

ХЕРСОНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ ТА ТРАНСПОРТУ

КАФЕДРА АВТОМАТИЗАЦІЇ, РОБОТОТЕХНІКИ І МЕХАТРОНИКИ

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи магістра

на тему: «Моделювання та оптимізація роботи теплового насоса з використанням
відновлюваних джерел енергії»

«Modeling and optimization of heat pump operation using renewable energy sources»

Виконав: студент 2 курсу, групи 6А
спеціальність 174 – «Автоматизація,
комп'ютерно-інтегровані технології та
робототехніка»

Прядко С.М.

Керівник: к.т.н., доцент Поливода О.В.

Рецензент к.т.н., доцент Хохлов В.А.

(прізвище та ініціали)

Херсон – 2025 рік

Факультет	Херсонський національний технічний університет
Кафедра	Інженерії та транспорту
Кафедра	Автоматизації, робототехніки і мехатроніки
Ступінь вищої освіти	магістр
Спеціальність	174 – «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри автоматизації,
робототехніки і мехатроніки
Селіверстов І.А.
«__» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту
Прядко Сергію Миколайовичу

1. Тема проекту: Моделювання та оптимізація роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії

Modeling and optimization of heat pump operation using renewable energy sources

керівник проекту: к.т.н., доцент Поливода О.В.

затверджена наказом вищого навчального закладу від 28.08.2025 р. № 365-с

2. Строк подання студентом проекту «15» грудня 2025 р.

3. Вихідні дані до проекту:

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

1. Термодинамічні основи функціонування парокомпресійних теплових насосів, їх класифікація та оцінка ефективності в системах тепlopостачання. 2. Математичне моделювання систем опалення з використанням теплових насосів. 3. Оптимізація системи теплового насоса типу «повітря-повітря» на основі штучної нейронної мережі.

5. Перелік графічного матеріалу:

1. Структури систем опалення з тепловими насосами;

2. Енергетичний баланс систем теплових насосів;

3. Термодинамічне моделювання циклу теплового насоса;

4. Схема оптимального керування температурою зворотної води теплового насосу;

5. Алгоритми керування системою теплового насоса;

6. Результати моделювання.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Поливода О.В., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання

«01» вересня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Підбір і огляд літератури	10.09.2025 р.	виконано
2	Дослідження термодинамічних основ теплових насосів	25.09.2025 р.	виконано
3	Математичне моделювання систем опалення з використанням теплових насосів	08.10.2025 р.	виконано
4	Оптимізація системи теплового насоса типу «повітря-повітря» на основі штучної нейронної мережі	25.10.2025 р.	виконано
5	Створення та навчання моделі	25.11.2025 р.	виконано
6	Аналіз ефективності оптимізованого методу керування тепловим насосом	05.12.2025 р.	виконано
7	Оформлення ПЗ і графічного матеріалу	15.12.2025 р.	виконано

Студент

Прядко С.М.

_____ (підпис)

Керівник проекту

Поливода О.В.

_____ (підпис)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 74 сторінки, 20 рисунків.

Графічна частина – 6 аркушів формату А1.

У рамках кваліфікаційної роботи магістра було виконано комплексне дослідження, спрямоване на моделювання та оптимізацію роботи систем опалення на базі теплових насосів з використанням відновлюваних джерел енергії. Основна увага приділялася чотирьом конфігураціям теплових насосів: повітря-повітря (ASHP), геотермальному (GSHP), гібридному сонячно-повітряному (SAHP) та потрійному сонячно-геотермально-повітряному. Розроблено математичні моделі основних компонентів системи (компресорного циклу, сонячного колектора, термічного бака-акумулятора, горизонтального ґрунтового теплообмінника та фанкойлів), а також впроваджено інтелектуальне керування на основі штучної нейронної мережі.

Розроблено та навчено нейронну мережу зворотного поширення (BP) з 5 входами (температура зовнішнього повітря, сонячна радіація, швидкість вітру, вологість, час доби) та 9 нейронами в прихованому шарі для прогнозування теплового навантаження будівлі з середньою похибкою менше 5%. Модель інтегровано в систему керування тепловим насосом типу «повітря-повітря».

Запропоновано та реалізовано адаптивний алгоритм керування температурою зворотної води ТНПП на основі прогнозу навантаження нейронною мережею та ПД-регулювання з урахуванням індексу теплового комфорту.

ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ОПТИМІЗАЦІЯ, НЕЙРОННА МЕРЕЖА, АДАПТИВНИЙ АЛГОРИТМ КЕРУВАННЯ

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 РФ			
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата	Реферат	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Прядко С.М.					5	74
Перевір.		Полівода О.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Поліщук В.М.						
Затверд.		Сєліверстов І.А.				ХНТУ, гр. 63А		

ABSTRACT

Master's qualifying work: 74 pages, 20 figures.

Graphical part – 6 sheets of A1 format.

As part of the Master's qualifying thesis, a comprehensive study was conducted aimed at modelling and optimizing the operation of heat pump-based heating systems using renewable energy sources. Primary attention was paid to four heat pump configurations: air-to-air (ASHP), geothermal (GSHP), hybrid solar-air (SAHP), and triple solar-geothermal-air. Mathematical models of the main system components (compressor cycle, solar collector, thermal storage tank, horizontal ground heat exchanger, and fan coils) were developed, and intelligent control based on an artificial neural network was implemented.

A backpropagation (BP) neural network with 5 inputs (outdoor air temperature, solar radiation, wind speed, humidity, time of day) and 9 neurons in the hidden layer was developed and trained to predict the building's thermal load with an average error of less than 5%. The model was integrated into the control system of an air-to-air heat pump.

An adaptive control algorithm for the ASHP's return water temperature was proposed and implemented, based on the neural network's load prediction and PID control, considering the thermal comfort index.

KEY WORDS: HEAT PUMP, OPTIMIZATION, NEURAL NETWORK, ADAPTIVE CONTROL ALGORITHM

					<i>XHTY 174.KPM.25.001 PΦ</i>	Арк.
						6
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ЗМІСТ

	Стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	9
ВСТУП	11
1 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ, ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	14
1.1 Термодинамічні основи теплових насосів.....	14
1.2 Класифікація теплових насосів.....	17
1.3 Принцип дії теплового насоса	19
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	23
2.1 Досліджувані системи теплових насосів	23
2.2 Енергетичні баланси систем теплових насосів	26
2.3 Термодинамічне моделювання циклу теплового насоса	31
2.4 Моделювання сонячного колектора.....	34
2.5 Моделювання термічного бака-акумулятора	36
2.6 Моделювання наземного геотермального поля	38
2.7 Моделювання фанкойлів	40
3 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕПЛООВОГО НАСОСА ТИПУ «ПОВІТРЯ- ПОВІТРЯ» НА ОСНОВІ ШТУЧНОЇ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ	43
3.1 Створення моделі нейронної мережі.....	44
3.2 Імпорт навчального набору даних.....	47
3.3 Створення та навчання моделі	48
3.4 Система моделювання опалення теплового насоса типу «повітря- повітря»	51
3.5 Логіка керування системою	51
3.6 Режим оптимального керування температурою зворотної води ТНПП	56

3.7 Режим оптимального керування температурою з використанням нейронних мереж.....	56
3.8 Результати моделювання.....	58
3.9 Аналіз ефективності оптимізованого методу керування ТНПП.....	62
ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		8

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- АБТН – абсорбційні теплові насоси
- ГГТ – горизонтальний ґрунтовий теплообмінник
- ГТН – геотермальні теплові насоси
- ГТО – ґрунтовий теплообмінник
- ПВТН – повітряно-водяні теплові насоси
- ПІД-регулятор – пропорційно-інтегрально-диференціальний регулятор
- ПКТН – парокompресійні теплові насоси
- ПТН – парокompресійні теплові насоси
- РВ – регулювальний вентиль
- СГТН – сонячно-геотермальні теплові насоси
- СК – субкулер (переохолоджувач конденсату)
- СПФ – сезонний коефіцієнт продуктивності (Seasonal Performance Factor, SCOP)
- СТН – струминні теплові насоси / сонячний тепловий насос
- ТЕТН – термоелектричні теплові насоси
- ТН – тепловий насос
- ТНУ – теплонасосна установка
- ТНПП – тепловий насос типу «повітря-повітря»
- ШНМ – штучні нейронні мережі
- ASHP – Air Source Heat Pump (тепловий насос «повітря-повітря» / «повітря-вода»)
- BHE – Borehole Heat Exchanger (вертикальний ґрунтовий теплообмінник)
- BP-мережа – мережа зворотного поширення (Back-Propagation neural network)
- COP – Coefficient of Performance (коефіцієнт продуктивності теплового насоса)
- FCU – Fan Coil Unit (фанкойл)
- GSHP – Ground Source Heat Pump (геотермальний тепловий насос)
- HHE – Horizontal Heat Exchanger (горизонтальний ґрунтовий теплообмінник)

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		9

MPC – Model Predictive Control (модельне прогнозне керування)

PMV – Predicted Mean Vote (прогнозована середня оцінка теплового комфорту)

ODP – Ozone Depletion Potential (озоноруйнівний потенціал)

SAHP – Solar-Assisted Heat Pump (сонячно-повітряний тепловий насос)

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

ВСТУП

Поточний енергетичний перехід вимагає швидкого поширення та інтеграції чистих та стійких енергетичних технологій у всі сектори економіки. Сфера будівництва становить значну частку загального споживання енергії, що обумовлено потребами в опаленні, охолодженні та гарячому водопостачанні [1]. Зокрема, у 2021 році на будівельний сектор припадало 27% світових енергетичних викидів, а непрямі викиди, пов'язані з виробництвом електроенергії та тепла, становили ще 19% [2]. Таким чином, використання високоенергоєфективних технологій у будівлях є критично важливим для декарбонізації та досягнення глобальних цілей нульових викидів до 2050 року. Серед таких технологій, теплові насоси (ТН) стають одними з найбільш сучасних, гнучких та низьковуглецевих рішень [3]. Сприяти декарбонізації також можуть сонячні теплові системи, мережі біомаси та централізованого тепlopостачання, а також заходи з реконструкції огорожувальних конструкцій, зокрема використання ізоляції та концепцій пасивних будинків, що призводить до значного зниження теплових потреб будівлі [4, 5].

