	48
1.3.1. Порівняння за енергетичними показниками	49
1.3.3. Порівняння за технічними показниками	51
1.3.4. Порівняння за економічними показниками.....	51
1.4. Задачі дослідження комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	52
Висновки до розділу	55
2 Розробка моделей комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення	56
2.1. Загальні положення щодо побудови математичної моделі систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	56
2.2. Моделювання комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	59

2.2.1. Математичне моделювання теплового режиму будівлі.....	59
2.2.2. Моделювання вітроустановки	64
2.2.3. Моделювання системи акумулювання тепла	72
2.2.4. Моделювання системи опалювання	79
2.2.5. Моделювання теплового насосу.....	81
Висновки до розділу	83
3 Методика вдосконалення технічних параметрів комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	84
3.1. Комплексний підхід щодо аналізу режимів роботи КСТЗ.....	84
3.2. Експериментальна модель динаміки прогріву повітря у приміщенні.....	86
3.3. Удосконалення розрахункової моделі динаміки прогріву повітря у приміщенні.....	90
3.4. Застосування принципу максимуму Понтрягіна щодо оптимізації навантаження системи переривчастого опалення.....	95
3.4.2 Експериментальне дослідження застосування принципу максимуму Понтрягіна в корпусі теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка».....	98
3.5. Оптимізація часу і потужності натопу приміщення	101
Висновки до розділу	105
4 Аналіз результатів дослідження комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення на математичній моделі.....	107
4.1. Загальні положення щодо чисельного аналізу моделювання КСТ	107
4.2. Аналіз моделювання КСТЗ з альтернативними джерелами енергії	108
4.2.1. КСТ з вітроустановкою	108
4.2.1.1 Вхідні параметри КСТЗ з вітроустановкою.....	108

4.2.1.2. Аналіз результатів чисельного моделювання КСТЗ з вітроустановкою	108
4.2.2. Аналіз оптимізації параметрів та режимів роботи бака-акумулятора тепла.....	112
4.2.3. Моделювання КСТЗ з тепловим насосом	118
4.2.3.1. Вхідні параметри КСТЗ з тепловим насосом	118
4.2.3.2. Аналіз результатів чисельного моделювання КСТЗ з тепловим насосом	119
4.3. Результати оптимізації режимів навантаження КСТЗ.....	124
4.4. Потужність генератора тепла системи опалення у переривчастому режимі.....	131
Висновки до розділу	136
5 Експериментальні дослідження елементів комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.....	138
5.1. Експериментальні дослідження показників ефективності КСТЗ.....	138
5.1.1. Енергетичні показники ефективності КСТЗ.....	138
5.1.1.1 Показник ефективності натопу приміщення.....	138
5.1.1.2 Середньомісячна питома теплова потужність системи опалення.....	139
5.1.1.3 Середньомісячна питома електрична потужність.....	140
5.1.2. Технічні показники ефективності КСТЗ.....	141
5.1.2.1 Коефіцієнт натопу.....	141
5.1.2.2 Коефіцієнт заміщення.....	143
5.1.2.3 Коефіцієнт перетворення теплового насосу COP.....	144
5.1.3. Економічні показники ефективності КСТЗ.....	145
5.1.3.1 Середньомісячна питома собівартість.....	145
5.2. Експериментальні дослідження сезонного розподілу швидкості вітру, отримані на метеостанції теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка».....	146

5.3. Експериментальні дослідження динаміки баку-акумулятору тепла в режимі натопу.....	151
5.4. Експериментальні дослідження систем опалення за інерційними властивостями опалювальних пристроїв.....	155
5.4.1. Дослідження систем опалення на базі радіаторів.....	156
5.4.2. Дослідження систем опалення на базі інфрачервоного нагрівача UFO.....	157
5.4.3. Дослідження систем опалення з теплою підлогою.....	158
Висновки до розділу	160
Висновки.....	162
Список використаних джерел	165
Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації.....	178
Додаток Б Елементи комбінованої системи теплопостачання.....	181
Додаток В Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження.....	185

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АТ – акумулятор тепла

АБ – акумуляторна батарея

БА - бак-акумулятор

ВДЕ – відновлювальні джерела енергії

ВУ – вітроустановка

ГВП – гаряче водопостачання

ККД – коефіцієнт корисної дії

КСТЗ – комбінована система теплозабезпечення

НПДЕ – низькопотенційне джерело енергії

СОР – коефіцієнт перетворення теплового насоса

ТА – теплообмінний апарат

ТН – тепловий насос

ЦФ — цільова функція

ВСТУП

Актуальність теми. Проблема обмеженості світових запасів паливно-енергетичних ресурсів з кожним роком все загострюється, що в першу чергу впливає на значне підвищення цін на енергоносії на світовому ринку і в Україні. Тому технології, спрямовані на підвищення ефективності і комплексне використання органічного палива сумісно з поновлювальними джерелами енергії, знаходять все більший розвиток і впровадження провідними країнами Європи і світу [1-5]. В Україні ефективність використання паливно-енергетичних ресурсів у теперішній час ще значно поступається світовому рівню. За висновками експертів міжнародних організацій енергоємність валового національного продукту в Україні у 2-3 рази вища в порівнянні з економічно розвинутими країнами [1, 6-10]. Неефективне використання органічного палива значно загострює екологічні проблеми, збільшує емісію парникових газів, окислів азоту, вуглецю, тощо [11].

Одним із шляхів підвищення ефективності використання первинного палива є впровадження сучасних енергозберігаючих технологій для забезпечення потреб промислового і комунального секторів [12-17].

За даними [18] витрата теплової енергії на підтримання функціонування будівель складає біля 2,3 ГДж/рік, тобто більше 25 % в енергобалансі України. Зниження витрати енергоносіїв на опалення будівель може досягатися різними шляхами. Один з них - регулювання температури приміщень є найбільш маловитратним, але широке застосування даного напрямку має ряд проблем. Теплові процеси в будівлі є складним динамічним процесом тепломасообміну. В основі регулювання лежить зниження температури повітря в приміщеннях до визначеного рівня в період відсутності людей, потім у визначений момент система опалення вмикається або збільшує теплове навантаження для прогрівання повітря до комфортної температури до моменту приходу людей в приміщення. Добове використання економічних режимів з обмеженням температури повітря в приміщенні протягом 5 робочих днів тижня дозволяє зменшити енергозатрати на опалення у порівнянні з постійним режимом комфортної температури [19-21].

Іншим перспективним напрямом розвитку енергозберігаючих технологій є альтернативне теплопостачання, яке дозволяє підвищити ефективність і надійність систем теплопостачання за рахунок комплексного використання різних відновлюваних екологічно чистих джерел енергії. Потенціал ефективного використання в Україні відновлюваних джерел енергії, за оцінками фахівців, є доволі значним [22-29].

Основними причинами, які стримують впровадження систем альтернативного теплопостачання, є значні капітальні витрати, добова і сезонна нерівномірність використання джерел енергії, залежність від кліматичних і географічних умов, низький енергетичний потенціал джерел тепла, а також необхідність резервування потужності за рахунок традиційних джерел енергії, що суттєво погіршує економічні показники систем і ставить їх на межу економічної доцільності [8, 20-25].

Вирішити задачу підвищення ефективності опалення будівель і конкурентоспроможності систем альтернативного теплопостачання можливо за рахунок впровадження комбінованих систем теплозабезпечення (КСТЗ), що поєднують ефективні режими опалення і додаткові (альтернативні) джерела енергії.

Таким чином, успішне рішення задачі енергозбереження передбачає розробку та створення ефективних КСТЗ в режимі переривчастого опалення та відновлюваних джерел енергії в межах єдиної системи [30-33,74].

Дослідження КСТЗ спрямовані на рішення важливої народногосподарської задачі: впровадження енерго- і ресурсозберігаючих технологій, підвищення ефективності виробництва тепла за рахунок зниження витрати органічного палива, вибір раціональних схем КСТЗ, оптимізації їх параметрів і режимів роботи. Пропонуваний підхід рішення задачі базується на теоретичних основах теплотехніки, термодинаміки, тепломасообміну, а також на методах математичного моделювання та оптимізації.

Перспективними для України, з урахуванням особливостей її кліматичних і географічних умов, є використання КСТЗ у режимі переривчастого опалення з додатковими відновлювальними джерелами енергії (теплонасосними установками,

вітроустановками, біопаливом та ін.) для ефективного комбінованого теплозабезпечення установ, навчальних закладів та комунально-побутових споживачів. Саме на вказаний напрям були орієнтовані основні дослідження дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи одержані при виконанні НДР, яка виконувалась відповідно до статті № 7 Закону України „Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки” в межах пріоритетного напрямку 3. „Збереження навколишнього середовища (довкілля) та сталий розвиток”, та напрямку 6. „Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі”, а також відповідно до державної програми 4.7. „Нетрадиційні відновлювальні джерела енергії і ефективні системи їх використання” у межах пріоритетного напрямку 4. „Екологічно чиста енергетика і ресурсозберігаючі технології”, а також в рамках держбюджетної НДР № 179-41 № ДР 0119U003518 «Забезпечення ефективного функціонування систем теплопостачання будівель громадського призначення. Теоретико-методологічні та практичні аспекти» і ряду господарсько-договірних робіт.

Мета і задачі дослідження.

Основною метою роботи є науково-технічне обґрунтування, розробка і дослідження нового класу комбінованих установок — комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії для вирішення проблем енергозбереження; розробка основ побудови теплових схем і процесів таких систем, розвитку методів їх аналізу, оптимізації параметрів та режимів функціонування.

Досягнення поставленої мети вимагає рішення наступних задач:

- обґрунтування і вибір критеріїв ефективності функціонування КСТЗ, розробка методики розрахунку вибраних критеріїв;
- розробка математичної моделі комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення та альтернативних джерел енергії різних конфігурацій, визначення параметрів, що впливають на її ефективність;

- моделювання режимів роботи КСТЗ і визначення умов найбільш ефективного функціонування системи в цих режимах;
- оцінка впливу конфігурації КСТЗ на режими її функціонування;
- дослідження енергетичної і економічної ефективності системи та її елементів з урахуванням специфіки і потенціалу використаних джерел первинної енергії та особливостей споживачів;
- розробка алгоритмів і програм чисельного моделювання КСТЗ з урахуванням особливостей даних класів комбінованих систем;
- розробка методики та алгоритмів параметричної оптимізації системи, оптимізація режимів функціонування системи.

Об'єкт дослідження.

Об'єктом дослідження є комбінована система теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії, як один з напрямів рішення проблеми розвитку енерго- і ресурсозберігаючих технологій. Це дозволяє значно підвищити ефективність теплопостачання при автономному споживанні різних видів енергії при зміні зовнішніх умов.

Даний напрям досліджень містить рішення таких питань, як розробка і дослідження нових схем КСТЗ; розробка теоретичних основ створення теплових схем КСТЗ; режимів роботи систем; розвиток методів їх аналізу; визначення оптимальних параметрів функціонування системи, вибір і обґрунтування технологічних процесів, які найкращим чином об'єднуються з енергетичними і експлуатаційними можливостями первинних джерел енергії, що використовуються в КСТЗ.

Предмет дослідження.

Предметом дослідження є режими роботи і теплові процеси КСТЗ, що об'єднують ефективні системи опалення будівель та альтернативні джерела енергії. Це дозволяє вирішити важливу науково-технічну задачу впровадження гібридних систем енергозабезпечення на основі енергозберігаючих технологій, в яких значно зростає частка теплового навантаження споживача, що забезпечується за рахунок відновлюваних джерел енергії, підвищується надійність теплопостачання, збільшується гнучкість і адаптованість систем до зовнішніх умов.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Теоретично обґрунтовано технічну можливість створення перспективних комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії, що забезпечують комплексне теплопостачання споживачів та підвищення ефективності використання різних джерел енергії;
2. Запропоновано систему критеріїв комплексної оцінки ефективності комбінованих систем теплозабезпечення, теоретично обґрунтований вибір критеріїв, розроблено методику їх розрахунку;
3. Вперше запропоновано показник ефективності натопу приміщення, який однозначно характеризує інерційні та конструктивні властивості приміщення, системи опалення та їх теплову ефективність;
4. Розроблено математичну модель теплових процесів та режимів функціонування комбінованих систем теплозабезпечення з визначенням впливу визначальних параметрів на ефективність системи;
5. Вдосконалено математичну модель динаміки прогріву повітря у приміщенні, що враховує малоінерційну складову процесу та значно підвищує точність моделювання у початковий проміжок часу натопу приміщення;
6. Одержано аналітичні залежності для наукового проектування комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії різних класів з урахуванням їх конфігурацій і природи відновлюваних джерел енергії чисельними методами.

Практична значимість одержаних результатів.

- Запропоновано перспективні напрями розвитку комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії, що забезпечують підвищення ефективності теплопостачання і конкурентоспроможності систем альтернативного теплопостачання, прискорення впровадження енерго- і ресурсозберігаючих технологій в Україні;

- Розроблені теплові схеми комбінованих систем різної конфігурації та їх параметри служать початковою інформацією при проектуванні систем теплопостачання з різними джерелами первинної енергії;
- Запропоновано методику комплексної оптимізації параметрів, режимів функціонування комбінованих систем та узагальнена математична модель КСТЗ дозволяє досліджувати ефективність систем різної конфігурації при зміні параметрів системи, структури джерел енергії та навантаження споживачів;
- На основі одержаних в роботі результатів в корпусі Теплотехнічної лабораторії Національного університету «Одеська політехніка» впроваджено систему переривчастого опалення, яка забезпечує надійне теплопостачання, високі експлуатаційні та економічні показники;
- Результати роботи використовуються у навчальному процесі кафедри «Теплових електростанцій та енергозберігаючих технологій» Національного університету «Одеська політехніка» у освітніх компонентах «Математичне моделювання технічних систем» та «Математичне моделювання та дослідження в теплоенергетиці».

Методи дослідження. Для розв'язання поставлених задач дослідження було використано: метод аналізу систем щодо оцінки ефективності КСТЗ та її елементів при змінних режимах навантаження; методи математичного моделювання та оптимізації параметрів КСТЗ та її елементів в режимі переривчастого опалення; експериментальні дослідження та моніторинг елементів КСТЗ, що інстальовано у Теплотехнічній лабораторії НУ «Одеська політехніка».

Особистий внесок здобувача.

Основні наукові результати, що представлені в дисертаційній роботі, одержані автором в період з 2021 по 2025 рр. Теоретичні та експериментальні дослідження виконано особисто, а впровадження результатів досліджень виконувалося при безпосередній участі автора. Дисертаційна робота є самостійним дослідженням, яке надане у вигляді рукопису, а конкретна участь автора підтверджується списком його особистих публікацій, участю в міжнародних, вітчизняних конференціях і форумах.

Особистим внеском автора в роботу є:

1. Вибір наукового напрямку, вивчення проблематики, критичний аналіз сучасних методів аналізу комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення, постановка мети і задач дисертаційної роботи;
2. Розробка принципів, методики дослідження та теоретичне обґрунтування технічної можливості створення комбінованих систем ефективного теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з альтернативними джерелами енергії;
3. Створення математичних моделей елементів та дослідження режимів роботи КСТЗ, оптимізація режимів функціонування системи та обрання її оптимальної конфігурації;
4. Розробка методики, алгоритмів і програм чисельного моделювання для різних типів та конфігурацій КСТЗ;
5. Визначення діапазону оптимальних параметрів функціонування системи;
6. Практичні рекомендації, перспективи подальших досліджень і висновки по роботі.

Особистий творчий внесок автора підтверджується опублікованими за темою дисертації науковими роботами, в тому числі 4 статтями.

Апробація результатів дисертації

Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на:

- міжнародній науковій конференції “Science, innovations and education: problems and prospects” , Токіо, 9-11 лютого 2022 р.;
- міжнародній науковій конференції «Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine; 6 August 2022.
- The 1 st International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (February 13-15, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022.

- міжнародній науковій конференції «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80)», Польща, 19-20 вересня 2023 р.
- VII International scientific and practical conference «Scientific Research: Theoretical Foundations and Practical Applications» (January 24-26, 2024).
- Proceedings of the III International Scientific and Practical Conference. Sofia, Bulgaria. September 17-20, 2024.
- IX Міжнародна науково-практична конференція «Formation of the personality of a specialist as a subject of self-creation», 29 жовтня – 01 листопада 2024 р., Острава, Чехія.

Публікації.

За темою дисертації опубліковано 11 наукових робіт, з них 4 статті у фахових виданнях України, 7 повних текстів доповідей на міжнародних конференціях.

Структура і об'єм роботи.

Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Робота викладена на 185 стор., з них 155 стор. основного тексту, список використаних джерел з 120 найменувань на 12 стор., 79 рисунків та 2 таблиці, 3 додатки.

1 АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНИХ НАПРЯМКІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ В РЕЖИМІ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ

1.1 Аналіз використання технологій переривчастого опалення будівель

Для офісних, адміністративних, учбових, виробничих будівель, тощо, з метою економії витрат теплоти протягом доби та у вихідні дні, використовується деяке зниження температури приміщень нижче нормативного значення. Такий режим «переривчастого» опалення (РПО) дозволяє заощаджувати витрати.

Для реалізації РПО потрібно керувати потужністю системи опалення, що обмежує коло застосування цього режиму. Так, при теплопостачанні будівлі від ТЕЦ впровадження РПО неможливе через застосування якісного регулювання на джерелі, що не дає резерву теплової потужності для функціонування системи. Отже, найбільш сприятливі умови щодо втілення РПО існують для будівель з автономними системами теплозабезпечення.

Існує достатня кількість як вітчизняних [34-40], так і зарубіжних [41-45] літературних джерел щодо досліджень з РПО. Аналіз публікацій показує, що більшість алгоритмів і моделей, що розроблено авторами, носять наближений характер із безліччю різних припущень.

Поряд із зазначеними проблемами існує ще один недолік, що має місце практично у всіх авторів – це відсутність впровадження РПО на реальних об'єктах різного призначення з подальшим аналізом результатів та визначенням дійсної ефективності в тих чи інших умовах. Більшість робіт мають лише теоретичні дослідження без підтвердження результатів на практиці [34,38,39].

Разом з тим, багато робіт відрізняються складними математичними викладками, якими важко користуватися рядовим інженерам-проектувальникам при розробці енергоефективних рішень, що знижує можливість впровадження РПО на практиці.

У роботах В.І. Дешко, І.Ю. Білоуса [34] досліджується створена нестационарна модель кімнати в програмному середовищі EnergyPlus, опрацьовані методи та

отримані дані для визначення режимів переривчастого опалення будівель. Автори роблять висновок, що використання різних графіків переривчастого опалення дозволяють скоротити споживання теплової енергії на 2-9% для розглянутого типу будівель масової забудови. Така економія дуже замала і потребує визначення шляхів щодо підвищення ефективності РПО.

У статті польських дослідників Лечовського та Гузика [41] проведено експеримент та отримані результати добре сходяться з результатами математичного моделювання. Однак у практиці проектування результати наукових досліджень українських і польських вчених через свою складність виявляються на завжди придатними.

Окремо треба зупинитися на роботах дослідників КНР, де РПО є досить популярним засобом щодо підвищення ефективності опалення будівель.

Китайські дослідники Ран Чунуй та Джиа Джинжау у роботі [46] наводять результати досліджень щодо впровадження ПРО у університеті в Чанчуне та роблять висновок про відповідну економію тепла на опалення 11,7 %.

Янчин Ванг, Янфенг Лиу (Китай) [47] пропонують при розрахунках РПО прийняти розрахункову температура зовнішнього повітря на 3,8 °C та 4,6 °C вище, ніж поточне стандартне значення для довгострокового опалення, відповідно, опалювальне навантаження переривчастого опалення в порівнянні з довготривалим може бути зменшене на 9% і 15%.

У статті Гюаквінг Ю, Нан Фанг [48] вивчаються фактори, що впливають на енергетичну ефективність переривчастого режиму опалення. За методом теплового балансу побудовано та перевірено експериментально теплову модель приміщення періодичного опалення. Проаналізував загальну суму навантаження на опалення приміщення, кількість енергозбереження та коефіцієнт енергозбереження періодичного опалення у різні години попереднього нагріву. Для типової кімнати коефіцієнт енергозбереження при періодичному нагріванні склав близько 30% порівняно з постійним нагріванням. Але потужність попереднього нагріву була вищою, ніж у два рази безперервного опалення.

У роботі [49] авторами оцінюється цілісна продуктивність нагрівальних приладів від різних джерел опалення для практичного застосування. Експериментальні результати показують, що конвективні нагрівальні прилади досягли найкращої періодичної продуктивності та що ексергетична ефективність фанкойла є найвищою (32,9%), причому більшого покращення досягнуто шляхом підвищення потужності вентилятора та підключення фанкойла до системи теплового насосу. Це дослідження пропонує новий аспект аналізу ефективності опалення та шляху оптимізації систем опалення.

У роботі Шоушен Сан та інш. [50] пропонується новий метод оцінки часу попереднього нагріву періодичного опалення з урахуванням невизначеності моделі будівлі. По-перше, динамічна фізична модель встановлюється на основі теплової рівноваги будівель і апроксимується як безперервна модель першого порядку шляхом ігнорування впливу навколишніх умов на температуру у приміщенні. Ігноровану частина представлено як невизначеність моделі. По-друге, модель безперервного часу визначається на основі зібраних даних температури в приміщенні та температури подачі води, а діапазон невизначеності моделі отримується на основі визначеної моделі. По-третє, час попереднього нагрівання визначається з достовірною ймовірністю забезпечити, щоб температура в приміщенні відповідала вимогам теплового комфорту.

Запропонований метод має дві нові особливості: його можна застосовувати до будівель з невідомими фізичними параметрами та умовами навколишнього середовища, які неможливо виміряти; це може дати надійні оцінки часу попереднього нагрівання на основі невизначеностей моделі, щоб забезпечити успіх попереднього нагріву за заданої ймовірності. Експериментальні приклади демонструють ефективність запропонованого способу.

Таким чином, РПО є ефективним засобом економії енергії при опаленні будівель. Однак залишаються поки що недостатньо вирішеними проблеми його практичної реалізації, а саме підбору ефективного та недорогого обладнання теплових пунктів, а також розробка спрощених, але досить точних типових апробованих методик розрахунку РПО для різних об'єктів та умов.

У статті авторів Табунщикова і М. М. Бродача [51] задачі дослідження можуть бути сформульовані так: яке рішення необхідно вибрати, щоб показник ефективності мав максимальну величину, тобто необхідно встановити такий оптимальний режим переривчастого опалення, при якому витрата теплоти була б мінімальною.

У статті автор наводить основні положення, завдяки яким може бути досягнуто мінімальне значення витрат тепла на розігрів приміщення:

- а) розігрів приміщень повинен проводитись з використанням максимальної потужності опалювального обладнання;
- б) розігрів приміщень необхідно починати з розігріву найбільш теплоємних частин приміщення.

Далі наводиться приклад експерименту, метою якого є: на основі кількісних зіставлень витрат енергії на розігрів приміщення продемонструвати ефективність оптимального управління витратою енергії, що визначається отриманим розв'язанням задачі і витікає з нього першим і другим положеннями.

В результаті експерименту були складені різні таблиці та графіки, за якими було з'ясовано, що при оптимальному управлінні витратою теплової енергії згідно з принципами а) та б) економія теплової енергії становить понад 50%, а в деяких випадках може бути й вищою за рахунок детального розгляду процесів розподілу потоку енергії у приміщенні.

Головною ідеєю роботи Гершковича В.Ф [52] є практична можливість впровадження системи «переривчастого» опалення. Автор вказує на низьку ефективність погодного регулювання, тоді як програмне зниження теплової потужності в будівлях у неробочий час дозволяє суттєво знизити споживання теплової енергії.

Автор вказує на необхідність автоматизації теплових пунктів, т.я. основним і безперечним критерієм якості сучасної опалювальної системи є її здатність адекватно реагувати засобами автоматичного регулювання на потреби, що змінюються, в тепловій енергії опалювальної будівлі незалежно від того, чи змінюється потреба в результаті зовнішніх впливів на будівлю або внаслідок внутрішніх факторів. Однак, впровадження таких систем супроводжується досить великими фінансовими

витратами, що найчастіше неможливе для таких споживачів як дитячі садки, школи, лікарні тощо.

Цікавим є запропонована автором схема теплового пункту з пристроями для автоматичного програмного регулювання теплоспоживання. Цікаво в ній те, що замість звичного сучасного ІТП із пластинчастим теплообмінником системи опалення, або насосним змішуванням, автор розглядає роботу елеватора. На його думку, за програмного регулювання потужності елеватор цілком здатний забезпечувати стабільну роботу теплового пункту.

У роботі А.С. Куценко, С.В. Коваленко, В.І. ТОВАЖНЯНСЬКОГО [53] можлива ефективність режиму переривчастого опалення розглядається з різних сторін та підходів, які відрізняються ступенем наближення та точності.

За основу взято модель та принцип максимуму Л.С. Понтрягіна. Завдяки їй отримано оптимальний закон управління РПО. Автори стверджують, що в існуючих наукових розробках з цієї теми багато припущень та недоліків. Тому в даній роботі була поставлена мета вдосконалення постановки задачі оптимального РПО на основі спрощеної математичної моделі теплових процесів будівлі та на основі її вирішення отримання багатопараметричної залежності ефективності РПО від конструктивних параметрів будівлі та зовнішніх умов.

У статті розглядається квазістатичний підхід до оцінки економічності РПО, що полягає у поданні будівлі як термічного опору без урахування акумулювання теплоти. В результаті було отримано висновок, що економія тепла при переривчастому опаленні може становити від 6,25 до 50% щодо процесу нерегульованого теплопостачання.

У динамічному підході враховано вплив акумулюючих здібностей огорожувальних конструкцій. Авторами було отримано оптимальний закон управління, у якому потужність системи опалення може набувати 3 значення: 0, максимальне можливе значення та значення при русі на межі області припустимих значень. В результаті розглядається 2 типи оптимальних законів для випадків, коли сумарна тривалість процесів охолодження та натопу менша за тривалість інтервалу перемикання і для випадку, коли ця сума більша.

За підсумками дослідження було зроблено такі висновки [53]:

1. Ефективність РПО зростає із зменшенням постійного часу будівлі.
2. Збільшення надлишкової теплової потужності на інтервалі натопу сприяє збільшенню теплової ефективності РПО.
3. Ефективність РПО зростає при зниженні відношення мінімальної надлишкової температури до комфортної, що відповідає зростанню температури навколишнього середовища.

Автор статті [44] Захаревич А.Е. виділяє основною метою своєї статті визначення економії теплової енергії при використанні чотирьох різних видів опалювальних приладів: конвектор, радіатор, підвіконна панель та опалення підлоги. Він вказує, що в математичних моделях дослідження режиму переривчастого опалення не враховано конвекцію повітряного простору, такий підхід не дозволяє врахувати вплив розташування опалювального приладу та його вигляд. У розробленій моделі автором враховано поєднання різних видів теплообміну в огорожах і у вільному просторі опалюваних приміщень, вплив виду опалювальних приладів на процеси переносу, а також прийняті до уваги геометричні та конструктивні особливості огорож і заповнень світлових прорізів.

Вибравши розрахункову область, автор припустив, що приміщення не використовується у суботу та неділю. У першу добу система повністю відключалася або працювала на половину потужності, а в другу добу потужність встановлювалася на 1, 1,5 або 2 рази більше за розрахункову. Як видно з представлених графіків, у початковий момент часу температура в приміщенні неоднакова зважаючи на різний ступінь прогріву біля різних опалювальних пристроїв. Динаміка зміни температури в приміщенні найінтенсивніша при застосуванні конвекторів та радіаторів. Варіанти з підвіконною опалювальною панеллю і, особливо, з опаленням для підлоги, демонструють нижчу динаміку зниження і збільшення температури.

Як показали експерименти, ефективніше повністю відключати опалення для глибшого остигання приміщення, що значно знизить втрати тепла. Однак зростає можливість розморозити систему.

В результаті автором зроблено висновок, що конвектор і радіатор найбільш доцільно застосовувати при переривчастому опаленні з огляду на їх найвищий темп розігріву приміщення, значно менша економія досягається при використанні підвіконних панелей. Чим масивнішим є опалювальний прилад, і чим більша його ємність по теплоносія, тим вище теплова інерція даного нагрівача і тим менше вигоди можна отримати від переривчастого опалення.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що при використанні переривчастого опалення слід максимально подовжити період відключення (або зниження потужності), а на розігрів залишити час, необхідний для підвищення температури повітря до необхідного значення при включенні нагрівачів з максимальною потужністю.

Практично-орієнтованою та експериментально-підтвердженою є робота Анісімової Є.Ю. [55]. Метою даної роботи є розробка алгоритмів оптимального управління тепловими режимами суспільно-адміністративних та виробничих будівель на основі структурної та параметричної ідентифікації моделі, а також створення відповідного алгоритмічного та програмного забезпечення.

Об'єктом дослідження є тепловий режим будівлі загалом.

У роботі наведено уточнену математичну модель теплового режиму будівлі, яка більш детально враховує розподіл температури по товщі огорожі, враховує теплоінерційні властивості огорожі.

Для оцінки якісної адекватності знайденої математичної моделі було проведено серію розрахунків щодо визначення різних теплових режимів будівлі залежно від характеру зміни температури зовнішнього повітря та режиму подачі теплоти. Для цього автором було розроблено чисельний алгоритм реалізації моделі за допомогою методу Рунге-Кутта. Отримані криві відповідають реальним спостереженням.

В роботі також розглянуто рішення задачі для випадку, коли керуючим впливом є температура теплоносія на вході до системи опалення. Нова модель теплового режиму будівлі враховує залежність внутрішньої температури від зовнішніх

кліматичних умов, характеристик будівлі та параметрів системи опалення та дозволяє здійснювати якісне регулювання відпуску теплоти.

В роботі також розроблено оптимальний режим переривчастого опалення. Для вирішення цього завдання автор роботи використовує принцип управління Понтрягіна, згідно з яким оптимальне управління представлено кусково-постійною функцією.

Встановлено, що область припустимих рішень залежить від температури зовнішнього повітря. Якщо зовнішня температура дуже низька, то область допустимих рішень мала, і немає свободи у виборі регулювання. Якщо зовнішня температура не низька, область допустимих рішень розширюється і з'являється додаткова свобода при регулюванні.

Також у роботі розроблено алгоритм натопу будівлі. В результаті розв'язання поставленого завдання було визначено алгоритм оптимального розігріву будівлі з температури зовнішнього повітря за певний обмежений проміжок часу.

Даний алгоритм полягає у нагріванні будівлі максимально можливою потужністю системи опалення, при цьому відбувається зменшення часу розігріву та зниження витрат теплової енергії.

У літературних джерелах можна також знайти і не тільки позитивні думки щодо застосування системи переривчастого опалення.

Існує думка, що теплоаккумуляційні системи переривчастої подачі тепла в приміщеннях завжди забезпечують економію енергії, що витрачається на опалення/охолодження, що є їх важливою особливістю. Помилковість цієї думки показана Ю. А. Табунщиковим [51].

Він показав, що з математичної точки зору коливання тепловиділень і пов'язані з ними коливання температури внутрішнього повітря приміщення на загальних витратах тепла не позначаються; вони залежить від середньої за період температури внутрішнього повітря. Якщо при переривчастій теплоподачі значення середньодобової температури внутрішнього повітря дорівнює нормативному її значенню, то загальна витрата тепла залишається такою самою, як при безперервній теплоподачі, і економія енергії не забезпечується. Подібне становище має місце

при пічному опаленні. Для забезпечення економії енергії необхідно знизити середньодобове значення температури внутрішнього повітря, тобто, протягом робочого часу вона повинна дорівнювати нормативному значенню і бути нижчою в решту періоду.

Одним із критеріїв можливої тривалості перерви в теплоподачі та пов'язаного з нею зниження температури внутрішнього повітря є вимога про невинпадання конденсату на внутрішніх поверхнях стін та покриття. Зазначимо, що при зниженні температури внутрішнього повітря, якщо не змінюється вологовміст, точка роси залишається постійною.

Переривчаста подача тепла раціональна тільки з автоматичним регулюванням за часом і температурою, що дозволяє економити енергію, уникаючи непотрібного завищення температури в опалюваних приміщеннях, і періодично знижувати температуру приміщення відповідно до певного графіка його використання.

Система переривчастої теплоподачі буде особливо ефективною, якщо вона здатна в короткий час без залучення великої додаткової потужності підвищити температуру внутрішнього повітря до нормативного значення. Проведені дослідження показали, що таких вимог значною мірою задовольняють так звані двокомпонентні системи опалення [56]. Основна (фонова) частина системи може підтримувати в приміщенні температуру повітря близько $+12...+16$ °С, а додаткова протягом короткого часу може довести її до нормативної. Система фонового опалення може бути будь-якої теплоємності, а додаткова система має бути малої теплоємності та легко регульованою. Можливі варіанти теплоємних фонових систем панельного опалення та безінерційних електродоводчиків (електрорадіаторів або електроконвекторів, оснащених термостатами) або конвектори, розраховані на внутрішню температуру $+15$ °С, з вентиляторами, що швидко піднімають температуру приміщення до нормативної.

У практиці експлуатації житлових будівель нині переривчаста теплоподача має місце головним чином за електротеплопостачання будівель [57]. Періодичність теплопостачання тут обумовлена використанням позапікової електроенергії. Цей метод зводиться до підключення електроопалювальних приладів і установок і

накопичення в них тепла виключно в години нічних провалів графіка навантаження енергосистеми (акумуляційне опалення) або в позапікові періоди (напівакумуляційне опалення). Тепло, запасене в окремих приладах, центральних установках або безпосередньо в конструкціях будівель, витрачається в приміщенні для потреб обігріву в міру потреби.

Електроопалення дозволяє якнайкраще поєднати графік споживання електроенергії для потреб обігріву з добовим графіком навантаження на енергосистему шляхом раціонального використання акумулюючих властивостей комплексу «будівля – система опалення».

Підсумовуючі наведені дослідження авторів з використання технологій переривчастого опалення будівель можна зробити наступні висновки щодо використання технологій переривчастого опалення будівель:

1. Авторами досліджень розроблено багато математичних моделей щодо динаміки теплових процесів при використанні РПО, однак розбіжність з експериментальними даними [19] на початковому проміжку часу натопу (0.5-1.0 години) досить суттєва, що потребує вдосконалення підходів при моделюванні.
2. Запропоновано шляхи щодо підвищення ефективності натопу та РПО в цілому, а саме: максимальне збільшення потужності системи опалення під час натопу, використання сучасних опалювальних приладів (фанкойлів, тощо), максимальне зниження температури у приміщенні у неробочі години, розробка оптимальних алгоритмів управління, тощо.
3. Досліджено межі економії тепла при застосування РПО, які коливаються від декілька відсотків до 50 %.
4. Авторами не запропоновано обґрунтовану систему критеріїв та показників щодо комплексної оцінки ефективності РПО, крім показника економії тепла в порівнянні з цілодобовим режимом опалення.
5. Також відсутні дослідження щодо використання РПО у комбінованих системах теплозабезпечення (КСТ) з альтернативними джерелами енергії, як шлях щодо підвищення ефективності КСТ.

6. Відсутні роботи, в яких застосовано системний підхід та узагальнення щодо підвищення ефективності РПО.

Таким чином, можна сформулювати завдання даної роботи щодо вдосконалення та підвищення ефективності РПО будівель.

1.2 Перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення

Енергетична ефективність режиму переривчастого опалення будівель визначається економією енергоресурсів в порівнянні з режимом цілодобового опалення. Така економія досягається за рахунок зменшення температури в приміщенні у неробочій час та відповідного зменшення втрат тепла скрізь огорожувальні конструкції будівлі внаслідок цього.

Відповідно можна ввести показник енергетичної ефективності режиму переривчастого опалення:

$$\Delta E = \frac{E_{\text{цд}} - E_{\text{пр}}}{E_{\text{цд}}} \cdot 100, \%$$

де $E_{\text{цд}}$ та $E_{\text{пр}}$ – відповідно витрата тепла на опалення за добу за режимом цілодобового та переривчастого опалення.

Цей показник характеризує добову економію тепла, та вказує, що шлях до підвищення ефективності режиму переривчастого опалення – це подальше зменшення витрати тепла на опалення при збереженні комфортної температури у робочий час. Теоретично це можливо за рахунок значного зниження температури в приміщенні у неробочій час, що, в свою чергу, досягається тривалістю вимкнення системи опалення за добу.

Оскільки добовий цикл переривчастого опалення зазвичай складається з 3-х етапів: ранкового нагону до комфортної температури у приміщенні, робочого часу

та вимкнення або зниження потужності опалення у неробочій час, то шляхи підвищення ефективності можуть бути наступні:

- зменшення тривалості робочого часу, але він визначається графіком роботи установи;
- зменшенням тривалості натопу та витрат енергоресурсів на нього.

Одже, одним з визначальних чинників ефективності режиму переривчастого опалення є ефективність натопу, яка полягає в досягненні комфортної температури у приміщення за мінімальний час та з мінімальною витратою енергоресурсів.

В свою чергу, скорочення часу натопу можливе за умови:

- максимальної потужності системи опалення під час натопу;
- оптимізації часу початку натопу.

Виконання цих умов потребує розв'язання задачі оптимального управління та забезпечення відповідних технічних рішень щодо підвищення ефективності натопу.

До енергетичної ефективності необхідно додати також і економічну складову, яка полягає як в зменшенні втрат енергоресурсів, так і в зниженні їх вартості. Зниження вартості можливе, наприклад, при залученні нічних тарифів на електрику, використання комбінованих систем з альтернативними та поновлювальними джерелами енергії та інш.

Таким чином, можна сформулювати перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення [58]:

- збільшення потужності системи опалення в режимі натопу;
- використання малоінерційних систем опалення;
- використання акумуляторів тепла щодо натопу приміщень;
- термомодернізація будівель;
- застосування комбінованих систем теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії.

1.2.1 Збільшення потужності системи опалення в режимі натопу

Розрахункова теплова потужність системи опалення визначається кліматичними умовами, конструкцією та теплотехнічними характеристиками будівлі. Форсоване підвищення температури повітря у приміщенні під час натопу, за певних умов, потребує теплової потужності, що може перевищувати розрахункове значення [59].

Технічно це можна реалізувати шляхом встановлення генератора тепла, потужність якого вища за розрахункову, або вставленням додаткової теплової потужності, яка працюватиме тільки під час натопу. Другий варіант можна реалізувати як додаткову автономну систему опалення з використанням, наприклад, електроенергії для опалення, альтернативних джерел енергії, тощо. Такі технічні рішення потребують, зазвичай, додаткових капітальних вкладень, але створюють значний запас теплової потужності, що відповідно суттєво підвищує ефективність натопу.

1.2.2 Використання малоінерційних систем опалення

Зменшення часу натопу також можливо забезпечити за рахунок використання малоінерційних систем опалення [60].

Інерційність системи опалення визначається інерційністю генератора тепла, інерційністю системи транспортування теплоносія та інерційністю опалювальних приладів. Для автономних систем опалювання зазвичай використовують газові або електричні теплогенератори відносно невеликої потужності, що забезпечує їх низьку теплову інерційність. Генератори тепла розташовують безпосередньо у опалювальних будівлях, тому транспортування теплоносія здійснюється на коротку відстань, що майже не впливає на інерційність системи опалення.

Опалювальні прилади характеризуються широкою різноманітністю за конструкцією, принципом дії, потужністю, що значно впливає на їх теплову інерційність.

Найбільш інерційною є система з водяною або електричною теплою підлогою [60]. Це зумовлено значною вагою будівельних конструкцій теплої підлоги та площею системи. Одже, час з моменту вмикання теплої підлоги до досягнення номінальної теплової потужності на її поверхні становить 1-2 години, що може збільшити тривалість натопу в 2-3 рази. Рішенням може бути завчасне вмикання та вимикання теплої підлоги з урахуванням її інерційності, але це значно ускладнює алгоритм управління системою та знижує точність її роботи.

Середню теплову інерцією характеризуються чавунні радіатори, яка складає 10-20 хвилин, інерція сталевих радіаторів менша — 5-7 хвилин. Такий час інерції більш-менш прийнятний, але якщо натоп триватиме 0,5-1 годину, то це також позначиться на його ефективності [60].

До малоінерційних опалювальних приладів можна віднести водяні фанкойли, конвектори з примусовим обдувом, електричні тепловентилятори та випромінювачі (наприклад, «УФО»). Завдяки конструкції, принципу дії та ефективності теплообміну їх теплова інерція складає від 10-20 секунд до 1-2 хвилин. Також вони мають відносно велику теплову потужність при невеликих розмірах та ваги. Такі характеристики є дуже актуальними щодо реалізації ефективного натопу системи переривчастого опалення.

1.2.2 Використання акумуляторів тепла щодо натопу приміщень

Акумуляування тепла має багато переваг при використанні у системах опалення [61]. Щодо підвищення ефективності процесу натопу приміщень можна зазначити наступні:

- досягнення максимальної потужності системи опалення у момент вмикання внаслідок зарядки теплоакумулятора до максимальної ємності (за температурою);
- можливість перевищення номінальної теплової потужності вставленого генератора тепла в декілька разів за рахунок форсованого розряду акумулятора;

- зарядка акумулятора потребує відносно невеликої потужності теплогенератора, бо вона здійснюється у неробочий час системи опалення, який в режимі переривчастого опалення може бути більш тривалий за робочий;
- ємність теплоакумулятора відносно невелика завдяки його роботі тільки під часу натопу, а в робочі час система опалення живиться від штатного генератора тепла;
- можливість застосування нічного тарифу на електрику для зарядки теплоакумулятора щодо економії витрат на газ.

Завдяки зазначеним перевагам добове акумулювання тепла є дуже ефективним засобом щодо підвищення ефективності натопу в системах з РПО.

1.2.4 Термомодернізація будівель

Термомодернізація будівель є зазвичай ефективним енергозберігаючим заходом, що забезпечує значну економію енергоресурсів на опалення та кондиціювання [63, 64].

Наявність зовнішньої та внутрішньої теплоізоляції значно впливає на теплоінерційні властивості будівлі [65]. В режимі переривчастого опалення зовнішня та внутрішня теплоізоляція визначають додаткові можливості щодо економії енергоресурсів [67]. Авторами зазначається, що на найбільший ефект спостерігається при одночасному використанні зовнішньої та внутрішньої теплоізоляції, але більший вплив на ефективність натопу оказує внутрішня теплоізоляція.

Щодо скорочення та підвищення ефективності натопу то визначальною є внутрішня теплоізоляція будівельних конструкцій завдяки значному зниженні інерційності зміни температури повітря в приміщенні. Але механізм цього впливу та отримання кількісних залежностей потребує додаткових досліджень.

1.2.5 Комбіновані системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії

Комбіновані системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії наразі відносно поширені [70-73]. Особливості режиму переривчастого опалення сприяють залученню альтернативних джерел енергії до системи. Це зумовлено обмеженим часом роботи системи опалення на добу та застосування теплових акумуляторів в системі. Внаслідок природних особливостей, альтернативні джерела (сонце, вітер, тощо) мають невелику питому потужність на одиницю площі системи та нерівномірну потужність за добу, тому зазвичай потребують акумуляування енергії. Має сенс використати акумуляовану енергію від альтернативних джерел для ранкового натопу приміщення та у робочий час, який відносно нетривалий [74,75].

З урахуванням природи та потенціалу альтернативних джерел в Україні [23] та особливостями РПО, найбільш придатними щодо використання у системах в режимі переривчастого опалення вважатиме теплонасосні технології та вітроустановки. Також можлива їх ефективна комбінація, наприклад, вітроустановка використовується щодо акумуляування енергії для здійснення ранкового натопу, а тепловий насос працюватиме у робочій час.

Вважаємо комбіновані системи теплозабезпечення з тепловими насосами та вітроустановками доволі перспективними щодо автономних систем опалення в переривчастому режимі.

Дослідження щодо підвищення ефективності та обґрунтування можливості використання таких систем є одним з завдань даної роботи.

1.3 Критерії оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення

Існує велика кількість показників, що характеризує ефективність систем теплозабезпечення будівель [57,78,79]. Але режим переривчастого опалення має пе-

вну специфіку, тому, відповідно, потребує використання таких показників, що підтверджують його ефективність як у порівнянні з цілодобовим опаленням, так і показників, що запропоновано вперше.

Задля комплексної оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення пропонується проводити її за наступними групами критеріїв:

- порівняння за енергетичними показниками;
- порівняння за технічними показниками;
- порівняння за економічними показниками.

1.3.1 Порівняння за енергетичними показниками

На підставі аналізу літературних джерел [35,36] та власних досліджень КСТЗ [74] в режимі переривчастого опалення пропонується здійснювати оцінку їх енергетичної ефективності за наступними показниками:

1. Енергетичну ефективність режиму переривчастого опалення в порівнянні з цілодобовим опаленням при однакових внутрішніх і зовнішніх умовах, багато авторів пропонує оцінювати за відповідною економії енерговитрат за добу:

$$\Delta E = \frac{E_{\text{цд}} - E_{\text{пр}}}{E_{\text{цд}}} \cdot 100, \%$$

де $E_{\text{цд}}$ та $E_{\text{пр}}$ – відповідно витрата тепла на опалення за добу за режимом цілодобового та переривчастого опалення.

2. Щодо ефективності ранкового натопу приміщення, нами вперше запропоновано універсальний показник, який характеризує властивості приміщень щодо ефективності натопу [80]:

$$E_{\text{нат}} = \frac{Q_{\text{натI}}}{V_{\text{пр}} \cdot \Delta t}$$

— показник ефективності натопу приміщення являє собою відношення кількості тепла, що витрачається у першу годину натопу на нагрів 1 м^3 повітря приміщення на $1,0 \text{ }^\circ\text{C}$,

де $Q_{\text{нат1}}$ – кількість тепла, що витрачено на натоп приміщення у першу годину натопу, кДж;

$V_{\text{пр}}$ – об'єм приміщення, м^3 ;

Δt – нагрів повітря в приміщенні за першу годину натопу, $^\circ\text{C}$.

Запропонований показник є доволі універсальним, так як він враховує інерційні, конструктивні параметри приміщення і системи опалення, їх енергетичну ефективність та, в той же час, є питомим показником, що не залежить від розміру приміщення та досить просто розраховується.

3. Коефіцієнт натопу [81] – відношення максимальної теплової потужності системи опалення під час натопу до теплової потужності системи у робочий час:

$$K_{\text{нт}} = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{роб}}}$$

$K_{\text{нт}}$ характеризує запас теплової потужності системи опалення щодо здійснення ефективного натопу. Величина коефіцієнту завжди більша за 1, а оптимальне значення визначається техніко-економічними показниками системи опалення та залежить від рівня термомодернізації приміщення.

4. Коефіцієнт заміщення $K_{\text{зам}}$ – відношення витрати тепла на опалення, що отримане від альтернативних джерел $Q_{\text{ал}}$ до всієї витрати тепла на опалення $Q_{\text{со}}$ [82,83]:

$$K_{\text{зам}} = Q_{\text{ал}} / Q_{\text{со}}$$

Значення $K_{\text{зам}}$ може бути менше або наближатися до 1. Альтернативними джерелами енергії для КСТЗ, перш за все, можуть бути теплові насоси, вітрогенератори, геліосистеми та біопаливо.

1.3.2 Порівняння за технічними показниками

Дані показники характерні для будь-яких систем опалення та додатково оцінюють їх ефективність.

1. q_{CO} – середньомісячна питома потужність системи опалення, Вт/м².

Цей показник є досить розповсюдженим [79] та характеризує теплову потужність системи опалення на 1 м² площі приміщення. Завдяки своїй універсальності q_{CO} дозволяє оцінити теплову ефективність будівлі, ефективність системи опалення та питоми витрати енергоресурсів.

2. Коефіцієнт заповнення добового графіка навантаження системи опалення $K_{\text{зап}}$ характеризує повноту використання встановленої теплової потужності системи опалення. Для режиму переривчастого опалення значення $K_{\text{зап}}$ значно менше за 1, що зумовлено специфікою цього режиму. Суттєве підвищення $K_{\text{зап}}$ досягається завдяки добовому акумулюванню тепла в системі опалення [74].

1.3.3 Порівняння за економічними показниками

Окрім загальновідомих показників економічної ефективності технічних систем (строк окупності, тощо) пропонується використання питомих показників, характерних для систем опалення.

1. $C_{\text{оп}}$ – середньомісячна питома собівартість опалення, грн/(м²·міс), характеризує витрати коштів на опалення на 1 м² площі приміщення за місяць. $C_{\text{оп}}$ може змінюватися у широкому діапазоні, т.я. залежить не тільки від режиму опалення, але й від виду енергоресурсів, зовнішніх умов та інш. Зменшення $C_{\text{оп}}$ підвищує економічну ефективність опалення.

2. C_{CO} – питомі капітальні витрати на систему опалення, грн/м², характеризує витрати коштів на генератор тепла, опалювальні пристрої, додаткове обладнання в розрахунку на 1 м² площі приміщення. C_{CO} також може змінюватися у широкому діапазоні, впливає на строк окупності системи опалювання.

1.4 Задачі дослідження комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення

Задачу теплотехнічного дослідження таких систем можна сформулювати наступним чином:

- розробка методів аналізу ефективності комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення;
- дослідження конфігурації систем, процесів, вибір і рекомендація найбільш раціональних схем, оптимізація параметрів системи;
- оптимізація режимів роботи комбінованої системи переривчастого опалення при відповідних графіках навантаження.

Дослідження ефективності КСТЗ включає:

- вибір критеріїв для оцінки енергетичної та економічної ефективності системи;
- вибір оптимальної конфігурації системи, оптимальних енергетичних параметрів схеми, конструктивних та режимних характеристик устаткування, екологічних характеристик системи.

Оскільки об'єкт дослідження у загальному випадку є численним класом систем, що використовують різноманітні джерела первинної енергії для енергозабезпечення широкого спектру споживачів, то для визначення найбільш суттєвих елементів і зв'язків в системі доцільно представити її формалізовану схему.

На рис. 1.1 представлена схема комбінованої системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії – об'єкту дослідження.

Наведена конфігурація враховує перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення, що викладено у п. 1.2. першого розділу роботи.

На схемі представлено основні енергетичні потоки та їх перетворення в елементах системи.

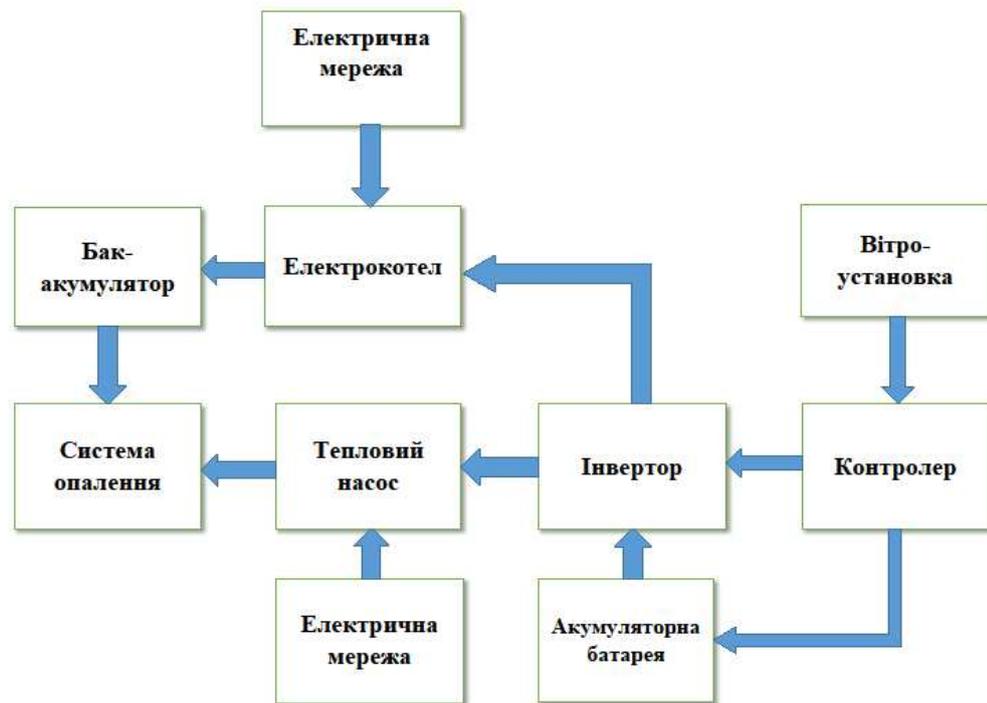


Рисунок 1.1 – Комбінована система теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії

Призначення елементів КСТЗ:

Вітроустановка – основне джерело електричної енергії в системі, використовується як для живлення компресора теплового насоса у робочий час, так і задля живлення електрокотла щодо зарядки акумулятора тепла;

Контролер – контролює багато процесів, такі як зарядка акумуляторної батареї, захисні функції, тощо.

Інвертор – перетворює постійний струм, який накопичується в акумуляторних батареях, в змінний, який подалі споживає тепловий насос та електрокотел.

Акумуляторна батарея – зберігає електроенергію для її подальшого використання у безвітряні години. Вона також зрівнює та стабілізує вихідну напругу генератора. Завдяки акумуляторній батареї підтримується стабільна напруга без перебоїв навіть при поривчастому вітрі.

Бак-акумулятор тепла – це теплоізоляційна ємність, що призначена для накопичення тепла для здійснення ранкового натопу приміщення.

Електричний котел – нагріває теплоносій в баку-акумуляторі у неробочій час (заряджає тепловий акумулятор).

Тепловий насос – здійснює опалення приміщення у робочий час після ранкового натопу, є альтернативним джерелом тепла в комбінованій системі, бере теплову енергію з зовнішнього повітря і переносить її до приміщення.

Електрична мережа є резервним джерелом енергії в системі у безвітряний період.

Система опалення – працює у переривчастому режимі, є основним споживачем енергії в КСТЗ.

Різні види енергії, різний потенціал, і, відповідно, її енергетична цінність в різних точках системи, наявність процесів багатократного перетворення одних видів енергії в інші, залежність процесів і параметрів системи від режимів навантаження споживача, ускладнюють використання традиційних методів дослідження, які використовуються в енергетиці або в технологічних процесах.

Дослідження КСТЗ має ряд різних аспектів, а саме:

- поєднання параметрів та об'ємів різних видів енергії, що генеруються вітроустановкою та тепловим насосом з енергетичними та режимними параметрами споживача;
- структуру і співвідношення видів енергії, що виробляються в системі;
- оптимізацію параметрів теплових схем і процесів в системі.

Задача подальших досліджень даної роботи: використання методів математичного моделювання, параметричної оптимізації та експериментальних досліджень щодо аналізу ефективності та комплексної оптимізації КСТЗ для опалення будівель в переривчастому режимі.

Висновки по розділу

1. Виконано аналіз літературних джерел та перспективних напрямків підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення, на підставі яких визначено задачі та методи їх дослідження у роботі.
2. У відомих публікаціях існують методика порівняльного аналізу, оцінки ефективності та оптимізації систем опалення у переривчастому режимі, або їх елементів, але не виявлено математичних моделей щодо оптимізації параметрів, режимів навантаження і схемних рішень щодо запропонованої автором КСТЗ.
3. На підставі аналізу літературних джерел та технології РПО запропоновано перспективні напрямки підвищення ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення з поєднанням у системі альтернативних джерел енергії.
4. Використання запропонованих комбінованих системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії є одним з шляхів підвищення ефективності і надійності автономних систем опалення в переривчастому режимі.
5. При використанні КСТЗ основний енергозберігаючий ефект забезпечується за рахунок закумуляованої енергії вітру щодо ранкового натопу приміщення та тепла доквілля для опалення у робочій час тепловим насосом.
6. Сформульовано комплекс критеріїв щодо оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення за енергетичними, технічними та за економічними показниками.
7. Сформульовані висновки визначають необхідність дослідження впливу характеристик та режимів роботи КСТЗ на енергетичну та економічну ефективність системи в цілому, а також її складових частин.

2 РОЗРОБКА МОДЕЛЕЙ КОМБІНОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ В РЕЖИМІ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ

2.1 Загальні положення щодо побудови математичної моделі комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення

Для сучасного стану розвитку систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення характерним є різноманітність умов функціонування, яке визначається:

- великою кількістю типів, конструкцій та характеристик огорожувальних конструкцій будівель;
- широким діапазоном видів систем та опалювальних приладів щодо теплозабезпечення будівель;
- наявністю в одній системі декількох видів джерел тепла, які відрізняються як за природою, так і за потенціалом;
- можливим інтегруванням до системи теплопостачання альтернативних джерел енергії, які відрізняються за природою;
- змінними режимами навантаження системи.

Означені тенденції розвідку підвищують значимість досліджень, які спрямовані на визначення оптимальних параметрів, раціональної структури системи опалення, підвищення ефективності використання комбінованих систем опалення.

Вирішення поставлених завдань неможливе без використання методів математичного моделювання. Використання методів математичного моделювання дозволяє:

- виконати дослідження взаємозв'язку параметрів системи переривчастого опалення та аналіз їх впливу на теплотехнічні, економічні та екологічні показники системи;
- виконати дослідження впливу зовнішніх умов на теплотехнічні та економічні показники системи;

— здійснити комплексну оптимізацію параметрів, конфігурації та режимів роботи системи.

Аналіз сучасних досліджень в області технологій переривчастого опалення [34,84-88] свідчить, що більшість з них стосується питань оптимізації технічних параметрів та їх впливу на ефективність системи.

Постановка комплексної задачі підвищення ефективності комбінованих систем переривчастого опалення містить оптимізацію теплотехнічних, конструктивних, режимних параметрів, конфігурації системи та впливу на її зовнішніх умов [58].

До теплотехнічних параметрів КСТЗ відносяться параметри ефективності ранкового натопу.

Конструктивні параметри містять розміри, форму окремих елементів КСТЗ, діаметрів трубопроводів, поверхонь нагріву.

Режимні параметри визначаються добовими графіками навантаження системи опалювання.

Варіанти конфігурації системи реалізують будь-яку комбіновану технологію на базі альтернативних джерел енергії і відрізняються наявністю або відсутністю відповідних компонентів, або зв'язків між ними.

Зовнішні умови визначаються тарифами на енергоносії, впливом системи на довкілля та навпаки.

При оптимізації КСТ враховується система обмежень у формі відповідних рівнянь і нерівностей, які задають можливий діапазон зміни параметрів системи:

$X_{\min}^k \leq X^k \leq X_{\max}^k$, де X^k – вектор параметрів k -го елемента системи; X_{\min}^k, X_{\max}^k – відповідні вектори мінімально та максимально припустимих значень параметрів k -го елемента системи.

Задача оптимізації також містить систему балансових рівнянь для усіх елементів системи, які зв'язують між собою теплотехнічні, витратні, технологічні характеристики процесів та складається з:

— рівнянь балансу енергії для кожного k -го елемента системи:

$$\sum_{i=1}^n E_i^k - \sum_{j=1}^m E_j^k = 0,$$

де E_i^k, E_j^k – відповідно i -ті вхідні та j -ті вихідні потоки енергії;

n, m – кількість вхідних та вихідних потоків енергії у k -му елементі;

— рівнянь балансу витрат l -го енергоносія у k -му елементі:

$$\sum_{i=1}^n G_i^{l,k} - \sum_{j=1}^m G_j^{l,k} = 0,$$

де $G_i^{l,k}, G_j^{l,k}$ – відповідно витрати l -го енергоносія на вході та виході k -го елемента системи;

— рівнянь гідравлічного балансу l -го енергоносія у k -му елементі:

$$(p_{вх} + \Delta p - p_{вих})_{l,k} = 0,$$

де $p_{вх}, p_{вих}, \Delta p$ – відповідно тиск l -го енергоносія на вході та виході та зміна тиску l -го енергоносія k -го елемента системи.

Як правило, кінцева мета розв'язання задачі оптимізації складних енергетичних систем передбачає мінімізацію сукупних витрат щодо отримання заданого об'єму продукції від системи при виконанні усіх обмежень або максимального об'єму продукції при заданих витратах [89].

Отже задачу комплексної оптимізації КСТЗ можна сформулювати наступним чином:

Визначити таке поєднання теплотехнічних, витратних, конструктивних, режимних параметрів та конфігурації системи, при якому задані об'єми електричної та теплової енергії забезпечуються за мінімальними витратами при виконанні усіх зовнішніх і внутрішніх обмежень її функціонування.

Математично ця задача має бути представлена у вигляді цільової функції, за яку приймають будь-які підсумкові показники ефективності [90,91]:

- приведені витрати, які використовують при техніко-економічній оптимізації всієї системи;
- теплотехнічні, енергетичні та інші показники ефективності при оптимізації окремих процесів в системі;
- будь-які технічні параметри при оптимізації окремого елемента.

Таким чином, розв'язання задачі оптимізації КСТЗ на підставі математичного моделювання передбачає виконання трьох пов'язаних операцій:

- розв'язання системи нелінійних балансових рівнянь;
- вибір припустимого поєднання значень параметрів системи;
- розрахунок цільової функції.

Викладені вище узагальнені принципи побудови математичних моделей дозволяють перейти до моделі комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення.

2.2 Моделювання комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення

2.2.1 Математичне моделювання теплового режиму будівлі

Об'єктивний підхід до дослідження та оптимізації теплового режиму будівель базується на основі теоретичного аналізу закономірностей щодо його формування. Для розв'язання цього завдання необхідна інформація щодо динаміки збурюючих впливів, зміни кліматичних факторів, тощо. Також необхідно враховувати вплив теплотехнічних параметрів та характеристик зовнішніх огорожень будівлі, ступеня скління, заповнення будівлі людьми, меблями та інші фактори щодо впливу на управління тепловим режимом. Необхідна розробка такої математичної моделі, що відображатиме динаміку процесів, які відбуваються при переході будівлі з одного стану в інший. Однією з умов побудови такої моделі динаміки є облік

теплоти, що закумуляованої будівлею, так як при тимчасовій невідповідності втрат та надходжень теплоти можна підтримувати тепловий режим у певній допустимій області, можливо також в зоні комфорту. На підставі цього можуть бути розроблені математичні моделі теплового режиму будівель. Математичні моделі щодо врахування фізики процесів використовуються при якісному аналізі процесів і явищ. Щодо цілей управління переважніше використовувати більш прості моделі, які забезпечують більш економічну та надійну систему управління зі скороченою тривалістю її підготовки та опрацювання. Використання досить детальних моделей може іноді виявляється недоцільним внаслідок того, що коефіцієнти цих моделей відомі досить наближено.

Тобто точність розрахунку, що одержано за допомогою найбільш простих залежностей, виявляється порівнянної, та навіть вище, точності розрахунку, що одержано за допомогою більш складних математичних моделей, якщо їх застосування не враховує реальні коефіцієнти.

З літератури широко відома модель Соколова Е.Я. [92,93], що складена на основі теплового балансу та використання квазістаціонарних наближень. При побудові моделі Соколовим Е.Я. запропоновано рахувати середню температуру зовнішньої стіни будівлі як півсуму температур внутрішнього та зовнішнього повітря. Однак, цю величину можна визначити значно точніше, якщо при цьому детальніше врахувати розподіл температури в товщині огорожі. Справді, використовуючи квазістаціонарний підхід, неважко отримати, середню температуру зовнішньої стіни будівлі t , яка буде дорівнювати [94]:

$$\bar{t} = (t_{в} - t_{н}) \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{н}R} \right) + t_{н} \quad (2.1)$$

де $t_{в}, t_{н}$ – відповідно температура внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;
 δ, R – відповідно товщина та термічний опір зовнішньої стіни будівлі;
 λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;
 $\alpha_{н}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої стіни будівлі, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$.

З формули (2.1) виходить, що:

$$\overline{dt} = \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) dt_B - \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) dt_H + dt_H \quad (2.2)$$

Тому рівняння теплового балансу щодо малого проміжку часу має вигляд:

$$[W_0 - q_0 V (t_B - t_H)] d\tau = c\rho F\delta \times \left[\left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) dt_B - \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) dt_H \right] \quad (2.3)$$

де W_0 – потужність системи опалення, кВт;

q_0 – питома тепла характеристика будівлі, кДж/(м³·год·°С);

V – об'єм будівлі, м³;

F – площа зовнішньої поверхні будівлі, м²;

ρ – щільність матеріалу стін, кг/м³.

Таким чином, диференціальне рівняння щодо температури внутрішнього повітря має вигляд:

$$\frac{c\rho F\delta}{q_0 V} \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) \frac{dt_B}{d\tau} + t_B = \frac{W_0}{q_0 V} + \frac{c\rho F\delta}{q_0 V} \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) \frac{dt_H}{d\tau} + t_H \quad (2.4)$$

Якщо ввести прийняти в теорії автоматичного управління позначення, то рівняння (2.4) можна записати наступним чином:

$$T_B \frac{dt_B}{d\tau} + t_B = kW_0 + T_H \frac{dt_H}{d\tau} + t_H, \quad \text{де}$$

$$T_B = \frac{c\rho F\delta}{q_0 V} \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{1}{\alpha_{HR}} \right) \quad (2.5)$$

де T_H – постійна часу диференціювання температури зовнішнього повітря, при виведенні рівняння враховано, що $T_e = T_H$;

$k=1/q_0V$ – коефіцієнт передачі каналу «потужність системи опалення – відповідно температура внутрішнього повітря».

З рівняння (2.5) видно, що коефіцієнт передачі по каналу «температура зовнішнього повітря – відповідно температура внутрішнього повітря» дорівнює 1,0.

Якщо скористуватися термінологією Е.Я. Соколова, то постійну часу T_e можна було називати «коефіцієнтом теплової акумуляції будівлі», а співвідношення між постійною часу T_e та коефіцієнтом теплової акумуляції будівлі за Е. Я. Соколовим є таким:

$$T_B = T_1 \left(\frac{\delta}{2R\lambda} + \frac{2}{\alpha_H R} \right), \quad \text{де} \quad T_1 = \frac{c\rho F\delta}{2q_0V} \quad (2.6)$$

Модель (2.6) описує динамічний (нестационарний) тепловий режим будівлі. Оскільки статичний (стационарний) режим є одним з випадків динамічного режиму, то його модель міститься в рівнянні (2.6).

Дійсно, якщо припустити, що $t_e = const$, $t_H = const$, то

$$q_0 V(t_B - t_H) = W_0 \quad (2.7)$$

Вираз, що отримано - це відоме та широко використовуємо рівняння теплового балансу щодо стационарного режиму. Таким чином, адекватність моделі (2.5) підтверджується і для стационарного режиму. Систему опалення будівлі можна представити еквівалентним опалювальним приладом, теплова потужність якого дорівнює потужності всієї системи опалення. Таким чином, потужність водяного опалювального приладу, може бути визначено за наступним рівнянням:

$$W = KF\Delta\bar{t} \quad (2.8)$$

де K – коефіцієнт тепловіддачі для опалювального приладу, Вт/ м²;

F – площа поверхні для опалювального приладу, м^2 ;

Δt – середнє значення температурного напору опалювального приладу, $^{\circ}\text{C}$.

В літературі щодо розрахунку систем опалення Δt прийнято знаходити за формулою [74]:

$$\Delta \bar{t} = \frac{1}{2} (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}) - t_B, \quad (2.9)$$

Рівняння потужності опалювального приладу (2.8) може бути записано у вигляді:

$$W = \frac{KF(t_{\text{вх}} - t_B)}{1 + \frac{KF}{2cG_m}} \quad (2.10)$$

Після підстановки цього співвідношення до рівняння (2.10), отримаємо наступну математичну модель:

$$T_B \frac{dt_B}{dt} + t_B = T_H \frac{dt_H}{dt} + t_H + k \frac{KF(t_{\text{вх}} - t_B)}{1 + \frac{KF}{2cG_m}}, \quad (2.11)$$

В моделі опалювального приладу (2.10) міститься припущення, що температура теплоносія розподіляється лінійно вздовж всієї поверхні теплообміну. Якщо вважати, що температура теплоносія поверхні теплообміну розподіляється за експонентною, то отримуємо:

$$W = (t_{\text{вх}} - t_B) c G_m \left\{ 1 - \exp \left(- \frac{KF}{G_m c} \right) \right\} \quad (2.12)$$

Математична модель теплового режиму прийме вигляд:

$$T_B \frac{dt_B}{dt} + t_B = T_H \frac{dt_H}{dt} + t_H + k(t_{\text{вх}} - t_B) c G_m \left\{ 1 - \exp \left(- \frac{KF}{G_m c} \right) \right\} \quad (2.13)$$

Якщо врахувати, що коефіцієнт теплопередачі опалювального приладу не є постійним та залежить від середнього значення температурного напору та витрати:

$$K = m\Delta t^n \overline{G_{отн}^p} \quad (2.14)$$

де m , n і p – емпіричні показники, що залежать від типу приладу та характеру циркуляції теплоносія в ньому;

Δt – температурний напір, $^{\circ}\text{C}$;

$G_{отн}$ – відносна витрата води.

Враховуючи дану залежність щодо виразу температурного напору, отримуємо наступну математичну модель:

$$T_B \frac{dt_B}{d\tau} + t_B = T_H \frac{dt_H}{d\tau} + t_H + kcG_m \times \left\{ t_{вх} - t_B - \left[\frac{mn}{Gc} \overline{G^p} F + (t_{вх} - t_B)^{-n} \right]^{-1/n} \right\}. \quad (2.15)$$

Таким чином, отримано чотири варіанти структури математичної моделі теплового режиму будівлі. Для першого варіанта в якості керуючого впливу прийнято потужність системи опалення. У інших варіантах керуючих впливів може бути два: температура теплоносія на вході системи опалення та витрата. Перший варіант математичної моделі має більш широке застосування, ніж інші, оскільки він орієнтований не тільки на водяні, але і на інші системи опалення, зокрема електричні.

2.2.2 Моделювання вітроустановки

Вітрогенератор є основним джерелом електроенергії у запропонованій КСТ. Його потужність та режими навантаження визначає для роботу всієї системи.

Потужність на виході вітроустановки можна розрахувати за виразом [96]:

$$P_{BЭУ} = 0,5 \cdot \rho_n \cdot A \cdot C_P(\lambda) \cdot V_B^3, \quad (2.16)$$

де ρ_n – щільність повітря, значення приймається в межах 1,2..1,3 кг/м³;

$A = 2 \cdot R \cdot H_{BP}$ – площа омовіння вітроустановки з радіусом лопасті R та висотою H_{BP} ;

$C_P(\lambda)$ – залежність коефіцієнту ефективності відбору потужності вітрогенератора від його конструктивних особливостей та від швидкохідності (рис. 2.1).

λ – швидкохідність ВУ - це відношення лінійної швидкості лепасті до загальної швидкості вітру;

V_B – швидкість вітру.

Швидкохідність λ розраховується за формулою:

$$\lambda = \omega \cdot R / V_B, \quad (2.17)$$

де ω – кутова швидкість обертання ротора.

А механічний момент на виході вітроустановки дорівнює [96]:

$$M_{BЭУ} = 0,5 \cdot \rho_n \cdot A \cdot R \cdot C_P(\lambda) \cdot \lambda^{-1} \cdot V_B^2, \quad (2.18)$$

Кожен ротор має власну залежність щодо ефективності відбору потужності $C_P(\lambda)$, яка, зазвичай, визначається за допомогою комп'ютерного моделювання або з'ясовується експериментально. Аналіз графіка (рис. 2.1) щодо залежності ефективності відбору потужності C_P від λ показує оптимальну точку швидкохідності λ_{opt} , що забезпечує максимальний відбір потужності потоку вітру та, відповідно, оптимальне значення щодо кутової швидкості ротора.

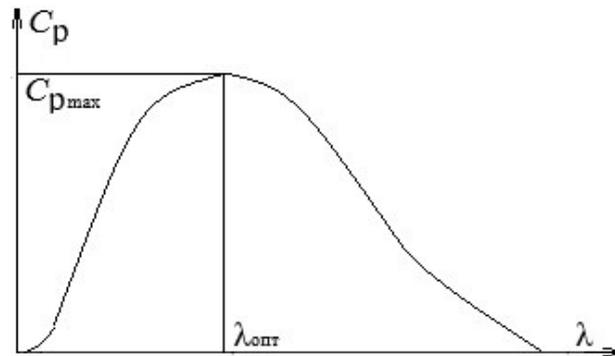


Рисунок 2.1 – Залежність $C_p(\lambda)$ для вітроустановки з вертикальною віссю

Швидкість вітру змінюється з висотою та висота встановлення ротора h_{BP} зазвичай відрізняється від висоти, за якою швидкість вітру було вимірювано анемометром h_A , то використовують вираз щодо розрахунку дійсної швидкості вітру за відповідною висотою:

$$V_{B,BP} = V_{B,A} \cdot (h_{BP}/h_A)^s, \quad (2.19)$$

де $V_{B,A}$ – швидкість вітру на висоті заміру анемометром;

s – коефіцієнт шорсткості підстильної поверхні, який для Одеси $s = 2$.

Можна зазначити, що загальна потужність вітроустановки з вертикальною віссю є залежністю вихідної потужності від швидкості вітру (рис. 2.2).

Для ВУ з вертикальною віссю в діапазоні швидкості $V_{B,виріз} \dots V_{B,ном}$ треба підтримувати оптимальне механічне навантаження ротора за допомогою генератора, щоб вітроустановка на різних швидкостях вітру оберталася з оптимальною швидкістю, при цьому забезпечуючи максимальний відбір потужності вітру.

У діапазоні швидкостей вітру $V_{B,ном} \dots V_{B,виріз}$ забезпечують обмеження вихідної електричної потужності за допомогою механічного гальмування вітроустановки. При швидкості вітру вище за швидкість $V_{B,виріз}$ спрацьовує система гальмування і вітроустановка перестає обертатися та, відповідно, зупиняється виробництво електроенергії.

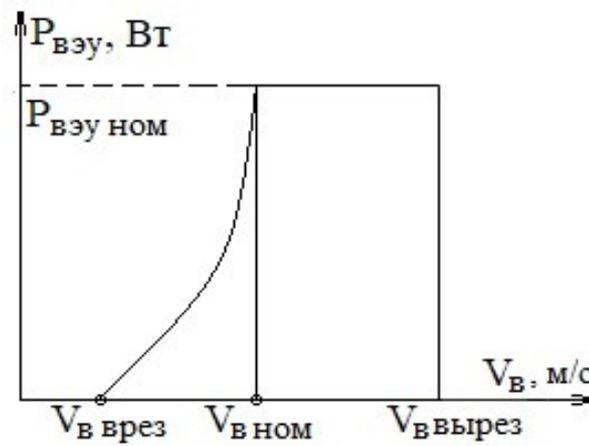


Рисунок 2.2 – Залежність потужності вітроустановки від швидкості вітру

Оскільки ротор приводиться до руху за рахунок обмітання вітром його лопатей, то геометрія лопатей має прямий вплив щодо вихідної потужності ВУ. Більшість лопатей Н-роторів виготовляються за використанням профілів НАСА, які можуть бути симетричними або асиметричними та мати відмінні аеродинамічні моделі [97].

При використанні асиметричних профілів для ВУ зазвичай поліпшуються їх стартові характеристики. За останнім часом використовують гелікоподібні лопаті, які виготовляють як симетричні схрещені профілі НАСА та які мають додаткові виступи та вирізи.

Важливим геометричним параметром вертикальних роторів є коефіцієнт заповнення, який обчислюється за співвідношенням:

$$\sigma = n_l \cdot c / 2\pi \cdot R, \quad (2.20)$$

де n_l – кількість лопастей вітроустановки;

c – довжина хорди лопасті вітроустановки.

Значення коефіцієнта заповнення σ впливає на стартові та робочі характеристики ротора. При великому значенні σ стартові характеристики поліпшуються (вітроустановка працюватиме при низькій швидкості вітру), але погіршаться його робочі характеристики (вітроустановка буде менш швидкохідною та знизиться $\lambda_{опт}$ і коефіцієнт C_{Pmax}).

Таким чином, існує проблема щодо оптимального поєднання стартових та робочих характеристик вертикальних роторів.

Математичне моделювання роботи вітроустановки забезпечує розрахунок розподілу сил, діючих на лопаті під час обертання. Сили залежать від двох змінних [96]:

- швидкості вітру V_p , що є векторною сумою осьової швидкості вітру V_a та набігаючої швидкості вітру $V_{л} = \omega R$, що зумовлена лінійною швидкістю обертання лопаті;
- кута атаки лопасті β (рис. 2.3).

Величина V_p , так і β змінюється за зміною азимального кута положення леза ψ відносно осі обертання. Відповідно, при обертанні вітроустановки змінюється розподіл підйомних сил F_n та сили опіру F_o (рис. 2.4). Підсумковою для цих сил є сила тяги F_p , яку можна розкласти на дві: нормальну - F_n та тангенційну - F_t . Тангенційна сила F_t генерує крутний момент на валу вітроустановки.

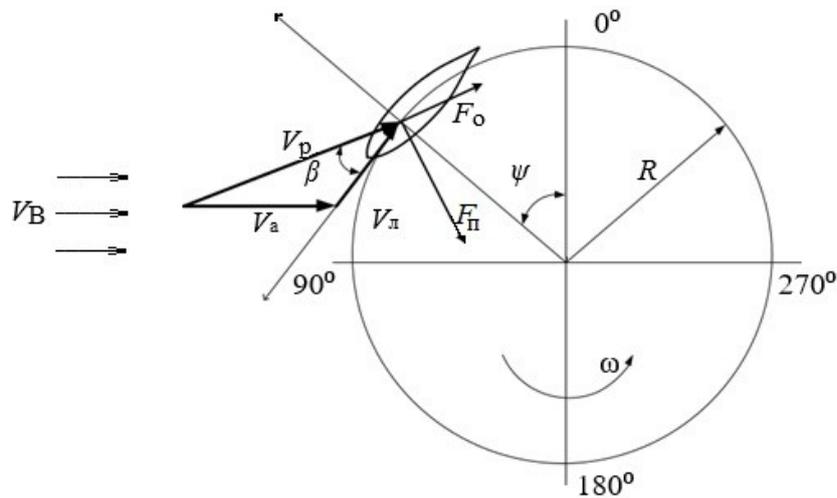


Рисунок 2.3 – Швидкісні трикутники для ротора з лопатями НАСА

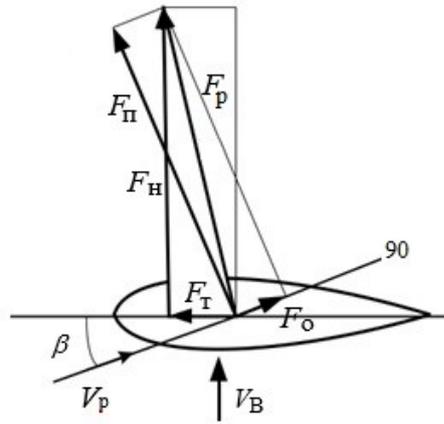


Рисунок 2.4 – Сили, що діють на лопать вітроустановки

Кут атаки лопаті β грає важливу роль, бо від нього залежить розподіл сил, діючих на лопать вітроустановки. Під час обертання лопаті вітроустановки змінюється ψ - азимутальний кут її розташування. За допомогою β розраховують кут атаки [97]:

$$\beta = \arctg[\sin(\psi)/(\lambda + \cos(\psi))], \quad (2.21)$$

Кут атаки лопаті β є позитивним при азимутальному розташуванні лопаті в діапазоні кутів $0 \dots 180^\circ$ та досягає максимального значення при $\psi = 90^\circ$. При перевищенні β деякого критичного значення може відбутися зрив ламинарного вітрового потоку навколо лопаті, а породжені завихрення гальмують лопать. Це пояснює максимум залежності $C_p(\lambda)$ при високій швидкохідності в діапазоні 2,5 - 4,0, при цьому швидкість набігаючого вітрового потоку перевищує реальну швидкість вітру, та, відповідно, кут атаки лопаті. З залежностей видно (рис. 3.9 а, б), що для деякого значення числа Рейнольдса настає критичне значення кута атаки β , за яким коефіцієнт підйомної сили C_n падає та коефіцієнт сили опору C_o зростає.

Знаючи значення кута атаки β , обчислюють коефіцієнти тангенціальної C_t та нормальної сили C_n [97]:

$$C_H = C_{\Pi} \cdot \cos(\beta) + C_o \cdot \sin(\beta), \quad (2.22)$$

$$C_T = C_{\Pi} \cdot \sin(\beta) + C_o \cdot \cos(\beta), \quad (2.23)$$

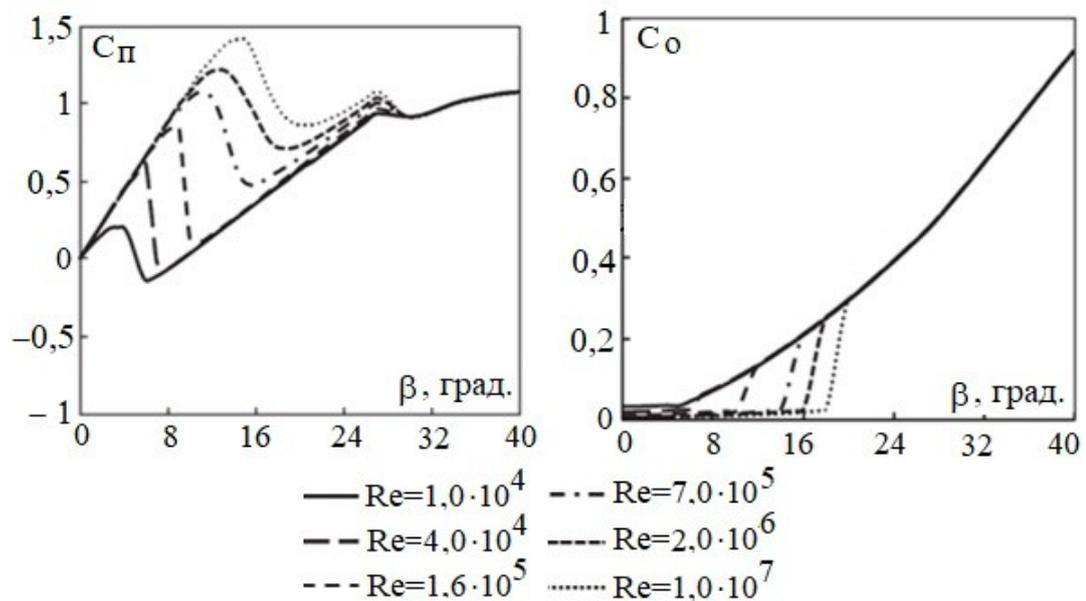


Рисунок 2.5 – Залежність аеродинамічних коефіцієнтів від кута атаки та числа Re для лопатей з профілем NACA: а) для підйомної сили C_{Π} ; б) для сили опору C_o

Значення тангенціальної та нормальної сил, що діють на лопать вітроустановки, знаходять за наступними виразами:

$$F_H = 0,5 \cdot C_H \cdot \rho_{\Pi} \cdot A_L \cdot V^2, \quad (2.24)$$

$$F_T = 0,5 \cdot C_T \cdot \rho_{\Pi} \cdot A_L \cdot V^2, \quad (2.25)$$

де A_L – площа лопаті.

Для лопаті розраховані, відповідно, за виразами (2.24) - (2.25) значення тангенціальних та нормальних сил від кутового положення лопаті, необхідно опосередковувати на один поворот. Усереднене значення тангенціальної сили $F_{T,сер}$, що створене одним лезом, складе:

$$F_{т.сер} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_{т}(\psi) d\psi.$$

Зная $F_{т.сер}$ для вітроустановки радісом R та кількість лопатей n_l можна знайти середнє значення для крутного моменту на валу вітроустановки:

$$M_{сер} = F_{т.сер} \cdot n_l \cdot R, \quad (2.27)$$

Вибір оптимального співвідношення висоти вітроустановки H до її діаметру $2R$, що називають «Aspect Ratio» (AR), позитивно впливає на стартову характеристику вітроустановки, та також позитивно впливає і на коефіцієнт віднімання потужності вітру $C_{п}$.

При математичному моделюванні було встановлено, що оптимальним значенням AR для вертикального ротора з несиметричними профілями буде значення, яке дорівнює 1,0. Результати досліджень показують, що вертикальні ротори з симетричними профілями з низьким значенням AR біля 0,4, працюють ефективніше за вітроустановки з високим значенням AR, біля 1,0. Оптимальне значення AR для кожній вітроустановки є своїм, тому необхідно провести математичне моделювання аеродинамічних процесів щодо вибору оптимального значення AR [97].

Позитивно впливає на C_p збільшення числа Рейнольдса для лопатей вітроустановки:

$$Re = c \cdot V_p / \nu, \quad (2.28)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря, м²/с

Однією з основних проблем вертикальних роторів є те, що вони погано стартують при малих швидкостях вітру. При певних значеннях азимутального кута вітроустановки мають малий, або даже від'ємний пусковий момент. Для

поліпшення стартових характеристик вітроустановок вдаються до багатьох методів їх вдосконалення, основними з яких наступні:

- використання аеродинамічних профілів, що мають асиметричну форму;
- збільшення коефіцієнта заповнення вітроустановки σ (збільшення кількості лопатей або довжини їх хорди);
- вибір оптимального відношення висоти вітроустановки до її діаметру ($H/2R$);
- застосування попередньої рокрутки вітроустановки за допомогою електрогенератора, що переходить в режим електродвигуна;
- застосування додаткової вітроустановки, наприклад, вітроустановки Савонісу, встановленої на одному валу з ротором.

Наведена модель вітроустановки використовувалась у подальшому при дослідженнях запропонованої КСТ.

2.2.3 Моделювання системи акумулювання тепла

Акумулювання тепла – є фізичні та хімічні процеси, за допомогою яких відбувається накопичення тепла в тепловому акумуляторі енергії (ТАЕ).

Акумулятори складається з теплоізованого резервуара для зберігання, робочого тіла, пристроїв для зарядки та розрядки та допоміжного обладнання [98].

Акумулююча система характеризується способами, завдяки яким енергія для зарядки теплового акумулятора відбирається від джерела, при необхідності трансформується до потрібного виду енергії та віддається споживачу.

На рис. 2.6 показаний процес теплового акумулювання за використанням резервуара-акумулятора тепла. Баланс енергії цього процесу у загальному вигляді можна записати [120]:

$$E_{вх} - E_{вих} = E_{ак} \quad (2.29)$$

де $E_{вх}$ – підведена до акумулятора енергія;

$E_{\text{вих}}$ – відведена від акумулятора енергія;

$E_{\text{ак}}$ – закумульована енергія.