Повітряно-водяні теплові насоси (ПВТН) є традиційними системами механічного стиснення [6], але їх енергетична ефективність значно погіршується через високу залежність від температури навколишнього повітря та нездатність адаптуватися до екстремальних погодних умов [7]. На противагу цьому, системи геотермальних теплових насосів (ГТН), які використовують землю як джерело або поглинач тепла [8], демонструють значні переваги. Їх ефективність і продуктивність вищі, завдяки використанню стабільніших температурних профілів ґрунту порівняно з коливаннями зовнішнього повітря [8, 9]. Це забезпечує значну економію енергії, яка може сягати 50% для потреб охолодження та 40% для опалення [10]. Американське товариство інженерів із опалення, охолодження та кондиціонування повітря класифікувало ГТН на системи з підземними водами, геотермальні теплообмінники та системи з

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

поверхневими водами. Найбільш поширені системи із замкнутими ґрунтовими контурами, які можуть бути вертикальними (ВНЕ) або горизонтальними (ННЕ). Хоча ГТН мають високу ефективність, існують обмеження, пов'язані з браком доступного простору, відносно високою вартістю встановлення та необхідністю належного проектування для теплової регенерації ґрунту, оскільки безперервна робота може призводити до поступової зміни його температури. Дослідження [11-13] підтверджують, що параметри проектування, такі як розширені спіральні конфігурації та більші проміжки між трубами, підвищують ефективність горизонтальних ГТО. Експериментальний аналіз також підкреслює важливість розподілу температури ґрунту для коефіцієнта продуктивності ТН [14].

Необхідність подальшого підвищення ефективності призвела до гібридизації ТН-систем з іншими відновлюваними джерелами. Сонячний тепловий насос (СТН), що використовує теплові сонячні панелі, є перспективним, оскільки він покращує загальну продуктивність циклу [15-16], хоча змінний характер сонячного опромінення може впливати на надійність [17]. Це стимулювало дослідження сонячних геотермальних теплових насосів (СГТН), які поєднують сонячну енергію з геотермальними полями для наземного накопичення енергії [18]. Використання СГТН, часто з вертикальними теплообмінниками, призводить до підвищення температури на вході випарника та покращення сезонного коефіцієнта продуктивності (SPF) [19, 20, 21]. Наприклад, дослідження Хенгеля та ін. [19] зафіксувало підвищення SPF на 4.1%. Хоча горизонтальний ГТО може забезпечувати вищу продуктивність у гібридних системах [22], СГТН мають техніко-економічні переваги перед ГТН з глибокими свердловинами, оскільки додаткові витрати на сонячні колектори та резервуари є нижчими за вартість додаткового буріння [18]. Загалом, гібридна конструкція, що поєднує сонячні та ґрунтові джерела, визнана більш ефективною порівняно з системами з одним джерелом [23]. Літературний огляд підтверджує, що використання підземних вод є найкращим джерелом для

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

живлення ТН, тоді як сонячні/повітряні джерела є менш ефективним вибором [24-25].

Незважаючи на значні дослідження, у літературі бракує детальних порівняльних досліджень, що систематично вивчають різні конфігурації систем опалення на теплових насосах. Відповідаючи на цю потребу, у цій роботі проводиться системне та порівняльне дослідження чотирьох різних конфігурацій ТН для повного покриття потреб в опаленні будівлі: ASHP, GSHP, подвійний тепловий насос із сонячними тепловими колекторами та потрійний тепловий насос із сонячними, геотермальними та повітряними джерелами енергії. Варіант із потрійним джерелом є особливо цікавим, оскільки він оптимально поєднує різні джерела для одночасного живлення ТН, підвищуючи загальну ефективність. Основною метою є системне та порівняльне дослідження цих оптимізованих конфігурацій, насамперед з точки зору їхньої енергетичної ефективності.

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		13

1 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ, ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1 Термодинамічні основи теплових насосів

Сьогодні одним із пріоритетних завдань світової спільноти є енергозбереження, яке має на меті як збереження вичерпних природних ресурсів, так і зменшення обсягів шкідливих викидів, що є головною причиною глобального потепління. Ключовим інструментом у розв'язанні цієї проблеми стає впровадження технологій на основі теплових насосів, які функціонують завдяки зворотному термодинамічному циклу з використанням низькокиплячих речовин.

Ці пристрої акумулюють низькопотенційну теплову енергію з навколишнього середовища, побутових або промислових джерел і підвищують її температуру до необхідного рівня, витрачаючи при цьому в 1,2–2,3 раза менше первинної енергії, ніж при прямому спалюванні палива. Найбільшу перспективу мають комбіновані системи, де теплові насоси працюють у тандемі з відновлюваними джерелами енергії, наприклад, сонячними або геотермальними установками. Економічна доцільність та ефективність таких систем залежать від низки факторів, включаючи кліматичні умови, вартість енергоносіїв та температурні параметри залучених у процес середовищ.

Техніко-економічна ефективність впровадження теплових насосів безпосередньо корелює з температурними режимами споживача, досягаючи найвищих показників у системах гарячого водопостачання та низькотемпературного («м'якого») опалення, зокрема підлогового.

В умовах кліматичних зон із середньозимовою температурою нижче 2 °С адаптація теплонасосних установок до традиційних радіаторних систем вимагає застосування бівалентних схем, де пікові навантаження покриваються

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

додатковими теплогенераторами. Залучення до енергетичного балансу низькопотенційних вторинних ресурсів та природних джерел тепла сприяє диверсифікації паливної бази, зменшуючи залежність від викопного палива та формуючи довгостроковий ресурсний резерв. У промисловому секторі інтеграція теплових насосів, особливо в технологічних процесах випарювання, кристалізації чи ректифікації, дозволяє суттєво оптимізувати енергоспоживання. Крім того, утилізація тепла в системах оборотного водопостачання забезпечує подвійний ефект: економію електроенергії за рахунок відключення вентиляторів градирень та скорочення втрат води на випаровування.

Парокомпресійні теплові насоси (ПТН) є ключовим елементом сучасної стратегії енергоефективності, спрямованої на вирішення глобальної проблеми вичерпання паливно-енергетичних ресурсів та зниження шкідливих викидів. Функціональною сутністю теплового насоса є підвищувальна термотрансформація – процес, у якому низькопотенційний тепловий потік перетворюється на потік із вищим температурним рівнем. Важливо розуміти, що тепловий насос не генерує теплову енергію, а лише здійснює її транспортування (теплоперенесення) від джерела з нижчою температурою до середовища споживача з вищою. Цей процес, що відбувається проти природного напрямку теплообміну, вимагає обов'язкової витрати зовнішньої енергії, форма якої (зазвичай електрична) залежить від принципу функціонування насоса. Фактично, для підвищення температурного рівня великих потоків низькопотенційної енергії витрачаються найбільш цінні, ексергетичні потоки. У загальній енергетичній концепції, ПТН не можуть конкурувати з когенераційними системами у виробництві енергії при прямому спалюванні палива. Однак вони є найбільш оптимальними та простими пристроями для утилізації вторинних теплових ресурсів і поновлюваної низькотемпературної енергії навколишнього середовища (атмосферне повітря,

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

грунт, природні води). Це забезпечує довгострокове використання ресурсів для потреб високотемпературного об'єкта.

Сам термін «тепловий насос» є символічним відображенням абстрактного уявлення про перекачування нематеріального потоку теплоти. У практичному застосуванні тепловий насос є лише основним компонентом більш складної системи – теплонасосної установки (ТНУ). До складу ТНУ входять не тільки сам насос, а й необхідне обладнання, прилади та комунікації, що забезпечують експлуатаційний зв'язок між низькопотенційними джерелами тепла та об'єктами споживання навантаження. Основні сфери застосування цих установок охоплюють системи гарячого водопостачання, опалення, цілорічного кондиціонування повітря, а також низку промислових технологій, що підвищує загальну енергетичну ефективність різних сфер життєдіяльності.

На рисунку 1.1 подана спрощена схема теплонасосної установки для опалювання приміщення.

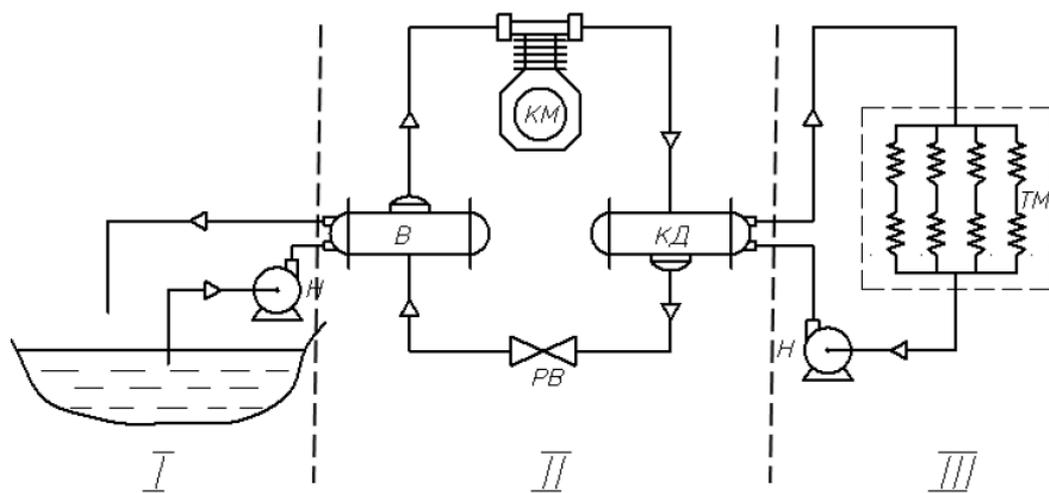


Рисунок 1.1 – Схема теплонасосної установки:

I – система підведення теплоти на термотрансформацію (первинний контур);

II – система термотрансформації (тепловий насос);

III – система споживача теплового навантаження (гріючий контур);

Н – насос; В – випарник; КМ – компресор; КД – конденсатор; РВ – регулювальний вентиль; ТМ – теплова мережа.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

Відповідно до рисунка 1.1 теплонасосна установка подана у вигляді трьох взаємозв'язаних систем на базі теплового насоса парокомпресійного типу. Система I забезпечує подавання утилізованого середовища до випарника теплового насоса, у цьому варіанті – воду із природного водоймища. У випарнику за рахунок теплообміну між водою і робочою речовиною (холодоагентом) вода охолоджується і по лінії насичення скидається у водоймище. У системі II тепловий потік, відібраний від води у випарнику, витрачається на кипіння рідкої фази холодоагенту. Пара, що виходить із випарника, надходить до компресора, де відбувається підвищення його термічних параметрів до необхідного рівня термотрансформації. Далі пара надходить до конденсатора теплового насоса, де його конденсація забезпечується через передавання теплоти середовищу споживача, циркулюючої через опалювальну мережу системи III.

Принципово теплонасосна установка може працювати в режимі холодильної машини і, отже, мати ширше функціональне призначення, наприклад, для цілорічного кондиціонування повітря. Наведений на рисунку 1.1 технічний комплекс, який називається теплонасосною установкою, під час реверсування напряму потоку холодоагенту перетворюється на холодильну установку, призначенням якої буде охолодження приміщення через перенесення теплопритоків із приміщення до водоймища, тобто скидання в навколишнє середовище. Для реалізації подібного реверсування режиму роботи в теплонасосній установці передбачається достатньо простий пристрій перемикання комунікацій, що забезпечує незалежність роботи компресора і взаємозаміну функцій між конденсатором і випарником.

1.2 Класифікація теплових насосів

Теплові насоси, як і будь-які інші термомеханічні системи, можуть бути класифіковані за низкою ознак, головною з яких, поза сумнівом, є принцип дії.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		17

За цією ознакою розрізняють:

- парокompресійні (ПКТН);
- абсорбційні (АБТН);
- струминні (СТН);
- термоелектричні (ТЕТН);

Оптимізація енергоефективності під час застосування теплових насосів і установок привела до виділення ще однієї важливої ознаки – валентності режиму теплового насоса в загальній схемі тепlopостачання (теплогенерації):

- моновалентні – лише тепловий насос;
- бівалентні – з додатковим джерелом теплоти. Різновидом бівалентного режиму роботи є моноенергетичний режим. Для подібного режиму тепловий насос і додатковий теплогенератор використовують один і той самий вид енергоносія, зазвичай електроенергію.

Під час використання як утилізованого середовища природних джерел, а середовищем споживача є вода або атмосферне повітря, теплові насоси позначають у такому вигляді:

- повітря – повітря, повітря – вода;
- ґрунт – повітря, ґрунт – вода;
- вода – повітря, вода – вода.

У деяких випадках теплові насоси класифікують за типом привода:

- електропривод;
- двигуни внутрішнього згорання;
- турбопривод.

Реалізація проектів тепlopостачання із застосуванням теплонасосних систем вимагає технологічного узгодження об'єкта споживання теплового навантаження і джерела низькопотенціальної теплоти.

Техніко-економічні показники подібного проекту багато в чому залежатимуть від двох температурних рівнів:

- температури утилізованого середовища на вході до теплового насосу;

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докum	Підпис	Дата		18

– кінцевої температури нагрівання середовища споживача.

Можливості та економічна доцільність застосування теплонасосних установок залежить від кліматичних і географічних особливостей, рівня розвитку економіки, паливно-енергетичного балансу, співвідношення цін на основні види палива й електроенергії та інших чинників [1 – 6].

Найбільш поширеними у країнах із помірним кліматом стали повітряно-повітряні реверсивні теплонасосні установки, призначені для опалювання і літнього кондиціонування повітря. Для країн із дешевою електроенергією характерне застосування великих теплонасосних установок у системах центрального тепlopостачання. У зв'язку з тенденцією зростання цін на енергоресурси починає інтенсивно розвиватися використання для теплових насосів привода від газового двигуна.

Основні закордонні виробники теплонасосного устаткування фірми GENERAL ELECTRIC, LENOX (США); CARRIER (Франція); SULZER, VISSMANN (Німеччина), METRO, DANFOS (Данія), BUDERUS (Швейцарія). В Україні теплові насоси виробляє ВАТ «РЕФМА», м. Мелітополь, концерн «Нікмас», м. Суми.

1.3 Принцип дії теплового насоса

Принцип дії теплового насоса парокомпресійного типу базується на енергообміні робочої речовини із джерелами низької та високої температур. Одночасно робоча речовина, холодоагент, здійснює зворотний термодинамічний цикл із витратою механічної роботи. Відмінною особливістю подібних теплових насосів є зміна агрегатного стану робочої речовини, з огляду на те, що більшість процесів проходять в області насиченої пари.

Розглянемо ідеальний зворотний термодинамічний цикл для термотрансформаторів підвищувального типу, до яких відносять і тепловий насос (рисунок 1.2).

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

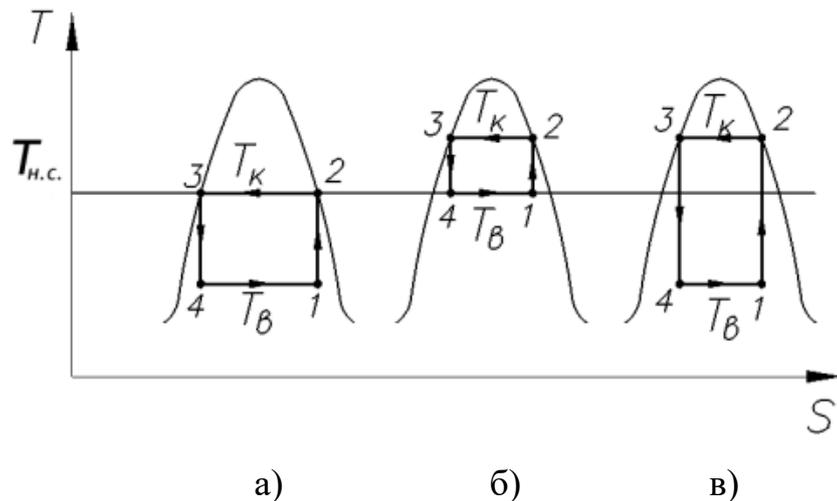


Рисунок 1.2 – Ідеальний цикл підвищувального термотрансформатора в T,s -діаграмі: а) холодильної машини; б) теплового насоса; в) комбінованої установки; 1, 2, 3, 4 – вузлові точки процесів, складових циклу

На рисунку 1.2 подано в T, s -діаграмі три варіанти циклу Карно для підвищувальних термотрансформаторів. Їх відмінність полягає в підтриманні різних рівнів температур конденсації T_k і кипіння холодоагента T_B щодо температури навколишнього середовища T_{HC} . За варіантом «а», що відповідає режиму холодильної машини, температура кипіння холодоагенту у випарнику завжди нижча за температуру навколишнього середовища, а температура конденсації близька до температури навколишнього середовища, тобто $T_B \leq T_{HC}$, $T_k \approx T_{HC}$. Неважко помітити, що термотрансформатор у режимі теплового насоса функціонує з вищими значеннями T_k і T_B , не змінюючи до того ж структури циклу, $T_B \approx T_{HC}$; $T_k \geq T_{HC}$. Комбінований варіант «в» свідчить про можливість одночасного «вироблення» тепла і холоду за відповідного підтримання рівнів температур конденсації та кипіння холодоагенту. Функціональна схема парокомпресійного теплового насоса показана на рисунку 1.3, там само зображені процеси в T, s - і p, h -діаграмах.

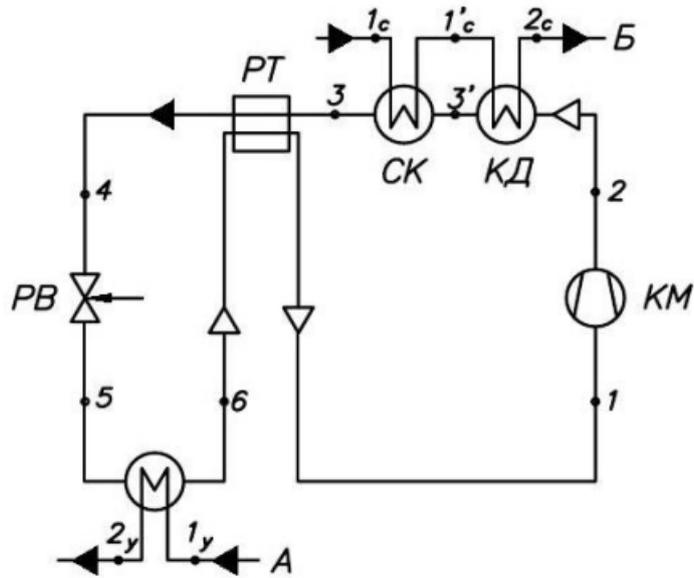


Рисунок 1.3 – Функціональна схема одноступінчастого ПКТН.

Потоки: А – утилізоване середовище; Б – середовище споживача теплового навантаження; КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату); В – випарник; РТ – регенеративний теплообмінник; РВ – регулювальний вентиль

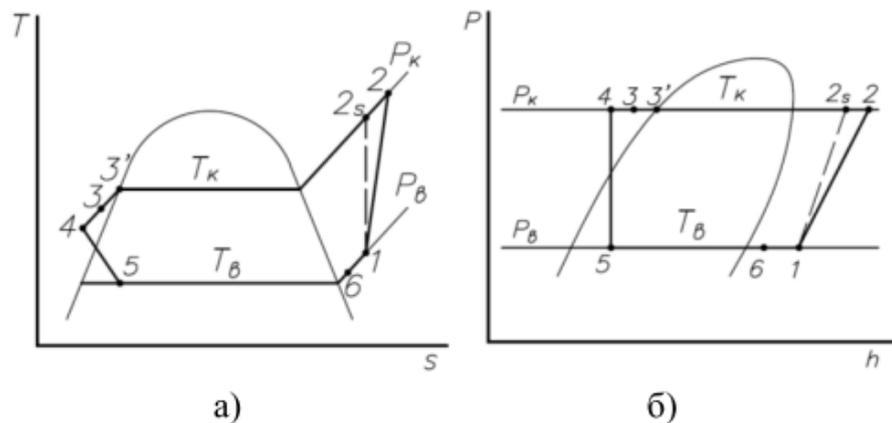


Рисунок 1.4 – Цикл одноступінчастого ПКТН у термодинамічних діаграмах:
а) процеси у T,s-діаграмі; б) процеси у p,h-діаграмі

На схемі також позначені відповідні стани середовища споживача теплового навантаження: 1_c , $1'_c$, 2_c і утилізованого середовища $1_y, 2_y$.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

Застосування у схемі теплового насоса субкулера (переохолоджувача конденсату) дозволяє більш повно використовувати тепловий потенціал сконденсованого холодоагенту. Проте за невеликих значень різниці температур виходу і входу середовища споживача ($T_{2n} - T_{1n} < 10^{\circ}\text{C}$) установка переохолоджувача конденсату не завжди економічно доцільна.