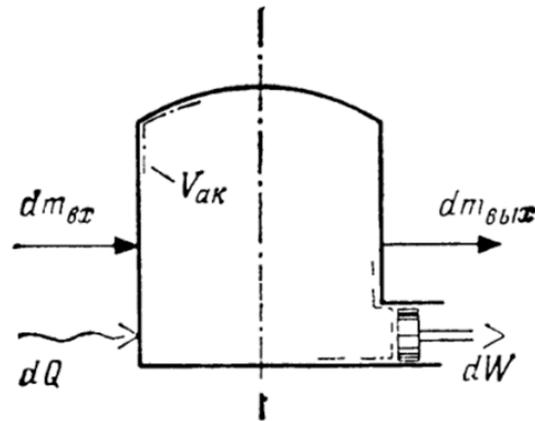


Рисунок 2.6 – Енергетичний баланс акумулятора тепла

Застосовуючи перший закон термодинаміки щодо підведеної та відведеної енергії цієї відкритої системи, отримаємо рівняння акумуляції енергії для відкритої системи в диференціальній формі [120]:

$$(u + pv + gH + c^2/2)_{\text{вх}} dm_{\text{вх}} + dQ - (u + pv + gH + c^2/2)_{\text{вих}} dm_{\text{вих}} - dW = d(u + pv + gH + c^2/2)_{\text{ак}} dm_{\text{ак}} \quad (2.30)$$

- де $m_{\text{ак}}$ – маса закумульованого середовища;
 u – внутрішня енергія (відлічується від нульового рівня);
 p – тиск середовища;
 v – питомий об'єм середовища;
 g – прискорення сили тяжіння;
 H – висота (відлічується від нульового рівня);
 gH – питома потенційна енергія;
 c – швидкість течії середовища;
 $c^2/2$ – питома кінетична енергія середовища;
 dQ – тепло, що підведене до системи;

dW – робота системи, що не залежить від процесу перенесення маси (при русі стінок системи, електричної енергії, енергії вала двигуна).

На практиці спостерігаються втрати зберігання внаслідок розсіювання тепла та змішування, та втрати в процесі зарядки та розрядки (внаслідок теплопередачі, дроселювання та змішування). ККД акумулятора $\xi_{ак}$ залежить від цих втрат та визначається як відношення енергії (ексергії) розрядки до енергії (ексергії) зарядки, що потрібна для відновлення початкових умов в зарядженому стані [98]. У спеціальних випадках (якщо акумулювання відбувається не з метою виробництва енергії) ККД визначається як відношення приростів ентальпії. Тоді його називають теплотворним ККД $\nu_{ак}$.

Втрати зберігання зазвичай виникають в процесі саморозряду. Коли вони мають місце в системі (наприклад, в трубах), то вважаються пусковими втратами системи. Втрати зберігання можуть бути різними для акумулювання гарячого теплоносія, теплоти фазового переходу та термохімічного акумулювання.

Втрати зберігання при акумулюванні гарячого теплоносія. Приріст ентальпії (енергії) акумулятора при температурі T , що віднесене до температури навколишнього середовища $T_{нав}$, масою $m_{ак}$ та питомою теплоємністю c_p дорівнює:

$$\Delta Q = m_{ак} c_p (T - T_{нав}) \quad (2.31)$$

Внаслідок недосконалості теплової ізоляції існує тепловий потік до навколишнього середовища [120]:

$$Q = \frac{dQ}{dz} = -kA(T - T_{нав}), \quad (2.32)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі до навколишнього середовища;

A – площа поверхні акумулятора, z - час.

З рівнянь (2.31) і (2.32) маємо:

$$T(z) - T_{\text{нав}} = (T(z=0) - T_{\text{нав}}) \exp\left(-\frac{zkA}{m_{\text{ак}}c_p}\right) \quad (2.33)$$

Температура в акумуляторі поступово зменшується, наближаючись до температури навколишнього середовища.

Теплотворний ККД зберігання:

$$v_{xp}(z) = \Delta Q(z) / \Delta Q(z=0) \quad (2.34)$$

з урахуванням (2.33) має вигляд:

$$v_{xp}(z) = \exp\left(-\frac{zkA}{m_{\text{ак}}c_p}\right) = \exp(-Z^*) \quad (2.35)$$

На рис. 2.7 представлено залежність ККД від безрозмірного часу:

$$Z^* = \frac{zkA}{m_{\text{ак}}c_p} \quad (2.36)$$

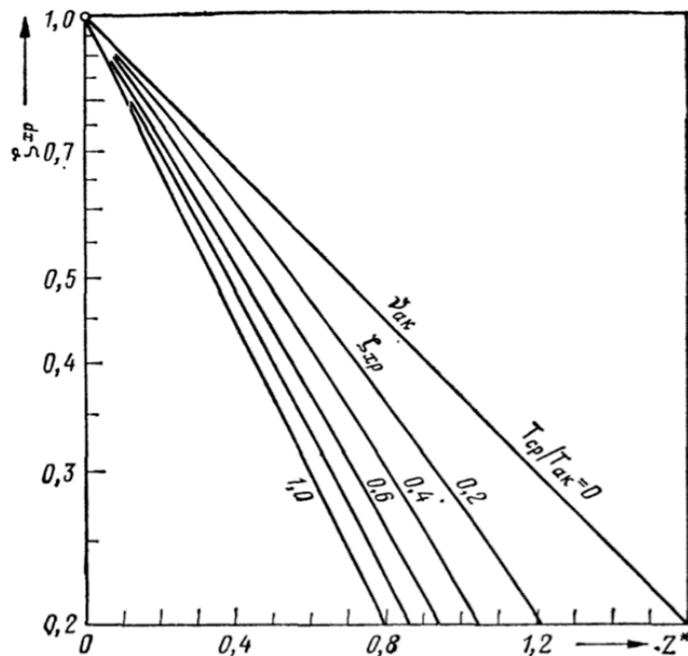


Рисунок 2.7 – Залежність ексергетичного та теплотворного ККД акумулятора від безрозмірного часу

Для ексергетичного ККД зберігання враховується коефіцієнт Карно [120]:

$$\xi_{xp}(z) = \frac{\Delta E(z)}{\Delta E(z=0)} = (\Delta Q(T - T_{\text{нав}})/T)/\Delta Q(T - T_{\text{нав}})/T)_{z=0} \quad (2.37)$$

Використовуючи рівняння (2.35) і (2.37), отримуємо:

$$\xi_{xp}(z) = \frac{1}{1 - (\frac{T_{\text{нав}}}{T})(1 - \exp Z^*)} \exp(-Z^*) \quad (2.38)$$

Крім теплових втрат у трубах, втрати, що виникають при зарядці та розрядці є чисто ексергетичними (що не пов'язані з втратами тепла). Це ексергетичні втрати в теплообмінниках, при дроселюванні та внаслідок змішування.

Ексергетичні втрати теплообмінників викликані кінцевими різницями температур та (в меншому ступені) тертям та змішанням потоків при різних температурах.

На рис. 2.8 наведено діаграму температур - ентальпії з температурою первинної (джерело тепла) та вторинної (теплове навантаження) сторін. Якщо прийняти припущення, що втрати ентальпії відсутні, та теплоємність постійна, то ці температури представляються на графіку прямими лініями.

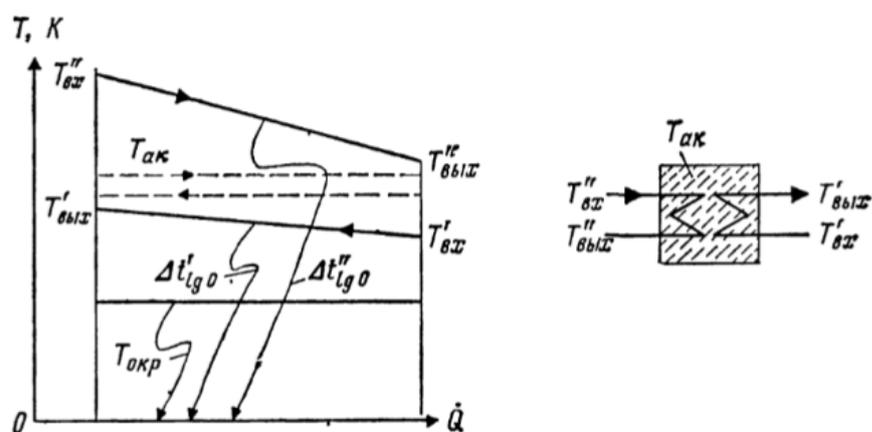


Рисунок 2.8 – Діаграма $T - Q$ для системи з одним теплообмінником

Позначаючи одним штрихом первинну та двома штрихами вторинну сторони, маємо:

$$Q = m'' c'' (T''_{\text{ВХ}} - T''_{\text{ВИХ}}) = m' c' (T'_{\text{ВХ}} - T'_{\text{ВИХ}}) \quad (2.39)$$

$$dQ = m'' c'' dT'' = m' c' dT' \quad (2.40)$$

Використовуючи рівняння ексергії E , втрати ексергії $E'' - E'$ та ексергетичний ККД отримаємо у вигляді:

$$\xi = E' / E'', \quad (2.41)$$

де
$$E'' = Q \left(1 - T_{\text{наВ}} \frac{\ln T''_{\text{ВХ}} / T''_{\text{ВИХ}}}{T''_{\text{ВХ}} - T''_{\text{ВИХ}}} \right) \quad (2.42)$$

$$E' = Q \left(1 - T_{\text{наВ}} \frac{\ln T'_{\text{ВХ}} / T'_{\text{ВИХ}}}{T'_{\text{ВХ}} - T'_{\text{ВИХ}}} \right) \quad (2.43)$$

Використовуючи вираз середньологарифмічної різниці температур:

$$\Delta t_{\lg 0}(T_1, T_2) = \frac{T_1 - T_2}{\ln T_1 / T_2} \quad (2.44)$$

отримаємо вираз для ексергетичного ККД:

$$\xi_{HX} = \left(1 - \frac{T_{\text{наВ}}}{\Delta t_{\lg 0}(T'_{\text{ВИХ}}, T'_{\text{ВХ}})} \right) / \left(1 - \frac{T_{\text{наВ}}}{\Delta t_{\lg 0}(T''_{\text{ВХ}}, T''_{\text{ВИХ}})} \right), \quad (2.45)$$

що наближається до одиниці при $T'_{\text{ВИХ}} = T'_{\text{ВХ}}$ і $T''_{\text{ВХ}} - T''_{\text{ВИХ}}$, що можливо при протичному теплообміні середовищ з однаковою теплоємністю ($c' \dot{m}' = c'' \dot{m}''$) та нескінченною площею поверхні теплообміну.

Енергетичні втрати адиабатного змішання потоків однакового складу можна розглядати як наближення процесу теплообміну при нескінченно малій різниці температур на одному кінці теплообмінника. Якщо прийняти, що T_1 – верхня вхідна температура, T_2 – нижня вхідна температура та $T_{\text{зм}}$ – вихідна (яка обчислюється з енергетичного балансу), тоді ексергетичний ККД записується як [120]:

$$\xi = \frac{1 - T_{\text{нав}} / \Delta t_{\text{lg } 0}(T_{\text{зм}}, T_2)}{1 - T_{\text{нав}} / \Delta t_{\text{lg } 0}(T_1, T_2)} \quad (2.46)$$

Наведена модель теплового акумулювання буде використана у подальшому при дослідженнях запропонованої КСТ.

2.2.4 Моделювання системи опалювання

Тепловий баланс об'єкту теплопостачання визначає кількість тепла, яке необхідно щодо забезпечення температури у середині приміщення в зоні комфорту, відповідно, описується диференціальним [99]:

$$\Sigma V_{\text{нов}} \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot c_{\text{нов}} \cdot \frac{dt_{\text{нов}}}{d\tau} = Q_{\text{опал}}(\tau) - Q_{\text{втр}}^{\text{бд}}(\tau) + Q_{\text{вн}}(\tau), \quad (2.47)$$

де $\Sigma V_{\text{нов}}$ – сумарний об'єм повітря в опалювальних приміщеннях, м^3 ;

$c_{\text{нов}}$ – теплоємність повітря, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\rho_{\text{нов}}$ – густина повітря, $\text{м}^3 / \text{кг}$;

$t_{\text{нов}}$ – температура повітря у приміщеннях, $^\circ\text{C}$;

τ – час, с ;

$Q_{\text{опал}}(\tau)$ – теплова потужність системи опалювання, кВт ;

$Q_{\text{втр}}^{\text{бд}}(\tau)$ – втрати тепла через зовнішні огороження будівель, кВт ;

$Q_{\text{вн}}(\tau)$ – тепловий потік від внутрішніх джерел в приміщенні (меблі, побутові прилади, люди та ін.), кВт .

Теплову потужність системи опалювання визначають за виразом [100]:

$$Q_{\text{опал}} = G_{\text{опал}}^{\text{мв}} \cdot c_{\text{мв}} \cdot (t_{\text{мв}}^{\text{вх}} - t_{\text{мв}}^{\text{вих}}) = \varepsilon_{\text{опал}} \cdot G_{\text{опал}}^{\text{мв}} \cdot c_{\text{мв}} \cdot (t_{\text{мв}}^{\text{вх}} - t_{\text{нов}}), \quad (2.48)$$

де $G_{опал}^{мв}$ – витрата мережної води в системі опалювання, $кг/с$;

$t_{мв}^{вх}, t_{мв}^{вих}$ – відповідно температури мережної води на вході та виході системи опалювання, $^{\circ}C$;

$\varepsilon_{опал}$ – безрозмірна теплова продуктивність теплообмінників системи опалювання, що дорівнює:

$$\varepsilon_{опал} = \frac{1}{a_{оп} \cdot \frac{G_{опал}^{мв} \cdot c_{мв}}{G_{нов} \cdot c_{нов}} + b_{оп} + \frac{1}{\omega}}, \quad (2.49)$$

де $a_{оп}, b_{оп}$ – коефіцієнти, що залежать від схеми взаємного руху теплоносіїв опалювальної системи;

$G_{нов}$ – витрата повітря, $кг/с$;

ω – безрозмірний параметр, який дорівнює [101]:

$$\omega = \frac{k_{опал} \cdot F_{опал}}{G_{опал}^{мв} \cdot c_{мв}}, \quad (2.50)$$

де $k_{опал}$ – коефіцієнт теплопередачі системи опалювання, $Вт/(м^2 \cdot ^{\circ}C)$,

$F_{опал}$ – площа поверхні системи опалювання, $м^2$.

Регулювання теплового навантаження системи опалювання виконується за якісно-кількісним способом. Графік щодо зміни температури і витрати мережної води вказаного способу регулювання можна описати системою рівнянь [102]:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_{мв}^{вх} = t_{нов}^{роз} + (t_{опал} - t_{нов}^{роз}) \cdot \bar{Q}_{опал}^{0,8} + \frac{\Delta t_{мв}^{роз}}{2} \cdot \bar{Q}_{опал}^{\frac{2}{3}} \\ t_{мв}^{вих} = t_{нов}^{роз} + (t_{опал} - t_{нов}^{роз}) \cdot \bar{Q}_{опал}^{0,8} - \frac{\Delta t_{мв}^{роз}}{2} \cdot \bar{Q}_{опал}^{\frac{2}{3}} \\ \frac{G_{опал}^{мв}}{G_{опал}^{роз}} = \bar{Q}_{опал}^{\frac{1}{3}} \end{array} \right. , \quad (2.51)$$

де $t_{нов}^{роз}$ – розрахункова температура повітря у приміщенні, °C ;

$t_{опал}$ – середня температура нагрівальних приладів в системи опалювання, °C

$\Delta t_{мв}^{роз} = (t_{мв}^{вх} - t_{мв}^{вих})^{роз}$ – розрахункова різниця температури мережної води на вході та виході системи опалювання, °C ;

$\bar{Q}_{опал} = \frac{Q_{опал}}{Q_{опал}^{роз}}$ – відношення фактичної теплової потужності системи опалювання $Q_{опал}$ до розрахункової $Q_{опал}^{роз}$;

$G_{опал}^{мв}$, $G_{опал}^{роз}$ – фактична та розрахункова витрата мережної води в системі, кг/с.

Ефективність системи опалювання можна оцінити за параметром ε (2.49).

2.2.5 Моделювання теплового насосу

Тепловий насос, у загальному випадку (рис. 2.9), містить конденсатор, випарник, механічний компресор та дросельний вентиль [103].

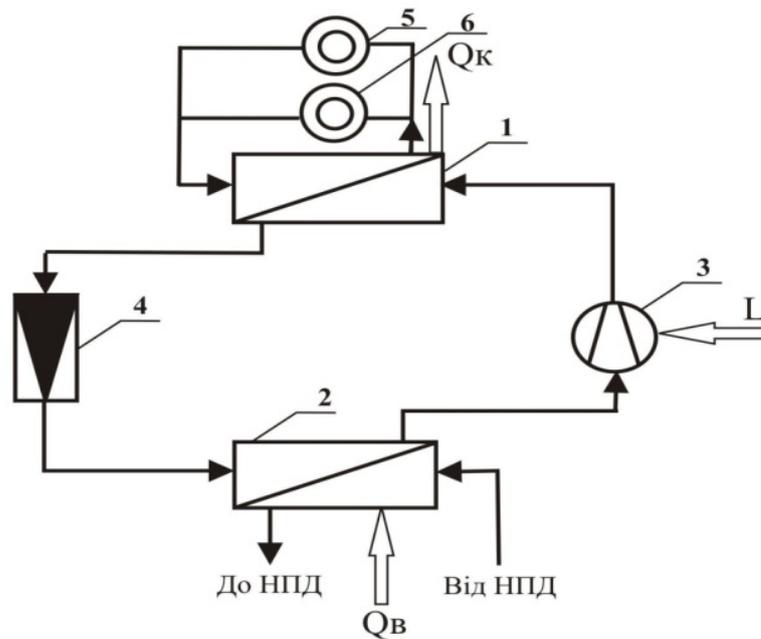


Рисунок 2.9 – Схема парокompресорного теплового насоса:

1 – конденсатор; 2 – випарник; 3 – компресор; 4 – дросельний вентиль; 5 – споживач тепла на ГВП; 6 – споживач тепла на опалювання

Тепло до робочого тіла теплового насосу підводиться до випарника від низькопотенційного джерела тепла (НПДТ), якими, щодо кліматичних умов України, наприклад, можуть бути: зовнішнє повітря, ґрунт, водоймища, промислові стоки, скидні води, та ін.

Після випарника робоче тіло далі стискається у компресорі теплового насосу, на що витрачається робота L , що відбирається як частина електричної або механічної енергії.

Ефективність роботи теплового насосу, у відповідності до першого закону термодинаміки, оцінюється за значенням коефіцієнту перетворення:

$$\mu_{\text{КТН}} = Q_{\text{к}} / L ,$$

де робота стиснення у компресорі визначається різницею між теплом, що відводиться у конденсаторі (високотемпературний рівень) та теплом, що підводиться до випарнику теплового насосу (низькотемпературний рівень) $L = Q_{\kappa} - Q_{\epsilon}$.

У незворотному циклі коефіцієнт перетворення теплового насосу визначається за виразом:

$$\mu_{КТН} = \nu \cdot \mu_K = \nu \cdot T_{\kappa} / (T_{\kappa} - T_{\epsilon}), \quad (2.52)$$

де ν – ступінь термодинамічної досконалості циклу;

T_{κ} – температура робочого тіла у конденсаторі, K ;

T_{ϵ} – температура робочого тіла випарника, K ;

μ_K – коефіцієнт перетворення теплового насосу еквівалентного циклу Ка-

рно.

Температурний напір у конденсаторі ΔT_{κ} визначається за різницею температур робочого тіла в ньому та середньою температурою теплоносія T_m^{cp} , який поступає у конденсатор від споживача:

$$\Delta T_{\kappa} = T_{\kappa} - T_m^{cp}, \quad (2.53)$$

де $T_m^{cp} = (T_m^{вух} - T_m^{вх}) / \ln(T_m^{вух} / T_m^{вх})$ – середньо-логіфімічна температура теплоносія процесу відведення тепла від робочого тіла у конденсаторі теплового насосу;

$T_m^{вх}$, $T_m^{вух}$ – температури теплоносія на вході та виході конденсатора.

Температурний напір у випарнику ΔT_{ϵ} також визначається різницею температур теплоносія $T_{НПД}^{cp}$, що циркулює у контурі НПДТ та температурою робочого тіла випарника:

$$\Delta T_{\epsilon} = T_{НПД}^{cp} - T_{\epsilon}, \quad (2.54)$$

де $T_{НПД}^{cp} = (T_{НПД}^{ex} - T_{НПД}^{вих}) / \ln(T_{НПД}^{ex} / T_{НПД}^{вих})$ – середньологарифмічна температура теплоносія у контурі НПДТ процесу підведення тепла до робочого тіла випарника теплового насосу,

$T_{НПД}^{ex}, T_{НПД}^{вих}$ – відповідно температури середовища НПДТ на вході та виході випарника.

Коефіцієнт перетворення теплового насосу $\mu_{КТН}$ можна представити як функцію температурного напору в конденсаторі ΔT_k та випарнику ΔT_e

$$\mu_{КТН} = \nu \cdot (\Delta T_k + T_m^{cp}) / (\Delta T_k + T_m^{cp} + \Delta T_e - T_{НПД}^{cp}), \quad (2.55)$$

Матеріальний баланс теплового насосу описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} G_m^{ex} = G_m^{вих} \\ G_{НПД}^{ex} = G_{НПД}^{вих} \end{cases}, \quad (2.56)$$

де $G_m^{ex}, G_m^{вих}, G_{НПД}^{ex}, G_{НПД}^{вих}$ – відповідно витрати теплоносія у конденсаторі теплового насосу та теплоносія НПДТ скрізь випарник на його вході та виході, $кг/с$

Наведена модель теплонасосної установки використовувалась у подальшому при дослідженнях запропонованої КСТЗ.

Висновки до розділу

На підставі аналізу особливостей роботи та математичного моделювання комбінованих систем теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії були одержані наступні результати.

1. Запропоновано основні положення, що визначають принципи побудови математичних моделей КСТЗ.

2. Розроблено математичну модель комбінованої системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії.

3. Розроблено математичні моделі складових частин КСТЗ з альтернативними джерелами тепла, що враховують варіанти конфігурації та типи КСТЗ, джерела енергії та режими навантаження системи.

4. Визначено основні параметри, що впливають на ефективність роботи складових частин КСТЗ та системи в цілому.

5. Розроблена математична модель є основою для подальшого аналізу, дослідження, моделювання та оптимізації технічних та режимних параметрів системи та впливу на її зовнішніх умов.

3 МЕТОДИКА УДОСКНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ В РЕЖИМІ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ

3.1 Комплексний підхід щодо аналізу режимів роботи КСТЗ

КСТЗ у режимі переривчастого опалення залежно від природи джерел теплової енергії і виду споживачів має широку різноманітність конфігурацій та режимів роботи, тому їх умовно пропонується розподілити на 4 групи, за яким буде проведено аналіз ефективності режимів роботи, а саме:

1. КСТЗ з традиційними джерелами тепла, потужність яких дозволяє досягти максимального рівня під час натопу та робочого часу;
2. КСТЗ з традиційними джерелами тепла з використанням акумуляції тепла задля здійснення ефективного натопу та зниження номінальної потужності джерела тепла;
3. КСТЗ з альтернативними джерелами енергії, потужність яких має певні добові та сезонні обмеження та потребує акумуляції енергії задля її ефективного використання;
4. КСТЗ з альтернативними та традиційними джерелами енергії, які доповнюють одне іншого задля підвищення ефективності та надійності теплопостачання системи.

Відповідно до запропонованої класифікації, здійснимо аналіз режимів роботи визначених конфігурацій КСТЗ по групах:

До *1-й групи* можна віднести КСТЗ, що зазвичай у якості генератора тепла використовують газовий або електричний котел, потужність яких розрахована на максимальний рівень навантаження системи опалення [67].

До *2-й групи* відносяться КСТЗ, що також у якості генератора тепла використовують газовий або електричний котел, але мають певні обмеження щодо їх максимальної теплової потужності, що компенсується добовою акумуляцією тепла [51].

3-я група містить КСТЗ, що у якості генератора тепла може використовувати тепловий насос, котел на біопаливі та електрокотел, що живиться від альтернативного джерела енергії, або деяку їх комбінацію [104].

До **4-й групи** відносяться КСТЗ, які містять комбінацію потужностей будь якого традиційного джерела енергії з альтернативними в певній пропорції, що дозволяє одночасно використати переваги кожного з них [74].

При комплексному підході до моделювання режимів роботи КСТЗ необхідно враховувати специфіку відновлюваних джерел енергії, яка характеризується великою кількістю визначальних факторів, що змінюються у часі. Необхідно також враховувати різноманітність варіантів конфігурації КСТЗ та різні варіанти режимів навантаження системи опалення.

Розглянемо детальніше основні складові частини представлених груп КСТЗ.

Альтернативні джерела енергії, для яких визначальними характеристиками є [73]:

При використанні сонячної енергії:

- інтенсивність сонячного випромінювання;
- астрономічні характеристики добового і сезонного руху Сонця і Землі;

При використанні вітрової енергії:

- сезонний енергетичний потенціал вітру для даної місцевості ;

При використанні низькопотенційних природних або промислово-побутових джерел тепла:

- енергетичний потенціал джерел;
- часові, сезонні та інші обмеження, які визначаються властивостями джерела.

Комбінована система теплозабезпечення – при комплексному підході до моделювання режимів роботи системи враховується вплив фізичних процесів, що відбуваються в основних елементах системи, якими є:

у генератора тепла:

- водогрійний котел;
- система добової акумуляції тепла водогрійного котла;

у тепліостатів:

- сонячна фотовольтажна станція;
- інвертор та керуючий контролер;
- акумуляторна батарея.

у віт роуст ановки:

- вітрогенератор;
- інвертор та керуючий контролер;
- акумуляторна батарея.

у т еплонасосних уст ановках:

- теплообмінні апарати, які використовуються для трансформації енергетичного потенціалу теплоносіїв в цих установках;
- пристрої перетворення енергії, що підводиться до установок для реалізації зворотних циклів (компресори у компресорних ТН)
- ***у сист емах опалення спож ивачів:***
- опалювальні прилади;
- системи регулювання температури в приміщенні.

Далі викладемо методику аналізу режимів роботи КСТЗ та їх ефективності з урахуванням різних варіантів конфігурацій системи і режимів навантаження.

3.2 Експериментальна модель динаміки прогріву повітря у приміщенні

На підставі аналізу експериментальних досліджень [56], нами було висунуто припущення (гіпотеза), що процес прогріву повітря в приміщенні на початковому етапі визначається доволі швидким нагріванням повітря у приміщенні та наступним встановленням теплового балансу між повітрям та відносно холодними стінами при поступовому досягненні визначеної кінцевої різниці температури повітря та внутрішньої поверхні стін. При цьому, одночасно відбувається поступовий процес прогріву стін вглиб, але цей процес у багато разів інерційніший за попередній. Таким чином, динаміка щодо подальшого нагрівання повітря

у приміщенні буде визначатися динамікою прогріву стін при одночасному збереженні постійної різниці температури між стінами та повітрям при незмінній тепловій потужності системи опалення.

Це визначається з відомого рівняння теплообміну: $Q = \alpha F \Delta t$, за яким, відповідно, різниця температури внутрішнього повітря та стін, відповідно, дорівнює:

$$\Delta t = \frac{Q}{\alpha F}.$$

Таким чином, за поточною тепловою потужністю системи опалення Q , постійною площею внутрішніх поверхонь F і відносно постійного коефіцієнту тепловіддачі α , поточна різниця температури повітря та поверхней у приміщенні визначається поточною зміною теплової потужності системи опалення.

Для підтвердження щодо висунутої гіпотези запропоновано апроксимувати отримані експериментальні дані за математичним описом елементарних динамічних ланок, що широко використовуються у теорії автоматичного управління, тобто, паралельним з'єднанням інерційних ланок першого порядку, передатну функцію яких можна записати у вигляді [56,105]:

$$W(s) = \frac{k_{\text{пер}}}{1+T \cdot s} \quad (3.1)$$

де $k_{\text{пер}}$ – коефіцієнт передачі об'єкту по каналу: «теплова потужність системи опалення – відповідна зміна температури повітря у приміщенні», °С/кВт;

s – оператор Лапласа;

T – постійна часу, год.

Запропонована модель являє паралельне з'єднання двох інерційних ланок першого порядку W_1 та W_2 (відповідно, малоінерційного та великої інерційності), рис. 3.1.

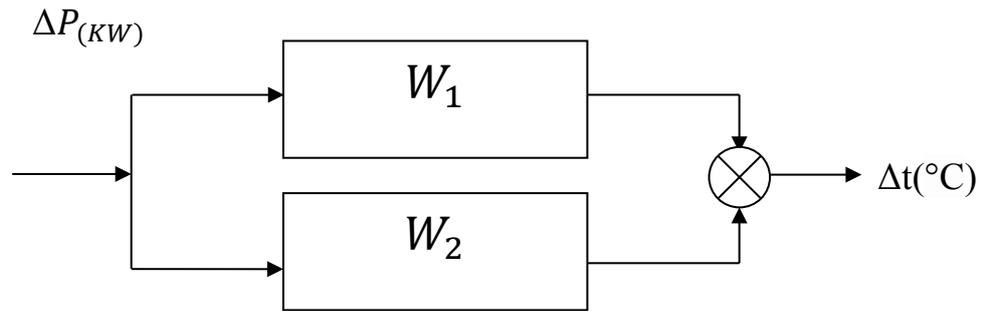


Рисунок 3.1 – Структура математичної моделі щодо динаміки температури повітря в приміщенні

Передавальні функції відповідних ланок моделі мають вигляд:

$$W_1(s) = \frac{k_1}{1+T_1 \cdot s}; \quad W_2(s) = \frac{k_2}{1+T_2 \cdot s}, \quad (3.2)$$

де k_1, k_2 – відповідно коефіцієнти передачі об'єкту по каналу: «теплова потужність системи опалення – відповідна зміна температури повітря у приміщенні» для мало- та високоінерційної ланок, °C/кВт;

T_1, T_2 – постійні часу ланок, год.

За результатами перетворення передатних функцій $W(s)$ можемо отримати часові характеристики ланок $\Delta t_{\text{пов}}(\tau)$ у вигляді залежностей зміни температури від часу τ :

$$\Delta t_{\text{пов}_1}(\tau) = P \cdot k_1 \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_1}}\right); \quad \Delta t_{\text{пов}_2}(\tau) = P \cdot k_2 \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_2}}\right); \quad (3.3)$$

де P – теплова потужність системи опалення, кВт.

Параметри моделі k_1, k_2, T_1, T_2 є змінними. Їх оптимальні значення визначаються за методом найменших квадратів за мінімальною величиною дисперсії $D \rightarrow \min$ отриманих експериментальних даних.

Математична модель щодо розв'язання задачі пошуку оптимальних значень k_1, k_2, T_1, T_2 записуємо у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{ЦФ } \sum \left((P \cdot k_1 \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{T_1}}) + P \cdot k_2 \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{T_2}})) - \Delta t_{\text{в.екс}} \right)^2 \rightarrow \min \\ \text{Параметри, що змінюються : } k_1, k_2, T_1, T_2 \\ \text{Обмеження : } k_1, k_2, T_1, T_2 \geq 0 \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Результати щодо апроксимації експериментальних даних за запропонованою моделлю надано на рис. 3.2.

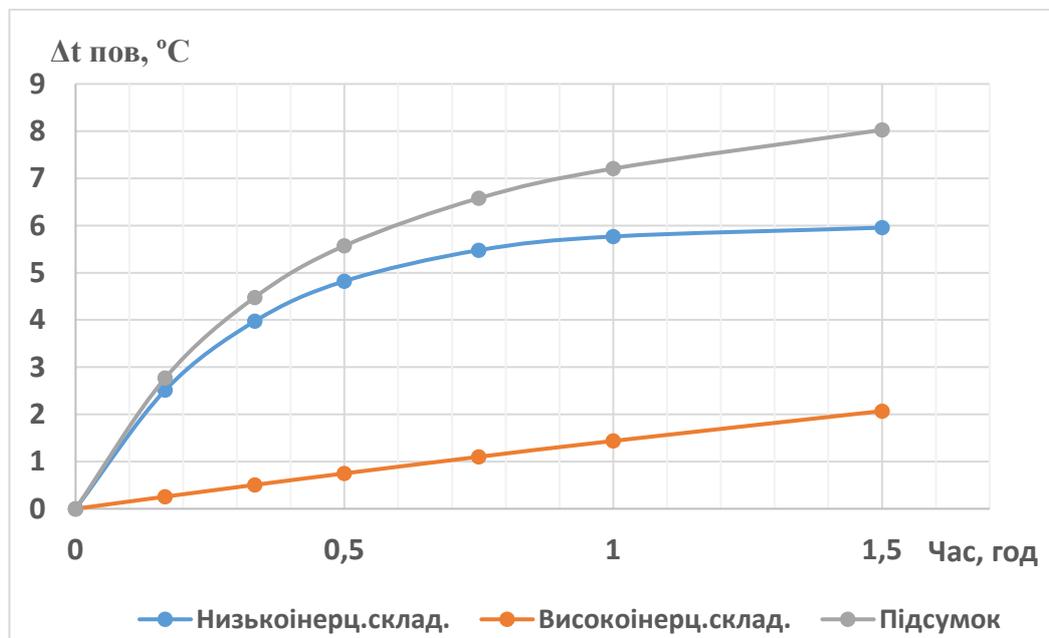


Рисунок 3.2 – Динаміка прогріву повітря в аудиторії № 17 навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка»

Наведені результати дозволяють зробити висновок про відносно високу адекватність запропонованої математичної моделі та експерименту. З рис. 3.2 видно, що експериментальні точки доволі збігаються з моделлю $W=W_1+W_2$ об'єкту дослідження при різних збурюючих впливах та у відповідних інтервалах часу, що підтверджує правильність припущення про паралельне поєднання мало- та високоінерційного процесів прогріву повітря у приміщенні [57, 105].

Значення коефіцієнтів передачі k_1 та k_2 сумірні і лежать в межах: $k_1 = 0,65 - 1,6$ °C/кВт; $k_2 = 1,6-3,7$ °C/кВт. Значення постійних часу T_1 і T_2 відрізняються дуже істотно та лежать, відповідно, в межах $T_1 = 0,15-0,4$ год., $T_2 = 8-15$ год, що підтверджує раніше висунуте припущення про протікання одночасно мало- та високоінерційного процесів прогріву повітря у приміщенні.

Отримані результати досліджень було використано при розробці та реалізації концепції «переривчастого опалення» у навчальному корпусі № 10 НУ «Одеська політехніка» на обладнанні фірми Gree (номінальна теплова потужність теплового насосу 6 кВт) та додаткового обладнання щодо покриття пікових теплових навантажень, щодо здійснення натопу приміщення у робочі години (8⁰⁰ – 15⁰⁰).

Було здійснено моніторинг опалювальної системи навчального корпусу в РПО на протязі двох опалювальних сезонів, який показав високу енергетичну ефективність запропонованої системи. А саме, економія тепла в порівнянні з цілодобовим режимом опалювання, в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, склала $\Delta E = 50-70$ %, а коефіцієнт заміщення тепла альтернативним джерелом (тепло від навколишнього середовища) у балансі енергоспоживання склало: $K_{зам} = 25-85$ % на протязі різних місяців опалювального сезону.

3.3 Удосконалення розрахункової моделі динаміки прогріву повітря у приміщенні

Розглянута вище математична модель щодо динаміки прогріву повітря в приміщенні побудована за результатами експериментальних досліджень та має високу точність (дисперсія у розрахунках наближається до 0), проте не завжди є можливість проведення експерименту з динаміки прогріву приміщення [67-69].

Нами було розроблено аналітичну модель щодо динаміки нагріву повітря в приміщенні, що засновано на теплофізичних параметрах приміщення та використовує теорію нестационарного теплообміну [105]:

Відповідно з гіпотезою експериментальної моделі, підсумкова передавальна функція:

$$W = W_1 + W_2, \quad (3.5)$$

де

$$W_1 = \frac{K_{пер1}}{T_1 S + 1}; \quad W_2 = \frac{K_{пер2}}{T_2 S + 1} \quad (3.6)$$

Коефіцієнт передачі об'єкта за каналом: «теплова потужність системи опалення – відповідна зміна температури внутрішнього повітря» $K_{пер1}$:

$$K_{пер1} = \frac{R_{пов-с}}{\sum S_{вн}} + \frac{R_{із}^{вн}}{\sum S_{вн}} = \frac{R_{пов-с} + R_{із}^{вн}}{\sum S_{вн}}, \quad \left(\frac{^{\circ}C}{кВт} \right), \quad (3.7)$$

де $R_{пов-с}$ – термічний опір тепловіддачі "повітря - стіна":

$$R_{пов-с} = \frac{1}{K_{пов-с}}, \quad \left(\frac{м^2 \cdot ^{\circ}C}{кДж} \right) \quad (3.8)$$

$K_{пов-с}$ – коефіцієнт тепловіддачі "повітря - стіна", $\left(\frac{кДж}{м^2 \cdot ^{\circ}C} \right)$;

$\sum S_{вн}$ – сумарна площа теплової ізоляції внутрішніх поверхонь (стіни, підлога, стеля), $м^2$;

$R_{із}^{вн}$ – термічний опір (середній) внутрішньої теплової ізоляції, $\left(\frac{м^2 \cdot ^{\circ}C}{кДж} \right)$

Постійна часу T_1 :

$$T_1 = \frac{C_{в} \cdot m_{в} + C_{меб} \cdot m_{меб} + C_{обл} \cdot m_{обл} + C_{із} \cdot m_{із}}{K_{вс} \cdot \sum S_{вн}}, \quad (3.9)$$

де $m_{пов}$, $m_{меб}$, $m_{обл}$, $m_{із}$ – маси повітря, меблів, обладнання та теплової ізоляції всередині приміщення, кг ;

$C_{пов}$, $C_{меб}$, $C_{обл}$, $C_{із}$ – теплоємність повітря, меблів, обладнання та теплової ізоляції, $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}\right)$.

Коефіцієнт передачі об'єкта за каналом: «теплова потужність системи опалення – відповідна зміна температури внутрішнього повітря», $K_{пер2}$:

$$K_{пер2} = \frac{R_{ст} + R_{із}^{30B}}{\Sigma S_{вн}}, \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{кВт}}\right), \quad (3.10)$$

де $R_{ст}$, $R_{із}^{30B}$ – термічний опір стін та зовнішньої теплової ізоляції $\left(\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{кДж}}\right)$.

Постійна часу T_2 :

$$T_2 = \frac{R_{ст} \cdot C_{ст} \cdot m_{ст}}{\Sigma S_{вн}} = \frac{\rho_{ст} \cdot c_{ст} \cdot l^2}{\lambda} (^\circ\text{C}), \quad (3.11)$$

де $C_{ст}$ – теплоємність стін, $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}\right)$;

$R_{ст}$ – термічний опір стін, $\left(\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{кДж}}\right)$;

l – глибина, на яку відбувся прогрів стіни за час τ (визначається за методами розрахунку нестационарної теплопровідності), м.

Остаточне розв'язання щодо зміни температури у приміщенні: $\Delta t = f(\tau)$,

де τ – час.

$$\Delta t = \Delta t_1(\tau) + \Delta t_2(\tau), \quad (3.12)$$

$\Delta t_1(\tau)$, $\Delta t_2(\tau)$ – зміна температури в приміщенні у часі для W_1 і W_2 .

$$\begin{aligned}\Delta t_1(\tau) &= \Delta Q \cdot K_{\text{пер}1} \cdot \left(1 - l^{\frac{\tau}{T_1}}\right) \\ \Delta t_2(\tau) &= \Delta Q \cdot K_{\text{пер}2} \cdot \left(1 - l^{\frac{\tau}{T_2}}\right)\end{aligned}\quad (3.13)$$

$$\Delta t(\tau) = \Delta Q (K_{\text{пер}1} \cdot \left(1 - l^{\frac{\tau}{T_1}}\right) + K_{\text{пер}2} \cdot \left(1 - l^{\frac{\tau}{T_2}}\right)), \quad (3.14)$$

де ΔQ – зміна теплової потужності системи опалення (κBm).

Методику щодо визначення глибини прогріву стін за час τ засновано на теорії нестационарної теплопровідності з розрахунком критерію Фур'є Fo [85].

l – глибина прогріву стін за час τ дорівнює:

$$l = \sqrt{\frac{a \cdot \tau}{Fo}}, \quad (3.15)$$

де a – температуропровідність матеріалу стін, $\frac{M^2}{c}$;

Fo – критерій Фур'є:

$$Fo = \frac{\ln\left(\frac{4}{\pi}\right) - \ln(\theta)}{\frac{\pi^2}{4}}, \quad (3.16)$$

де θ – відносна температура стіни:

$$\theta = \frac{t_{cm}^{\tau} - t_{cm}^0}{t_{cm}^{вн} - t_{cm}^0}, \quad (3.17)$$

t_{cm}^{τ} – температура стіни на глибині l у момент часу натопу τ , $^{\circ}C$;

t_{cm}^0 – температура стіни перед початком натопу ($\tau=0$), $^{\circ}C$.

$t_{cm}^{вн}$ – температура внутрішньої поверхні стіни (під внутрішньою тепловою ізоляцією) у момент часу τ після початку натопу $^{\circ}C$.

$$t_{cm}^{\tau} = t_{cm}^0 + \frac{(t_{cm}^{вн} - t_{cm}^0)}{2}, ^{\circ}C \quad (3.18)$$

Перевірку адекватності щодо запропонованої аналітичної моделі динаміки прогріву повітря в приміщенні було виконано за порівнянням результатів експерименту та розрахунків за аналітичною моделлю (рис.3.3). Розбіжність експерименту та розрахунків за аналітичною моделлю не перевищує 2-3 %.

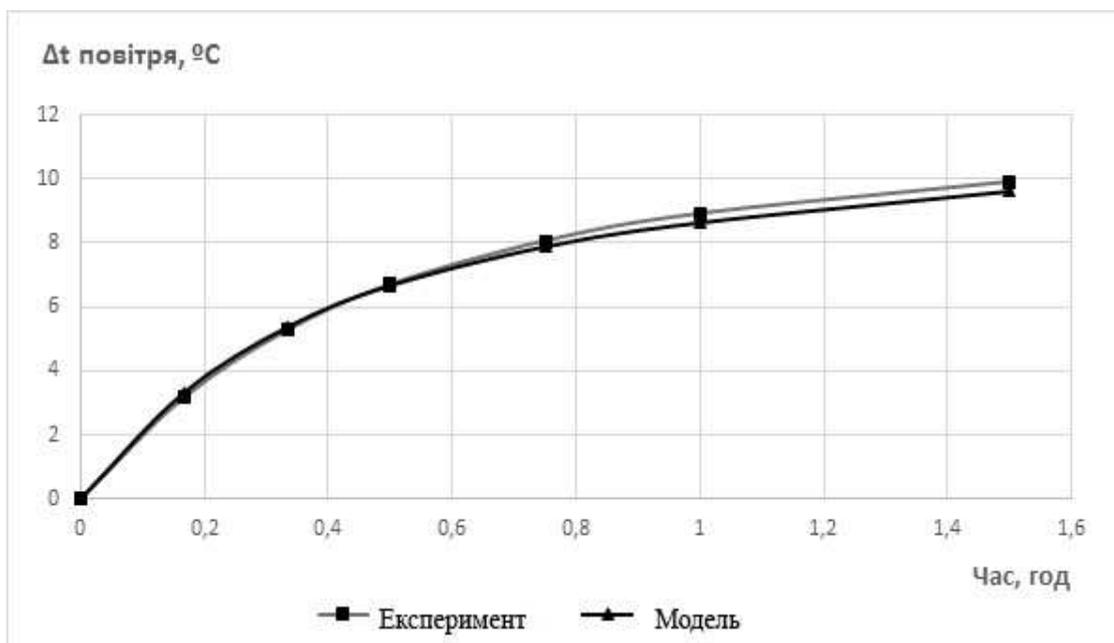


Рисунок. 3.3 – Динаміка нагріву повітря у приміщенні

Таким чином, запропоновано емпіричну та аналітичну математичну модель, що додатково враховує малоінерційний процес теплообміну повітря та внутрішніх поверхонь приміщення, що забезпечує підвищену точність розрахунків та визначення шляхів прискорення процесу натопу в приміщенні.

3.4 Застосування принципу максимуму Понтрягіна щодо оптимізації навантаження системи переривчастого опалення

У теорії оптимального управління принцип максимуму Понтрягіна широко застосовується для розв'язання задач щодо визначення оптимальної траєкторії переходу системи з одного стану до іншого [107]. При цьому також додається відповідний критерій оптимальності. Щодо режиму переривчастого опалення, задача оптимального управління формулюється як визначення оптимального керуючого впливу у період ранкового натопу для досягнення комфортної температури повітря у приміщенні t_k .

Виконаємо математичну постановку задачі оптимального управління.

Метою управління є зміна температури повітря у приміщенні $t_{пов}$ на інтервалі часу з початку до кінця натопу ($\tau_{п}$, τ_k) таке, що $t_{пов}(\tau_k) = t_k$. Обмеженням на керуючий вплив $q(\tau)$ є обмеження на максимальне значення теплової потужності опалювальної системи:

$$Q_0^{min} \leq q(\tau) \leq Q_0^{max} \quad (3.19)$$

На множені припустимих рішень був визначений критерій оптимальності - розподілений функціонал I , перша складова котрого визначає близькість початкової та кінцевої температури внутрішнього повітря, а друга – видаток теплової енергії:

$$I = [t_{пов}(\tau_k) - t_{пов}^0]^2 + \int_{\tau_{п}}^{\tau_k} G[q(\tau)] dt \quad (3.20)$$

де $\tau_k; \tau_n$ – заданий проміжок часу;

G – функція, що оцінює поточну витрату теплоти будинком на опалення;

β – деякий ваговий коефіцієнт.

Для знаходження оптимального закону теплопостачання $q(\tau)$ скористаємося принципом максимуму [109].

У теорії оптимального управління системами з розподіленими параметрами, згідно проведеного аналізу літератури, немає достатньо загального формулювання принципу максимуму, що дозволяє вирішувати всі можливі постановки задач. Тому в роботі знаходилися умови оптимальності управління для поставленої задачі. Умови оптимальності представлені наступними співвідношеннями: для формулювання умов оптимальності вводиться функція Гамільтона, яка набуває вигляду:

$$H = \psi_0(\tau) \cdot q(\tau) - \beta \cdot G[q(\tau)], \quad (3.21)$$

де $\psi_0(\tau)$ задовольняє наступній системі рівнянь:

$$c_{\text{пов}} \cdot m_{\text{пов}} \cdot \frac{d\psi_0(\tau)}{d\tau} + \alpha_{\text{пов}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \psi_0(\tau) - \frac{a \cdot \alpha_{\text{пов}}}{\lambda \cdot \psi(0, \tau)} = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial \psi(x, \tau)}{\partial \tau} + a \cdot \frac{\partial^2 \psi(x, \tau)}{\partial x^2} = 0 \quad (3.23)$$

з початковими умовами:

$$c_{\text{пов}} \cdot m_{\text{пов}} \cdot \psi_0(\tau_k) = -2 \cdot [t_{\text{пов}}(\tau_k) - t_{\text{пов}}^0] \quad (3.24)$$

$$\psi(x, \tau_k) = 0 \quad (3.25)$$

Граничні умови для функції $\psi(x, \tau)$ задавалися у вигляді:

$$\frac{a \cdot \alpha_{\text{пов}} \cdot \psi(0, \tau)}{\lambda} - a \cdot \frac{\partial \psi(0, \tau)}{\partial x} - \alpha_{\text{пов}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \psi_0(\tau) = 0 \quad (3.26)$$

$$-\lambda \cdot \frac{\partial \psi(L, \tau)}{\partial x} = \alpha_{\text{зпов}} \cdot \psi(L, \tau) \quad (3.27)$$

Доведено твердження, що якщо припустимо управління $q(\tau)$ доставляє мінімум критерію (3.21), то воно повинно максимізувати функцію H , що визначено співвідношеннями (3.22) - (3.27), тобто:

$$q^*(\tau) = \arg\{sup H | Q_0^{min} \leq q(\tau) \leq Q_0^{max}\} \quad (3.28)$$

Аналітично розв'язати це завдання через її складності неможливо. Разом з тим, великою перевагою доведеного твердження є те, що воно дозволяє у багатьох випадках оцінити структуру оптимального управління, його загальний вигляд, не вирішуючи самої оптимальної задачі. Наприклад, у лінійних оптимальних задачах, тобто в задачах, рівняння яких містять управління в першому ступені, оптимальне управління видається шматково-постійною функцією, що приймає по черзі значення Q_0^{min} та Q_0^{max} , тобто вона представлятиме таку функцію:

$$q^*(\tau) = \frac{Q_0^{max} + Q_0^{min}}{2} + \frac{Q_0^{max} - Q_0^{min}}{2} \cdot \text{sign}[\psi_0(\tau) - \beta], \quad (3.29)$$

де Q_0^{min} та Q_0^{max} – відповідно мінімально можлива та встановлена максимально можлива потужність системи опалення будівлі.

Якщо $Q_0^{min} = 0$ (опалення вимкнено), то відповідно вираз прийме вигляд:

$$q^*(\tau) = Q_0^{max} \cdot \text{sign}[\psi_0(\tau) - \beta]. \quad (3.30)$$

Отже, $\psi_0(\tau)$ може змінювати свій знак не більше одного разу.

Отриманий закон управління враховує обмеження на фазову траєкторію:

$$t_{пов}^0 \leq t_{пов} \leq t_k.$$

Остаточно оптимальний закон управління прийме вигляд:

$$q^*(\tau) = \begin{cases} 0, \text{ якщо } \psi \leq 0 \text{ і } t_{\text{пов}} > t_k \\ Q_0^{\text{max}}, \text{ якщо } \psi > 0 \text{ і } t_{\text{пов}} < t_k \end{cases} \quad (3.40)$$

Таким чином, під час ранкового натопу, згідно теорії оптимального управління, теплове навантаження системи опалення повинне бути максимально можливим за технічними умовами.

У роботі було виконано експериментальну перевірку висновку щодо використання принцип максимуму Понтрягіна щодо оптимізації теплового навантаження системи опалення під час натопу.

Практично було перевірено, що питома витрата тепла на підвищення температури повітря у приміщенні при збільшенні потужності системи опалення під час натопу не є пропорційним. Питома витрата тепла при збільшенні потужності системи відповідно зменшується, що є наслідком наближення системи до оптимальної траєкторії при переході її до комфортної температури повітря t_k .

Експеримент полягав в послідовному збільшенні потужності опалювального приладу та заміру при цьому зростання температури у приміщенні (рис. 3.4).

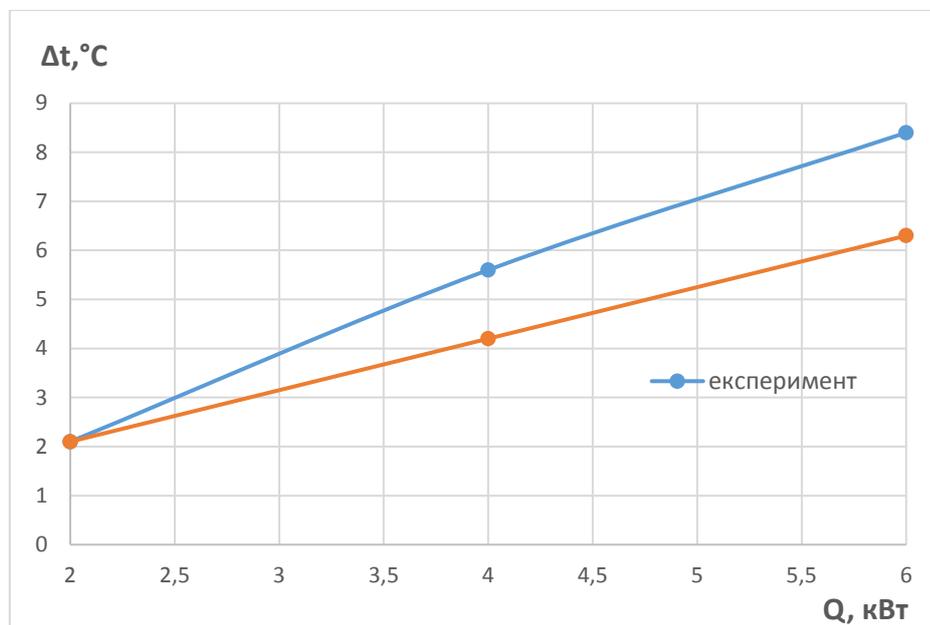


Рисунок. 3.4. – Залежність приросту температури у приміщенні під час натопу від теплової потужності системи опалення

Наведені результати показують, що при збільшенні потужності натопу в 2 рази відповідно дає прирост температури в 2,7 рази. Таким чином експериментально підтверджено, що збільшення теплової потужності системи опалення під час натопу впливає не тільки на скорочення часу натопу, але й забезпечує відповідну економією енергоресурсів.

Експериментальне підтвердження принцип максимуму Понтрягіна спостерігається також у роботах інших авторів. Так в роботі [88] наведено результати експерименту щодо витрат теплової енергії на перехід системи опалення в режимі «ніч-день» в залежності від температури обігрівача (рис. 3.5). Як видно з графіку, із підвищеннями температури обігрівача знижуються як час, що витрачається на натоп, так і необхідні витрати теплової енергії (підтвердження принципу максимуму Понтрягіна). Зменшення витрат тепла за рахунок використання системи опалення на максимальній потужності в режимі натопу склало близько 400 кДж або 10,6 % від її початково значення при натопі.

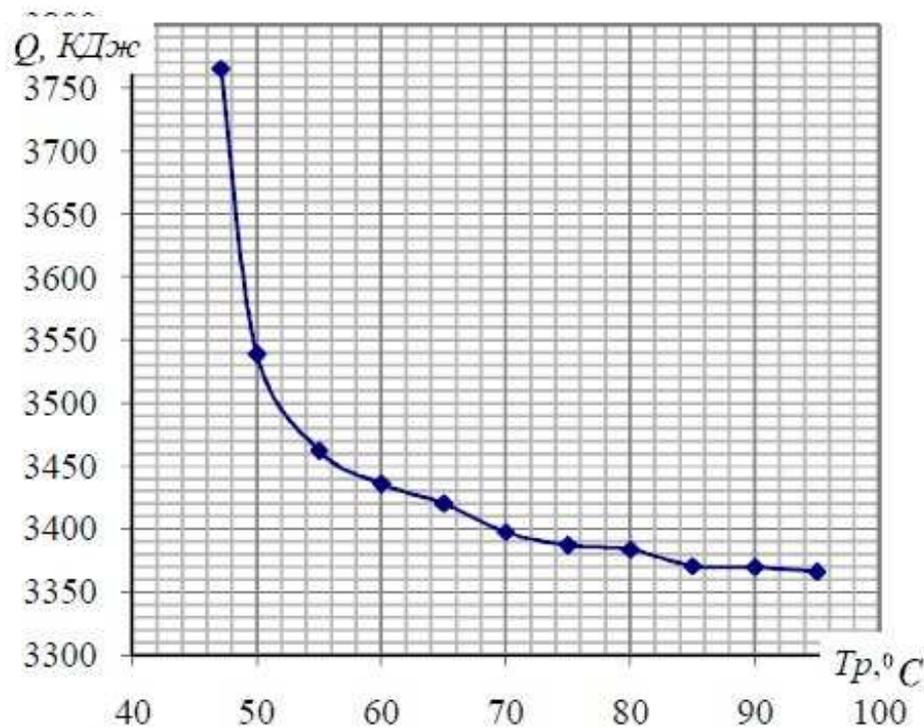


Рисунок 3.5 – Залежність витрату енергії на натоп від температури обігрівача.

Таким чином, застосування принципу максимуму Понтрягіна щодо оптимізації навантаження системи переривчастого опалення є додатковим засобом щодо підвищення ефективності натопу та РПО взагалі.

3.5 Оптимізація часу та потужності натопу приміщення

Економія енергоресурсів при використанні режиму переривчастого опалення забезпечується за рахунок зниження температури повітря у приміщенні у неробочий час, тому визначальними є тривалість неробочого часу та відповідне зниження температури при цьому.

Таким чином, збільшення тривалості неробочого часу, за рахунок зменшення тривалості ранкового натопу до мінімального значення, є важливою задачею оптимізації режиму переривчастого опалення [108].

Аналіз, проведений у розділах 1, 3, показав, що на тривалість натопу впливає:

- максимальна теплова потужність системи опалення;
- інерційні властивості конструкцій будівлі та елементів приміщення;
- інерційні властивості опалювальних приладів;
- середньодобова температура зовнішнього повітря та, відповідно, температура в приміщенні перед початком натопа.

Одже, час тривалості натопу є змінною, яка залежить від великої кількості факторів, частина з яких теж є змінними у часі.

Також на систему накладаються певні обмеження щодо максимальної теплової потужності системи опалення Q_T^{max} , температури теплоносія t_{TH} та інш.

Оскільки, економія енергоресурсів є основною метою режиму переривчастого опалення, то, відповідно, метою натопу також буде – досягнення заданої комфортної температури у приміщенні за мінімальною витратою енергоресурсів.

Таким чином, задача визначення тривалості натопу є задачею оптимального управління, яку запропоновано розв'язувати:

- за принципом максимуму Понтрягіна [109];

— за пошуком умовного екстремуму функції багатьох змінних за методами варіаційного обчислювання [110].

В роботі задачу оптимізації часу тривалості натопу було розв'язано за пошуком умовного екстремуму функції багатьох змінних з використанням математичного апарату, що закладено у електронних таблицях Excel в опції «Пошук рішення».

Задача оптимізації часу тривалості натопу є частиною більш складної задачі добової оптимізації навантаження системи опалення, яка має наступний загальний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=0}^{23} Q_i^{CO} \rightarrow \min \quad (\text{ЦФ}) \\ \frac{dy_1}{dt} = f_1(x_1, \dots, x_n) \quad (\text{ДР}) \\ \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ \frac{dy_j}{dt} = f_j(x_1, \dots, x_n) \quad , \\ F(x_1, \dots, x_n) \quad (\text{МО}) \\ x_{imin} \leq x_i \leq x_{imax} \quad (\text{ОБМ}) \\ i = \overline{0,23} \end{array} \right.$$

де ЦФ – цільова функція – сумарна витрата тепла на опалення за добу;

ДР – диференційні рівняння, що описують динаміку процесів у елементах системи (розділ 2):

МО – відповідний математичний опис, що пов'язує між собою змінні у математичної моделі (розділ 2);

ОБМ – обмеження – верхня та нижня межа змінних у математичній моделі;

i – номер часу доби.

Розв'язання задачі оптимізації у вигляді добового графіку теплового навантаження системи опалення, за початковими даними системи на прикладі корпусу теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка», наведено на рис. 3.6.

Аналіз рис. 3.6 показує, що при мінімальній середньодобовій температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = -15$ °С, тривалість натопу максимальна – 7 годин: з 1.00

до 8.00. При цьому теплова потужність системи опалення теж максимальна – до 115 кВт.

На рис. 3.7 відповідно наведено довий графік зміни температури повітря у приміщенні. Задана комфортна температура $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ досягається о 8.00 та підтримується упродовж робочого часу до 15.00.

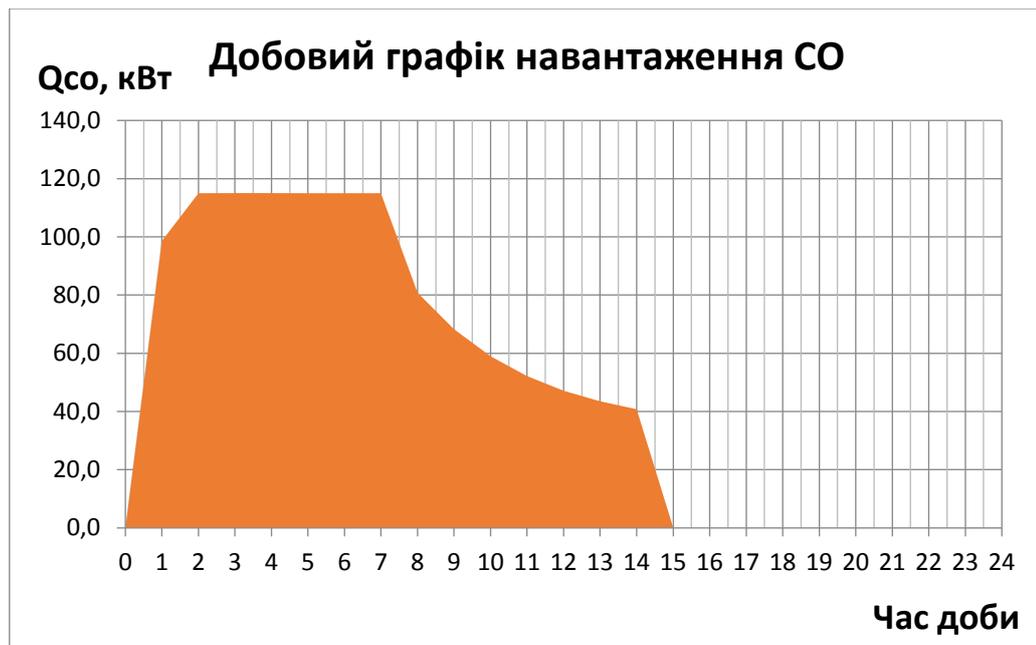


Рисунок 3.6 – Добовий графік теплового навантаження системи опалення при температурі зовнішнього повітря $t_{zn} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

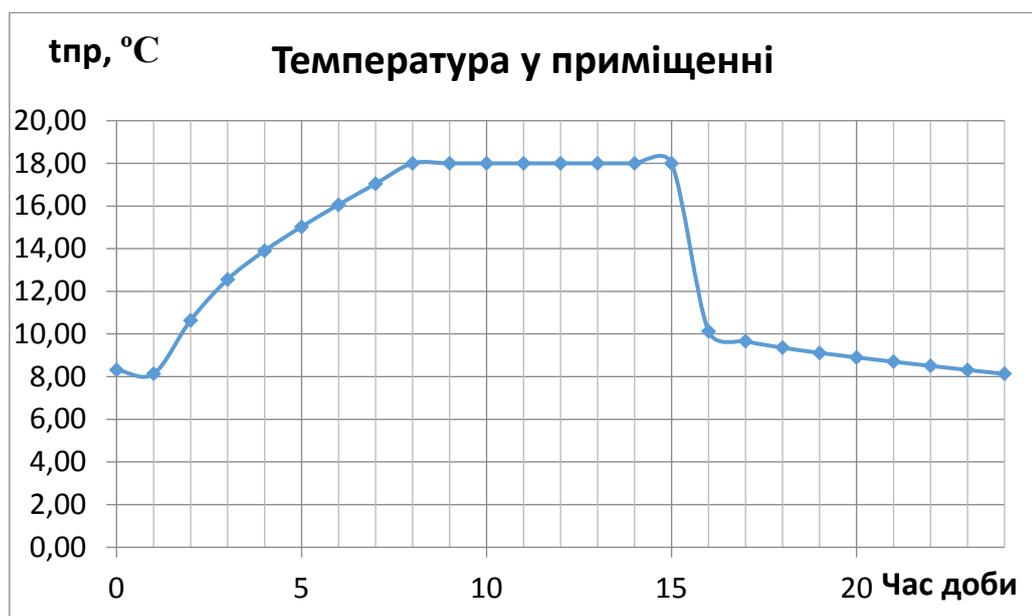


Рисунок 3.7 – Добовий графік температури повітря у приміщенні при температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 3.8 та рис. 3.9 відповідно наведено добові графіки зміни теплового навантаження системи опалення та температури повітря у приміщенні при температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 3.8 – Добовий графік теплового навантаження системи опалення при температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$



Рисунок 3.9 – Добовий графік температури повітря у приміщенні при температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Аналіз рис. 3.8 та 3.9 показує, що при середньодобовій температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = +5$ °С, тривалість натопу значно знижується і складає 2 години: з 6.00 до 8.00. При цьому теплова потужність системи опалення теж максимальна – до 115 кВт. Досягнення комфортної температури триває 2 години: з 6.00 до 8.00. При цьому початок натопу відбувається при температурі повітря у приміщенні 13,7 °С на відміну від 7 °С у попередньому варіанті.

Дослідження, що було проведено у діапазоні температури зовнішнього повітря $t_{зп} = -15 - +5$ °С, показали, що основними змінними, від яких залежить тривалість натопу, є температура зовнішнього повітря $t_{зп}$ і температура повітря у приміщенні перед початком натопу $t_{пр}$.

Для практичного застосування отриманих результатів було проведено двофакторну апроксимацію чисельних експериментів та отримане рівняння регресії щодо значення тривалості натопу $\tau_{нат}$ від $t_{зп}$ та $t_{пр}$ у вигляді:

$$\tau_{нат} = -0,785 \cdot t_{зп} + 1,92 \cdot t_{пр} + 20,4, \text{ год.} \quad (3.41)$$

Вираз (3.41) є лінійною залежністю, що дозволяє розрахувати тривалість та, відповідно, й момент початку натопу, та ввести цю залежність до керуючого мікропроцесора системи опалення. Значення температури $t_{зп}$ та $t_{пр}$ надходять до мікропроцесора від відповідних датчиків.

Висновки до розділу

1. Виконано класифікацію КСТЗ відповідно до потужності традиційних джерел енергії та фізичної природи альтернативних джерел енергії, що інтегровані до КСТ.

2. Розроблено аналітичну модель динаміки нагріву повітря у приміщенні на базі теплофізичних параметрів приміщення та з використанням теорії нестационарного теплообміну, що суттєво підвищує точність моделювання досліджуємих процесів.

3. Запропоновано експериментальну модель динаміки прогріву повітря у приміщенні, що з високою точністю апроксимує отримані експериментальні дані та підтверджує адекватність аналітичної моделі динаміки нагріву повітря у приміщенні.

4. Розглянуто принципи оптимального управління щодо оптимізації навантаження режиму переривчастого опалення будівель та підвищення його ефективності.

5. Запропоновано методику щодо визначення оптимальної тривалості ранкового натопу приміщення та його практичного застосування у теплотехнічній лабораторії НУ «Одеська політехніка».

6. Розроблені математичні моделі елементів КСТЗ, методики параметричної оптимізації та режимів функціонування системи служать основою для дослідження ефективності комбінованих систем теплозабезпечення у переривчастому режимі.

4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ В РЕЖИМІ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ

4.1 Загальні положення щодо чисельного аналізу моделювання КСТЗ

Чисельне моделювання роботи КСТЗ засноване на математичних моделях її елементів та удосконаленні методики технічних параметрів системи, що представлені в розділах 2 і 3.

В результаті чисельного моделювання КСТЗ, з метою дослідження її ефективності та оптимізації режимів навантаження, необхідно одержати величини технічних та економічних показників ефективності системи і її складових частин при зміні вказаних показників впродовж певного періоду експлуатації КСТЗ.

В результаті чисельного аналізу КСТЗ повинні бути визначені:

- значення теплової потужності альтернативних джерел тепла, їх конструктивні і режимні параметри, що забезпечують найбільш ефективні та надійніші режими роботи КСТЗ;
- значення номінальних параметрів енергогенеруючих елементів КСТ залежно від характеристик, переважних режимів навантаження системи і режимів акумуляції тепла;
- оптимальні добові графіки навантажень КСТЗ, що забезпечують мінімальні експлуатаційні витрати на опалення будівель при забезпеченні комфортних умов у робочій час;
- чутливість системи щодо зміни внутрішніх параметрів КСТЗ та зовнішніх умов.

Слід відзначити, що з метою виконання умови порівняння варіантів КСТ, що розглядаються, чисельні дослідження було проведено при зіставних значеннях початкових даних, що визначають однаковий енергетичний ефект для різних варіантів, зокрема, типу і потужності системи опалювання, параметрів навколишнього середовища, характеру навантажень системи та ін.

4.2 Аналіз моделювання КСТЗ з альтернативними джерелами енергії

5.2.1 КСТЗ з вітроустановкою

Моделювання КСТЗ з вітроустановкою було виконане для варіанту конфігурації системи, що наведено на рис. 1.1. Вхідні параметри щодо моделювання було обрано на підставі експериментальних досліджень швидкості вітру з використанням даних, що отримано з метеостанції корпусу теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» (розділ 5). Номінальні параметри вітроустановки розраховано за методикою [96].

4.2.1.1 Вхідні параметри КСТЗ з вітроустановкою

Номінальна потужність вітроустановки, кВт.	1,75
Розрахункова швидкості вітру, м/с	5,43
Густина повітря, кг/м ³ .	1,25
Коефіцієнт використання потоку вітру, ζ	0,45
Обметаєма площа ротора вітроустановки, м ² .	32,6
Висота ротору вітроустановки, м.	6
Діаметр ротору вітроустановки, м.	5,4

4.2.1.2 Аналіз результатів чисельного моделювання КСТЗ з вітроустановкою

На підставі розробленої моделі динаміки теплових процесів елементів КСТЗ та моделі енергетичного потенціалу вітру, за експериментальними даними було

досліджено режими роботи комбінованої системи теплозабезпечення при змінній температурі зовнішнього повітря $t_{зп}$ від 5 до -15 °С.

Визначальним фактором щодо режимів навантаження альтернативних джерел у КСТЗ є добовий графік роботи системи опалення у переривчастому режимі, який отримано з застосуванням математичної моделі системи опалення, що було розроблено попередньо. Оптимальний графік навантаження системи опалення у переривчастому режимі при її максимальній потужності (для $t_{зп} = -15$ °С) наведено на рис. 4.1. Ранковий натоп здійснюється з 4-ї до 8-ї години доби, робоче опалення відповідно з 8-ї до 15-ї години.

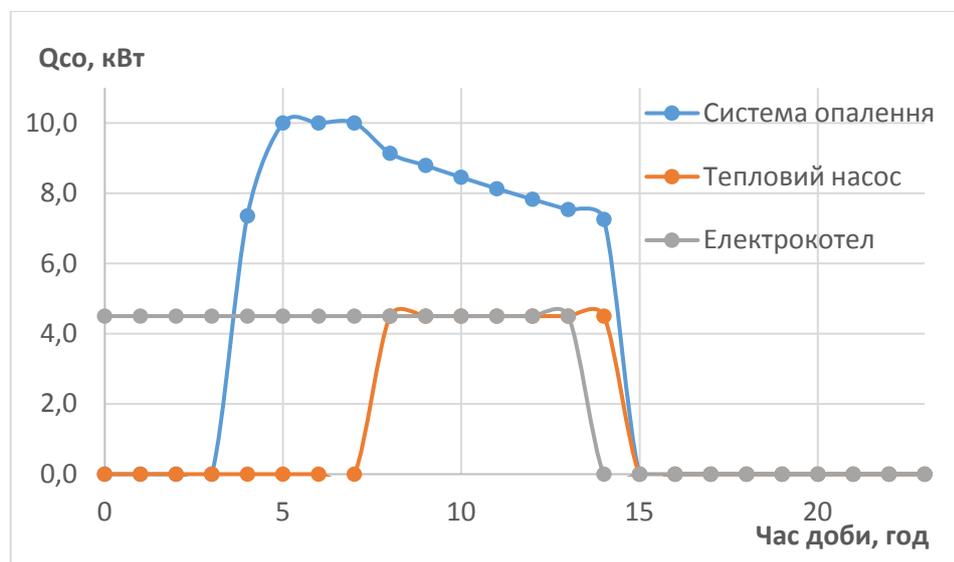


Рисунок 4.1 – Добовий графік теплового навантаження елементів КСТЗ у переривчастому режимі при $t_{зп} = -15$ °С

За добовим графіком роботи електрокотла (рис. 4.1), відповідно, з початку доби електрокотел вмикається для зарядки акумулятора тепла до температури 80 °С. Теплова та електрична потужність електрокотла (4,5 кВт) перевищує потужність, що генерує у ці години вітроустановка, тому дефіцит потужності частково покривається за рахунок розряду акумуляторної батареї. З 4.00 до 8.00 відбувається натоп приміщення і акумулятор тепла розряджається з 80 °С до 50 °С. Далі, з

8.00 до 15.00 триває робочий процес опалювання – працює тепловий насос (теплова потужність - 4,5 кВт) та продовжує працювати електрокотел, бо навантаження системи опалення перевищує потужність теплового насосу (рис. 4.1).

На рис. 4.2 представлено добовий графік електричного навантаження елементів КСТЗ. Споживання електрики з електромережі починається о 8-й годині, так як вмикається тепловий насос та продовжує працювати електрокотел, при цьому акумуляторна батарея вже повністю розряджається. Після 15-ї години тепловий насос вимикається і незначне навантаження зовнішньої електромережі спрямоване на зарядку акумуляторної батареї.

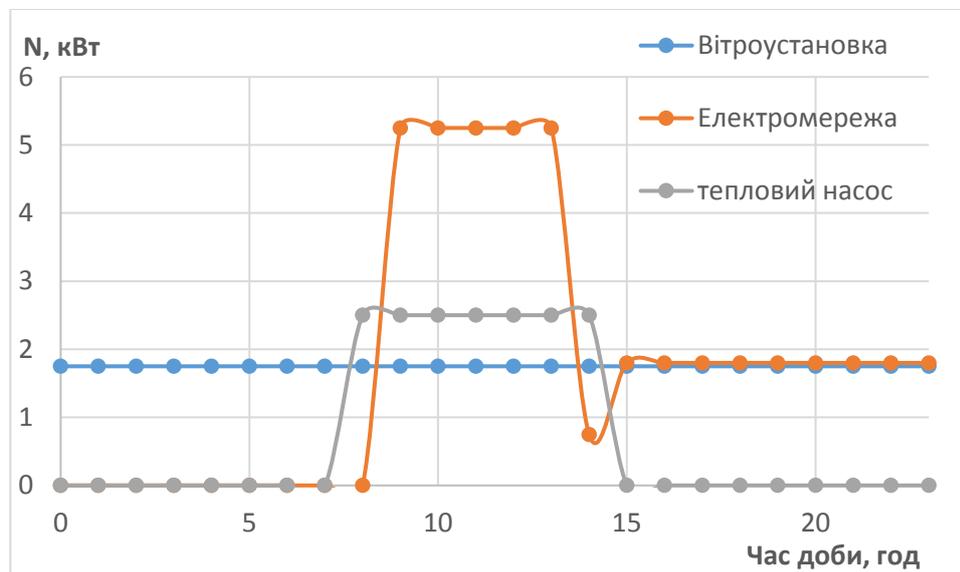


Рисунок 4.2 – Добовий графік електричного навантаження елементів КСТЗ у переривчастому режимі при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 4.3 наведено добовий графік акумулювання енергії в елементах КСТ (баку-акумуляторі та акумуляторній батареї). Зарядка баку-акумулятора відбувається до моменту початку ранкового натопу. О 4-й годині ранку починається натоп та відбувається розрядка баку-акумулятору до 8-ї години ранку, коли вмикається тепловий насос і далі відбувається робочий режим опалення. Відповідно розряд акумуляторної батареї починається з 0-ї години та використовується для живлення електрокотла, а з 8-ї години ранку додатково ще й для живлення теплового насосу.

Повний розряд акумуляторної батареї відбувається о 9-й годині, а її зарядка починається о 15-й годині, після вимикання теплового насосу та продовжується до кінця доби за рахунок живлення від вітроустановки та електромережі.

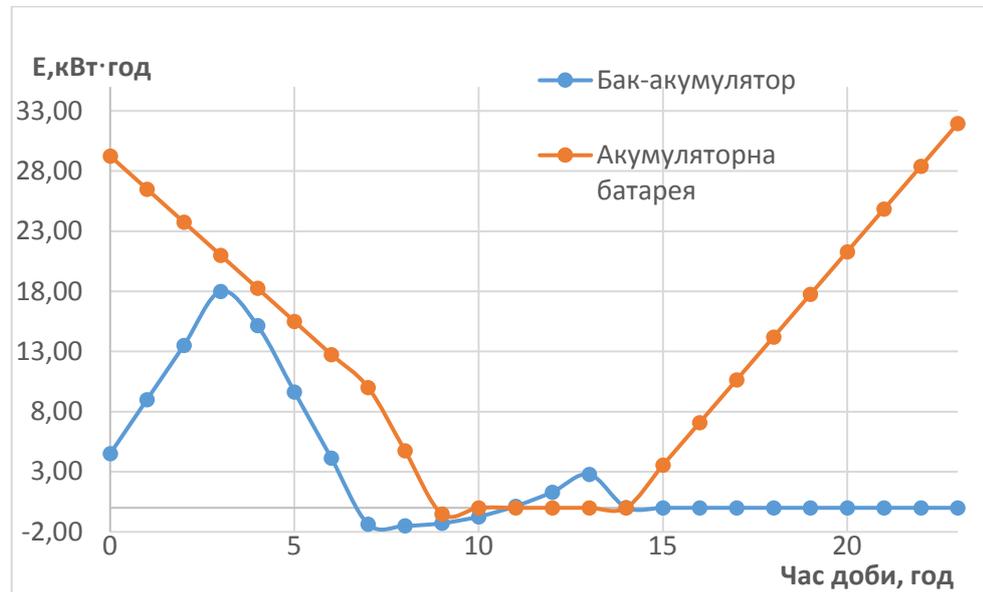


Рисунок 4.3 – Добовий графік акумулювання енергії в елементах КСТЗ у переривчастому режимі при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Наведені графіки відображають розрахунковий (усереднений) режим роботи вітроустановки та теплового насосу. Реальна генерація електроенергії вітроустановкою може значно відрізнятись від розрахункового режиму, однак це впливає тільки на споживання електрики від електромережі, яке відповідно збільшується при зниженні швидкості вітру від розрахункового значення, або може бути повністю відсутнє при перевищенні розрахункової швидкості.

Режим роботи системи, що досліджено, характеризує можливості КСТЗ при максимальному тепловому навантаженні за зовнішній температурі повітря $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$. При середньодобовій температурі $t_{зп} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вище, в розрахунковому режимі, система повністю працює автономно без споживання електрики з мережі і споживає тільки енергію від альтернативних джерел.

Ефективність комбінованих систем з альтернативними джерелами енергії зазвичай оцінюють за коефіцієнтом заміщення $K_{\text{зам}}$, що відображує долю альтернативної енергії у загальному енергетичному балансі системи.

Для КСТ, що досліджується, було розраховано $K_{\text{зам}}$ при зміні зовнішній температурі повітря $t_{\text{зп}}$ від 5 до -15 °С (рис. 4.4). $K_{\text{зам}}$ має мінімальне значення 0,6 при температурі повітря $t_{\text{зп}}$ відповідно -15 °С. При $t_{\text{зп}} = 0$ °С та вище коефіцієнт заміщення дорівнює 1.0, тобто система працює повністю автономно за рахунок тільки альтернативних джерел енергії.

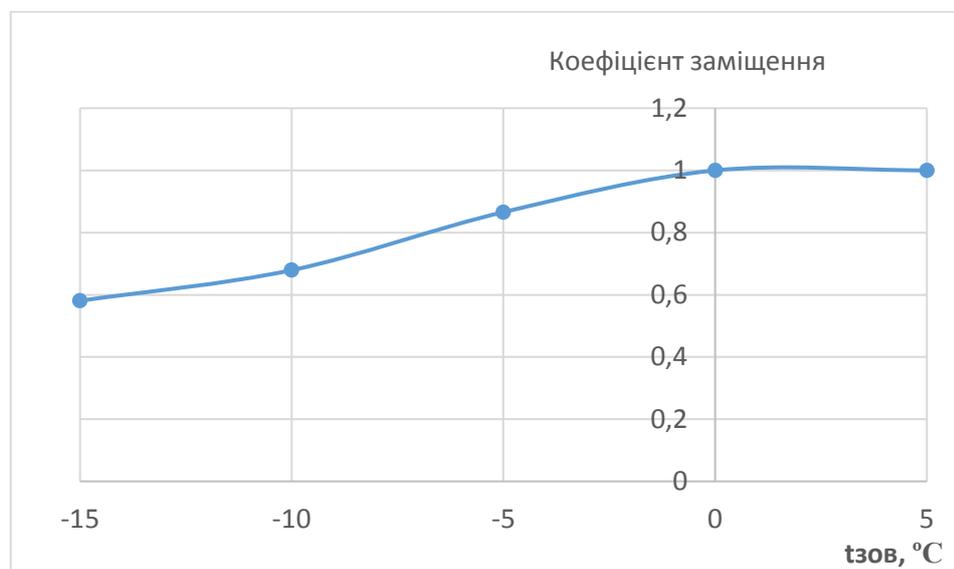


Рисунок 4.4 – Залежність коефіцієнту заміщення КСТ від температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$

Наведені результати моделювання можливих режимів роботи КСТЗ (максимального, мінімального, розрахункового) підтверджують технічну можливість створення ефективних автономних систем опалення за сучасними енергетичними технологіями при використанні альтернативних джерел енергії та урахування їх місцевого потенціалу [74].

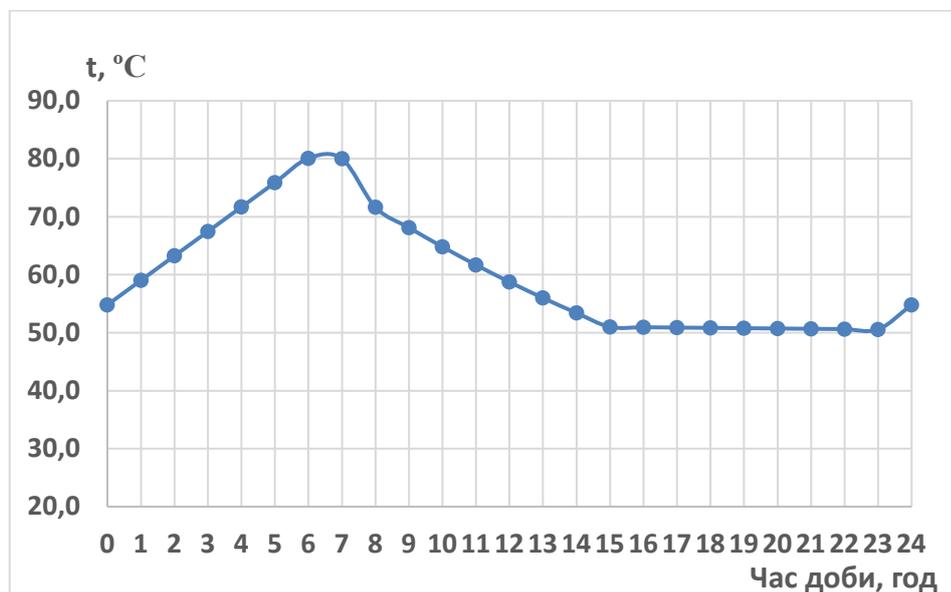
5.2.2 Аналіз оптимізації параметрів та режимів роботи бака-акумулятора тепла

Використання електричного опалення у РПО є економічно доцільним завдяки нічному тарифу, що діє з 23-ї години ввечері до 7-ї години ранку.

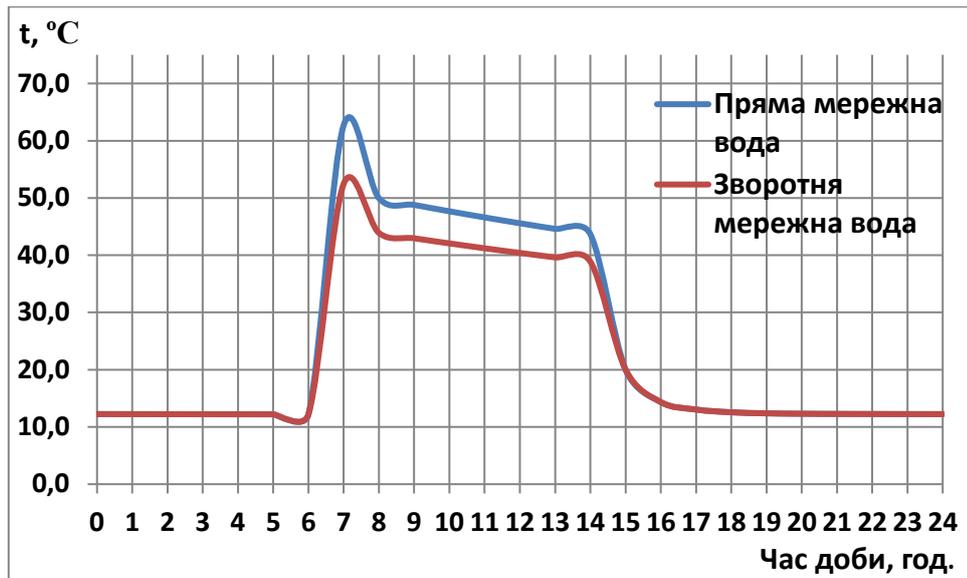
У зв'язку з невеликим періодом за часом дії нічного тарифу актуальним стає задача ефективного акумулювання тепла за нічний час та подальшого його використання у робочій період. Закумульоване тепло у цей період дозволяє значно зменшити витрати на електроенергію, а також досягти значного підвищення теплової потужності системи опалення, що є одним із заходів щодо підвищення ефективності ранкового натопу [111].

Для теплотехнічної лабораторії національного університету «Одеська політехніка» було проведено дослідження засобами математичного моделювання динаміки акумулювання та використання тепла для системи переривчастого опалення будівлі лабораторії. Математичну модель процесу акумулювання використано спільно з моделлю динаміки нагріву/охолодження повітря у приміщенні [34,105,112,113].

На рис.4.5., а) надано результати моделювання динаміки заряду-розряду теплового акумулятора системи переривчастого опалення за добу при максимальному навантаженні (температура зовнішнього повітря $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$). Розрахунковий об'єм баку-акумулятору (Б-А) – 8 м^3 . Потужність електричного котла – 50 кВт . Процес зарядки триває з 23 години вечора до 6 години ранку.