Важливу роль у тепловому насосі виконує регенеративний теплообмінник. Внесення його до схеми, з одного боку, дозволяє зменшити втрати від незворотності у процесі дроселювання, а з іншого – забезпечити гарантоване перегрівання пари перед їх надходженням до всмоктувальної порожнини компресора. За відсутності перегрівання холодоагенту може відбуватися потрапляння його не випарованої рідкої фази разом із краплями мастила до робочого об'єму компресора. Для машин об'ємного типу це призводить під час всмоктування до зменшення продуктивності, а при нагнітанні – до гідравлічного удару. У будь-якому разі зниження температури конденсату перед дроселюванням за рахунок установлення субкулера і регенеративного теплообмінника забезпечує вихід насиченої пари холодоагенту із дросельного пристрою з нижчим ступенем сухості, що є позитивним чинником для роботи випарника із внутрішньотрубним кипінням.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

2.1 Досліджувані системи теплових насосів

Виконаємо аналіз та оцінку низки конфігурацій систем опалення, що базуються на теплових насосах (ТН), спрямованих на задоволення теплових потреб цільової будівлі. Кожна з розглянутих систем ТН інтегрується з внутрішньою розподільчою системою фанкойлів (FCU), що забезпечує тепlopостачання шляхом генерації гарячого повітря. Ключовим критерієм для вибору конфігурації є максимізація енергетичної ефективності, при цьому аспекти, пов'язані з капітальними та експлуатаційними витратами, свідомо виведені за рамки поточного аналізу. Як робоче тіло для теплових насосів обрано холодоагент R1234ze, який є екологічно безпечним середовищем, що не має озоноруйнівного потенціалу (ODP) та характеризується надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління. У роботі детально досліджуються чотири різні конфігурації теплових насосів (графічне представлення яких наведено на рисунку 2.1). Перший розглянутий сценарій передбачає застосування теплового насоса «повітря-повітря» (ASHP), у якому випарник ТН живиться виключно за рахунок теплового джерела навколишнього повітря. Друга конфігурація являє собою геотермальний тепловий насос (GSHP), який використовує лише джерело ґрунту для забезпечення надходження тепла до випарника ТН. Третя система – це тепловий насос із двома джерелами, що інтегрує як повітряні, так і сонячні джерела для живлення випарника теплового насоса. В цій конфігурації для належного управління теплом, що виробляється сонячними тепловими колекторами, передбачено встановлення буферного бака-акумулятора, який забезпечує живлення випарника лише за умови достатнього рівня накопиченої теплової енергії. При відсутності сонячної інсоляції (наприклад, у нічний час)

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

навколишнє повітря залишається єдиним джерелом живлення ТН, тоді як система керування також включає режими одночасного живлення випарника від обох джерел.

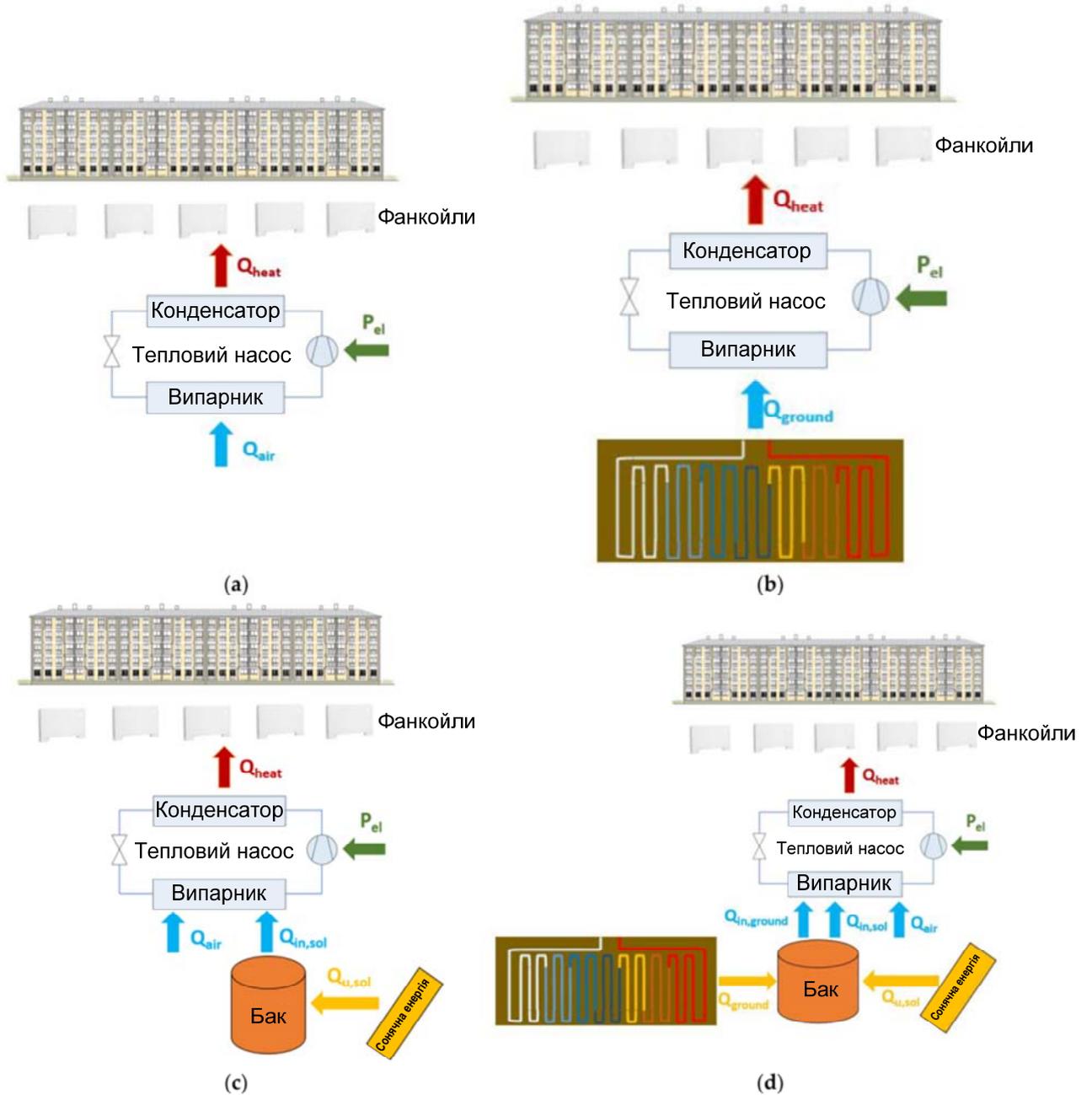


Рисунок 2.1. Досліджувані системи опалення з тепловими насосами:
 а) ТН з повітряного джерела; б) ТН з геотермального джерела; с) ТН з двох джерел; д) ТН з трьох джерел.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

Нарешті, четверта система є потрійною конфігурацією, що включає сонячні, ґрунтові та повітряні радіатори для комплексного живлення теплового насоса. У цьому сценарії сонячні теплові колектори та ґрунтове джерело спільно здійснюють зарядження буферного бака тепловою енергією, яка згодом використовується для живлення випарника, а повітряний радіатор забезпечує додаткову експлуатаційну гнучкість даної конфігурації. Цей сценарій, по суті, спрямований на покращення ефективності подвійної теплової енергії (випадок 3) за рахунок додаткового теплового внеску від геотермального поля. Таким чином, резервуар-акумулятор зберігає свою функцію ключового механізму зберігання теплової енергії й у цьому складному сценарії.

Всі компоненти системи інтегровані з метою забезпечення оптимальної теплової продуктивності та мінімізації ризиків експлуатації. Як зазначалося, у конфігураціях з використанням сонячних колекторів обов'язково застосовується термічний бак-акумулятор, який служить для інерційного зберігання теплової енергії. У разі потрійної конфігурації ТН (сонце, ґрунт і повітря) цей бак виконує функцію мультиджерельного накопичувача, акумулюючи енергію як від сонячних колекторів, так і від ґрунтового теплообмінника. Його конструкція передбачає якісну ізоляцію для зменшення теплових втрат у періоди низьких температур. Критично важливим є належне керування роботою системи для запобігання замерзанню теплоносія всередині бака-акумулятора та для уникнення функціонування теплового насоса за умов надто низької температури джерела, що неминуче призводить до деградації його продуктивності. З огляду на це, стратегія експлуатації встановлює порогове значення, при якому внесок тепла від бака припиняється, якщо його середня температура опускається нижче 16°C. Цей специфічний температурний рівень був визначений на основі аналізу чутливості, метою якого було знайти оптимальне значення, яке б ефективно запобігало значному переохолодженню води в контурі й одночасно забезпечувало задовільний коефіцієнт продуктивності (COP) теплового насоса.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		25

Для використання геотермальної енергії в системі застосовано горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (ГГТ), де труби прокладені горизонтально у ґрунті. Проектування ГГТ-системи є ключовим фактором, що визначає загальну теплову ефективність установки. Основними параметрами, що впливають на конструкцію, є: конфігурація і матеріал трубопроводів (включно з їхніми розмірами), характеристики робочої рідини, температурний профіль ґрунту та глибина залягання труб. У контексті даної роботи, поліетиленові труби (PE) були обрані завдяки їхній корозійній стійкості та хімічній стабільності. Геометрія системи (тобто необхідна довжина і діаметр труб) розраховувалася з урахуванням загальних потреб будівлі в опаленні. Залягання труб встановлено в діапазоні від 1 до 3 м.

2.2 Енергетичні баланси систем теплових насосів

Загальний енергетичний баланс теплового насоса (ТН) є фундаментальним принципом його функціонування і відображає закон збереження енергії. Він показує, що загальне виробництво тепла тепловим насосом Q_{heat} визначається як сума теплової енергії, що надходить до випарника від низькопотенційних джерел (навколишнє повітря, геотермальне поле, сонячні колектори) Q_{in} , та споживання електричної енергії компресором P_{el} . Це співвідношення описується наступним рівнянням:

$$Q_{heat} = Q_{in} + P_{el}, \quad (2.1)$$

де Q_{heat} – теплова потужність, що відводиться від конденсатора ТН і постачається до системи опалення (Вт); Q_{in} – теплова потужність, що поглинається випарником ТН з навколишнього середовища (Вт); P_{el} – електрична потужність, споживана компресором ТН (Вт).