а)



б)

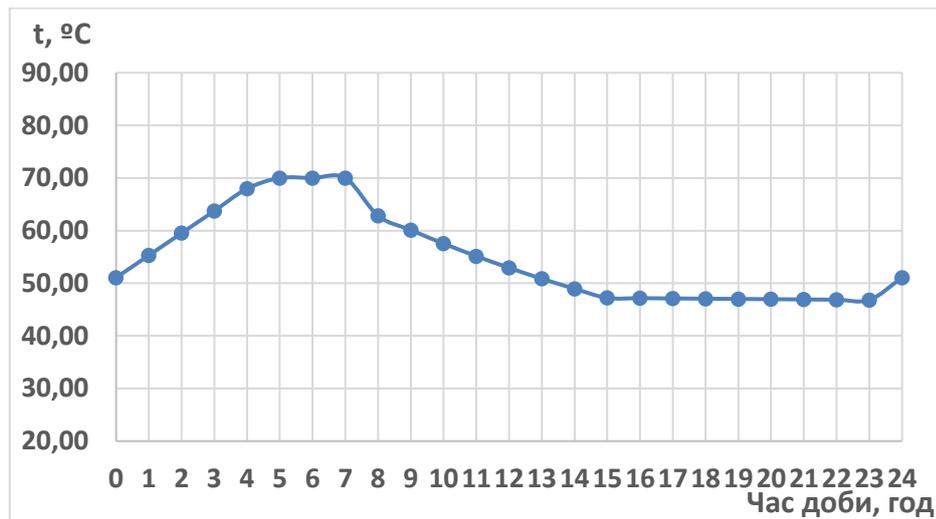
Рисунок 4.5 – Динаміка заряду-розряду теплового акумулятора при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

а) добовий графік температури в Б-А; б) добовий графік температури мережної води

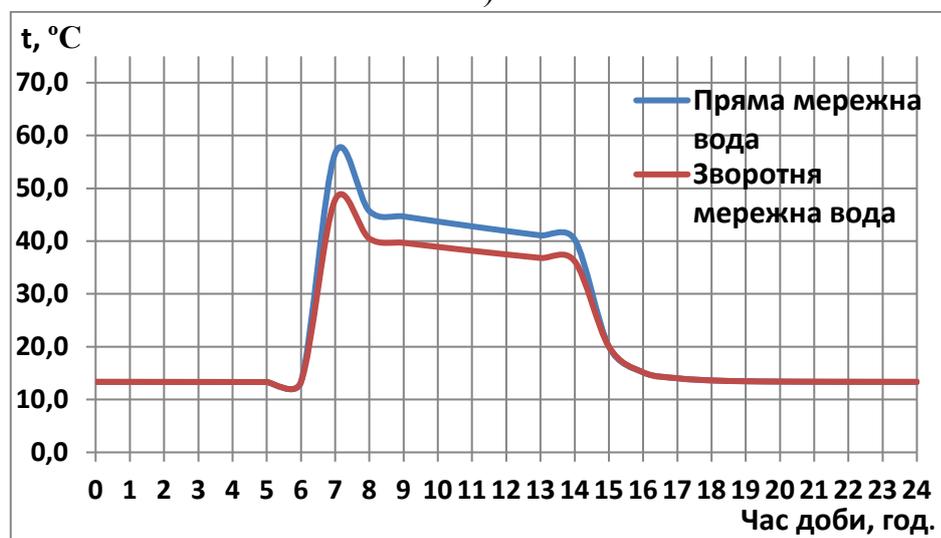
З 7.00 по 8.00 годину відбувається інтенсивна розрядка акумулятора внаслідок процесу натопу приміщення. З 8.00 по 15.00 годину триває розрядка акумулятора для підтримки робочої температури повітря у приміщенні. З 15.00 до 23.00 години акумулятор не задіяно, опалення у приміщенні вимкнено.

Максимальна температура зарядки акумулятора $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, мінімальна при розрядці складає $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Відповідну динаміку добової зміни температури мережної води системи опалювання надано на рис. 4.5., б). Температура мережної води регулюється за допомогою триходового клапану з відбором води з баку-акумулятору.

Моделювання процесу заряду-розряду теплового акумулятора було також проведено відповідно для температур зовнішнього повітря $t_{зп} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Результати наведено на рис. 4.6. а), б) – 4.8. а), б).



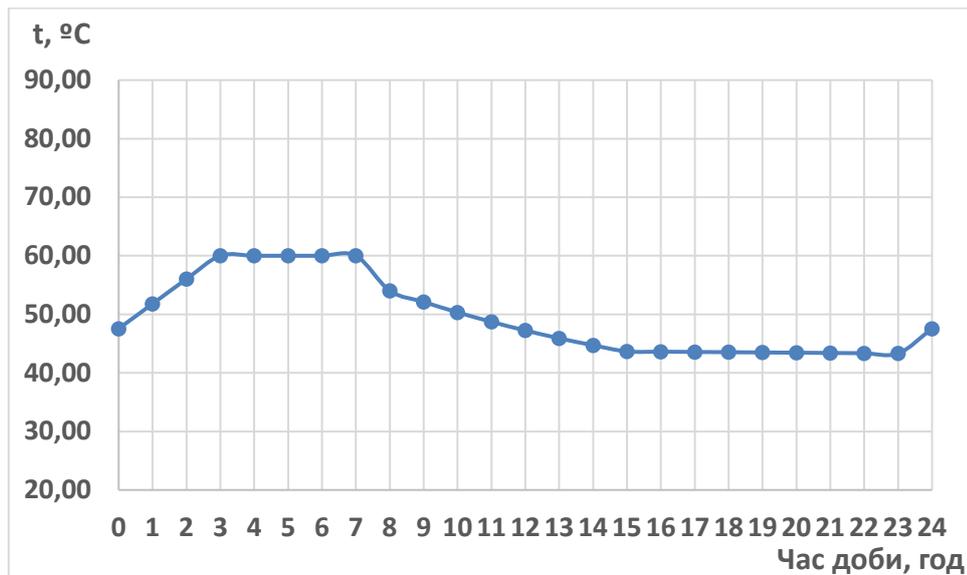
а)



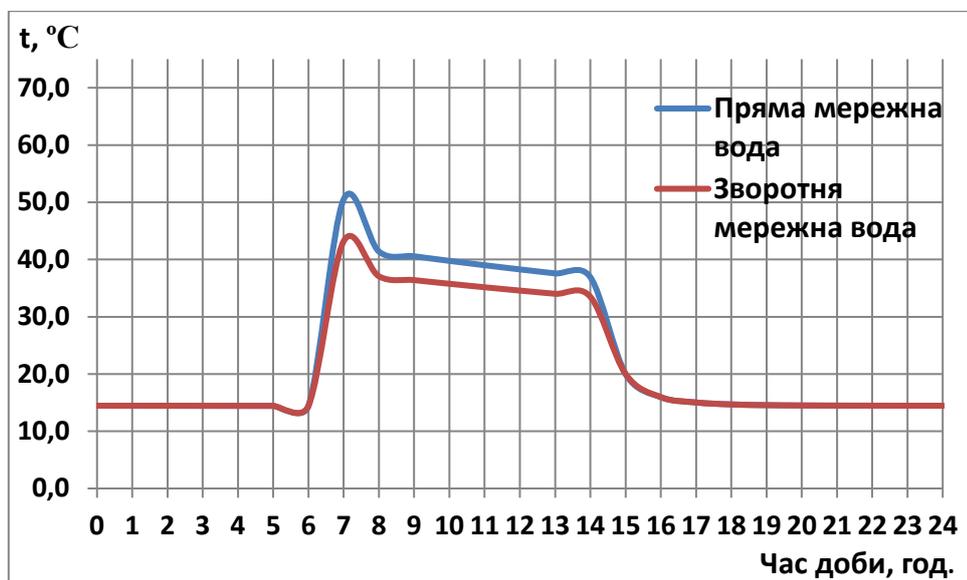
б)

Рисунок 4.6 – Динаміка заряду-розряду теплового акумулятора при $t_{зп} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$
 а) добовий графік температури в Б-А; б) добовий графік температури мережної
 води

При $t_{зп} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.8. а), б) температура заряду-розряду акумулятора відповідно знижується ($t_{зар} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{роз} = 47\text{ }^{\circ}\text{C}$), зарядка акумулятора зменшилась на 1 годину і триває з 23.00 години вечора до 5.00 години ранку. Інші періоди роботи акумулятора залишилися без змін.



а)



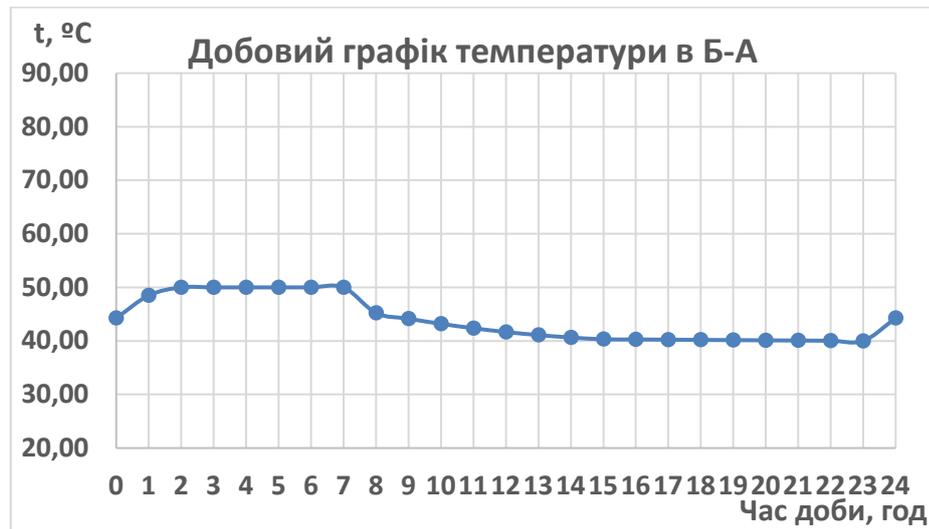
б)

Рисунок. 4.7 – Динаміка заряду-розряду теплового акумулятора при $t_{зп} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

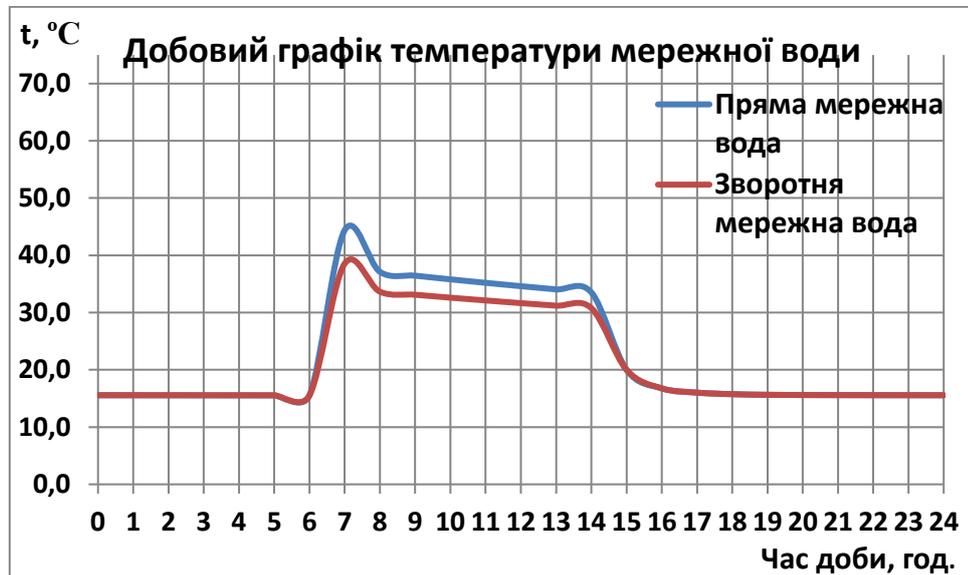
а) добовий графік температури в Б-А; б) добовий графік температури мережної води

При $t_{зп} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.7. а), б) температура заряду-розряду відповідно подальше знижується ($t_{зар} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{роз} = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$), зарядка акумулятора зменшилась на 2 години і триває з 23.00 години вечора до 3.00 години ранку. Інші періоди роботи акумулятора також залишаються без змін.

При $t_{\text{зп}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.8. а), б) температура заряду-розряду відповідно подальше знижується ($t_{\text{зар}} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{\text{роз}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$), зарядка акумулятора зменшилась ще на 1 годину і триває з 23.00 години вечора до 2.00 години ранку. Інші періоди роботи акумулятора відповідають попереднім варіантам.



а)



б)

Рисунок 4.8 – Динаміка заряду-розряду теплового акумулятора при $t_{\text{зп}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$.
а) добовий графік температури в Б-А; б) добовий графік температури мережної
ВОДИ

Таким чином, наведені результати моделювання динаміки заряду-розряду теплового акумулятора для системи переривчастого опалення з електричним котлом свідчать про можливість застосування баку-акумулятора тепла для реалізації ефективної системи теплозабезпечення. Основні параметри процесу, що отримано, є звичайними щодо технічної реалізації.

5.2.3 Моделювання КСТЗ з тепловим насосом

Метою моделювання КСТЗ з тепловим насосом є оцінка ефективності використання режиму переривчастого опалення для навчального корпусу Теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» [85].

4.2.3.1 Вхідні параметри КСТЗ з тепловим насосом

Будівля навчального корпусу № 10 має наступні технічні параметри:

- чотирьох поверхова будівля з червоної цегли, що споруджено за 50-х років;
- товщина зовнішніх стін – 0,6 м; зовнішній об'єм будівлі – 4800 м³; площа зовнішніх стін – 1500 м²; опалювальна площа будівлі – 1200 м²;
- система опалення - водотрубна з індивідуальним тепловим пунктом від фірми Данфосс, регулювання температури мережної води з корекцією за температурою зовнішнього повітря;
- теплова потужність системи опалення $Q_{оп}$ за розрахунковою температурою зовнішнього повітря – 75 кВт.

Теплопостачання здійснюється за використанням повітряно-водяного теплового насосу від фірми Viessman - Vitocal 350-A, тепловою потужністю 18 кВт, та конденсаційного настінного котлу типу Viessman-Vitodens 200-W, тепловою потужністю 107 кВт.

4.2.3.2 Аналіз результатів чисельного моделювання КСТЗ з тепловим насосом

Схему КСТЗ з використанням теплового насоса, газового котла та бака-акумулятора тепла представлено на рис. 4.9.

Режим переривчастого опалення моделювався за наступних умов:

- температура повітря у приміщенні $t_{\text{пов}}$ у робочий період з 8.00 до 15.00 (час занять 1–4 пари) підтримується на рівні 18 °С;
- у період натопу та робочого часу тепlopостачання забезпечується від газового котла та теплового насоса, у неробочий період (з 15.00 до початку натопу на наступний день) – тепlopостачання лише від теплового насоса;

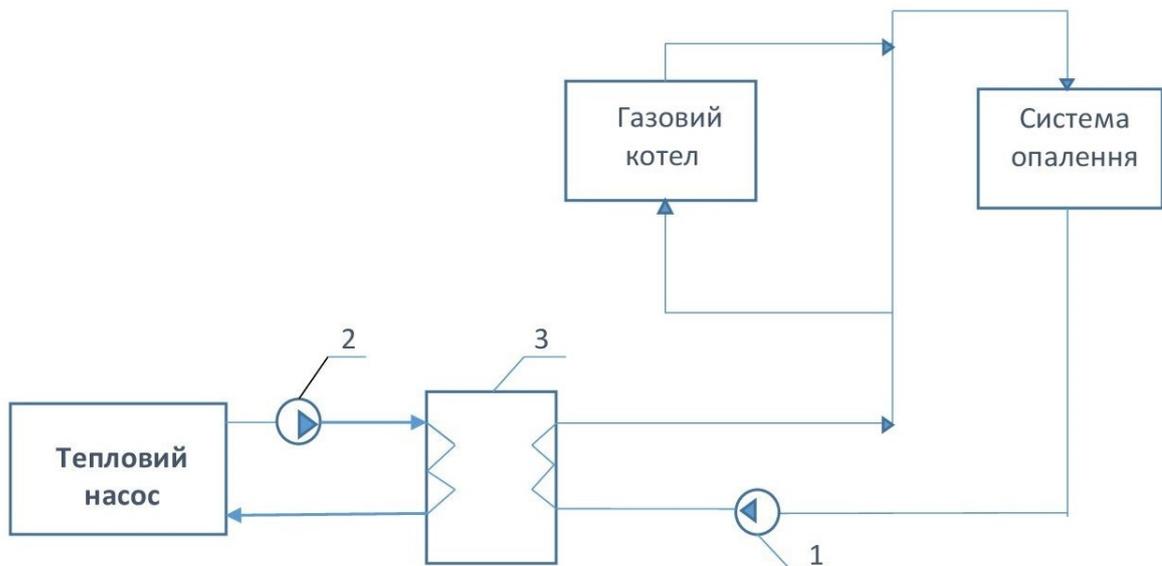


Рисунок 4.9 – Схема комбінованого тепlopостачання з використанням теплового насоса: 1, 2 – циркуляційні насоси; 3 – теплообмінник

– режимні параметри котла та теплового насоса визначалися за паспортними характеристикам відповідного обладнання фірми Viessman у змінних режимах.

Розрахунок динамічних властивостей будівлі та системи опалення проводився на основі системи диференціальних рівнянь та відповідних граничних умов [94].

Інструментом для розв'язання задачі було використано пакет електронних таблиць MS Excel, що дозволило компактно запрограмувати алгоритм розрахунку та здійснити багатовимірну оптимізацію з урахуванням діючих обмежень та граничних умов в системі.

Критерієм щодо оптимізації режимів навантаження КСТЗ було обрано сумарні витрати тепла від газового котла та теплового насосу $\sum_{i=0}^{23} Q_i$, що забезпечують заданий температурний режим будівлі та які наведено до певного інтервалу часу (добі). Вираз щодо цільової функції задачі оптимізації добових режимів навантаження КСТ можна записати у вигляді:

$$\sum_{i=0}^{23} Q_i = \sum_{i=0}^{23} (Q_i^{\text{ГК}} + Q_i^{\text{ТН}})$$

де i – час доби, год;

$Q_i^{\text{ГК}}$ – середньогодинна теплова потужність газового котла, кВт;

$Q_i^{\text{ТН}}$ – середньогодинна теплова потужність теплового насоса, кВт.

За математичним формулюванням наведена задача оптимізації може бути розглянута, як задача пошуку екстремуму функції багатьох змінних (24 змінні — відповідні середньогодинні теплові навантаження газового котла та теплового насоса $(Q_i^{\text{ГК}}, Q_i^{\text{ТН}}, i = \overline{0,23})$ з урахуванням обмежень і граничних умов, що накладаються на систему та змінні, що оптимізуються. За характером залежності між змінними, наведена задача оптимізації відноситься до класу задач нелінійного програмування та в загальному вигляді може бути сформульовано:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=0}^{23} Q_i = \sum_{i=0}^{23} (Q_i^{\text{TK}} + Q_i^{\text{TH}}) \rightarrow \min \\ \left\{ \begin{array}{l} Q_{i\min} \leq Q_i^{\text{TK}} \leq Q_{i\max} \\ Q_{i\min} \leq Q_i^{\text{TH}} \leq Q_{i\max} \\ i = \overline{0,23} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

За результатами розв'язання задачі оптимізації побудовано добові графіки теплових навантажень газового котла та теплового насоса та системи опалення взагалі, що забезпечують мінімум витрат тепла, а також добові графіки зміни температури повітря у приміщенні (рис. 4.10, 4.11).

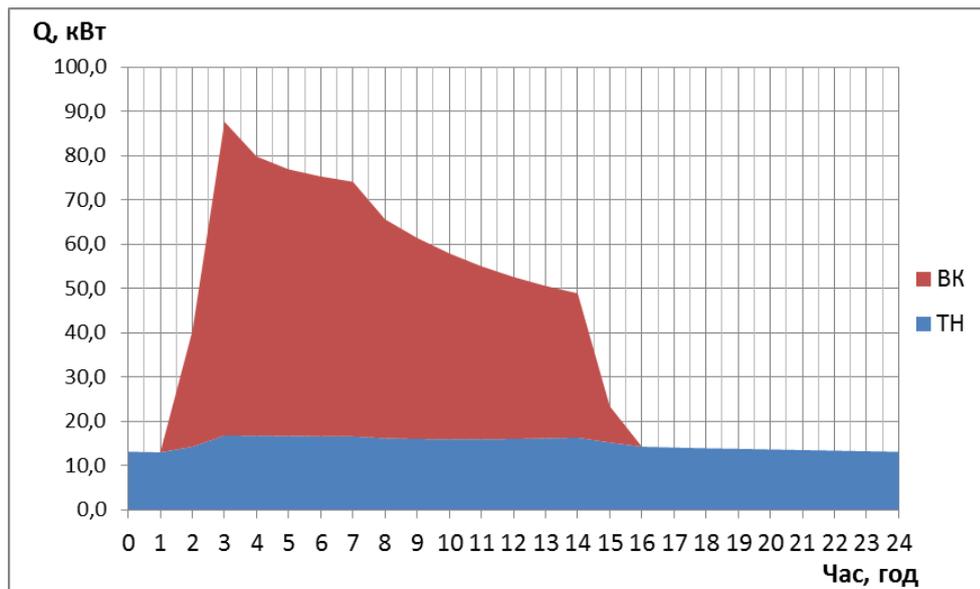


Рисунок 4.10 – Графік навантаження системи опалення за постійній часу акумулювання будівлі $T = 30$ год, при температури зовнішнього повітря $t_{\text{зн}} = -10$ °C: ВК – газовий водогрійний котел; ТН – тепловий насос

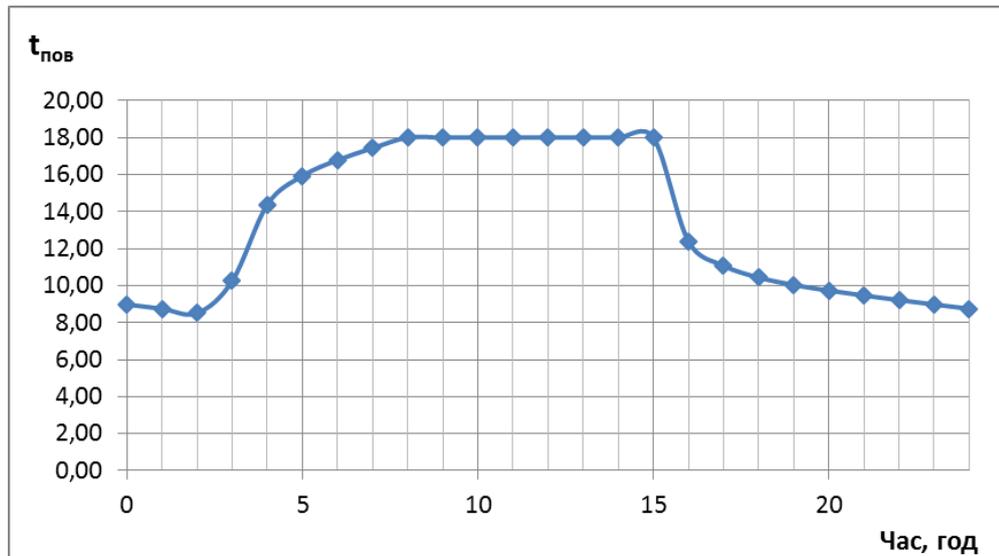


Рисунок 4.11 – Графік зміни температури в приміщенні протягом доби

При розрахунках змінювалася температура зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ в межах від $+5$ до -10 °C та постійна часу акумулювання будівлі T в межах 30 – 200 год, що розраховано за методикою [65,66]. Також розраховано економію тепла під час використання РПО в порівнянні з режимом цілодобового опалення (рис. 4.12).

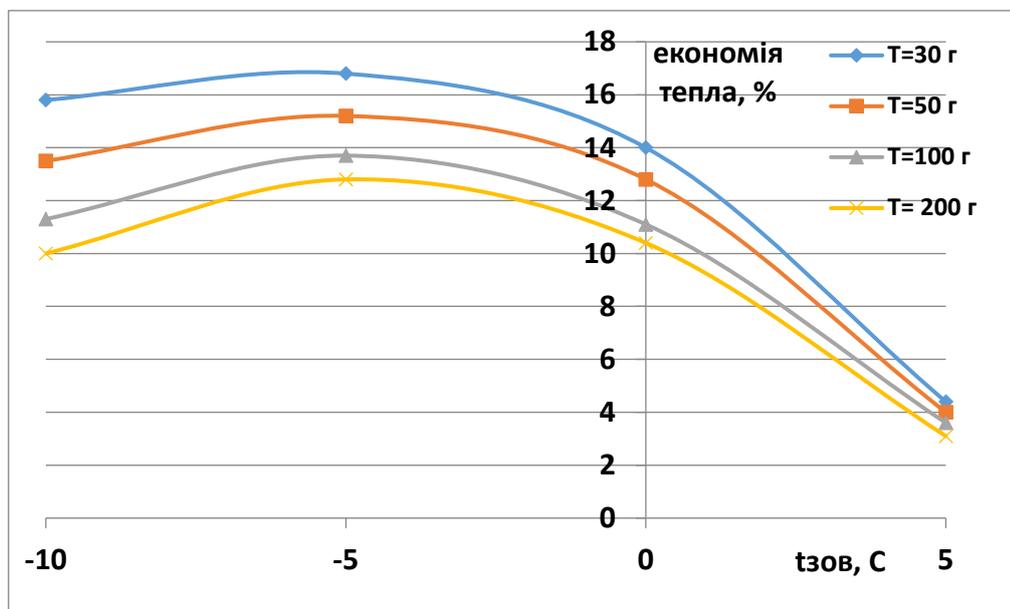


Рисунок. 4.12 – Графік залежності економії тепла в КСТЗ в РПО за різними постійними часу акумулювання

Аналіз графіків на рис. 4.12 дозволяє оцінити межі очікуваної економії тепла при використанні РПО, а також визначає залежність витрат тепла від значення постійної часу акумулювання будівлі T . Характерною є наявність екстремуму щодо економії тепла від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$. Наявність екстремуму, на відміну від традиційних систем переривчастого опалення, характерно лише для КСТЗ з тепловим насосом, так як при зниженні температури зовнішнього повітря, відповідно, знижується ефективність теплового насоса.

Слід зазначити, що ефективність використання теплового насоса при низьких температурах зовнішнього повітря для КСТЗ у режимі переривчастого опалення вище, ніж для такої ж КСТЗ у цілодобовому режимі (рис. 4.13). Це пояснюється вищим значенням коефіцієнта трансформації тепла (COP) теплового насоса в режимі переривчастого опалення, так як при відключенні газового котла значно знижується температура теплоносія в системі опалення та, відповідно, температура в конденсаторі теплового насоса.

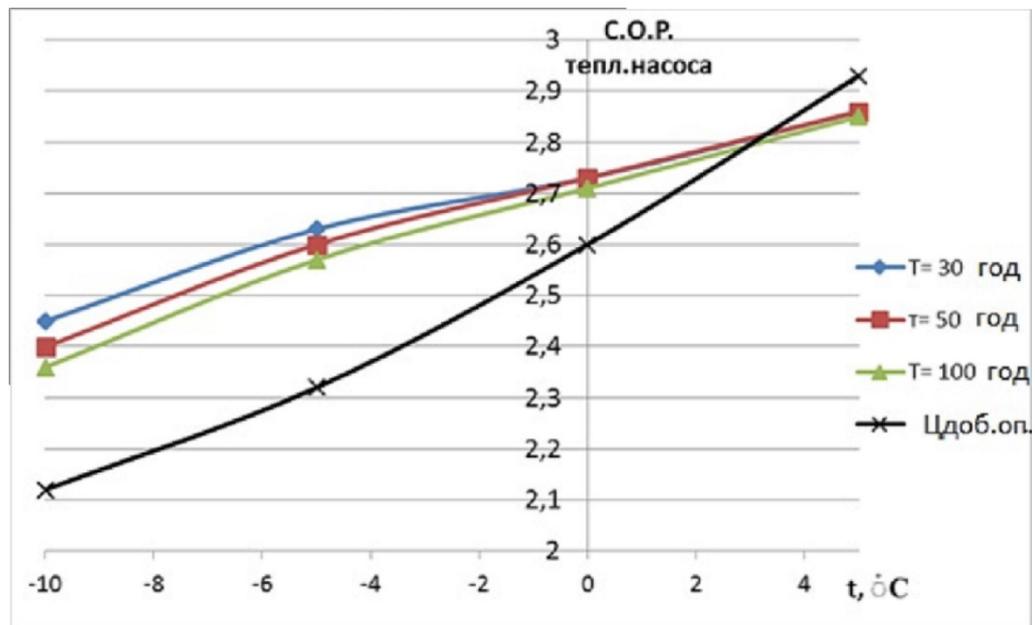


Рис. 4.13 – Залежність коефіцієнта трансформації тепла теплового насоса (COP) від температури зовнішнього повітря

Таким чином, результати моделювання КСТЗ з тепловим насосом в режимі переривчастого підтверджують ефективність запропонованої конфігурації системи опалення та визначають рівень економії енергоресурсів при зміні зовнішніх умов та властивостей будівлі.

4.3 Результати оптимізації режимів навантаження КСТЗ

Оптимізація режимів навантаження КСТЗ була проведена з метою визначення оптимальних за енергетичною ефективністю режимів роботи основних елементів КСТЗ та системи в цілому [61,62].

Конфігурацію системи, що досліджувалася, надано на рис. 4.14.

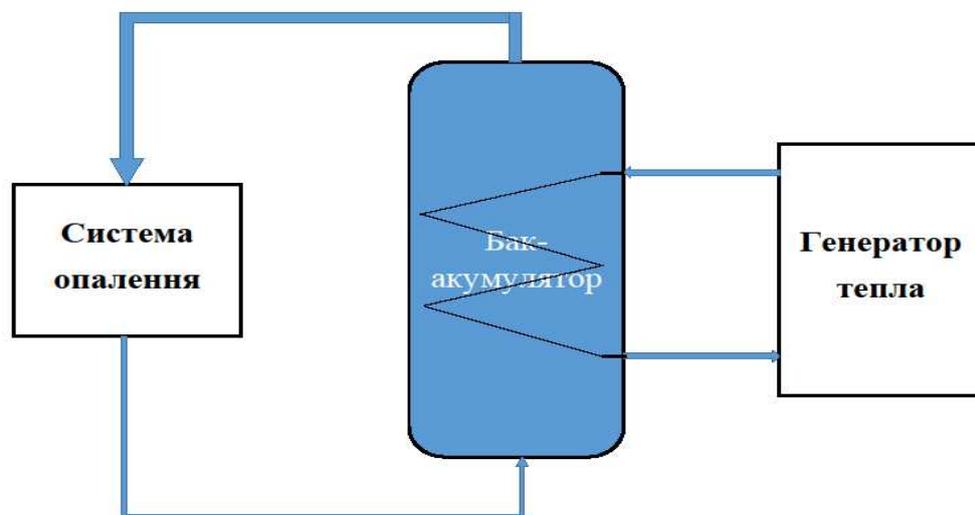


Рисунок 4.14 – Структура КСТЗ щодо оптимізації режимів навантаження

При моделюванні режимів КСТ використано математичні моделі елементів системи, що наведено у розділі 2. Також було враховано результати удосконалення математичної моделі КСТЗ, що наведено у розділі 3.

Задля досягнення максимальної ефективності режиму переривчастого опалення при моделюванні КСТЗ було також застосовано основні напрями удосконалення теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення, а саме:

- термомодернізація будівлі з зовнішнім шаром теплової ізоляції 0,1 м, та внутрішньою теплоізоляцією товщиною 0,02 м;
- акумуляція тепла, як для здійснення ефективного натопу приміщення, так і за-для суттєвого зниження максимальної потужності генератора тепла в системі;
- використання малоінерційних опалювальних пристроїв – фанкойлів.

Параметри будівлі теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка», на прикладі якої було проведено дослідження, наведено у п.п. 4.2.

Акумулятор тепла у КСТЗ працює цілодобово: під час натопу та у робочій час – в режимі розрядки, у неробочій час – в режимі зарядки. Таке використання потребує значний його об'єм, що становить 8 м³. Максимальна температура зарядки – 75 °С.

У якості генератора тепла можна використати газовий котел, електрокотел, потужний тепловий насос та інші, що забезпечують зарядку акумулятора тепла до температури 75 °С. Для даної КСТЗ, завдяки досягненню максимального значення коефіцієнта заповнення графіку навантаження генератора тепла (цілодобова робота при мінімальній температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зов}} = -15$ °С), його максимальна потужність складає 17 кВт.

Дослідження було проведено в діапазоні зміни середньодобової температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ від -15 до +5 °С.

На рис. 4.15 наведено добовий графік навантаження КСТЗ при $t_{\text{зп}} = -15$ °С.

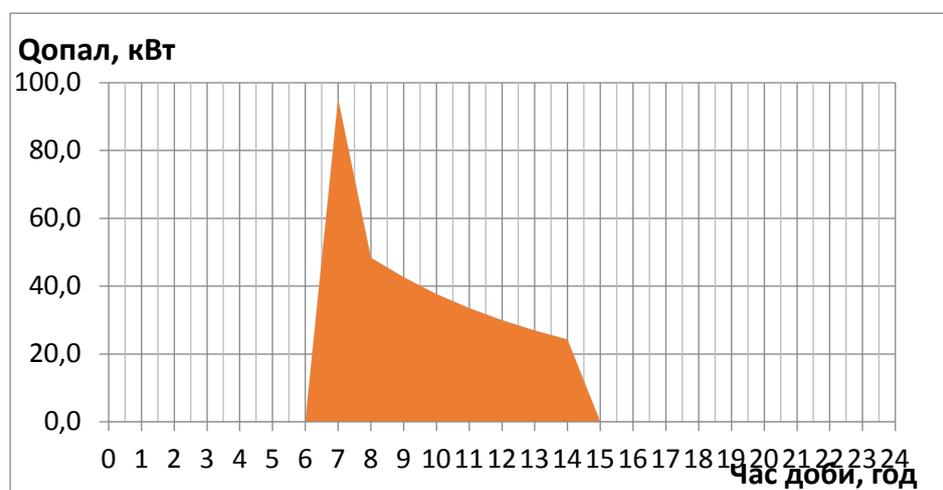


Рисунок 4.15 – Добовий графік навантаження КСТЗ при $t_{\text{зп}} = -15$ °С

Завдяки втіленню заходів щодо підвищення ефективності режиму переривчастого опалення навіть при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ час натопу не перевищує 1 години, а теплова потужність системи опалення у робочій час складає $Q_{CO} = 25\text{-}48\text{ кВт}$.

На рис. 4.16 наведено добовий графік навантаження генератора тепла.

Оптимізація графіка навантаження генератора тепла дозволила знизити максимальну його потужність до 17 кВт та досягти значення коефіцієнта заповнення графіку $K_{зап} = 0,78$. При цьому генератор тепла працює на мінімальній потужності тільки з 4.00 по 7.00 годину доби задля компенсації втрат тепла у акумуляторі внаслідок його саморозряду.

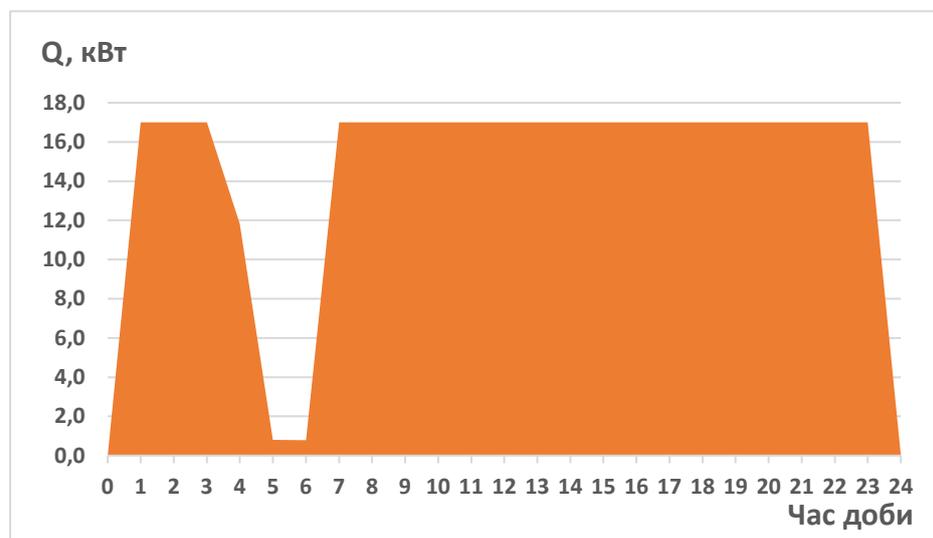


Рисунок 4.16 – Добовий графік навантаження генератора тепла при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 4.17 наведено добовий температурний графік акумулятора тепла при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Аналіз рис. 4.17 показує, що зарядка акумулятора тепла триває з неробочий час з 15.00 до 4.00 ранку до температури $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, далі з 4.00 до 7.00 акумулятор не працює, в ньому підтримується температура зарядки $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, а з 7.00 починається його інтенсивний розряд під час натопу та подальший розряд у робочій час. Мінімальна температура у БА складає $53\text{ }^{\circ}\text{C}$ о 15.00. Під час розряду БА генератор теплоти працює, що уповільнює цей процес.

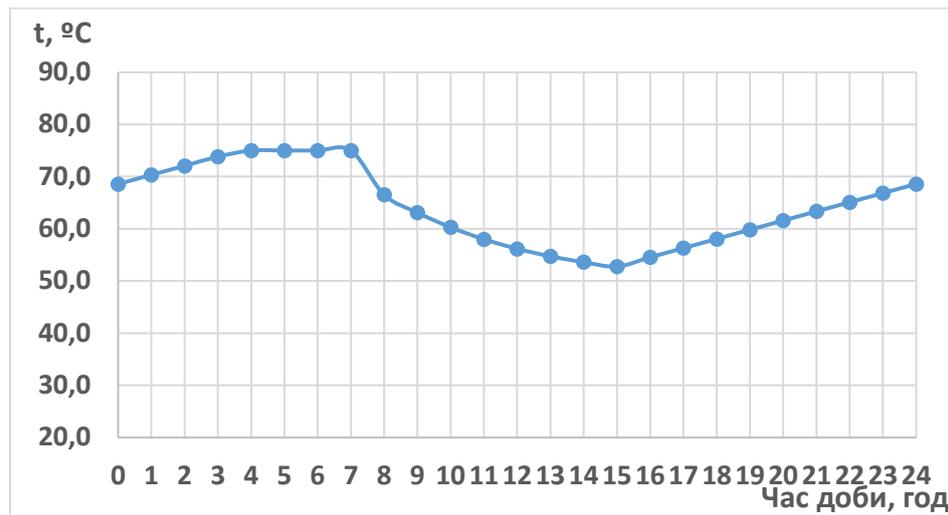


Рисунок 4.17 – Добовий температурний графік акумулятора тепла при $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 4.18 наведено добовий графік зміни температури повітря у приміщенні. Мінімальна температура $t_{пр} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ спостерігається перед натопом о 7.00, робоча температура у приміщенні $t_{пр} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ досягається за 1 годину натопу.

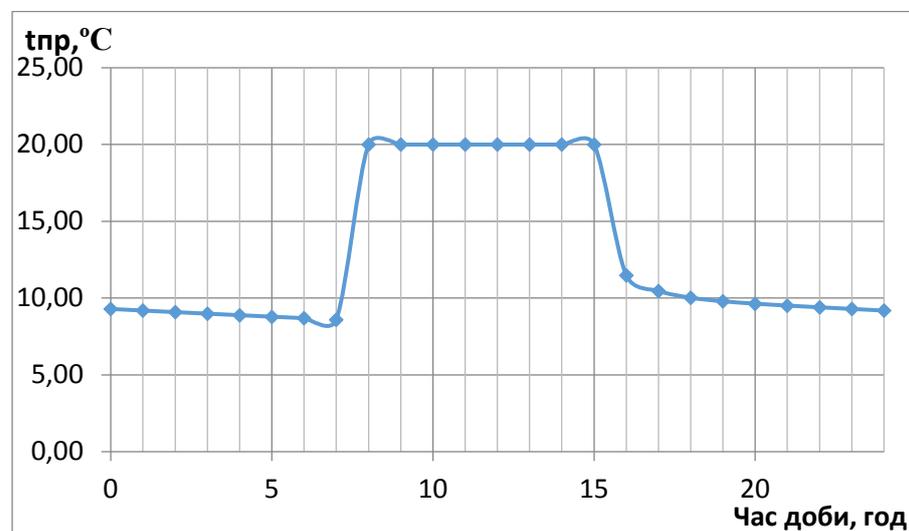


Рисунок 4.18 – Добовий графік зміни температури повітря у приміщенні

На рис. 4.19 наведено добовий графік зміни температури мережної води у системі опалення. Максимальне значення температури прямої мережної води $t_{мер} = 72\text{ }^{\circ}\text{C}$ спостерігається у момент початку натопу, наприкінці робочого часу температури прямої мережної води складає $t_{мер} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$.

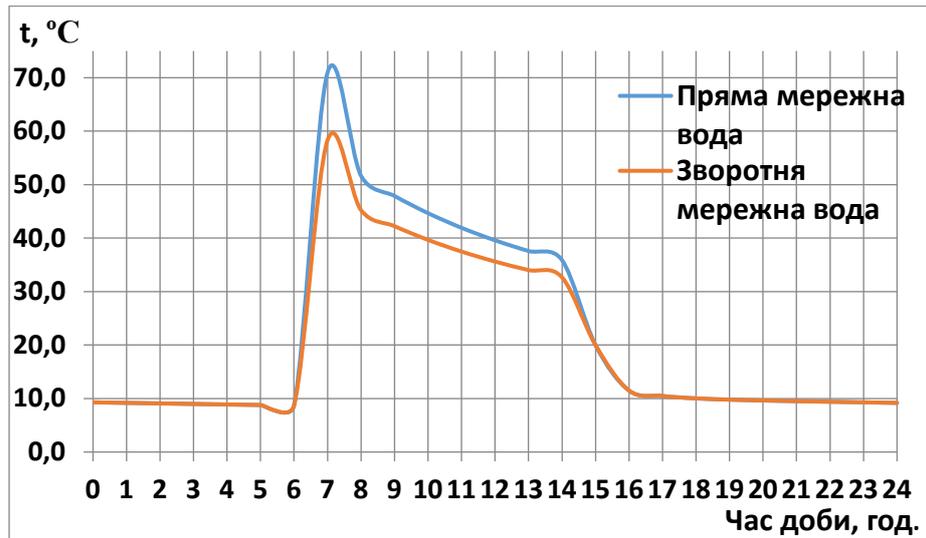


Рисунок 4.19 – Добовий графік зміни температури мережної води у системі опалення

Регулювання $t_{\text{мер}}$ здійснюється трьохходовим клапаном шляхом змішування з гарячою водою з бака-акумулятора.

Моделювання режимів навантаження КСТЗ також було проведено відповідно при середньодобових температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}} = -10; -5; 0$ та $+5$ °C.

На рис. 4.20 наведено добовий графік навантаження КСТЗ при $t_{\text{зп}} = +5$ °C, як варіант для максимальної температури зовнішнього повітря.

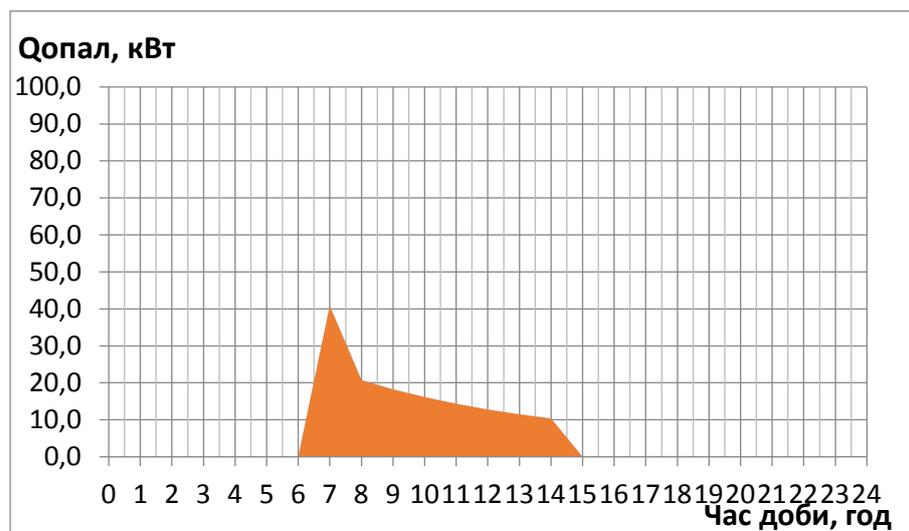


Рисунок 4.20 – Добовий графік навантаження КСТЗ при $t_{\text{зп}} = +5$

При таких сприятливих зовнішніх умовах максимальна теплова потужність КСТ під час натопу складає 40 кВт, а у робочий час відповідно 10 – 20 кВт.

На рис. 4.21 наведено добовий графік зміни температури повітря у приміщенні. Мінімальна температура $t_{np} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ спостерігається перед початком натопу о 7.00, робоча температура у приміщенні $t_{np} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ також досягається за 1 годину натопу.

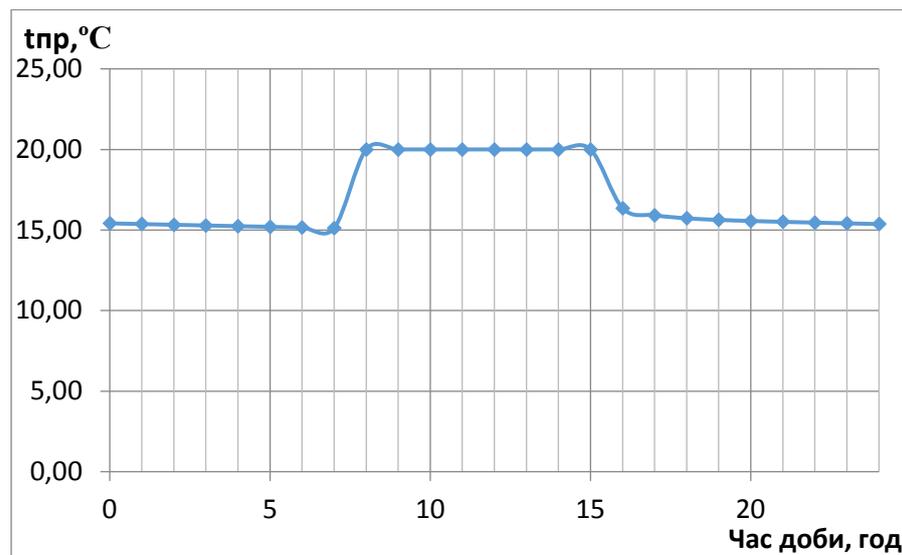


Рисунок 4.21 – Добовий графік зміни температури повітря у приміщенні при $t_{zn} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$

На рис. 4.22 наведено залежність коефіцієнта заповнення графіка навантаження системи опалення та генератора тепла від температури зовнішнього повітря $t_{зов}$. Значення коефіцієнта заповнення графіка навантаження системи опалення знаходиться в межах 0,09 - 0,2, що є дуже низьке та веде до нераціонального використання потужності генератора тепла, значних капітальних витрат на нього. Завдяки добовій акумуляції тепла та оптимізації потужності генератора тепла вдалося досягнути значення коефіцієнта заповнення графіка навантаження генератора тепла в межах 0,4 – 0,78 та зменшити його максимальну потужність в порівнянні з максимальною потужністю системи опалення в 2,4 – 5, 6 разів (рис. 4.23).

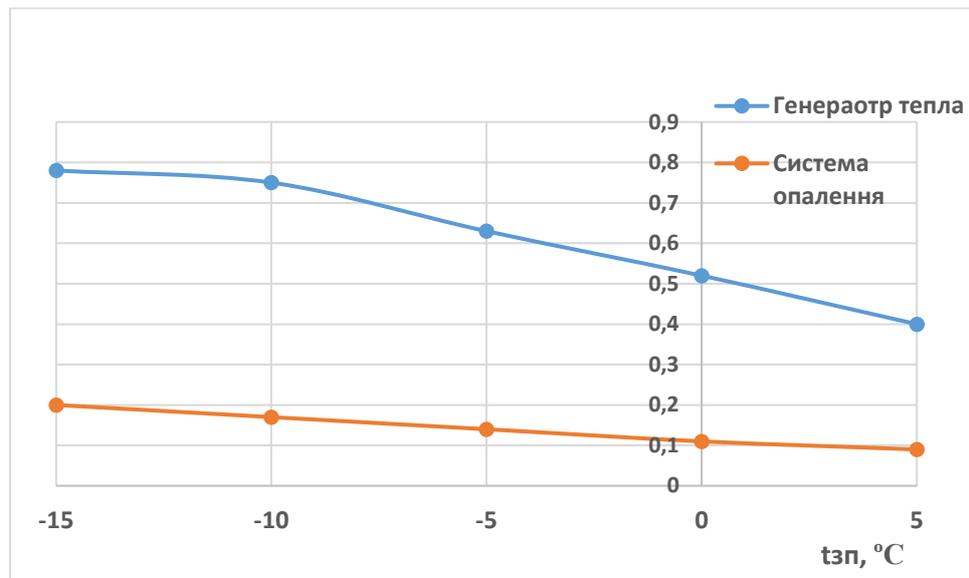


Рисунок 4.22 – Залежність коефіцієнта заповнення графіка навантаження системи опалення та генератора тепла від температури зовнішнього повітря

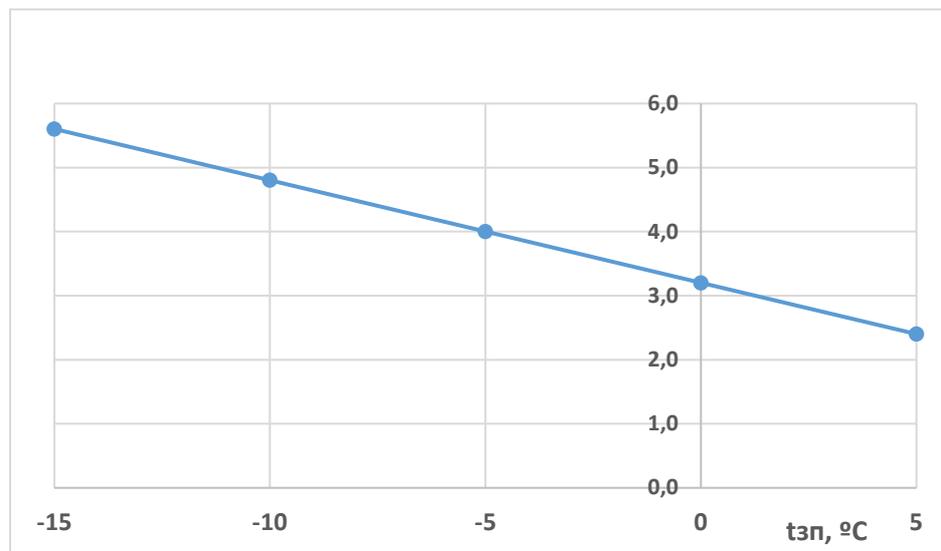


Рисунок 4.23 – Залежність співвідношення максимальної навантаження системи опалення $Q_{СО}^{max}$ до максимальної навантаження генератора тепла $Q_{ГТ}^{max}$ від температури зовнішнього повітря

За результатами оптимізації навантаження КСТЗ в режимі переривчастого опалення добова економія тепла в порівнянні з цілодобовим режимом опалення склала $\Delta E = 25,2\%$.

Таким чином, оптимізація режимів навантаження КСТЗ в режимі переривчастого опалення та використання добової акумуляції тепла дозволяє суттєво знизити номінальну потужність генератора тепла в системі та значно підвищити ефективність ранкового натопу.

4.4 Потужність генератора тепла системи опалення у переривчастому режимі

Під час ранкового натопу, згідно теорії оптимального управління, теплове навантаження системи опалення повинне бути максимально можливим [86]. Але за технічними умовами реалізація цього принципу має певні обмеження.

Зазвичай, розрахункова теплова потужність системи опалення Q_{CO}^{max} визначається кліматичними умовами, конструкцією та теплотехнічними характеристиками будівлі. Проте, форсоване підвищення температури повітря у приміщенні під час натопу, за певних умов, потребує теплової потужності, що може значно перевищувати розрахункове значення.

Тому визначення впливу щодо обмежень теплової потужності системи опалення на ефективність РПО є актуальною задачею.

Для розв'язання цієї задачі необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити критерії щодо оптимізації режимів навантаження системи опалення у переривчастому режимі;
- дослідити вплив обмежень теплової потужності системи опалення на ефективність РПО на математичній моделі;
- визначити шляхи щодо підвищення ефективності РПО при обмеженні теплової потужності системи опалення.

Дослідження проводились методом математичного моделювання для системи опалення, що функціонує за принципом РПО, будівлі навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка» [114].

Основні технічні характеристики будівлі наведено у розділі п.п. 4.2.4.

Генератор тепла – газовий котел фірми «Viessmann», номінальною потужністю 100 кВт.

Основні положення щодо побудови математичної моделі та її склад викладено в розділі 2.

Дослідження виконано за максимальним середньодобовим навантаженням системи опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$

За результатами розв'язання задачі оптимізації на математичній моделі отримано відповідні добові графіки навантаження системи опалення.

На рис. 4.24 представлено графік навантаження системи опалення без обмежень потужності генератора тепла. Максимальне значення теплової потужності системи опалення за цими умовами відповідно склало 100 кВт, тривалість натопу – 1 година, видаток тепла на здійснення натопу є мінімальним, тобто виконано усі умови розв'язання поставленої задачі оптимізації.

Оцінку форсування потужності системи опалення під час натопу запропоновано визначати за значенням коефіцієнту натопу $K_{нат} = \frac{Q_{CO}^{max}}{Q_{cp}}$, що являє відношення максимальної теплової потужності системи опалення під час натопу до середнього значення теплового навантаження у робочі години після досягнення заданої комфортної температури у приміщенні. Значення $K_{нат}$ при цьому склало відповідно 1,89.

Оцінювання переваги РПО в порівнянні с цілодобовим режимом опалення виконано, відповідно, за економією тепла на опалення за добу ΔE , що склало за заданих умов $\Delta E = 16,8\%$.

На рис. 4.25 представлено графік навантаження системи опалення з максимально можливими обмеженнями потужності генератора тепла за попередніми зовнішніми умовами. Максимальне значення теплової потужності системи опалення за цими умовами відповідно склало 45 кВт, тривалість натопу – 6 годин, видаток тепла на здійснення натопу також є мінімальним, тобто усі умови розв'язання задачі оптимізації виконано. Значення $K_{нат}$ склало, відповідно, 1,2, але в порівнянні с цілодобовим режимом опалення, економія тепла на опалення за добу склало всього, за заданих умов, $\Delta E = 10,2\%$.

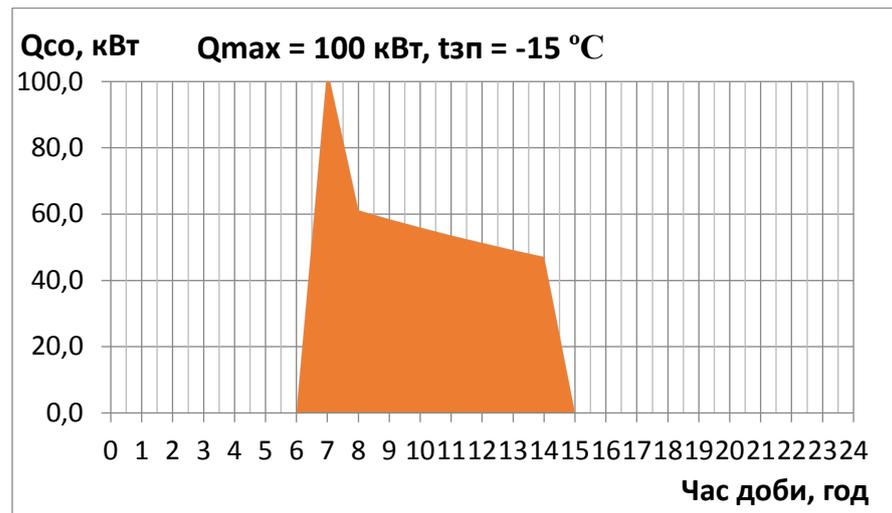


Рисунок 4.24 – Добовий графік навантаження системи опалення без обмежень потужності генератора тепла

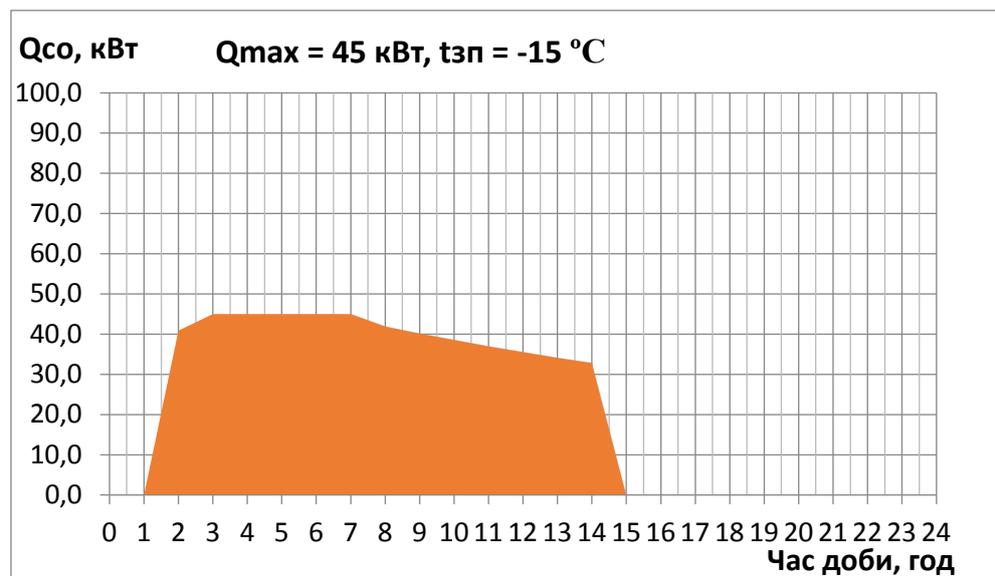


Рисунок 4.25 – Добовий графік навантаження системи опалення з обмеженням потужності генератора тепла

Таким чином, обмеження щодо форсування потужності системи опалення під час натопу значно впливають на ефективність РПО, хоча, одночасно, дозволяють суттєво знизити номінальну теплову потужність генератора тепла $Q_{гт}$.

Використання теплової ізоляції є доволі ефективним засобом щодо економії енергоресурсів на опалення будівель [115,116], та, відповідно, дозволяє суттєво зменшити теплову потужність генератора тепла.

У роботі виконано дослідження щодо використання теплової ізоляції будівлі, як шляху щодо підвищення ефективності РПО при обмеженні теплової потужності системи опалення. Наявність теплової ізоляції дозволяє здійснити відповідне форсування потужності системи опалення під час натопу (підвищити значення $K_{\text{нат}}$), та, одночасно, використовувати генератор тепла меншої потужності.

На рис. 4.26 наведено результати досліджень щодо ефективності РПО при форсуванні натопу та застосуванні теплоізоляції будівлі у різних комбінаціях:

1. базовий варіант - без теплоізоляції;
2. зовнішня теплоізоляція (пінополістирол), товщиною 0,1 м;
3. зовнішня теплоізоляція товщиною 0,1 м та одночасно внутрішня товщиною 0,02 м.
4. тільки внутрішня теплоізоляція товщиною 0,02 м.

Аналіз рис. 4.26 показує, що найвища ефективність РПО (за відносною економією ΔE в порівнянні з цілодобовим опаленням) при одночасно помірному значенні коефіцієнту натопу $K_{\text{нат}}$ відповідає застосуванню внутрішньої теплоізоляції. Проте застосування тільки внутрішньої теплоізоляції, як відомо, за певних умов, може сприяти досягненню «точки роси» на внутрішній поверхні зовнішніх стін будівлі, тому цей варіант має певні обмеження.

Варіант застосування зовнішньої теплоізоляції товщиною 0,1 м показує найнищу відносну економію енергоресурсів та доволі високе значення коефіцієнту натопу $K_{\text{нат}}$, тобто основним чинником енергоефективності за цим варіантом є наявність зовнішньої теплоізоляції, а не застосування РПО.

Найбільш сприятливим варіантом щодо обмежень потужності системи опалення та підвищення ефективності РПО можна вважати застосування зовнішньої теплоізоляції товщиною 0,1 м та, одночасно, внутрішньої - товщиною 0,02 м.

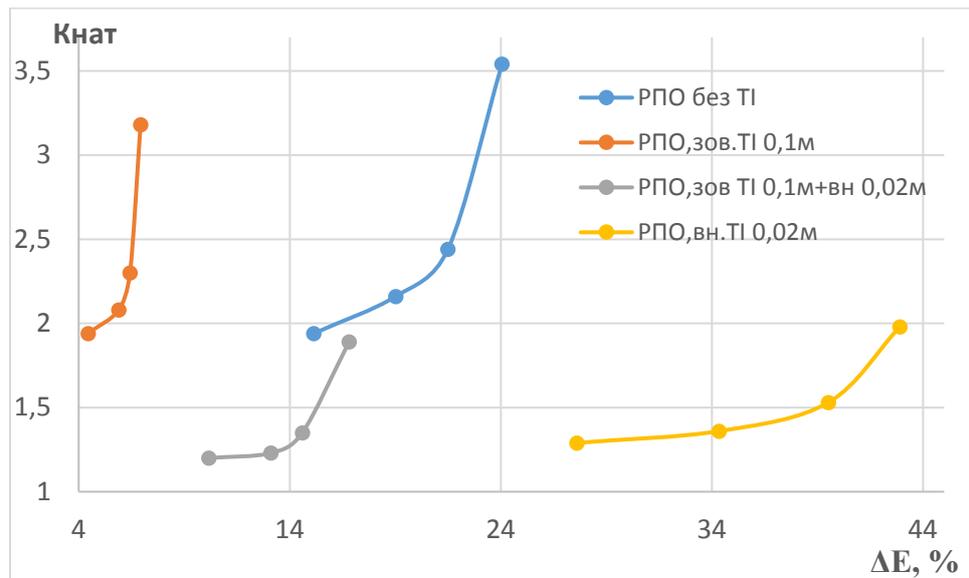


Рисунок 4.26 – Залежність ефективності РПО від форсування натопу

Наведені результати у більшій мірі характеризують вплив відносної потужності системи опалення (через коефіцієнт натопу $K_{нат}$) на ефективність РПО. Проте, важливо мати також результати щодо співвідношення номінальної потужності системи опалення в залежності від ступеня термомодернізації будівлі.

На рис. 4.27 наведено результати дослідження залежності номінальної потужності системи опалення від ступеня термомодернізації будівлі та обмеження потужності генератора тепла при застосуванні РПО.

За базовий (100 % номінальної потужності системи опалення Q_{co}) прийнято варіант цілодобового опалення без використання теплоізоляції. Наступні 4 варіанти щодо дослідження РПО було надано вище.

Аналіз наведених результатів показує, що на зниження номінальної потужності системи опалення, в основному, впливає ступінь термомодернізації будівлі. Проте застосування РПО, за даних умов (варіант без теплоізоляції), дозволяє знизити номінальну потужність генератора тепла на 20 % без обмежень потужності під час натопу, та на 13 % - при наявності обмежень. Зазначений ефект спостерігається при будь-яких варіантах термомодернізації будівлі, проте найбільш суттєве

зниження номінальної потужності системи опалення відповідає варіанту застосування одночасно зовнішньої та внутрішньої теплоізоляції в режимі переривчастого опалення.

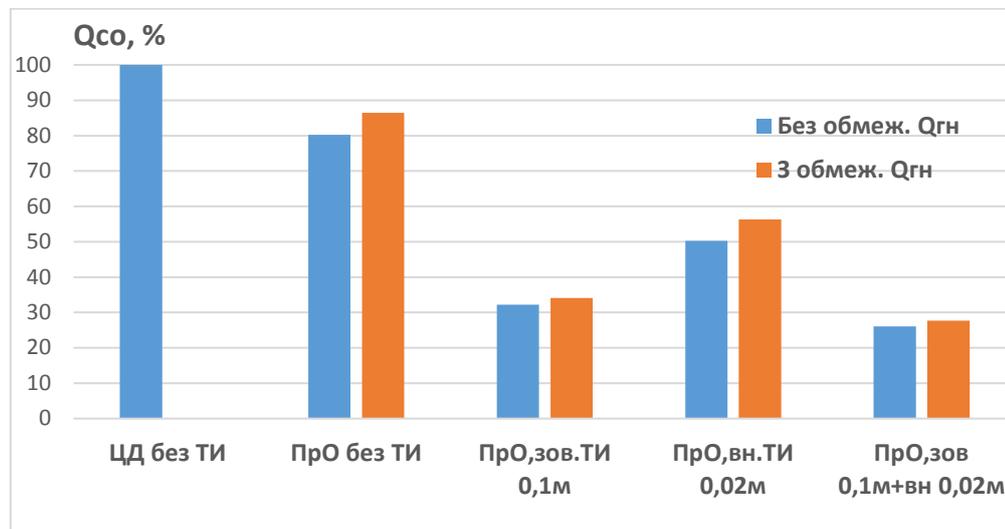


Рисунок 4.27 – Співвідношення номінальної потужності системи опалення в залежності від ступеня термомодернізації будівлі

Таким чином, досліджено вплив обмежень теплової потужності системи опалення на ефективність ранкового натопу приміщення в режимі переривчастого опалення. Запропоновано використання комбінованої теплоізоляції будівлі (зовнішньої та внутрішньої) як шлях щодо підвищення ефективності РПО при обмеженні теплової потужності системи опалення.

Висновки до розділу

1. За результатами чисельного моделювання КСТЗ різних конфігурацій визначено залежності показників щодо комплексного аналізу ефективності системи та її складових частин, виконано аналіз ефективності КСТЗ в режимі переривчастого опалення в порівнянні з цілодобовим режимом.
2. Наведені результати моделювання режимів роботи КСТЗ з вітроустановкою підтверджують можливість створення високоефективних автономних систем опалення на базі сучасних енергетичних технологій з використанням

альтернативних джерел енергії та з урахуванням їх місцевого потенціалу.

3. Результати моделювання динаміки заряду-розряду теплового акумулятора для системи переривчастого опалення з електричним котлом свідчать про можливість застосування баку-акумулятора тепла для реалізації ефективної системи теплозабезпечення. Основні параметри процесу, що отримано, є звичайними щодо технічної реалізації.
4. Використання режиму переривчастого опалення для КСТЗ з тепловим насосом відкриває додаткові можливості економії традиційних енергоресурсів в межах 10–15 % та підвищення ефективності роботи теплового насоса. Застосування РПО ефективніше для будівель із низькою акумулюючою здатністю (стіни – сучасні сандвіч-панелі та інших.).
5. У період ранкового натопу для КСТЗ необхідно забезпечити максимально можливе опалювальне навантаження для скорочення часу досягнення необхідної температури повітря в будівлі (при проектуванні необхідно закладати підвищену потужність системи опалення або можливе встановлення додаткової потужності для існуючих систем).
6. За результатами оптимізації режимів навантаження КСТЗ з тепловим акумуляуванням при зміні температури зовнішнього повітря від $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ отримано оптимальні параметри режимів роботи основних елементів КСТЗ. Задля досягнення максимальної ефективності режиму переривчастого опалення при моделюванні КСТЗ було також враховано основні напрями удосконалення теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення, що дозволило отримати зниження енерговитрат на 25,2 % в порівнянні з режимом цілодобового опалення. Завдяки добовій акумуляції тепла та оптимізації потужності генератора тепла вдалося зменшити його максимальну потужність в порівнянні з максимальною потужністю системи опалення в залежності від зовнішніх умов в 2,4 – 5,6 разів.
7. Запропоновано використання комбінованої теплоізоляції будівлі (зовнішньої та внутрішньої) як шлях щодо підвищення ефективності РПО при обмеженні теплової потужності системи опалення.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КОМБІНОВАНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ В РЕЖИМІ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОПАЛЕННЯ

5.1 Експериментальні дослідження показників ефективності КСТЗ

Експериментальні дослідження показників ефективності КСТЗ було проведено у приміщеннях навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка», в яких впроваджено більшість пропозицій щодо підвищення ефективності КСТЗ в режимі переривчастого опалення, які представлено у даній роботі. При цьому було застосовано систему моніторингу енергетичної ефективності системи опалення, що містить електричні та теплові лічильники, прилади контролю мікроклімату у приміщеннях, тощо.

5.1.1 Енергетичні показники ефективності КСТЗ

5.1.1.1 Показник ефективності натопу приміщення

В роботі нами було вперше запропоновано показник, який характеризує ефективність натопу приміщень (п 1.3.1).

Показник ефективності натопу приміщення $E_{\text{нат}}$ – це відношення кількості тепла, яке було витрачено за першу годину натопу на нагрів 1 м^3 приміщення на $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Запропонований показник є універсальним, оскільки він враховує теплоінерційні та конструктивні властивості приміщення, особливості системи опалення, її теплову ефективність, є питомим показником, так як він не прив'язаний до розміру приміщення та досить просто розраховується.

На рис. 5.1 представлено значення показника ефективності натопу приміщення для різних приміщень навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка» відповідно до та після проведення термомодернізації.

При термомодернізації аудиторій було встановлено внутрішню теплоізоляцію стін з пінополістиролу шаром 0,02 м з подальшим облицюванням МДФ, встановлено стелю «Амстронг», теплоізолювано підлогу шаром 0,05 м мінеральної вати з подальшим вкриттям 0,02 м ДВП та лінолеумом. Різні аудиторії мають різну ступінь досконалості термомодернізації. Також було встановлено зовнішню теплоізоляцію будівлі шаром 0,1 м пінополістиролу. Найбільш вдосконалено термомодернізацію проведено у ауд. № 12 та № 17, де відповідно запропонований показник ефективності набув найкращих значень. В аудиторіях № 22 та № 23 термомодернізація не проводилась, але завдяки більшому об'єму приміщень та їх розташуванню значення показника ефективності натопу знаходяться на задовільному рівні.

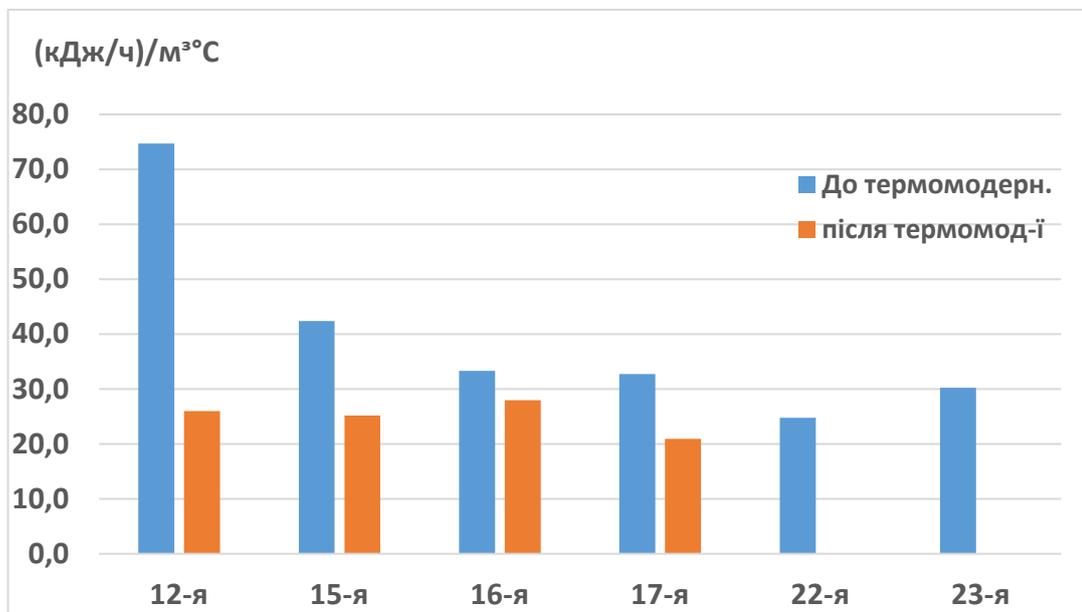


Рисунок 5.1 – Показник ефективності натопу приміщень навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка»

5.1.1.2 Середньомісячна питома теплова потужність системи опалення

Показник середньомісячної питомої теплової потужності системи опалення q_{CO}^T з тепловим насосом представлено на рис. 5.2. За погодними умовами за період

з жовтня по грудень 2021 року цей показник відповідно змінювався в межах 5,5 – 9,1 Вт/м² при середньомісячній температурі зовнішнього повітря $t_{зп} = 11-3,5$ °С.

Наведені значення для РПО у 3-4 рази менші при порівнянні з режимом цілодобового опалення, що зумовлено втіленням наведених в роботі відповідних заходів щодо підвищення ефективності РПО (термомодернізація будівлі, добове акумулювання тепла, використання ефективних опалювальних пристроїв та програмне управління системою опалення).

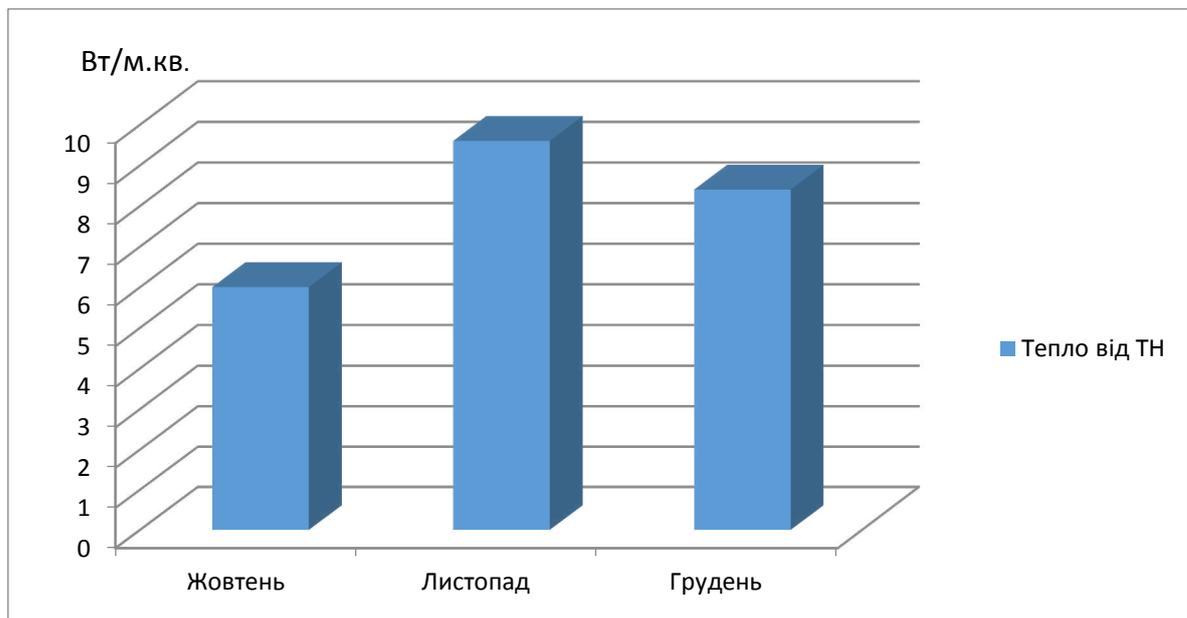


Рисунок 5.2 – Середньомісячні значення питомої теплової потужності системи опалення з тепловим насосом

5.1.1.3 Середньомісячна питома електрична потужність

Середньомісячну питому електричну потужність системи опалення з тепловим насосом представлено на рис. 5.3. За наявними погодними умовами у період з жовтня по грудень 2021 року цей показник відповідно змінювався в межах 1,8 – 4,3 Вт/м². Витрата електроенергії зумовлена потребами на привід компресору теплового насосу, циркуляційного насосу системи опалення та вентилятора до спліт системи.

Наведені значення питомої потужності менші у 2,5-3,0 рази за значення, що наведено на рис. 5.2, що, відповідає значенню COP теплового насосу. У порівнянні з використанням цілодобового електричного опалення показники менші у 7-10 разів, що зумовлено поєднанням ефективного РПО з використанням альтернативних джерел енергії (теплового насосу) та особливостями добового графіку роботи учбових та адміністративних закладів.

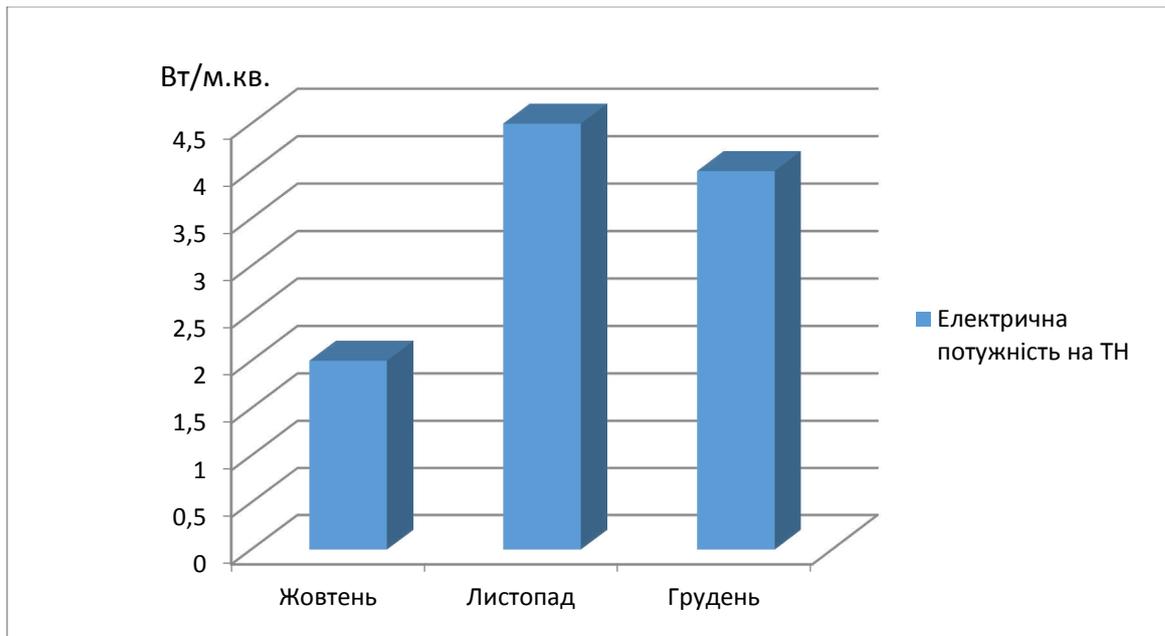


Рисунок 5.3 – Середньомісячна питома електрична потужність системи опалення з тепловим насосом

5.1.2 Технічні показники ефективності КСТЗ

5.1.2.1 Коефіцієнт натопу

Коефіцієнт натопу $K_{\text{нат}}$ – відношення максимальної потужності системи опалення у період натопу до середньої потужності системи опалення після здійснення натопу у робочій період.

Величина коефіцієнту завжди $K_{\text{нат}}$ більша за 1, а оптимальне значення залежить від техніко-економічних показників системи та рівня термомодернізації приміщення.

На рис. 5.4 та 5.5 представлено результати експериментальних досліджень, що виконано у навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка», щодо залежності відносного часу нагрівання повітря у приміщенні від відносної потужності системи опалення. На підставі результатів дослідження можна рекомендувати ефективне значення коефіцієнту натопу приміщення у межах: $K_{\text{нат}} = 2.0 - 3.0$. Відповідно, час та відносна витрата тепла суттєво зменшуються при зростанні потужності системи опалення у 2-3 рази. Подальше зростання потужності системи опалення під час натопу значно менше впливає на цей показник. Отримані експериментальні результати корелюються з висновком щодо використання принципу максимуму Понтрягіна при переході системи з одного стану до іншого за оптимальною траєкторією (п. 3.4).

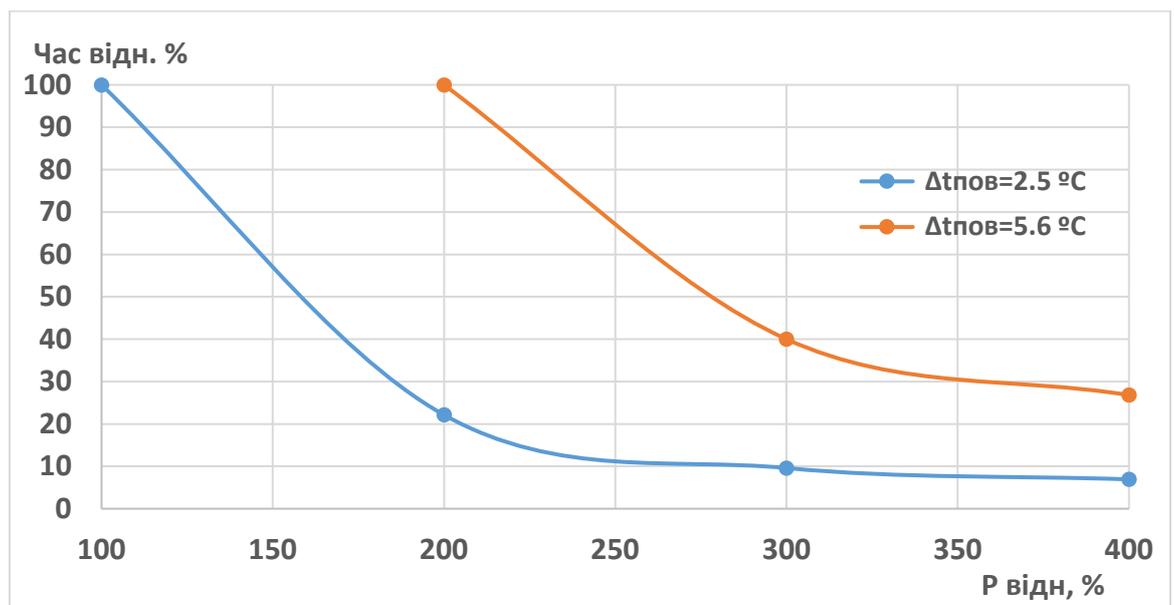


Рисунок 5.4 – Залежність відносного часу від відносної потужності системи опалення при нагріванні повітря у приміщенні

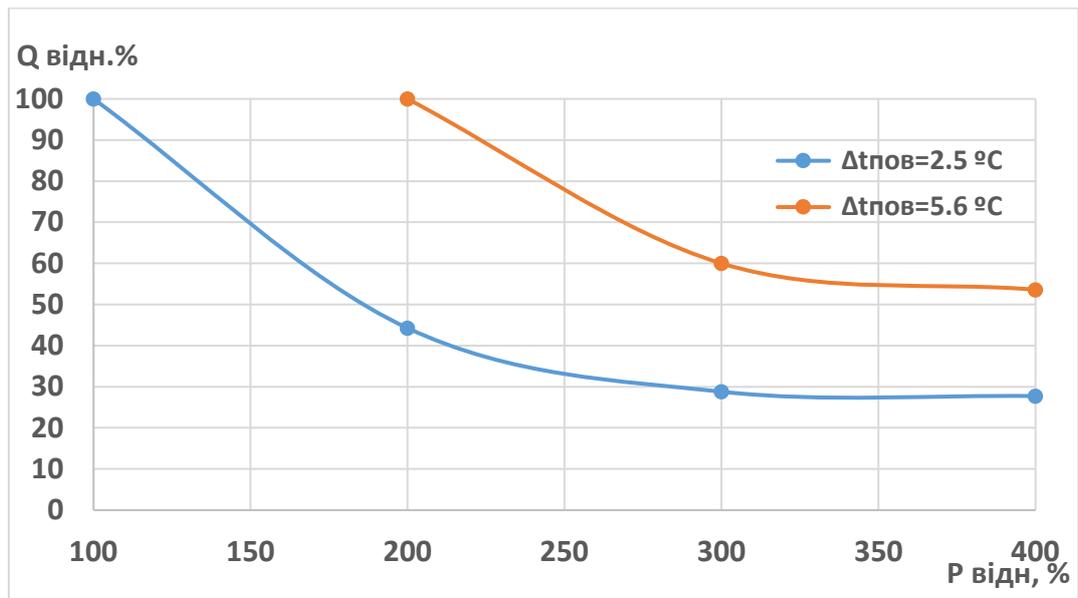


Рисунок 5.5 – Залежність відносної витрати тепла від відносної потужності системи опалення при нагріванні повітря у приміщенні

5.1.2.2 Коефіцієнт заміщення

Коефіцієнт заміщення $K_{зам}$ – це відношення кількості тепла витраченого на опалення, що отримано від альтернативних джерел енергії до всієї кількості тепла, що витрачено на опалення.

На рис. 5.6 наведено результати моніторингу КСТЗ навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка» з тепловим насосом у період жовтень – грудень 2021 року. За наявними умовами значення коефіцієнту заміщення у цей період складало $K_{зам} = 0,51 - 0,26$. Отримання значення можна вважати задовільними за наявними умовами для даної конфігурації системи теплозабезпечення.

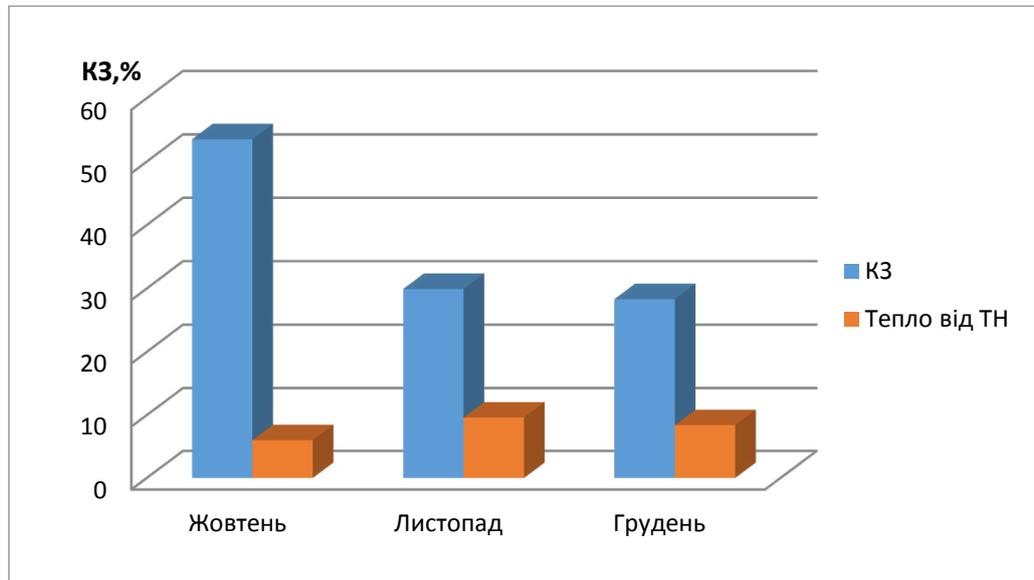


Рисунок 5.6 – Коефіцієнт заміщення альтернативними джерелами енергії

5.1.2.3 Коефіцієнт перетворення теплового насосу COP

Фактичне експлуатаційне значення коефіцієнту перетворення теплового насосу COP для КСТЗ у період жовтень – грудень 2021 року склало відповідно 2,8-1,8 (рис.5.7). Отриманні значення дещо нижче за загальновідомі, але це зумовлено реальними умовами експлуатації системи та відносно невисокої ефективності встановленого теплового насосу фірми Gree китайського виробника.