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		26

Дане рівняння слугує основою для розрахунку коефіцієнта продуктивності (COP) теплового насоса, який є ключовим індикатором його енергетичної ефективності.

У випадку конфігурації теплового насоса «повітря-повітря» (ASHP), теплова потужність, що надходить до випарника Q_{in_ASHP} , забезпечується виключно за рахунок теплообміну з навколишнім повітрям через відповідний теплообмінник (радіатор). Це означає, що рівняння енергетичного балансу для ASHP набуває наступного вигляду:

$$Q_{heat_ASHP} = Q_{air} + P_{el}, \quad (2.2)$$

де Q_{heat_ASHP} – теплова потужність, що виробляється ASHP (Вт); Q_{air} – теплова потужність, поглинута випарником з навколишнього повітря (Вт); P_{el} – електрична потужність, споживана компресором (Вт). Дана конфігурація є найбільш чутливою до коливань температури зовнішнього повітря і демонструє зниження ефективності при значному падінні цієї температури, що прямо впливає на величину Q_{heat} .

У випадку конфігурації геотермального теплового насоса (GSHP), теплова потужність, що надходить до випарника Q_{in_GSHP} , забезпечується виключно за рахунок теплообміну з ґрунтовим джерелом через горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (ГГТ). Це виключає пряму залежність ефективності системи від короткочасних коливань температури зовнішнього повітря. Таким чином, рівняння загального енергетичного балансу для GSHP специфікується наступним чином:

$$Q_{heat_GSHP} = Q_{ground} + P_{el}, \quad (2.3)$$

де Q_{heat_GSHP} – теплова потужність, що виробляється GSHP (Вт); Q_{ground} – теплова потужність, поглинута випарником з ґрунтового джерела (Вт); P_{el} – електрична потужність, споживана компресором (Вт).

Дана конфігурація демонструє більш стабільний коефіцієнт продуктивності (COP) протягом опалювального сезону завдяки інерційності та постійності температури ґрунту на глибині залягання теплообмінника.

У випадку подвійного сонячно-повітряного теплового насоса (SAHP), теплове навантаження, що надходить до випарника Q_{in_SAHP} , забезпечується комбінацією двох джерел: сонячного теплового колектора Q_{sol} та навколишнього повітря Q_{air} . Як було описано раніше, сонячна енергія попередньо акумулюється у буферному баку. Таким чином, у цій складній конфігурації, загальний енергетичний баланс виглядає наступним чином:

$$Q_{heat_SAHP} = Q_{in} + P_{el}, \quad (2.4)$$

де теплова потужність на вході Q_{in} є сумою внесків від обох джерел:

$$Q_{in} = Q_{sol} + Q_{air}. \quad (2.5)$$

Підставивши це в рівняння балансу, отримуємо:

$$Q_{heat_SAHP} = (Q_{sol} + Q_{air}) + P_{el}, \quad (2.6)$$

Q_{sol} – теплова потужність, що надходить від сонячного колектора (акумулятора) до випарника ТН (Вт). Q_{air} – теплова потужність, поглинута випарником ТН з навколишнього повітря (Вт).

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Ця система забезпечує підвищену гнучкість та кращу ефективність, оскільки вона може використовувати більш стабільне сонячне тепло, коли воно доступне, і перемикатися на повітряне джерело або використовувати обидва одночасно, залежно від стратегії керування та умов довкілля.

У випадку найскладнішої конфігурації – теплового насоса з потрійним джерелом (сонце, ґрунт і повітря) – загальне теплове навантаження, що надходить до випарника Q_{in} , формується за рахунок сукупного внеску трьох різних теплових джерел: сонячних колекторів Q_{sol} , ґрунтового теплообмінника Q_{ground} та навколишнього повітря Q_{air} . При цьому важливо пам'ятати, що Q_{sol} та Q_{ground} спершу спільно заряджають буферний бак-акумулятор, який, відповідно до стратегії керування, подає теплоносій до випарника, тоді як Q_{air} забезпечується через окремий радіатор, що виконує функцію додаткової гнучкості. Загальне рівняння енергетичного балансу зберігає свою форму (2.1), де загальна теплова потужність на вході Q_{in} розкладається на всі три компоненти:

$$Q_{in} = Q_{sol} + Q_{ground} + Q_{air} \cdot \quad (2.7)$$

Отже, фінальне рівняння енергетичного балансу для потрійної конфігурації виглядає так:

$$Q_{heat} = (Q_{sol} + Q_{ground} + Q_{air}) + P_{el} \cdot \quad (2.7)$$

Ця конфігурація забезпечує найвищу експлуатаційну надійність і потенційно найвищий річний коефіцієнт продуктивності завдяки можливості вибору найбільш ефективного джерела (або їх комбінації) у будь-який момент часу, що дозволяє мінімізувати споживання електроенергії компресором P_{el} .

Коефіцієнт продуктивності (COP), або коефіцієнт перетворення ($KП$), теплового насоса є ключовим індикатором його енергетичної ефективності. Він визначається як відношення загальної виробленої теплової потужності Q_{heat} , що постачається до системи опалення, до споживаної електричної потужності компресором P_{el} . Математично COP виражається наступною формулою:

$$COP = \frac{Q_{heat}}{P_{el}}. \quad (2.8)$$

Цей коефіцієнт завжди є більшим за одиницю, що підкреслює перевагу теплових насосів над традиційними електричними нагрівачами (де теоретичний $COP = 1$). Чим вище значення COP , тим більш енергоефективною є система, оскільки вона вимагає менше електричної енергії для переміщення заданої кількості теплової енергії.

Для оцінки довгострокової енергетичної ефективності теплових насосів, що працюють протягом усього опалювального сезону, використовується сезонний коефіцієнт продуктивності ($SCOP$). На відміну від миттєвого COP , який фіксує продуктивність у конкретний момент часу та за конкретних умов, $SCOP$ відображає середню ефективність системи за цілий сезон. $SCOP$ визначається як відношення загальної теплової енергії, виробленої системою опалення за сезон E_{heat} , до загальної електричної енергії, спожитої системою ТН протягом того ж періоду E_{el} . Цей показник є більш репрезентативним для оцінки реальної енергоефективності, оскільки він інтегрує вплив змінних зовнішніх умов (температури, інсоляції) та режимів часткового навантаження. Формула для розрахунку $SCOP$ має вигляд:

$$SCOP = \frac{E_{heat}}{E_{el}}. \quad (2.9)$$

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		30

де E_{heat} – загальна теплова енергія, поставлена системі опалення протягом опалювального сезону (кВт·год); E_{el} – загальна електрична енергія, спожита системою ТН протягом опалювального сезону (кВт·год). Для систем з множинними джерелами (як у випадках подвійного та потрійного ТН), $SCOP$ особливо важливий, оскільки він відображає успішність стратегії керування у виборі найбільш ефективного джерела тепла протягом різних періодів сезону.

2.3 Термодинамічне моделювання циклу теплового насоса

Термодинамічний цикл теплового насоса (ТН) схематично представлений на рисунку 2.2.

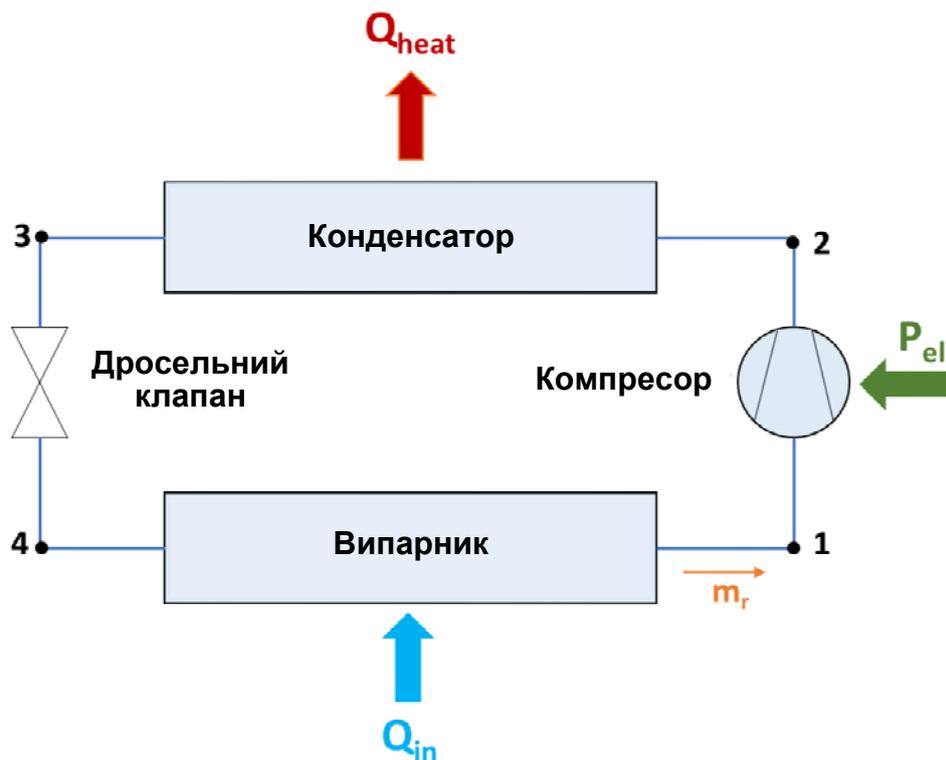


Рисунок 2.2. Спрощене зображення термодинамічного циклу опалення тепловим насосом

Конфігурація циклу охоплює чотири ключові компоненти, необхідні для здійснення процесу переміщення теплової енергії: випарник, який поглинає

тепло Q_{in} від низькопотенційних джерел енергії (навколишнє середовище, сонячна або геотермальна енергія); компресор, який забезпечує підвищення тиску та температури робочого тіла за рахунок споживаної електричної потужності P_{el} ; конденсатор, де тепло Q_{heat} передається у внутрішній простір будівлі; та дросельний клапан, який знижує тиск для регенерації циклу.