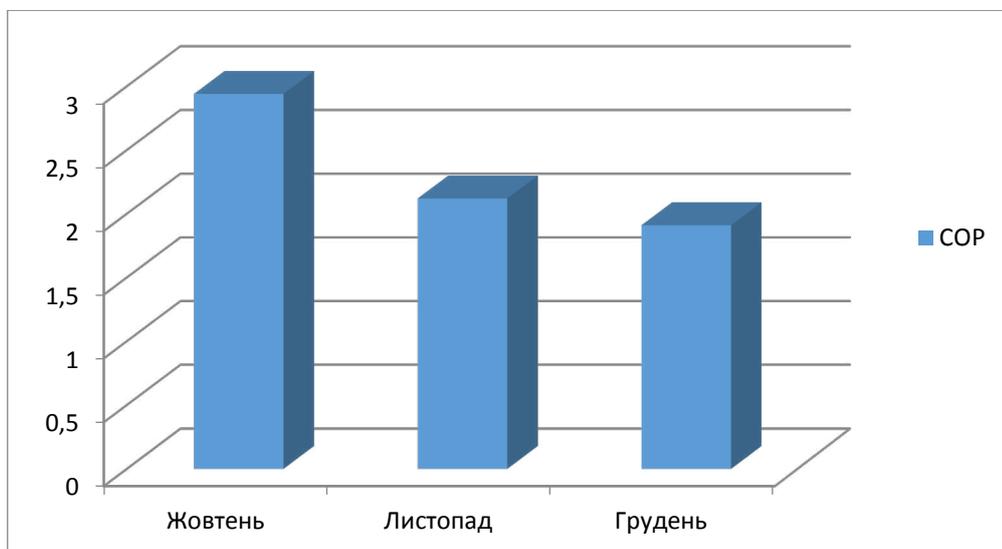


Рисунок 5.7 – Коефіцієнт перетворення теплового насосу

Результати експериментальних дослідження показників ефективності КСТЗ підтверджують високу енергетичну та економічну ефективність запропонованих у роботі КСТЗ в режимі переривчастого опалення.

5.1.3 Економічні показники ефективності КСТЗ

5.1.3.1 Середньомісячна питома собівартість

Середньомісячна питома собівартість РПО представлено на рис. 5.8. За даними умовами, за період жовтень-грудень 2021 року цей показник відповідно склав 3,4 – 10 грн/(м²·міс). У порівнянні з тарифом на опалення у м. Одеса (30 грн/(м²·міс)) собівартість РПО у 3-9 разів нижча за тариф, що підтверджує економічну доцільність використання запропонованих у роботі технологій опалення.

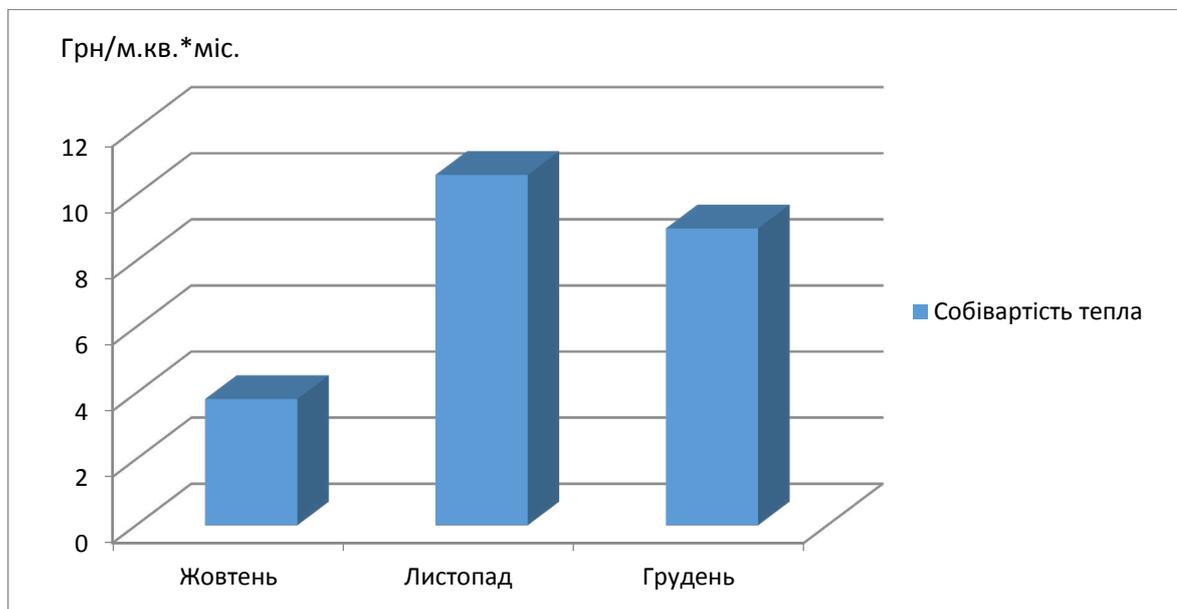


Рисунок 5.8 – Середньомісячна питома собівартість РПО

5.2 Експериментальні дослідження сезонного розподілу швидкості вітру, отримані на метеостанції теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка»

Місцевий потенціал швидкості вітру та відповідну базу експериментальних кліматичних даних на протязі 2020-2022 рр. було досліджено за допомогою метеостанції Vantage Pro2 (виробництво США), що розташована на даху навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка» [119], (рис. 5.9).



Рисунок 5.9 – Метеостанція та вторинний блок Vantage Pro2.

Погодні дані, що вимірюються датчиками метеостанції:

1. Прогноз погоди на 48 години;
2. Атмосферний тиск;
3. Швидкість та напрям вітру;
4. Інсоляція щодо сонячного випромінювання;
5. Температура та вологість повітря;
6. Кількість та інтенсивність опадів

Результати обробки даних кліматичних даних щодо швидкості вітру, які усереднено за відповідний період в порівнянні з даними метеосайту м. Одеса, наведено в таблиці 5.1., та на рис. 5.10.

Таблиця 5.1 - Кліматичні данні щодо середньомісячної швидкості вітру протягом 2020-2022 рр.

Місяць року	січень	лютий	березень	квітень	травень	червень	
Середньомісячна швидкість вітру, м/с (метеосайт м. Одеса).	3,7	3,8	3,7	3,3	2,9	2,7	
Середньомісячна швидкість вітру, м/с (експериментальні дані)	4,8	5	4,8	4,8	3,6	2,9	
Місяць року	липень	серпень	вересень	жовтень	листопад	грудень	Середнє річне
Середньомісячна швидкість вітру, м/с (метеосайт м. Одеса).	2,5	2,5	2,7	3,2	3,6	3,5	3,2
Середньомісячна швидкість вітру, м/с (експериментальні дані)	2,7	2,7	2,9	3,3	3,8	4,3	3,8

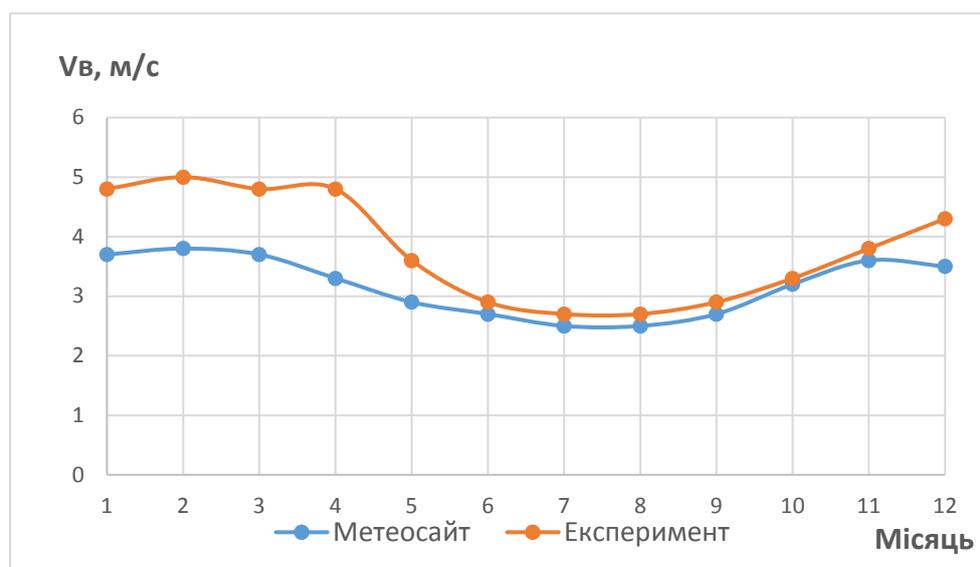


Рисунок 5.10 – Кліматичні данні щодо середньомісячної швидкості вітру

Аналіз таблиці 5.1 показує, що в порівнянні з відповідними даними метеосайту м. Одеса, експериментальні значення щодо середньорічної швидкості вітру за даними, що отримано з метеостанції Vantage Pro2, на 19 % вищі (відповідно 3,2 та 3,8 м/с), а в опалювальний період (з листопада по березень) середня швидкість вітру вища на 24 % (відповідно 3,7 і 4,5 м/с).

Таким чином, експериментальні дані, що отримано з метеостанції Vantage Pro2, свідчать про більш сприятливі умови щодо використання енергетичного потенціалу вітру при розробці комбінованої системи теплопостачання будівлі навчального корпусу № 10 НУ «Одеська політехніка».

Повторюваність швидкостей вітру є важливою характеристикою вітрового потоку, що показує, яку частину часу періоду роботи вітроустановки спостерігається вітер з певною швидкістю. При цьому використовують інтервал швидкостей вітру один м/с. Повторюваність швидкостей вітру визначає ефективність роботи вітроустановки. Прогнозування енергетичної ефективності вітру базується на використанні експериментальних даних про швидкість вітру, що апроксимують функцією розподілу - функцією Вейбула [117]:

$$F(V) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^k\right] \quad (5.1)$$

де c – параметр масштабу розподілу;

k – параметр форми розподілу;

$F(V)$ – інтегральна функція розподілу швидкості вітру, яка визначає ймовірність, що швидкість вітру співпадає або нижче за V .

Щільність розподілу швидкості вітру визначається за виразом:

$$f(v) = \frac{dF(V)}{dV} = \frac{k}{c} \cdot \left(\frac{V}{c}\right)^{k-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{V}{c}\right)^k\right] \quad (5.2)$$

Після подвійного логарифмування виразу (5.2) одержуємо:

$$\ln \left[\ln \left(\frac{1}{1-F(V)} \right) \right] = k \cdot \ln(V) - k \cdot \ln(c) \quad (5.3)$$

Вираз (5.3) - це рівняння прямої лінії, коефіцієнтами якої k та c є невідомими.

Для їх визначення існує багато різних методів [95], найпоширеним з яких є побудова експериментальної залежності $\ln\{-\ln [1-F(V)]\}$ від $\ln(V)$ з наступною лінійною апроксимацією методом найменших квадратів.

На рис. 5.11 представлено експериментальні данні розподілу середньодобової швидкості вітру по основних місяцях опалювального періоду (з листопада по березень), який характерний для функції розподілу Вейбула.

Задля визначення параметрів розподілу Вейбула (c , k) за методикою (5.1) - (5.3) оброблено експериментальні середньодобові дані щодо швидкості вітру за період з листопада по березень та побудовано графік для визначення коефіцієнтів розподілу Вейбула (рис. 5.12). Отримано підсумкове рівняння прямої лінії: $Y = 2,78x - 4,405$, з якого було визначено параметр форми $k = 2,78$ та параметр масштабу $c = 4,405$ (коефіцієнт детермінації моделі при цьому склав $R^2 = 0,997$).

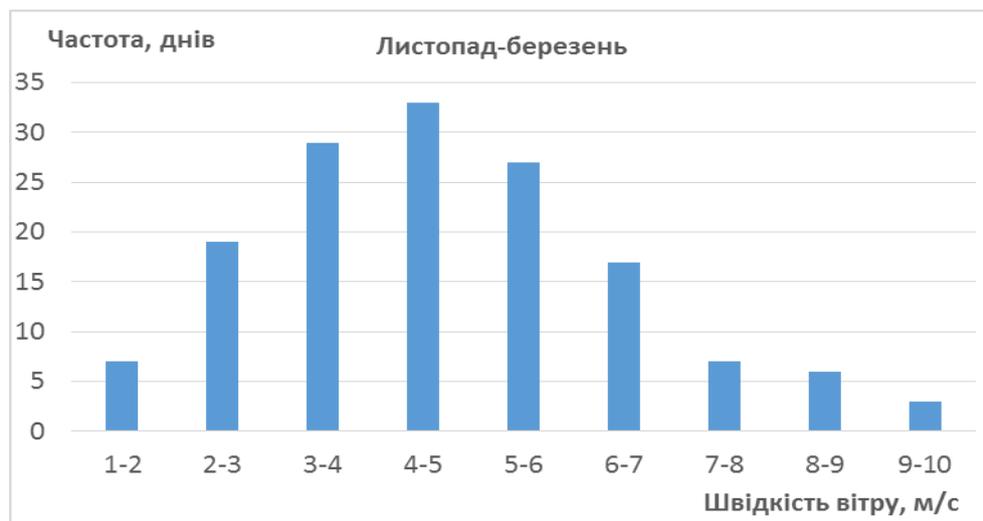


Рисунок 5.11 – Розподіл середньодобової швидкості вітру з листопаду по березень

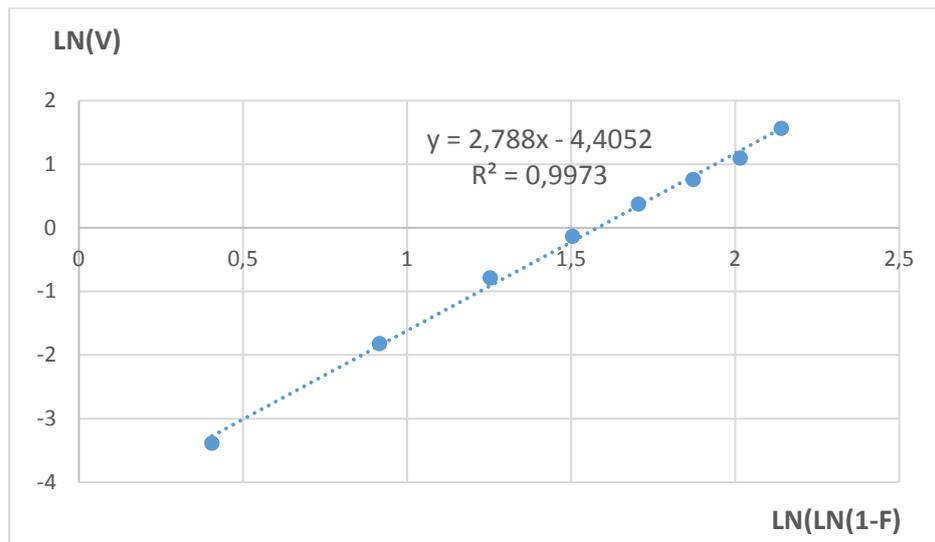


Рисунок 5.12 – Лінеаризація функції розподілу Вейбула

На рис 5.13 представлено графіки інтегральної функції повторюємості вітру за період листопад-березень, які побудовано за експериментальними даними в порівнянні з отриманою розрахунковою моделлю. Результат свідчить про суттєве наближення даних експерименту та моделі інтегральної функції повторюємості вітру.

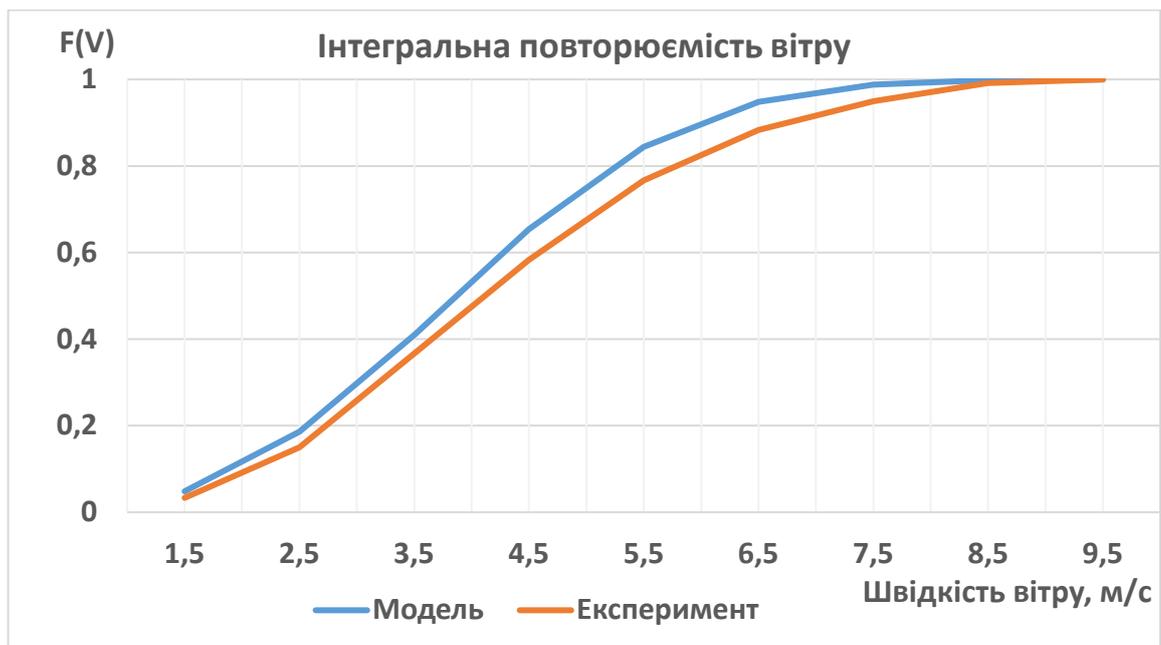


Рисунок 5.13 – Інтегральна функція повторюємості вітру

Отримавши розподіл щодо щільності ймовірності повторюємості швидкостей вітру, що описується функцією розподілу Вейбула, можна розрахувати ймовірність повторюємості вітру для будь-якого інтервалу швидкостей:

$$P(V_1 < V < V_2) = F(V_2) - F(V_1) = \exp\left[-\left(\frac{V_1}{c}\right)^k\right] - \exp\left[-\left(\frac{V_2}{c}\right)^k\right] \quad (5.4)$$

Результати розрахунків за виразом (5.4) представлено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Розподіл щільності ймовірності повторюємості швидкості вітру

V_v , м/с	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	Σ
$P(V)$	0,033	0,117	0,217	0,217	0,183	0,117	0,067	0,042	0,008	1
$N_{ел}$, кВт	0,038	0,177	0,486	1,033	1,886	3,113	4,782	6,961	9,718	
$N_{ел} * P(V)$, кВт	0,001	0,021	0,105	0,224	0,346	0,363	0,319	0,290	0,081	1,75

Аналіз результатів таблиці 5.2. показує, що при урахуванні розподілу щільності ймовірності повторюємості швидкостей вітру, номінальна потужність вітроустановки зростає на 23 % ($N_{ел} = 1,7$ кВт), що дозволило зменшити обмітаєму площу ротора вітроустановки та її габарити. При цьому розрахункове значення швидкості вітру збільшилось з 5,0 м/с до 5,37 м/с.

5.3 Експериментальні дослідження динаміки баку-акумулятору тепла в режимі натопу

Експериментальні дослідження щодо динаміки розрядки-зарядки баку-акумулятору тепла було проведено з метою визначення технічних параметрів системи опалення в режимі натопу приміщення. Схему експериментальної установки наведено на рис. 5.14.

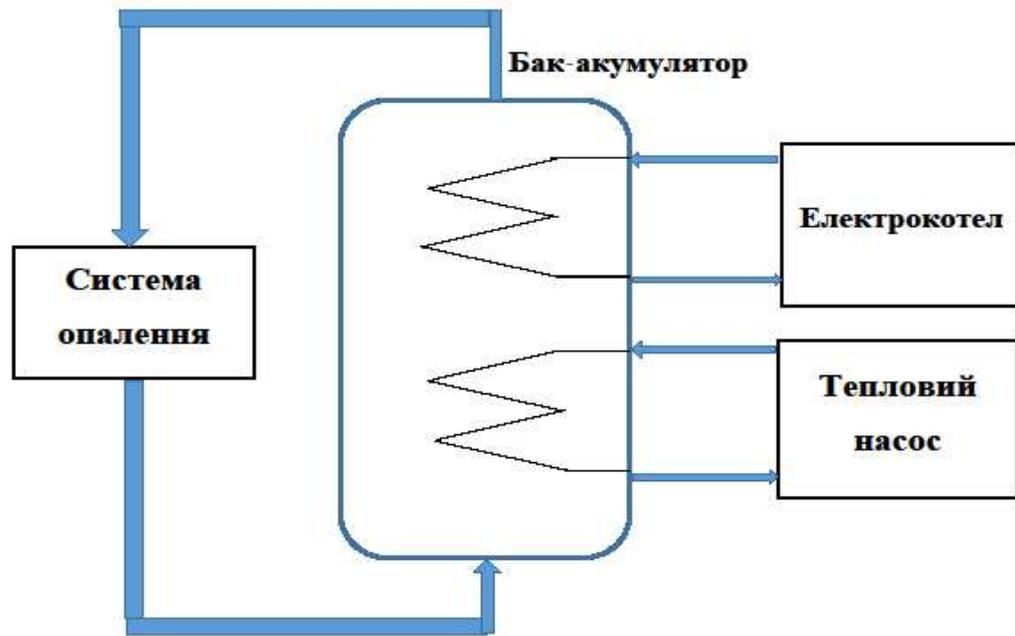


Рисунок 5.14 – Схема експериментальної установки щодо дослідження динаміки розрядки баку-акумулятору тепла

Параметри експериментальної установки:

- ємність бак-акумулятору – 300 л;
- потужність електричного котла – 4,5 кВт;
- теплова потужність теплового насоса – 6 кВт;
- початкова температура розряду баку-акумулятора – 75 °С;
- площа опалювального приміщення – 35 м²;
- початкова температура повітря у приміщенні: +16 °С;
- температура зовнішнього повітря: +7 °С.

У системі опалення одночасно, для форсування натопу приміщення, вмикалися сталеві радіатори та каналний фанкойл. Максимальна теплова потужність системи опалення на початку розрядки акумулятора складала 12 кВт.

Динаміку розрядки акумулятора для різних режимів натопу наведено на рис. 5.15.

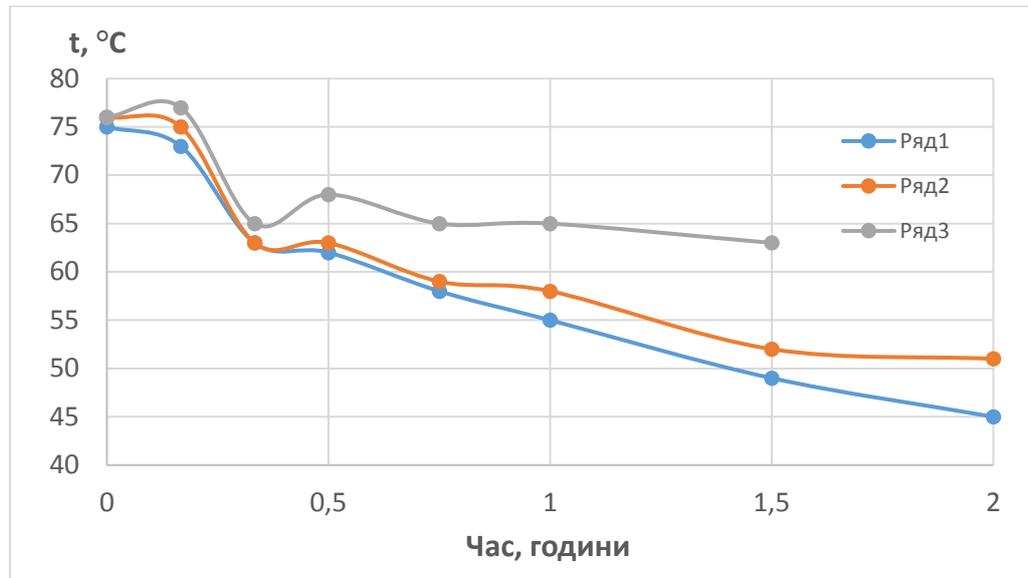


Рисунок 5.15 – Динаміка розрядки акумулятора при різних режимах нагріву

Дослідження з розрядки акумулятора проводилися у наступних режимах:

- розрядка акумулятора без регулювання температури повітря у приміщенні (рис. 5.15, ряд 1).
- розрядка акумулятора з регулюванням температури повітря у приміщенні на рівні 20 °C (рис. 5.15, ряд 2);
- розрядка акумулятора з одночасної роботою електричного котла (рис. 5.15, ряд 3);

У всіх режимах, після здійснення нагріву приміщення (час нагріву – 30 хв.), вмикався тепловий насос для подальшої підтримки температури в приміщенні у робочий час.

Динаміку нагріву повітря у приміщенні для різних режимів нагріву наведено на рис. 5.16.

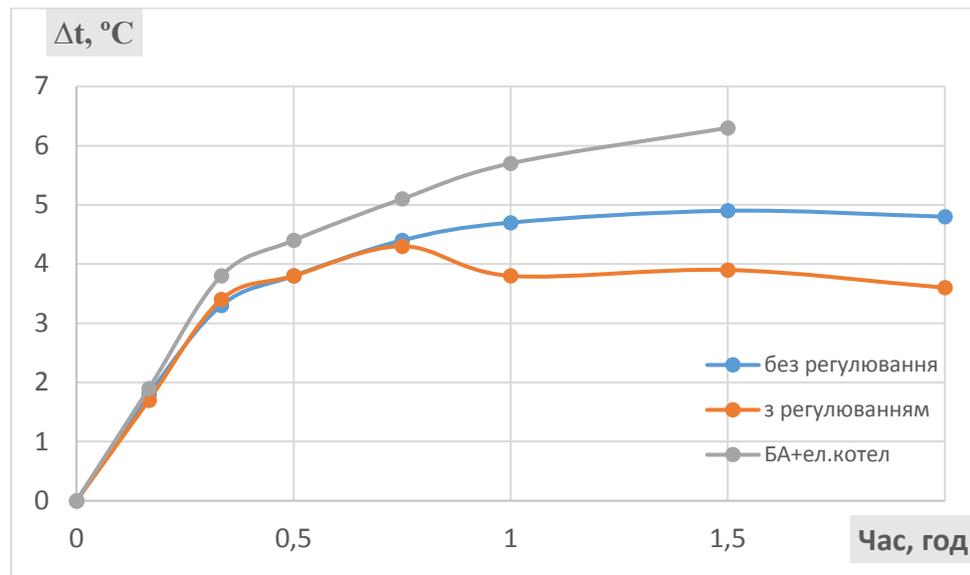


Рисунок 5.16 – Динаміка нагріву повітря у приміщенні для різних режимів натопу

Отже, аналіз рис. 5.16 показує, що найефективніший натоп отримаємо при розрядці бака-акумулятора тепла з ввімкнутим електричним котлом.

За перші півгодини прирост температури повітря в приміщенні склав 4,5 °C, а за годину близько 5,75°C, за півтори години, відповідно - 6,25 °C.

Якщо використовувати для натопу тільки тепловий насос (електрокотел весь час вимкнено) при температурі води на його виході 55 °C (максимальна температура води після ТН в експерименті), то потрібно було б витратити 1,5 години, щоб отримати той же результат, як у варіанті з роботою електрокотла.

При регулюванні температури повітря у приміщенні на рівні 20 °C розрядка акумулятора триває повільніше, так як система опалення працює в економічному режимі.

Наведені результати експериментальних досліджень режимів розрядки бака-акумулятора тепла дозволяють зробити наступні висновки:

1. Використання бака-акумулятора тепла значно підвищує ефективність натопу приміщення за рахунок досягнення максимальної теплової потужності системи опалення під час натопу, яка перевищує потужність системи більше ніж в 2 рази в порівнянні з робочим часом.

2. Ємність бака-акумулятора може бути мінімальна, за умови його розрядки і тривалості ефективного натопу за 0.5-1.0. години.
3. Для КСТЗ, що досліджується в роботі, підвищення ефективності натопу забезпечується за рахунок продовження роботи електродкотла під час натопу, а не тільки на час зарядки бака-акумулятора тепла.

5.4 Експериментальні дослідження систем опалення за інерційними властивостями опалювальних пристроїв

Експериментальні дослідження інерційних властивостей опалювальних пристроїв, що використано при реалізації КСТЗ, було проведено з метою визначення найбільш ефективних їх варіантів за швидкістю нагріву повітря у приміщенні [60].

Експерименти проводилися у відповідних приміщеннях, де було встановлено опалювальні пристрої різних типів та фіксувався нагрів повітря у приміщенні на протязі 1,5-2,0 годин після початку нагріву.

Так як базовими опалювальними пристроями для КСТЗ, які найбільш ефективно забезпечують реалізацію режиму переривчастого опалення, запропоновано фанкойли, то експерименти проводилися шляхом попарного порівняння швидкості нагріву повітря у приміщенні різними типами опалювальних пристроїв з електричним тепловентилятором, який близький за принципом дії і властивостями до фанкойла.

Для коректного порівняння ефективності опалювальних пристроїв остаточні показники було приведено до однакового енергетичного потенціалу – зростання температури у приміщенні за першу годину натопу на 1 кВт теплової потужності.

Попарне порівняння енергетичної ефективності було дослідження для наступних варіантів:

- 1) радіатори – тепловентилятор;
- 2) інфрачервоні нагрівачі UFO - тепловентилятор;
- 3) тепла підлога – тепловентилятор.

5.4.1 Дослідження систем опалення на базі радіаторів

Результати дослідження швидкості нагріву повітря та порівняння інерційних властивостей тепловентилятора і сталевих радіаторів в аудиторії №12 Теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» наведено на рис. 5.17.

Теплова потужність кожного типу опалювальних пристроїв – 2 кВт. Аналіз рис 5.17 показує, що тепловентилятор має перевагу щодо швидкості нагріву повітря у приміщенні перед сталевими радіаторами при однаковій тепловій потужності, що зумовлено інерційними властивостями кожного приладу.

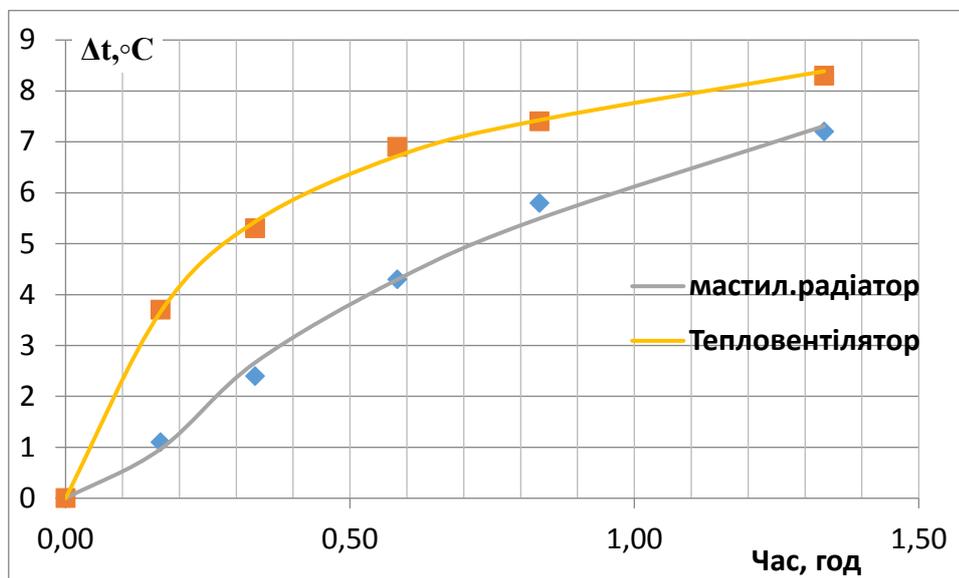


Рисунок 5.17 – Дослідження інерційних властивостей радіатора в порівнянні з тепловентилятором в аудиторії №12

Зростання температури у приміщенні за першу годину натопу на 1 кВт теплової потужності відповідно склало:

- для тепловентилятора (аналог фанкойла) – 1,35 °C/кВт;
- для сталевому радіатору (масляного радіатору) - 1,0 °C/кВт;

5.4.2 Дослідження систем опалення на базі інфрачервоного нагрівача UFO

Результати дослідження швидкості нагріву повітря та порівняння інерційних властивостей електричного тепловентилятора та інфрачервоного нагрівача UFO в аудиторії №16 Теплотехнічної лабораторії наведено на рис. 5.18.

Теплова потужність кожного типу опалювальних пристроїв – 2 кВт. Інфрачервоний нагрівач UFO має незначну перевагу щодо швидкості нагріву повітря у приміщенні перед тепловентилятором завдяки малоінерційному радіаційному принципу дії при однаковій тепловій потужності. Однак, UFO може бути використано тільки при електричному локальному опаленні, що робить його менш універсальним опалювальним пристроєм.

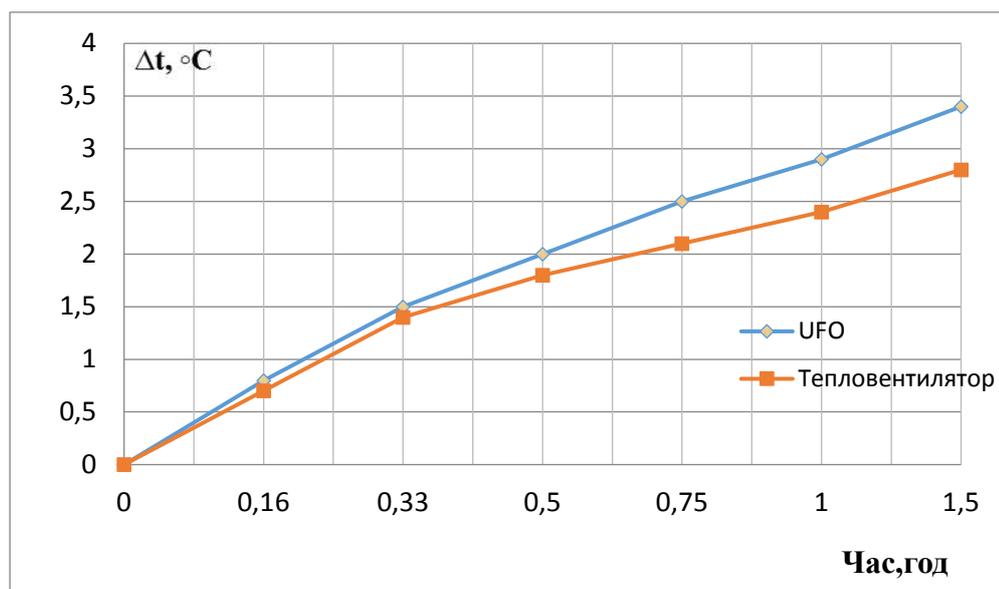


Рисунок 5.18 – Дослідження інерційних властивостей та інфрачервоного нагрівача UFO в порівнянні з тепловентилятором в аудиторії №16

Зростання температури у приміщенні за 1-шу годину натопу на 1 кВт теплової потужності відповідно склало:

- для та інфрачервоного нагрівача UFO – 1,45 °C/кВт;
- для тепловентилятора (фанкойла) – 1,35 °C/кВт;

5.4.3 Дослідження систем опалення з теплою підлогою

Результати дослідження швидкості нагріву повітря та порівняння інерційних властивостей електричного тепловентилятора та теплої підлоги з підігрівом електрикою в аудиторії №15 наведено на рис. 5.19.

Теплова (електрична) потужність теплої підлоги – 3,7 кВт. Для співставлення теплової потужності приладів було задіяно 2 тепловентилятори сумарною тепловою потужністю – 4 кВт.

Порівняння вказує, що тепловентилятори мають незрівнянно значну перевагу щодо швидкості нагріву повітря у приміщенні перед теплою підлогою завдяки малоінерційному принципу дії при співставною тепловою потужністю. За 2 години експерименту нагрів повітря від тепловентиляторів склав 6,5 °С, а від теплої підлоги відповідно всього 1,5 °С. Це експериментально підтверджує, що використання теплої підлоги задля реалізації режиму переривчастого опалення неефективно та недоцільно.

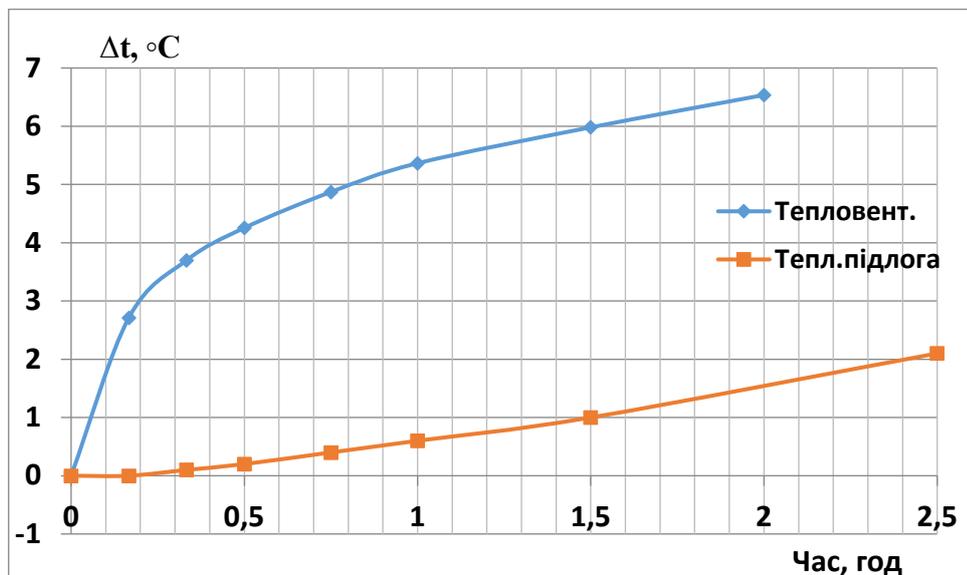


Рисунок 5.19 – Дослідження інерційних властивостей теплої підлоги в порівнянні з тепловентилятором в аудиторії № 15

Зростання температури у приміщенні за першу годину натопу на 1 кВт теплової потужності відповідно склало:

- для тепловентилятора (аналог фанкойла) – 1,35 °С/кВт;
- для теплої підлоги – 0,18 °С/кВт.

На рис.5.20 наведено результати математичного моделювання інерційних властивостей опалювальних пристроїв, що експериментально було досліджено вище (крім UFO).

Вхідні дані щодо математичного моделювання:

- 1) Початкова температура опалювальних пристроїв: 20 °С;
- 2) Температура теплоносія, що подано до опалювальних пристроїв: 70 °С.
- 3) Динамічні властивості опалювальних пристроїв математично описано інерційною ланкою 3-го порядку:

$$W(s) = \frac{k}{(Ts + 1)^3}$$

4) Постійні часу інерційною ланки відповідно було прийнято:

- для фанкойла: $T = 0,03$ год;
- для сталевго радіатора: $T = 0,08$ год;
- для чавунного радіатора: $T = 0,15$ год;
- для теплої підлоги: $T = 0,45$ год;

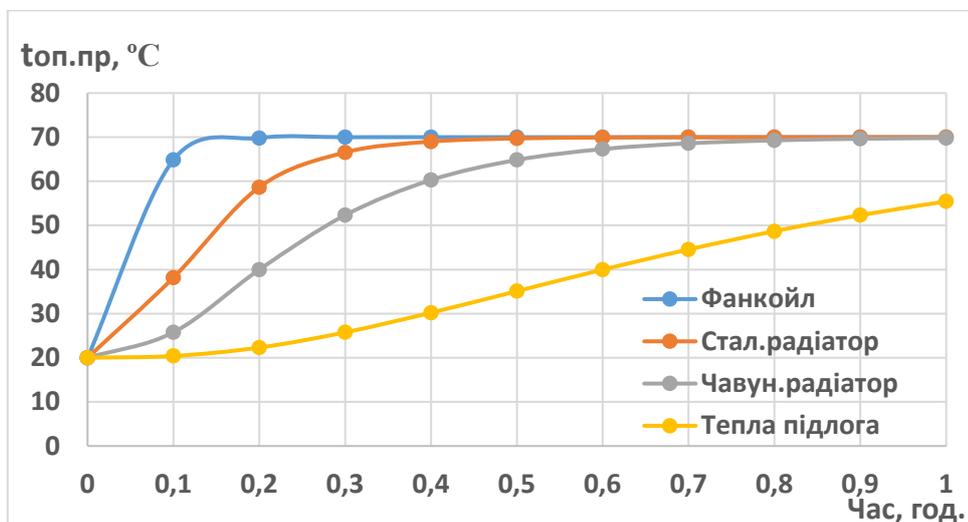


Рисунок 5.20 – Моделювання інерційних властивостей опалювальних пристроїв.

Результати математичного моделювання корелюються з експериментальними дослідженнями інерційних властивостей опалювальних пристроїв, що наведено вище, та підтверджують, що найбільш придатними пристроями щодо здійснення ефективного натопу приміщення є низькоінерційні фанкойли та сталеві радіатори. Тепла підлога неефективна при тривалості натопу до 1 години.

Висновки по розділу

1. Експериментальні дослідження КСТЗ з тепловим насосом в режимі поривчастого опалення, що реалізовано у приміщенні теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» довели високу ефективність системи за наступними показниками:

- показник ефективності натопу приміщення склав: $E_{\text{нат}} = 21-28 \text{ кДж}/(\text{°C} \cdot \text{м}^3)$;
- середньомісячна питома теплова потужність системи з тепловим насосом – 5,5 – 10 Вт/м²;
- середньомісячна питома електрична потужність системи опалення з тепловим насосом – 1,8 – 4,3 Вт/м²;
- середньомісячна питома собівартість опалення в переривчастому режимі – 2,3 – 10 грн/(м²·місяць);
- ефективне значення коефіцієнту натопу приміщення – 2.0-3.0;
- коефіцієнт заміщення альтернативними джерелами – 23-51 %;
- середньомісячний коефіцієнт перетворення теплового насосу COP – 1,8 – 2,8.

2. Експериментальні дослідження середньорічної швидкості вітру за даними метеостанції Vantage Pro2 для Теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» довели, що вона на 19 % вища в порівнянні з даними метеосайту м. Одеси (відповідно 3,2 і 3,8 м/с), а в опалювальний період (листопад-березень) середня швидкість вітру вища на 24 % (відповідно 3,7 і 4,5 м/с), що створює більш сприятливі умови щодо використання енергетичного потенціалу вітра для КСТЗ будівлі Теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка».

3. Експериментальні дослідження режимів розрядки бака-акумулятора тепла КСТЗ довели, що:

- використання бака-акумулятора тепла значно підвищує ефективність нагріву приміщення за рахунок досягнення максимальної теплової потужності системи опалення під час натопу, яка перевищує потужність системи більше ніж в 2 рази в порівнянні з робочим часом;
- ємність бака-акумулятора може бути мінімальна, за умови його розрядки протягом ефективного натопу за 0,5-1,0 години;
- підвищення ефективності натопу забезпечується за рахунок продовження роботи електрокотла під час натопу, а не тільки на час зарядки бака-акумулятора тепла.

4. Експериментальні дослідження інерційних властивостей опалювальних пристроїв, що використано при реалізації КСТЗ, показали наступну енергетичну ефективність при приведенні до однакового енергетичного потенціалу – зростання температури у приміщенні за 1-шу годину натопу на 1 кВт теплової потужності (у порядку від вищої до нижчої ефективності):

- UFO – 1,45 °C/кВт;
- тепловентилятор (аналог фанкойла) – 1,35 °C/кВт;
- сталевий радіатор (масляний радіатор) - 1,0 °C/кВт;
- тепла підлога – 0,18 °C/кВт.

5. Отримані дані свідчать про співставну теплову інерційність інфрачервоних нагрівачів UFO, фанкойлів, радіаторів, що доводить їх використання у ефективних КСТЗ при переривчастому режимі опалення. Тепла підлога має інерційність у 6-7 разів вищу за інші опалювальні прилади та не забезпечує ефективні показники натопу приміщення.

ВИСНОВКИ

До основних наукових і практичних результатів роботи відносяться наступні висновки:

1. У відповідності до мети роботи було вирішено задачі та визначено умови ефективної роботи комбінованих систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення різних класів і конфігурацій в комбінації з відновлювальними джерелами енергії.
2. Сформульовано та обґрунтовано науково-технічні принципи створення, аналізу та оптимізації КСТЗ, визначено умови теплозабезпечення споживачів на основі систем, що поєднують в собі ефективні системи опалення у переривчастому режимі і додаткові альтернативні джерела тепла. При аналізі режимів роботи КСТЗ враховувалася зміна теплового навантаження споживачів протягом доби та опалювального сезону.
3. Запропоновано критерії та методи комплексної оцінки енергетичної та економічної ефективності КСТЗ, які використовують різні за енергетичною природою джерела енергії. Розроблено математичну модель різних класів і конфігурацій КСТЗ, яка є замкнутою системою рівнянь для кожного елементу КСТЗ. Декомпозиція системи на модулі дозволила врахувати вплив вхідних параметрів, як на вихідні характеристики і ефективність кожного елементу, так і взаємний вплив елементів КСТЗ.
4. Розроблено математичну модель режимів генерації енергії у вітроустановці та тепловому насосі компресорного типу, яка є моделлю послідовної зміни квазістатичних процесів погодинних проміжках часу при одночасному виконанні умови безперервності зміни основних параметрів системи, а саме – рівня і температури теплоносія в акумуляторі тепла. Використання моделі квазістатичних станів для цих елементів дозволило представити результати чисельного моделювання процесів теплообміну і встановити умови ефективного використання енергії відновлювальних джерел тепла для енергопостачання споживачів.

5. Розроблені математичні моделі КСТЗ різних класів, в яких поєднання системи опалення і відновлюваних джерел енергії, реалізованих на основі вітроустановки та теплового насосу компресорного типу, дозволили на основі чисельного аналізу визначити оптимальні умови їх роботи за умовою найефективнішого використання енергетичного потенціалу альтернативних джерел енергії.
6. Розроблена математична модель КСТЗ і результати чисельного моделювання дозволили зробити висновок про певне підвищення теплової та економічної ефективності комбінованих систем теплозабезпечення в порівнянні з системами без додаткових джерел тепла, а також зняття ряду обмежень, що характерні для систем теплозабезпечення працюючих у цілодобовому режимі, або при використанні тільки альтернативних джерел тепла.
7. Використання режиму переривчастого опалення будівель для певного класу споживачів, що мають обмежений час роботи за добу, забезпечує економію традиційних енергоресурсів на рівні 10-20 %. Застосування шляхів щодо підвищення ефективності режиму переривчастого опалення будівель, що опрацьовані та досліджені в роботі, відповідно збільшують економію традиційних енергоресурсів до рівня 20-40 %.
8. Втілення режиму переривчастого опалення будівель у певній мірі ускладнює систему опалення та потребує додаткових капітальних витрат, що зумовлено:
 - значним збільшенням теплової потужності системи опалення під час ранкового натопу;
 - встановленням додаткових малоінерційних приладів системи опалення;
 - необхідністю акумулювання тепла для здійснення ефективного ранкового натопу.
9. При використанні автономних систем теплопостачання на основі тільки альтернативних джерел енергії існує ряд обмежень, які визначаються наступними факторами:
 - низьким енергетичним потенціалом альтернативних джерел енергії;
 - добовою і сезонною нерівномірністю альтернативних джерел енергії;

- наявністю значної імовірнісної складової при прогнозуванні енергоефективності джерел на заданому інтервалі часу, що обумовлює застосування відповідних способів та устаткування щодо акумулювання енергії;
- необхідністю використання резервних джерел енергії для забезпечення надійного функціонування системи;
- тривалим терміном окупності системи.

10. Інтегрування в одній системі (КСТЗ) додаткових альтернативних джерел енергії та споживача в режимі переривчастого опалення в певній мірі дозволяє компенсувати недоліки та поєднати переваги кожного з них.
11. Впровадження розроблених заходів щодо підвищення ефективності режиму переривчастого опалення та комплексної оптимізації систем теплозабезпечення на базі теплового насосу для корпусу теплотехнічної лабораторії НУ «Одеська політехніка» забезпечило повну відмову від споживання газу та відповідний річний економічний ефект 125 тис. грн., підвищення надійності, екологічності та якості теплозабезпечення.

На основі результатів дослідження ефективності КСТЗ різних класів можна сформулювати наступний підсумковий висновок про практичне використання комбінованих систем.

Використання КСТЗ різних класів, що досліджено в роботі, є доволі перспективними щодо впровадження в Україні задля підвищення ефективності комплексного теплозабезпечення споживачів, оскільки дозволяє заощадити паливно-енергетичні ресурси та поліпшити екологічний стан навколишнього середовища. За певних умов можливе повне покриття дефіциту тепла, що виникає при експлуатації системи, без використання резервних джерел енергії. Поєднання в одній системі переваг режиму переривчастого опалення будівель і альтернативних джерел енергії забезпечує заміщення значної частки традиційних видів енергії. Інтегроване використання декількох джерел енергії, що відмінні за енергетичним потенціалом, створює сприятливі умови щодо підвищення ефективності використання кожного з них і підвищення ефективності роботи КСТЗ в цілому. КСТЗ різних класів можуть бути рекомендовані до впровадження як автономні джерела електроенергії і тепла для адміністративних будівель, навчальних закладів, установ готельно-курортного господарства, невеликих промислових підприємств.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Перспективи енергозабезпечення України в контексті світових тенденцій. За ред. А.І. Шведова. – Дніпропетровськ.: РФ НІСД. 2008. – 208 с.
2. Малярєнко В.А., Гриб О.Г., Малєєв О.І. Енергозбереження і поновлювані енергоресурси – важливий шлях розвитку систем енергопостачання / Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. № 11. – С.38 – 48.
3. Okinda V.O., Odero N.A. A review of techniques in optimal sizing of hybrid renewable energy systems. IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. Issue 11, 2015. – P.153-163.
4. Закон України «Про енергозбереження» від 16.10.2012, № 5463-VI [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://zakon2.rada.gov.ua>. (дата звернення: 11.03.2023).
5. Bocklisch T. Hybrid energy storage systems for renewable energy applications. Energy Procedia, 2015. 103 p.
6. Мица Н.В. Сутність та проблеми енергозбереження в Україні [Електронний ресурс] / Н.В. Мица // Сталий розвиток економіки. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/portal/soc_gum/sre/2011_4/40.pdf. (дата звернення: 15.04.2023)
7. Джеджула В.В. Енергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління: монографія / В.В. Джеджула. – Вінниця: ВНТУ, 2014. – 346 с.
8. Енергоефективність та відновлювані джерела енергії. Під заг. ред. Шидловського А.К. – Київ: Українські енциклопедичні знання, 2007. – 559 с.
9. Енергетична безпека України: оцінки та напрямки забезпечення. За ред. Ю.В. Продана, Б.С. Стогнія. – К.: НТУУ “КПІ”, 2008. – 400 с.
10. Цаплін В.І. Ринкові та адміністративні механізми енергозбереження / Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2008. №6. – С.16-18.

11. Маляренко В. А. Сжигание органических топлив и эколого-химическая безопасность / В. А. Маляренко, П. М. Канило // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 11 (105). – С. 30-38.
12. Стратегія енергозбереження в Україні. За ред. В.А.Жовтянського – Т 1. – К.: Академперіодика, 2006. – 510 с.
13. Стратегія енергозбереження в Україні. За ред. В.А.Жовтянського – Т 2. – К.: Академперіодика, 2006. – 600 с.
14. ЗАКОН УКРАЇНИ «Про енергетичну ефективність», (Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2022, № 2, ст.8).
15. Енергетична стратегія України до 2030 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/doccatalog/document?id=260994>. 1.(дата звернення: 01.02.2023)
16. Оновлення Енергетичної стратегії України на період до 2030 р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://mpe.kmu.gov.ua/fuel/control/uk/publish/article?artid=222035>.(дата звернення: 15.06.2023)
17. Рішення Ради національної безпеки і оборони України «Про стан реалізації державної політики щодо забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/n0023525-08>. (дата звернення: 21.01.2024)
18. Маляренко В.А. Анализ критерия энергоеффективности здания и сооружения / В.А. Маляренко, Н.А. Орлова // Интегрированные технологии та энергосбережения, 2004. – №2.– С. 43–48.
19. Круковский П.Г. Возможности и проблемы применения способа экономии энергии путем регулирования температуры помещений / П.Г. Круковский, М.А. Метель, О.Ю. Тадля// Промышленная теплотехника. - 2009. - №7.
20. В.И. Панферов Анализ возможности экономии тепловой энергии при прерывистом режиме отопления / В.И. Панферов, Е.Ю. Анисимова // Вестник ЮУрГУ. № 12 – 2008 – с. 52-59.

21. Інтелектуальні енергетичні системи теплозабезпечення будівель / Фіалко Н. М., Тимченко М. П., Халатов А. А., Шеренковський Ю. В. / Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Теорія і практика будівництва. - 2016. - № 844. - С. 203-209.
22. Відновлювані джерела енергії / За заг. ред. С.О. Кудрі. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАНУ, 2020. – 392 с.
23. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України / за ред. С.О. Кудрі. – Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАН України, 2020. – 82 с.
24. Дослідження енергетичного потенціалу регіональних альтернативних джерел для оптимізації паливно-енергетичних балансів / П. Г. Плешков, М. В. Кубкін, К. Г. Петрова [та ін.] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2013. – Вип. 141. – С. 54–57.
25. Божидарнік Т. В. Альтернативна енергетика: міжнародний та вітчизняний досвід / Т. В. Божидарнік, О. М. Лютак, В. В. Ткачук // Економічні науки. Серія «Економічна теорія та економічна історія»: зб. наук. праць. – Луцьк, 2017. – Вип. 14. – С. 36–45.
26. Дзяди́кевич Ю.В., Буряк М.В., Розум Р.І. Управління енергозабезпеченням шляхом використання вторинних енергоресурсів / Інноваційна економіка. – 2010. №2. – С. 44-5015.
27. Лежнюк П.Д. Відновлювані джерела енергії в розподільних електричних мережах: монографія / П.Д. Лежнюк, О.А. Ковальчук, О.В. Нікіторович, В.В. Кулик - Вінниця: ВНТУ, 2014. – 204 с.
28. Грушка О.Г., Грушка З.М. Альтернативні джерела електричної енергії. – Чернівці.: Рута. 2008. – 84 с.
29. Казак В. М. Оцінка ефективності використання вітрової та сонячної енергетики в Україні / В. М. Казак, Я. М. Панченко, К. В. Ковбій // Наукоємні технології. - 2009. № 3–4 (7–8). – С. 81-85.

30. Самойлик О.В., Курбака Г.В., Дудник М.В. Аналіз балансу потужності локальної системи електропостачання на базі поновлювальних джерел енергії та акумуляторних батарей. *Енергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.* №11 (154) ноябрь 2016. С. 22–32.
31. Obukhov S., Ibrahim A., Tolba M.A., M.El-Rifaie A. Power balance management of an autonomous hybrid energy system based on the dual-energy storage // *Energies*, 2019, v.12; doi:10.3390/en12244690.
32. Analysis of the application of combined solar-assisted accumulation ground source heat pump system for heat supply of the building / Boris Basok, Aleksandr Nedbailo, Olena Tutova, Myroslav Tkachenko, Ihor Bozhko / *Energy-efficiency in civil engineering and architecture*. 2019. Issue No. 12. – P. 30 – 41.
33. Енергетична ефективність комбінованих систем тепlopостачання / Р.О. Климов, А.С. Морозовська / *Збірник наукових праць ДДТУ № 2(39) 2021.* – С. 92 – 97.
34. В.І. Дешко, І.Ю. Білоус. Моделювання режимів опалення приміщень. *Енергетика: економіка, технології, екологія*, 2016. №3. С. 97-104.
35. Куценко А.С. Анализ энергоэффективности прерывистого режима отопления зданий / А.С. Куценко, С.В. Коваленко, В.И. ТОВАЖНЯНСКИЙ // *Ползуновский вестник №4, Т.1 – 2014 – С. 247-253.*
36. Визначення критеріїв та методу вибору переважної комбінованої системи тепlopостачання / Адегов О. В., Солод Л. В., Березюк Г. Г., Ляховецька-Токарева М. М., Кудрявцев О. П. / XIX ISPC "Innovative Technologies in Construction, Civil Engineering and Architecture", September 19-22, 2021.
37. Захаревич А.Э. Экономия тепловой энергии при прерывистом отоплении / А.Э. Захаревич // *СОК № 1 – 2014 – с. 44-60.*
38. В.І. Дешко, І.Ю. Білоус, Н.А. Буряк // Вплив переривчастих режимів опалення на динаміку енергопотребности та умови комфортності будівель із різним рівнем теплового захисту / *Енергетична та нові енергогенеруючі технології.* №4. – 2019. С. 7-16.

39. Кутний Б.А., Борисюк А.О. Економія енергоресурсів при програмному відпуску теплоти. Восточно-Европейский журнал передовых технологий, № 3/8 (63) - 2013. С. 18-20.
40. О.М. Голишев, А.О. Голишев, Д.В. Михалків, Е.В. Серебреніков // Дослідження процесу остигання будівлі в умовах припинення теплопостачання / Вісник національного університету «Львівська політехніка». Вип. 844, 2016, С.58-63.
41. Lechowska A. Intermittent heating / A. Lechowska, E. Guzik // Energy and Buildings № 76 – 2014 – p. 55-63.
42. Sang Hoon Lee Intermittent Heating and Cooling Load Calculation Method Comparing with ISO 13790 / Sang Hoon Lee // Architectural Research № 1 – 2012 – p. 13-20.
43. Analysis on Energy Saving of Intermittent Operation Control of University Building Heating System / Xiang Pei / Shandong Huayu University of Technology, Dezhou, Shandong Province. E3S Web of Conferences 185, 02015 (2020) ICEEB 2020.
44. Intermittent Heating and Cooling Load Calculation Method -Comparing with ISO 13790 / March 2012 Architectural research 14(1) / DOI:10.5659/AIKAR.2012.14.1.11 / Sang Hoon Lee / Lawrence Berkeley National Laboratory.
45. Thermal capacity, intermittent heating and condensation / D. C. Spooner / Page 164, Published online: 06 May 2008 / UK, Batiment International, Building Research and Practice, Volume 7.
46. Ran Chunyu and Jia Zhengchao, "Intermittent heating mode of economic and environmental benefits analysis research," 2011 International Conference on Materials for Renewable Energy & Environment, Shanghai, China, 2011, p. 1109-1112.
47. A proposal for winter outdoor design temperature of intermittent heating. Yingying Wang, Yanfeng Liu, Xi'an University of Architecture & Technology. Advanced Materials Research / ISSN: 1662-8985. Vais. 243-249. PP. 5021-5025.
48. Research on Energy-Saving Performance of Intermittent Heating for Rooms in Hot Summer & Cold Winter Zone / Guoqing Yu, Nan Fang, Dingke Hu, Wei Zhao / Energy Engineering, Vol.120, No.7, pp. 1563-1582, 2023.

49. Sun, Hongli & Duan, Mengfan & Yang, Zixu & Ding, Pei & Wu, Yifan & Lin, Borong, 2023. "Evaluation of the intermittent performance of heating terminals based on exergy analysis: Discriminate the impacts of heat and electricity input," *Applied Energy*, Elsevier, vol. 346(C).
50. Estimation of the preheating time in intermittent heating by considering building model uncertainties / Shouchen Suna, Xiaotong Xinga, Jiandong Wanga, Xiaoqing Suna, Changsheng Zhao / College of Electrical Engineering and Automation, Shandong University of Science and Technology, Qingdao, Shandong Province, China / Preprint submitted to *Building and Environment*.
51. Табунщиков Ю. А. Экспериментальные исследования оптимального управления расходом энергии / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач // *АВОК № 1 – 2006 – С. 25-31*.
52. Гершкович В.Ф. О возможности практической реализации регулирования теплотребления зданий методом периодического прерывания потока теплоносителя / Гершкович В.Ф. // *Новости теплоснабжения № 02 – 2000 – С. 63-71*.
53. Куценко А.С. Анализ энергоэффективности прерывистого режима отопления зданий / А.С. Куценко, С.В. Коваленко, В.И. Товажнянский // *Ползуновский вестник №4, Т.1 – 2014 – С. 247-253*.
54. Захаревич А.Э. Экономия тепловой энергии при прерывистом отоплении / А.Э. Захаревич // *СОК № 1 – 2014 – С. 44-60*.
55. Е.Ю. Анисимова // Энергоэффективность теплового режима здания при использовании оптимального режима прерывистого отопления / *Вестник ЮурГУ № 38 – 2012 – С. 55- 59*.
56. Климчук, А.А. Комплексний підхід до впровадження переривчастого теплопостачання в будівлях громадського призначення / О.А.Климчук, А.Є.Денисова, Г. А. Баласанян // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія "Моделювання як інструмент інноваційного розвитку". - 2017. № 41 (1263). - С. 52-57*.
57. Klymchuk, O. Enhancing efficiency of using energy resources in heat supply systems of buildings with variable operation mode. Klymchuk, O., Denysova, A., Balasanian G. Ivanova, L. Bodiul O. *EUREKA, Physics and Engineering. 2020(3), pp. 59-68*.

58. Баласанян Г. А. Крапива Н. В., Семеній А. А. Перспективні напрямки підвищення ефективності автономних систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення // VII International scientific and practical conference «Scientific Research: Theoretical Foundations and Practical Applications» (January 24-26, 2024) Vienna, Austria, International Scientific Unity. 2024. P. 532-536.
59. Баласанян Г.А., Климчук О.А., Ігнатів О.І., Кушніренко В.І. Шляхи підвищення ефективності використання генераторів теплоти в системах переривчастого теплопостачання. Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції «Енергоефективні технології в міському будівництві та господарстві». Одеса 2018, ОДАБА, С. 98-101.
60. Баласанян Г.А., Остапенко А.С., Семеній А.А. Експериментальні дослідження систем опалення за інерційними властивостями опалювальних пристроїв. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Modern trends in the development of science and information technologies», 17-20 вересня 2024 р., Софія, Болгарія. - С. 236-240.
61. Balasanian, H. i Semenii, A. 2024. Ефективність автономної системи опалення в переривчастому режимі з акумулятором тепла . Праці Одеського політехнічного університету. 1(69) (квіт. 2024), - С. 57–62.
62. Постановка задачі оптимізації для комбінованої енергосистеми / Лисенко О. В. / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Вип. 19. Т. 2. – С. 208 – 215.
63. А.А. Чулков. Исследование теплозащитных характеристик двухслойных наружных стен зданий с прерывистым отоплением. Градостроительство и архитектура, 2018, Т. 8, № 4. С. 15-18.
64. Вплив теплоінерційних особливостей огорожень на умови комфортності при впровадженні енергоощадних режимів опалення в будівлях / В.І. Дешко, Н.А. Буяк, І.Ю. Білоус, М.В. Гурєєв, О.О. Голубенко / Комунальне господарство міст, 2019, том 3, випуск 149. – С. 44 – 50.

65. Климчук О.А. Вплив теплової ізоляції на акумулюючі властивості будівель./ Зайцев Д.В., Баласанян Г.А., Климчук О.А.// Вісник національного технічного університету «ХПІ», Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Випуск 10, Харків, 2016. – С. 171-174.
66. Васильев Ю.С. Инженерные формулы для определения постоянной времени / Ю.С. Васильев, А.Б. Донская // Вестник ЮурГУ № 16 – 2009 – С. 42- 48.
67. Simulation of intermittent heating mode of the educational building / G. Balasanian, O. Klymchuk, A. Semeniі, Ye. Babaiev, L. Sachenko // Пр. Одес. політехн. ун-ту. – Одеса, 2021. – Вип. 2 (64). – Р. 22–27.
68. Ефективність натопу режиму переривчастого опалення будівлі.
SCIENCE, INNOVATIONS AND EDUCATION: PROBLEMS AND PROSPECTS.
Proceedings of VII International Scientific and Practical Conference Tokyo, Japan 9-11 February 2022. P. 205-210.
69. Improving the Efficiency of Heating Systems of Buildings Due to Intermittent Heating. Баласанян Г.А., Семений А.А., Саченко Л.В. Повышение эффективности систем отопления зданий из-за прерывистого отопления. Zinoviу Blikharskyу Editor. Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine. 06 August 2022. P.162-170.
70. Антипов Є.О. Комбінована система енергозабезпечення споживачів із застосуванням традиційних та альтернативних джерел і акумуляторів енергії. Енергетика і автоматика. 2015. No 1. С. 72–81.
71. Дудніков С.М., Шовкалюк М. М. До питань побудови систем енергопостачання споживачів АПК з використанням альтернативних джерел. Енергосбереження, енергетика, енергоаудит. 2012. No 05 (99). С. 56–63.
72. Bhandari B. Optimization of hybrid renewable energy power systems: a review / B. Bhandari, K. T. Lee, G. Y. Lee, Y. M. Cho, S. H. Ahn // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology. – 2015. – Vol. 2, No.1. – P. 99-112.
73. Кузнєцов М.П. Особливості комбінованих енергосистем з відновлюваними джерелами енергії: монографія / М. П. Кузнєцов. — Київ: ІВЕ, 2022. — 142 с.

74. Balasarian, H. i Semenyii, A. Дослідження комбінованої системи теплозабезпечення з альтернативними джерелами енергії. Праці Одеського політехнічного університету. 2(68) (Вер. 2023), С. 25–32.
75. Разработка схемы комбинированной системы теплоснабжения с использованием сезонного аккумулирования тепла от гелиосистем / А. С. Мазуренко, А. А. Климчук, С. Ю. Юрковский, Р. В. Омеко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2015. - № 1(8). - С. 15-20.
76. Низькопотенційна енергетика: навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін.; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. - Харків : Друк. Мадрид, 2016. - 412 с.
77. Про енергетичну ефективність будівель [Електронний ресурс] : Закон України : [прийнято ВР України від 22.06.2017 № 2118-VIII] // Відомості 180 Верховної Ради України (ВВР). – 2017. – № 33. – Ст. 359. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>. (дата звернення: 14.02.2024)
78. Про затвердження Методики визначення енергетичної ефективності будівель [Електронний ресурс] : Наказ Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України від 11.07.2018 № 169. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0822-18#n14>. (дата звернення: 11.05.2023)
79. ДСТУ 9190:2022. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітлення та гарячого водопостачання. ДП «УкрНДНЦ», 2022. – 132 с.
80. Баласанян Г.А., Семеній А.А., Верстак В.О. Критерії оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення ІХ Міжнародна науково-практична конференція «Formation of the personality of a specialist as a subject of self-creation», 29 жовтня – 01 листопада 2024 р., Острава, Чехія. – С. 280-282.

81. Анисимова Е.Ю. Энергоэффективность теплового режима здания при использовании оптимального режима прерывистого отопления. Вестник ЮУрГУ. 2012. № 38. С. 55–59.
82. Кузнецов М.П. Особливості комбінованих енергосистем з відновлюваними джерелами енергії: монографія. Київ : ІВЕ, 2022. 142 с.
83. Щур І. З. Методика розрахунку показників електропостачання окремого об'єкта від гібридної вітро-сонячної системи / І. З. Щур, В. І. Климко // Проблеми енергоресурсозбереження в електротехнічних системах. Наука, освіта і практика. Наукове видання. Кременчук: КрНУ. – 2014. – Вип. 1/2014 (2). – С. 83–85.
84. М.М. Тверской, Д.В. Румянцев. Оптимальное управление температурным режимом здания при комбинированной системе отопления. Наука ЮУрГУ: материалы 67-й науч. конф. Секцмм техн. н-к. С. 460-467.
85. Баласанян Г. А. Моделирование режима прерывистого отопления комбинированной системы теплоснабжения с тепловым насосом / Г. А. Баласанян, А. А. Климчук, М. Б. Миняйло // Вестник НТУ № 17 – 2015 – С. 35- 42.
86. Дацюк Т.А. Моделирование теплового режима жилых помещений при прерывистом отоплении / Т.А. Дацюк, Ю.П. Ивлев, В.А. Пухкал // 2009 – С. 41-45.
87. Buratti C. Unsteady simulation of energy performance and thermal comfort in non-residential buildings / Buratti C., Moretti E., Belloni E., Cotana F. // Building and Environment #59, 2013, 10 p.
88. С.Ю. Мирская, В.И. Сидельников // Экономичный обогрев помещения как задача оптимального управления / Техничко-технологические проблемы сервиса. № 4(30) – 2014, С. 75-78.
89. Каплун В.В., Кравченко О.П., Василенко В.В., Макаревич С.С., Каплун Р.В. Аналіз методів оптимізації мікроенергетичних систем (microgrid) на основі джерел розподіленої генерації. Вісник КНУТД №2 (84), 2015., Серія «Технічні науки», С. 5-17.

90. Попырин Л.С., Самусев В.И., Эпельштейн В.В. Автоматизация математического моделирования теплоэнергетических установок. — М.: Наука, 1981. — 235 с.
91. Методи оптимізації та дослідження операцій : навчальний посібник / Укладачі: Я. Б. Сікора, А.Й. Щехорський, Б.Л. Якимчук. – Житомир: Вид-во ЖДУ ім. Івана Франка, 2019. – 148 с.
92. Соколов Е.Я., Извеков А.В., Рожков Н.Н. Экспериментальная проверка расчетной модели температурного режима отапливаемых помещений// Изв. вузов. Энергетика. - 1987. - № 8. - С. 75-81.
93. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – Москва: Издательство МЭИ, 2001 – 472 с.
94. Панферов В.И., Нагорная А.Н., Пашнина Е.Ю. О структуре математической модели теплового режима здания// VIII Международная научно-практическая конференция Экология и жизнь: Сборник научных трудов. - Пенза, 2005.
95. Сканава А.Н., Махов Л.М. Отопление: учебник для вузов. - М.: Изд. Ассоциации строительных вузов, 2002. - 575 с.
96. J.F.Manwell, J.G.McGowan, A.L.Rogers. Wind Energy Explained: Theory, Design and Application // Publisher. John Wiley & Sons, Ltd. 2002, - 590 p.
97. Erich Nau. Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics. 2nd edition // Springer –Verlag Berlin Heidelberg. 2006, - 783 p.
98. Г. Бекман, П. Гилли. Тепловое аккумулирование энергии// Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. — 287 с.
99. McQuiston F.C., Parker J.D. and Spitler J.D. Heating, Ventilation and Air-Conditioning: Analysis and Design. — John Wiley & Sons. — 2000. — 125 p.
100. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.
101. Теплотехнический справочник. Т.2 / Под. ред. В.Н. Юренева. — М.: Энергия, 1975. — 744 с.
102. Драганов Б.Х., Амерханов Р.А. Проектирование систем теплоснабжения в сельском хозяйстве. — Краснодар, 2001. — 200 с.

103. Некрасова, О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) [Текст] / О.А. Некрасова, Ю.В. Сняк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30-34.
104. Improving the Efficiency of Heating Systems of Buildings Due to Intermittent Heating. Повышение эффективности систем отопления зданий из-за прерывистого отопления. Zinoviyy Blikharskyu Editor. Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine. 06 August 2022. - P.162-170.
105. Крапива Н. В., Баласанян Г. А. Математичне моделювання режиму переривчастого опалення будівлі. Dynamics of the development of world science. Abstracts of the 6th International scientific and practical conference. Perfect Publishing. Vancouver, Canada. 2020. Pp. 366-372. URL <http://sci-conf.com.ua>. (UDC 001.1 , BBK 87, ISBN 978-1-4879-3791).
106. Приходько М. А. Термодинаміка та теплопередача: навч. посіб. / М. А. Герасимчук, Г. Г. Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2008. – 250 с.
107. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, В. Алгоритмічне та програмне забезпечення оптимального управління переривчастим тепловим режимом будівель. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія: системний аналіз, управління та інформаційні технології, № 1 (5) - 2021, С. 42–46.
108. Simulation of intermittent heating mode of the educational building / G. Balasanian, O. Klymchuk, A. Semeni, Ye. Babaiev, L. Sachenko // Пр. Одес. політехн. ун-ту. – Одеса, 2021. – Вип. 2 (64). – Р. 22–27.
109. Lawrence C. Evans. An Introduction to Mathematical Optimal Control Theory. – University of California, Berkeley, 2017. – 300 p.
110. Зайченко О.Ю. Дослідження операцій // Зайченко О.Ю., Зайченко Ю.П. — К: Видавничий дім «Слово», 2014. — 472 с.
111. Баласанян Г. А., Крапива Н. В., Семеній А. А., Саченко Л. В., Ляшенко В. І. «Оптимізації параметрів та режимів роботи бака-акумулятора тепла системи електричного опалення в переривчастому режимі». Міжнародна наукова конференція «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80)», Польща, 19-20 вересня 2023. С. 177-182.

112. O. Klymchuk, A. Denysova, A. Mazurenko, G. Balasarian, A. Tsurkan. Construction of methods to improve operational efficiency of an intermittent heat supply system by determining conditions to employ a standby heating mode. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. VOL 6, NO 8 (96) (2018). p 25-31.
113. Klymchuk O. Implementation of integrated heat supply system working in intermittent mode for education institutions/ A. Mazurenko, O. Klymchuk, A. Denysova, G. Balasarian, A.S. Aldin, K. Borisenko// *Eurica: Physics and engineering*, 1(14), 2018 p. 3-12. ISSN 2461-4254.
114. Г.А. Баласанян, А.А. Семеній. Потужність генератора тепла автономної системи опалення у переривчастому режимі. *Refrigeration Engineering and Technology*. Том 60 № 2 (2024). С. 121-127.
115. Чулков О.А. Вивчення теплозахисних характеристик двошарових зовнішніх стін будівель з переривчастим опаленням // *Містобудування та архітектура*. – 2018 – Т. 8.– № 4.– С. 15-18.
116. Швець В.В., Максименко М.А. Аналіз існуючих способів захисту будівель від тепловтрат // *Науково-технічний збірник «Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві»*. –2008. – С. 41-47.
117. Карташов М. В. Імовірність, процеси, статистика / Карташов М. В. – К.: ВПЦ, “Київський університет”, 2008. – 494 с.
118. Зінченко Н. М. Математичні методи в теорії ризику / Зінченко Н. М. – К.: ВПЦ “Київський університет”, 2008. – 155 с.
119. Комбінована система енергозабезпечення з альтернативними джерелами енергії. Баласанян Геннадій Альбертович, Лужанська Ганна Вікторівна, Семеній Андрій Андрійович, Новіков Кирило Юрійович. The 1 st International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (February 13-15, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. P. 184-190.
120. Г. Бекман, П. Гилли. Тепловое аккумуляирование энергии// Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. — С. 9-287.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Simulation of intermittent heating mode of the educational building / G. Balasanian, O. Klymchuk, A. Semenii, Ye. Babaiev, L. Sachenko // Пр. Одес. політехн. ун-ту. – Одеса, 2021. – Вип. 2 (64). – Р. 22–27.

<http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/12493>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

2. Balasanian, H. i Semenyii, A. 2023. Дослідження комбінованої системи теплогазобезпечення з альтернативними джерелами енергії. Праці Одеського політехнічного університету. 2(68) (Вер. 2023), с.25–32.

<https://doi.org/10.15276/opu.2.68.2023.03>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

3. Balasanian, H. i Semenii, A. 2024. Ефективність автономної системи опалення в переривчастому режимі з акумулятором тепла . Праці Одеського політехнічного університету. 1(69) (Квіт 2024), с. 57–62.

<https://doi.org/10.15276/opu.1.69.2024.07>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

4. Г.А. Баласанян, А.А. Семеній. Потужність генератора тепла автономної системи опалення у переривчастому режимі. Refrigeration Engineering and Technology. Том 60 № 2 (2024), с. 121-127.

<https://doi.org/10.15673/ret.v60i2.2823>

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Ефективність натопу режиму переривчастого опалення будівлі. Баласанян Г.А., Семеній А. А., Саченко Л. В. SCIENCE, INNOVATIONS AND

EDUCATION: PROBLEMS AND PROSPECTS. Proceedings of VII International Scientific and Practical Conference Tokyo, Japan 9-11 February 2022. P. 205-210.
<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/SCIENCE-INNOVATIONS-AND-EDUCATION-PROBLEMS-AND-PROSPECTS-9-11.02.22.pdf>.

6. Improving the Efficiency of Heating Systems of Buildings Due to Intermittent Heating. Баласанян Г.А., Семеній А.А. Повышение эффективности систем отопления зданий из-за прерывистого отопления. Zinoviyy Blikharskyuy Editor. Proceedings of EcoComfort 2022. Lviv Polytechnic National University. Lviv, Ukraine. 06 August 2022. P.162-170.

https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-14141-6_16

7. Комбінована система енергозабезпечення з альтернативними джерелами енергії . Баласанян Геннадій Альбертович, Лужанська Ганна Вікторівна, Семеній Андрій Андрійович, Новіков Кирило Юрійович. The 1 st International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (February 13-15, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. P. 184-190.

<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/02/EURASIAN-SCIENTIFIC-DISCUSSIONS-13-15.02.22.pdf>

8. Баласанян Г. А., Крапива Н. В., Семеній А. А., Саченко Л. В., Ляшен-ко В. І. «Оптимізація параметрів та режимів роботи бака-акумулятора тепла системи електричного опалення в переривчастому режимі». Міжнародна науко-ва конференція «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80)», Польща, 19-20 вересня 2023. С. 177-182.

<http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-1275/>

9. Баласанян Г. А., Крапива Н. В., Семеній А. А. Перспективні напрямки підвищення ефективності автономних систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення // VII International scientific and practical conference «Scientific Research: Theoretical Foundations and Practical Applications» (January 24-26, 2024) Vienna, Austria, International Scientific Unity. 2024. P. 532-536.

https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/01/Scientific_research_theoretical_foundations_and_practical_applications.pdf

10. Balasarian G. Ostapenko A., Semenii A. Experimental studies of heating systems according to the inertial properties of heating devices. Proceedings of the III International Scientific and Practical Conference. Sofia, Bulgaria. September 17-20, 2024. Pp. 236-240.

<https://isg-konf.com/modern-trends-in-the-development-of-science-and-information-technologies/>

11. Баласанян Г.А., Семеній А.А., Верстак В.О. Критерії оцінки ефективності систем теплозабезпечення будівель в режимі переривчастого опалення. ІХ Міжнародна науково-практична конференція «Formation of the personality of a specialist as a subject of self-creation», 29 жовтня – 01 листопада 2024 р., Острава, Чехія. С. 280-282.

<https://isg-konf.com/uk/formation-of-the-personality-of-a-specialist-as-a-subject-of-self-creation/>

ДОДАТОК Б

ЕЛЕМЕНТИ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

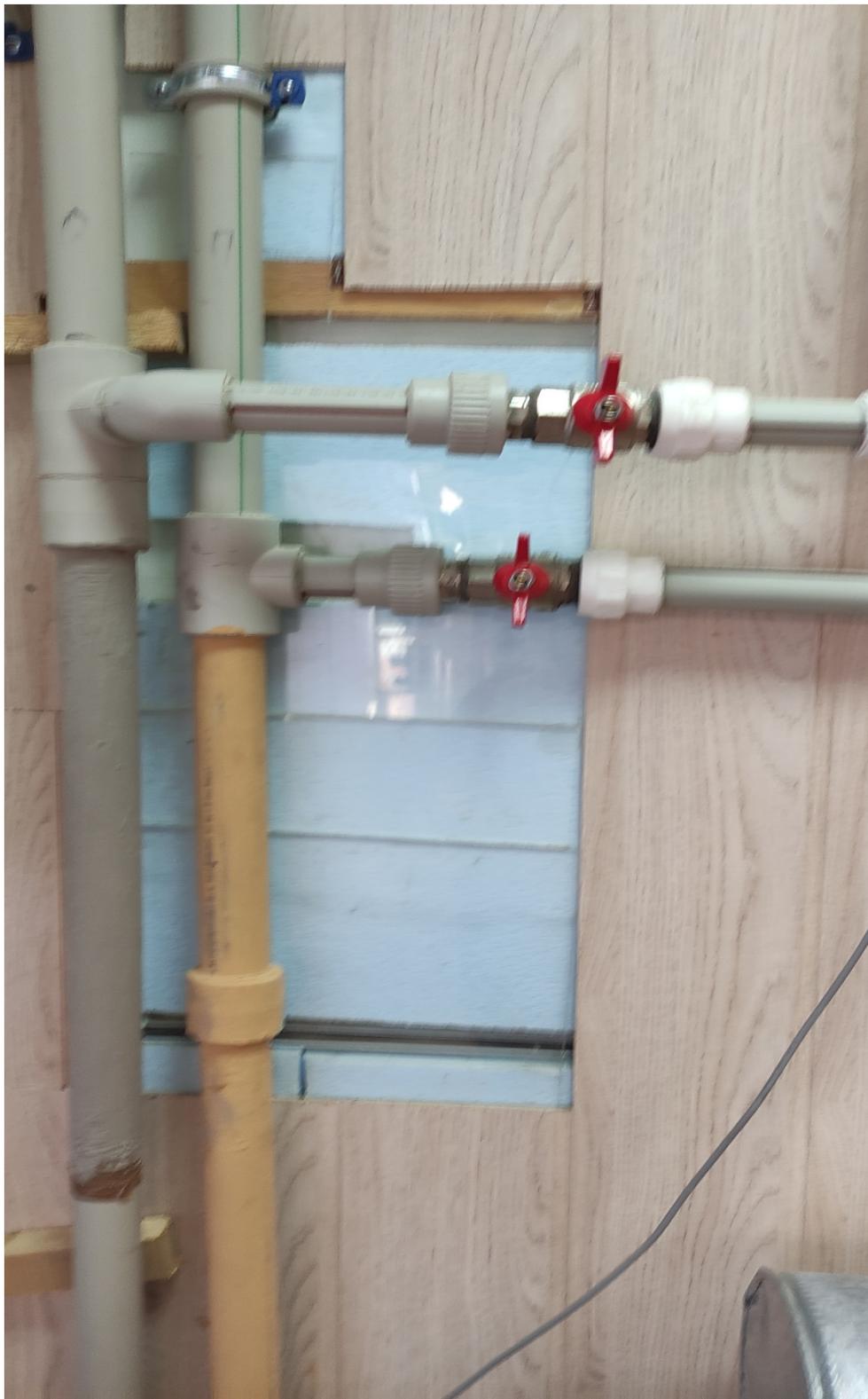


Рисунок Б.1 – Внутрішня тепла ізоляція приміщення ауд. 17

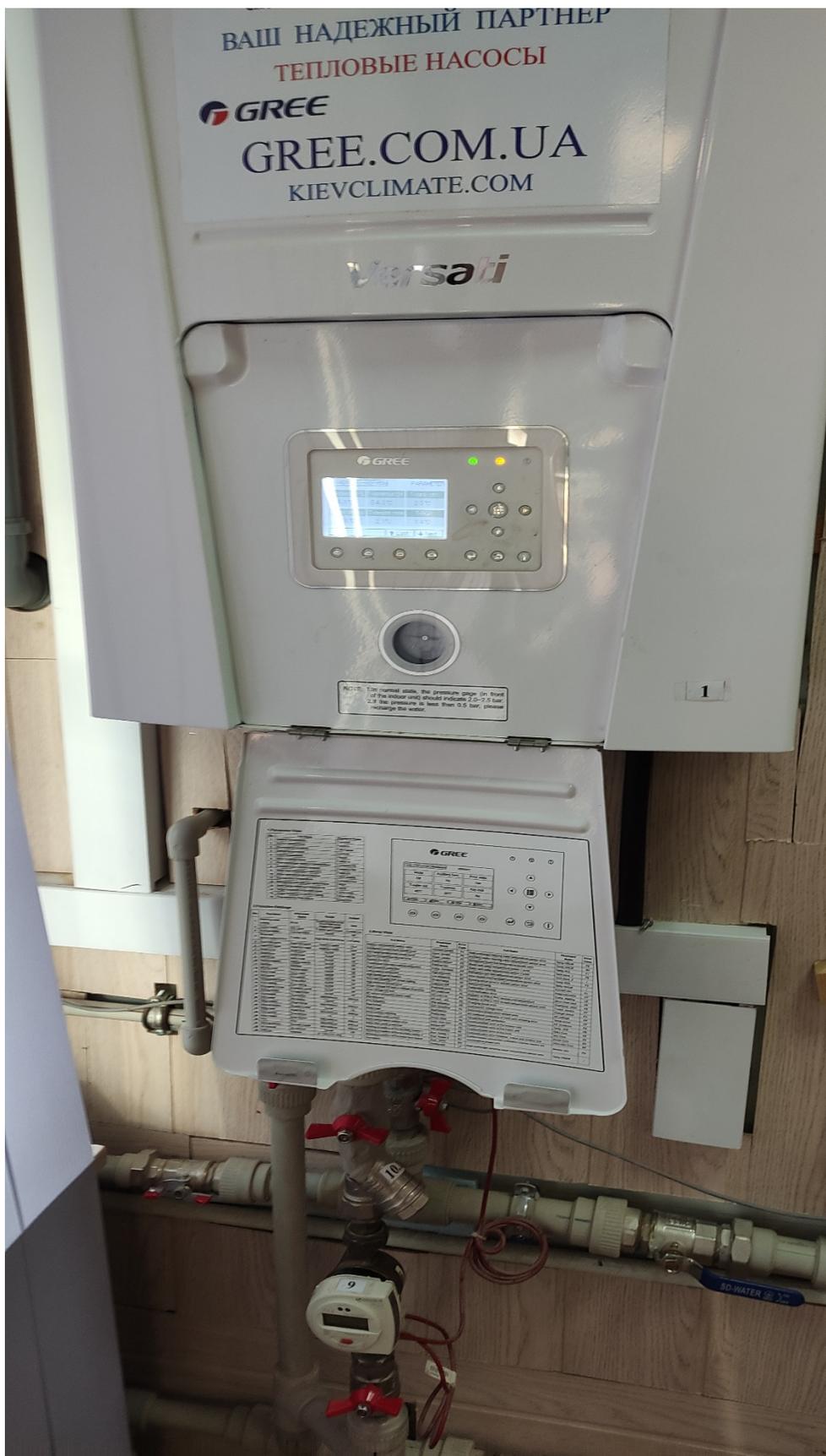


Рисунок Б.2 – Тепловий насос фірми Gree, тепла потужність 6 кВт



Рисунок Б.3 – Бак-аккумулятор тепла, ємність 300 л



Рисунок Б.4 – Электродный электродотел, потужність 4,5 кВт

ДОДАТОК В

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційного дослідження аспіранта Національного університету «Одеська політехніка» Семенія Андрія Андрійовича на тему: «Комбіновані системи теплозабезпечення в режимі переривчастого опалення з відновлювальними джерелами енергії», представленої на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика.

В Навчальному корпусі №10 Теплотехнічної лабораторії Національного університету «Одеська політехніка» введено систему переривчастого опалення, яка складається з термомодернізованих приміщень, електричного котла, потужністю 12 кВт, бака-акумулятора, теплового насоса фірми Gree, опалювальних пристроїв (фанкойлів) та пристроїв керування системою. Котел працює у нічний період, використовуючи двотарифний лічильник на електроенергію. У нічний період відбувається нагрів води у баку-акумуляторі. Прогрів приміщень починається о 7 годині ранку за рахунок розрядки бака-акумулятора. Тепловий насос вмикається о 8 годині ранку та підтримує робочу температуру в приміщення до 15 години.

Реалізований принцип переривчастого тепlopостачання було розроблено дослідницькою групою на чолі з д.т.н., проф. Баласаняна Г.А., д.т.н., проф. Климчука О.А. та аспіранта Семенія А.А. Вказаний принцип тепlopостачання дозволив заощадити кошти у розмірі 100 300 грн. за опалювальний період.



Проректор

Іван МІХОВ