Наведемо ключові рівняння, що використовуються для розрахунку параметрів роботи компонентів системи та ґрунтуються на масовій витраті холодоагенту m_r та питомих ентальпіях h у визначених точках циклу (1,2,3,4).

Теплова потужність, поглинута випарником від низькопотенційних джерел, визначається різницею питомих ентальпій на виході (точка 1) та вході (точка 4) випарника:

$$Q_{in} = m_r (h_1 - h_4), \quad (2.10)$$

де Q_{in} – теплове навантаження, що надходить у випарник (Вт), m_r – масова витрата холодоагенту (кг/с), h_1 , h_4 – питомі ентальпії холодоагенту у точках 1 та 4 відповідно (кДж/кг).

Електрична потужність, споживана компресором для стиснення робочого тіла, розраховується як різниця питомих ентальпій на виході (точка 2) та вході (точка 1) компресора:

$$P_{el} = m_r (h_2 - h_1), \quad (2.11)$$

де P_{el} – електрична потужність, споживана компресором (Вт), h_2 , h_1 – питомі ентальпії холодоагенту у точках 2 та 1 відповідно (кДж/кг).

Теплова потужність, що відводиться конденсатором та постачається для опалення будівлі, визначається різницею питомих ентальпій на вході (точка 2) та виході (точка 3) конденсатора:

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		32

$$Q_{heat} = m_r(h_2 - h_3), \quad (2.12)$$

де Q_{heat} – теплопродукція, що відводиться конденсатором (Вт), h_2 , h_3 – питомі ентальпії холодоагенту у точках 2 та 3 відповідно (кДж/кг).

Глобальний ізоентропійний коефіцієнт корисної дії компресора η_{is} є мірою ефективності процесу стиснення та визначається як відношення теоретичної (ізоентропійної) роботи, необхідної для стиснення, до фактичної роботи, виконаної компресором:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (2.13)$$

де $h_{2,is}$ – питома ентальпія в ізоентропійному стані 2, де точка (2,is) має питому ентропію, ідентичну стану 1, при цьому тиск відповідає тиску стану 2.

Ізоентропійний коефіцієнт корисної дії компресора η_{is} у даній роботі не розраховується, а апроксимується за допомогою загальноприйнятої лінійної емпіричної формули. Ця формула виражає η_{is} як функцію коефіцієнта тиску π_c , що визначається як відношення високого тиску p_{high} у конденсаторі до низького тиску p_{low} у випарнику $\pi_c = \frac{p_{high}}{p_{low}}$:

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.0135 \cdot \pi_c. \quad (2.14)$$

Використання цієї залежності дозволяє динамічно оцінювати ефективність компресора в умовах змінних робочих параметрів, що є характерним для систем із різними тепловими джерелами. Моделювання також ґрунтується на важливих спрощеннях щодо процесів у теплообмінниках та дросельному клапані:

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		33

1. Вважається, що процес розширення у дросельному клапані є ідеальним, тобто втрати енергії відсутні. Це означає, що питома ентальпія на вході (точка 3) та виході (точка 4) дросельного клапана є рівними: $h_4 = h_3$.

2. Додатково прийнято, що у досліджуваному циклі не відбувається перегріву на виході випарника (точка 1 знаходиться на лінії насиченої пари) та немає переохолодження на виході конденсатора (точка 3 знаходиться на лінії насиченої рідини).

3. Зв'язок випарника з вхідними джерелами тепла (повітря, ґрунт, сонце) здійснюється шляхом застосування мінімальної різниці температур ΔT між робочими рідинами (холодоагентом і теплоносієм джерела) близько 5К [26]. Це є обґрунтованим припущенням, необхідним для забезпечення реалістичного та ефективного теплообміну.

2.4 Моделювання сонячного колектора

Для точної оцінки внеску сонячної енергії у загальне теплове навантаження випарника Q_{in} у конфігураціях САНР та потрійного ТН використовується показник коефіцієнта корисної дії теплового колектора η_{th} . Цей коефіцієнт визначається як відношення корисного теплового продукту Q_{u_sol} , що було фактично зібрано колектором, до загальної сонячної енергії, що потрапила на апертуру колектора Q_{sol} :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{u_sol}}{Q_{sol}}. \quad (2.15)$$

Практичний тепловий ККД η_{th} для обраного типу, а саме вдосконаленого селективного плоского колектора, розраховується за емпіричною квадратичною

формулою, що враховує вплив інсоляції, температури та кута падіння променів [27]:

$$\eta_{th} = 0.77 \cdot K(\theta) - 3.75 \frac{T_{col_m} - T_m}{G_T} - 0.015 \frac{(T_{col_m} - T_m)^2}{G_T}, \quad (2.16)$$

де 0,77 – це коефіцієнт корисної дії колектора при нульових втратах; $K(\theta)$ – коефіцієнт кута падіння, який коригує ефективність залежно від кута падіння сонячних променів θ ; T_{col_m} – середня температура робочої рідини в колекторі, яка розраховується як середнє арифметичне між температурою рідини на вході та виході сонячного пристрою; T_m – температура навколишнього середовища; G_T – щільність потоку загальної сонячної радіації на поверхні колектора (Вт/м²).

Ця формула враховує лінійні та квадратичні теплові втрати, які зростають зі збільшенням різниці температур між колектором та навколишнім середовищем, забезпечуючи точну оцінку корисної теплопродуктивності сонячної підсистеми для подальшого живлення випарника ТН.

Модифікатор кута падіння $K(\theta)$ є ключовим параметром, що коригує оптичну ефективність сонячного колектора залежно від кута падіння сонячних променів θ на його поверхню. Він враховує зростання відбиття та зниження пропускання покривного скла при непрямому падінні світла.

Згідно з [28], $K(\theta)$ оцінюється за наступною формулою:

$$K(\theta) = 1 - 0.215 \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right). \quad (2.17)$$

Важливо відзначити, що для типового ефективного плоского колектора (FPC), у даній моделі припускається, що $K(\theta)$ дорівнює 0,88 для кута $\theta = 50^\circ$, що є поширеним припущенням у літературі [29].

Загальна сонячна енергія Q_{sol} , що потрапляє на апертуру колектора, визначається як добуток сонячного опромінення на поверхні колектора G_T та площі сонячного колектора A_{col} :

$$Q_{sol} = A_{col} \cdot G_T. \quad (2.18)$$

Корисна теплова потужність Q_{u_sol} , зібрана колектором і передана теплоносію, визначається на основі енергетичного балансу рідини (води) як добуток масової витрати теплоносія m_{sol} , його питомої теплоємності $c_{p,w}$ та різниці температур між виходом $T_{col,out}$ і входом $T_{col,in}$ колектора:

$$Q_{u_sol} = m_{sol} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}). \quad (2.19)$$

Масова витрата теплоносія у сонячному колекторі m_{sol} встановлена на основі номінальної питомої масової витрати на рівні $0.02 \text{ кг/с}\cdot\text{м}^2$, що є типовим значенням, обраним згідно з літературними джерелами [30]. Таким чином, загальна масова витрата рідини для сонячної підсистеми розраховується як:

$$m_{sol} = 0.02 A_{col}. \quad (2.20)$$

2.5 Моделювання термічного бака-акумулятора

Для належного управління та моделювання систем з інтеграцією сонячних та геотермальних джерел, використовується тепловий бак-акумулятор (або резервуар для зберігання). Його функціонування описується глобальним енергетичним балансом, який враховує всі надходження та відведення енергії. Згідно з цим балансом, зміна накопиченої енергії у баку Q_{st} дорівнює

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		36

алгебраїчній сумі корисного теплонадходження від сонячного колекторного масиву Q_{u_sol} та геотермального поля Q_{ground} , за вирахуванням теплових втрат у навколишнє середовище Q_{loss} та теплового надходження бака до теплового насоса Q_{in} . Це співвідношення формалізується наступним рівнянням:

$$Q_{st} = Q_{u_sol} + Q_{ground} - Q_{loss} - Q_{in}. \quad (2.21)$$

Накопичена енергія Q_{st} у баку, у свою чергу, виражається через зміну температури бака з часом, враховуючи його об'єм V , густину води ρ_w та питому теплоємність води $c_{p,w}$ [31]:

$$Q_{st} = \rho_w \cdot V \cdot c_{p,w} \cdot \frac{dT_{st}}{dt}. \quad (2.22)$$

Варто відзначити, що залежно від досліджуваного сценарію, член Q_{ground} нехтується (прирівнюється до нуля) у випадку конфігурації з двома джерелами (сонячно-повітряний ТН), оскільки геотермальне поле в цьому сценарії відсутнє. Теплові втрати резервуара Q_{loss} розраховуються на основі загальноприйнятої моделі, яка використовує зовнішню площу поверхні резервуара A_T , загальний коефіцієнт теплових втрат резервуара U_T та різницю температур між середньою температурою бака T_{st} і температурою навколишнього середовища T_m [32]:

$$Q_{loss} = A_T \cdot U_T \cdot (T_{st} - T_m). \quad (2.23)$$

Для забезпечення високої точності моделювання та врахування температурного градієнта, який природно виникає у вертикальному баку, у

цьому моделюванні резервуар-акумулятор розділяється на дискретні теплові зони (стратифікація). До кожної такої зони застосовується окремий енергетичний баланс та моделюється теплообмін між сусідніми зонами. Цей підхід дозволяє більш реалістично оцінити температуру теплоносія, що подається на випарник ТН, оскільки він зазвичай береться з верхніх (найтепліших) зон бака.

2.6 Моделювання наземного геотермального поля

Для використання геотермальної енергії обрано горизонтальний трубопровідний геотермальний контур (ГГТ). Для досягнення високої точності моделювання цей контур представлений сегментованою моделлю, що дозволяє врахувати просторовий розподіл температури. Використовується відповідна модель з Бібліотеки будівель [33], розроблена Лабораторією Берклі [34]. Модель спеціально розроблена для точного опису теплообміну між закопаними трубами та навколишнім ґрунтом. Детальна фізична модель цього компонента, що використовується в моделюванні, відповідає дослідженню Кусуди [35].

Теплопередача для кожної трубки "i" у геотермальному полі описується матричним рівнянням, яке враховує вплив усіх сусідніх трубок на тепловий потік. Це рівняння зв'язує коефіцієнт теплопередачі, геометричні параметри та різницю температур:

$$\frac{L}{2 \cdot \pi \cdot k_{ground}} |P_{ij}| \cdot |Q_j| = |T_i - T_{ground}|, \quad (2.24)$$

де L – довжина труби, k_{ground} – теплопровідність ґрунту, Q_j – коефіцієнт теплопередачі (лінійний тепловий потік) для трубки j , T_i – середня зовнішня температура труби i , а T_{ground} – температура ґрунту.

Ключовим елементом є геометричний коефіцієнт P_{ij} , який залежить від взаємного розташування труб:

$$P_{ij} = \begin{cases} \ln\left(\frac{2 \cdot d_i}{r_i}\right), & i = j, \\ 0.5 \cdot \ln\left(\frac{(a_i - a_j)^2 + (d_i + d_j)^2}{(a_i - a_j)^2 + (d_i - d_j)^2}\right), & i \neq j, \end{cases} \quad (2.25)$$

де r_i – зовнішній радіус труби i , d_i – глибина залягання трубопроводу i , та a_i – горизонтальне положення труби i .

На рисунку 2.3 показано вертикальний поперечний переріз трубопровідної системи в горизонтальному геотермальному полі. Зазначена методологія є дійсною за умови, що радіус труби значно менший за глибину залягання ($d \gg r$).

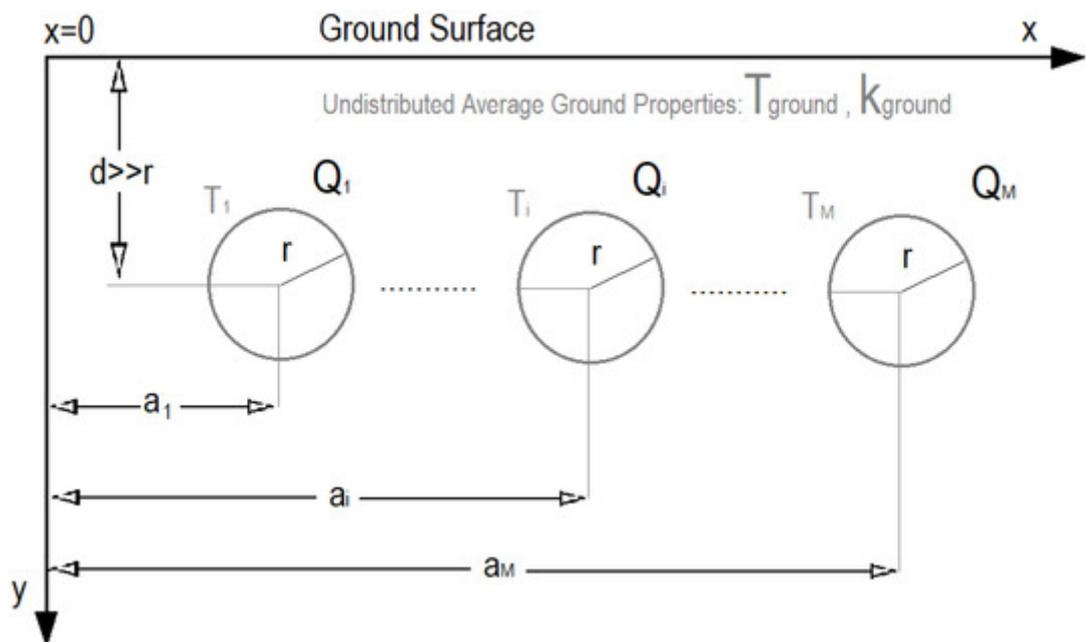


Рисунок 2.3. Багатотрубна система в горизонтальному геотермальному полі

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

Оскільки лінійна петльова трубопровідна система закладена на глибину до 3 м під землею, температура робочого середовища всередині теплового насоса та петлі труб значною мірою залежить від розподілу температури ґрунту. Відповідний розподіл температури ґрунту $T(y,t)$ задається як функція глибини y та періоду часу t (номер дня), на основі теорії Лабса [36]:

$$T(y,t) = T_m - T_{amp} \cdot \exp\left[-y \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot a_d}}\right] \cdot \cos\left[\left(\frac{2 \cdot \pi}{365}\right) \cdot \left(t - t_0 - \frac{y}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot a_d}}\right)\right]. \quad (2.26)$$

де T_m – середньорічна температура поверхні 15.5°C ; T_{amp} – амплітуда температури поверхні 8°C ; y – глибина заглиблених труб (м); t – номер дня (від 1 до 365); t_0 – день мінімальної річної температури ґрунту (день 5); a_d – коефіцієнт теплової дифузії ґрунту ($0.094 \text{ м}^2/\text{день}$). Вищезазначені параметри T_m , T_{amp} та t_0 прийняті відповідно до посилання [37], тоді як значення коефіцієнта теплової дифузії $0.094 \text{ м}^2/\text{день}$ є прийнятним згідно з [38].

На рисунку 2.4 показано принцип проектування геотермального горизонтального поля, яке вважається квадратним полем зі стороною (A) та відстанню між трубами $a = 0.5$ м. Загальна геотермальна теплогенераторна установка має довжину L , яка пов'язана з кількістю труб n наступним виразом:

$$L = a \cdot (2n^2 - n - 1). \quad (2.27)$$

2.7 Моделювання фанкойлів

Для точного опису процесу передачі теплової енергії від теплового насоса до повітря у приміщенні використовується модель фанкойлів (ФК). Ця модель ґрунтується на енергетичному балансі між водним потоком (теплоносієм) і

повітряним потоком, а також на розрахунку теплопередачі з використанням середньологарифмічної різниці температур ΔT_{lm} .

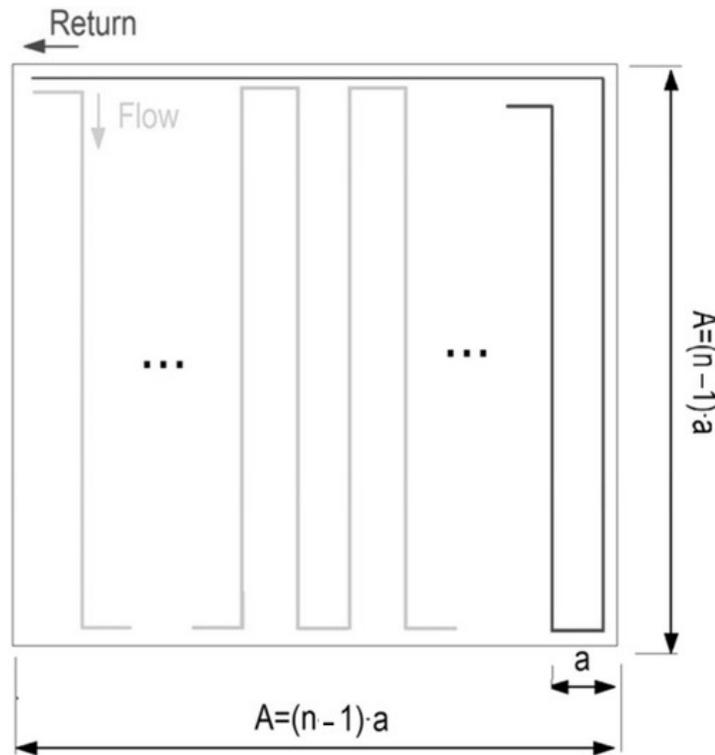


Рисунок 2.4. Принцип проектування трубопроводів у горизонтальному геотермальному полі

Теплова потужність, що відводиться від гарячої води Q_{heat} , дорівнює добутку масової витрати води m_w , питомої теплоємності води $c_{p,w}$ та різниці температур між входом $T_{w,in}$ і виходом $T_{w,out}$ фанкойла:

$$Q_{heat} = m_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,in} - T_{w,out}). \quad (2.28)$$

Теплова потужність, що поглинається повітрям, відповідно, дорівнює добутку масової витрати повітря m_a , питомої теплоємності повітря $c_{p,a}$ та різниці температур між виходом $T_{a,out}$ і входом $T_{a,in}$ фанкойла:

$$Q_{heat} = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,out} - T_{a,in}). \quad (2.29)$$

Теплопередача між двома потоками моделюється за допомогою класичного рівняння, яке використовує середньологарифмічну різницю температур ΔT_{lm} та загальний коефіцієнт теплопередачі фанкойла:

$$Q_{heat} = (UA)_{FC} \cdot \Delta T_{lm}. \quad (2.30)$$

Загальний коефіцієнт теплопередачі $(UA)_{FC}$ (у Вт/К) є характеристичним параметром фанкойла і являє собою добуток коефіцієнта теплопередачі U (Вт/м²·К) та площі теплообміну A (м²). Середньологарифмічна різниця температур ΔT_{lm} визначається наступним чином [39]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w,in} - T_{a,out}) - (T_{w,out} - T_{a,in})}{\ln \left[\frac{(T_{w,in} - T_{a,out})}{(T_{w,out} - T_{a,in})} \right]}. \quad (2.31)$$

У моделюванні прийнято, що фанкойл належним чином спроектовано для роботи з гарячою водою при температурі на вході $T_{w,in} = 45$ °С [40]. З огляду на це, температуру конденсатора ТН було обрано рівною 50°С. Така різниця температур 5К забезпечує належну теплопередачу між холодоагентом у конденсаторі та водою у системі опалення [41].

3 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ТИПУ «ПОВІТРЯ-ПОВІТРЯ» НА ОСНОВІ ШТУЧНОЇ НЕЙРОННОЇ МЕРЕЖІ

Використання штучних нейронних мереж (ШНМ) для оптимізації роботи систем керування тепловими насосами є високодоцільним і становить критично важливий напрямок досліджень та впроваджень, особливо в контексті глобальних стратегій зі зменшення викидів CO₂ та підвищення енергоефективності будівель. Традиційні методи керування тепловими насосами, хоча й забезпечують базову стабільність роботи, мають невід'ємні обмеження у вирішенні складних динамічних задач. Системи ТНПП (теплові насоси типу «повітря-повітря») постійно піддаються впливу нелінійної динаміки теплового навантаження будівлі, швидкоплинних зовнішніх збурень (наприклад, різких змін температури повітря або вологості) та складних багатоцільових вимог оптимізації (наприклад, одночасне балансування енергоспоживання, теплопродуктивності та запобігання обмерзанню). ШНМ вирішують ці проблеми завдяки своїм ключовим властивостям:

1. ШНМ можуть фіксувати та моделювати надзвичайно складні та нелінійні взаємозв'язки між вхідними параметрами (зовнішня температура, вологість, внутрішнє навантаження, ціни на електроенергію) та вихідними показниками системи (КОП, теплопродуктивність, час розморожування), що дає змогу будувати точніші моделі прогнозування навантаження та продуктивності, що є неможливим для більшості лінійних або простих PID-контролерів.

2. Нейронні мережі навчаються на історичних даних, автоматично виявляючи закономірності та пристосовуючи ваги зв'язків. Це дозволяє системі керування адаптуватися до змінних умов експлуатації, старіння обладнання та особливостей конкретної будівлі, самостійно покращуючи свою ефективність з часом.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Використання ШНМ та інтелектуальних алгоритмів призвело до значних результатів. Інтеграція нейронних мереж з модельним прогностичним керуванням (MPC) дозволяє системі прогнозувати майбутнє навантаження та стан зовнішнього середовища (на основі ШНМ-прогнозу), що дає змогу завчасно оптимізувати робочі параметри (наприклад, температуру води, задане значення тиску компресора). Це підвищує стабільність роботи та дозволяє досягати додаткової економії енергії за рахунок балансування точності та енерговитрат. Інтелектуальне керування ТН, що використовує ШНМ, здатне оптимізувати споживання електроенергії з урахуванням цін на електроенергію, що змінюються в часі, мінімізуючи експлуатаційні витрати, перевершуючи традиційні стратегії керування. Таким чином, нейронні мережі є доцільним і потужним інструментом, що забезпечує перехід від реактивного до проактивного, інтелектуального керування тепловими насосами, значно підвищуючи їхню енергоефективність, надійність та економічність.

3.1 Створення моделі нейронної мережі

Штучні нейронні мережі (ШНМ) – це обчислювальні моделі, подібні структурою та функцією до біологічних нейронних систем, що володіють адаптивними можливостями, можливостями нелінійного відображення та можливостями паралельної обробки. Як показано на рисунку 3.1, це мережа, що складається з множини штучних нейронів, кожен з яких отримує вхідні сигнали та взаємодіє з іншими нейронами через зважені зв'язки. Ваги зв'язків цих нейронів коригуються в процесі навчання, щоб мінімізувати похибку прогнозування або досягти мети оптимізації для конкретного завдання.

Основна формула для їх обчислення виглядає так:

$$y = f(w^* x + b), \quad (2.30)$$

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		44

де w^* – матриця ваг, а b – матрицю зміщення.

Структура штучної нейронної мережі зазвичай складається з вхідного шару, прихованого шару та вихідного шару, причому прихований шар може мати декілька шарів. Кожен нейрон виконує наступні обчислювальні кроки: зважує та підсумовує вхідні сигнали, потім проходить нелінійне перетворення через функцію активації і, нарешті, генерує вихідний сигнал. Цей складний зв'язок і нелінійне відображення дозволяють нейронним мережам захоплювати складні взаємозв'язки та закономірності в даних, як показано на рис. 3.1.

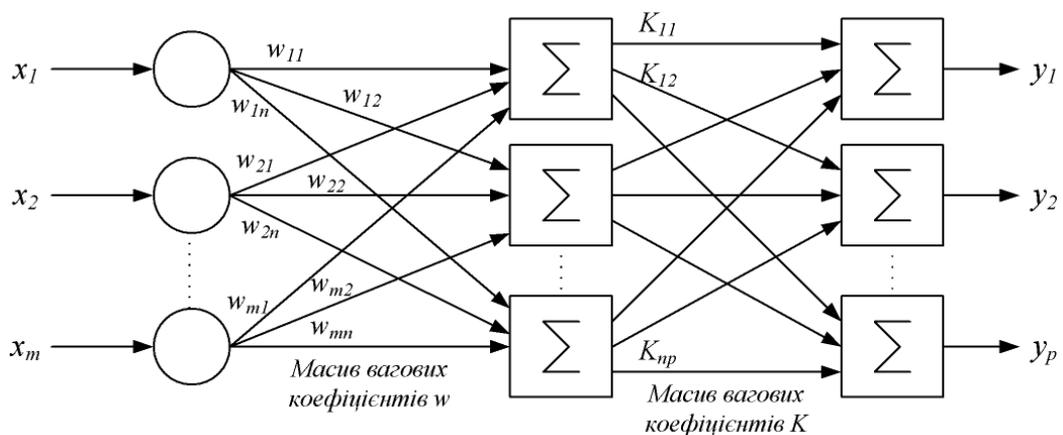


Рисунок 3.1. Схема нейронних зв'язків

Проектування мережі зворотного поширення (ВР-мережі) у кваліфікаційній роботі головним чином включає такі аспекти, як проектування вхідного шару, прихованого шару та зв'язків між прихованими шарами.

При проектуванні вхідного шару нейронної мережі однією з важливих міркувань є вибір ознак та попередня обробка. Необхідно вибрати відповідні ознаки, пов'язані з проблемою, щоб забезпечити якість даних. Використання галузевих знань гарантує, що нейронна мережа зможе ефективно фіксувати ключову інформацію.

Пропонується застосовувати метод кореляційного аналізу для вибору 5 змінних з численних показників для аналізу теплового та холодного навантажень як вхідного вектора для вхідного шару нейронної мережі.

У нейронних мережах прихований шар – це шар або декілька шарів нейронів, розташованих між вхідним і вихідним шарами. Основна функція прихованого шару полягає у виконанні нелінійних перетворень та виділенні ознак із вхідних даних, щоб краще відповідати складним функціональним зв'язкам. Вибір кількості вузлів впливає на потужність і складність моделі. Більша кількість вузлів може призвести до перенавчання моделі, тоді як менша кількість вузлів може призвести до недонавчання.

Вибір кількості вузлів прихованого шару в ВР-мережах є невизначеним. Чим більше вузлів, тим сильніша моделююча спроможність, але також лінійно збільшується час обчислення. Теоретично неможливо аналітично визначити оптимальну кількість вузлів, необхідний досвід та методи проб і помилок. Загалом, емпіричне правило полягає в тому, щоб встановити її як декілька разів більше, ніж квадратний корінь із суми кількості вузлів у вхідному та вихідному шарах. Однак конкретне значення має визначатися на основі таких факторів, як складність і обсяг даних. Проектування кількості вузлів прихованого шару вимагає балансу між продуктивністю мережі та ефективністю.

Кількість вузлів прихованого шару визначається за формулою

$$M = \sqrt{m + n} + a, \quad (3.2)$$

де m і n представляють кількість вихідних нейронів та вхідних нейронів відповідно, a – це константа в діапазоні $[0, 10]$.

Кількість нейронів прихованого шару, вибрана в кваліфікаційній роботі, дорівнює 9.

Кількість нейронів у вихідному шарі також має визначатися на основі абстрактної моделі, отриманої з фактичної проблеми. У кваліфікаційній роботі

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

необхідно прогнозувати дані навантаження на охолодження та опалення будівлі, використовуючи статистичні дані. Отже, кількість вузлів вихідного шару дорівнює 1, що представляє величину навантаження.

Функцією активації, яка використовується у вихідному шарі, зазвичай є сигмоїдальна функція, у наступному вигляді

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}}. \quad (3.3)$$

Архітектурна схема нейронної мережі, що використовується для прогнозування навантажень на опалення та охолодження будівель, показана на рис. 3.2.

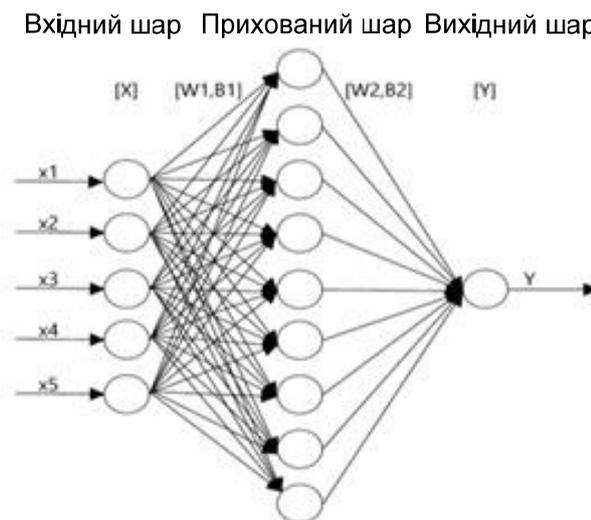


Рисунок 3.2. Архітектурна схема нейронної мережі

3.2 Імпорт навчального набору даних

Активация функції зчитування даних відбувається за командою:

```
function ButtonPushed(app, event)
```

Першим кроком програми є зчитування навчальних даних та їхнє зберігання в пам'яті. Наступна функція `uigetfile` може бути використана для відкриття вікна вибору таблиці даних.

```
[filename,pathname]=uigetfile('*.xlsx', '*.xls','Select an Excel file');
```

Після вибору файлу, де знаходяться дані, далі відбувається процес зберігання вхідних змінних у матрицю під назвою `app.train_Input` за допомогою функції `assignin`.

```
assignin("base","train_Input",app.train_Input);
```

Щоб посилити взаємодію з користувачем та покращити досвід користування програмою, наступний оператор використовується для відображення отриманих даних (якщо вибрано нормалізацію, то відобразатимуться нормалізовані дані).

```
app.UITable.Data=app.train_Input;
```

Шляхом додавання компонента спадного списку, до нього додаються дві опції, `"Input Variable"` (Вхідна Змінна) або `"Expected Output"` (Очікуваний Вихід), що дозволяє вибирати вхідні змінні та очікувані виходи.

Протягом цього процесу, якщо вибрано спадний список `"Normalization"` (Нормалізація), дані будуть нормалізовані наступним чином:

```
app.train_Input=(app.train_Input-  
app.train_Input_mi)./(app.train_Input_ma - app.train_Input_mi);
```

3.3 Створення та навчання моделі

Шляхом додавання компонента вибору зі спадного списку, можна налаштувати вхідні змінні, кількість вузлів прихованого шару, вихідні змінні, швидкість навчання, кількість ітерацій тощо для нейронної мережі.

Додайте кнопку запуску, і додайте слухача подій до `"start button"` (кнопки запуску), щоб розпочати навчання даних, а саме:

```
function Button_2Pushed(app, event);
```

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Після виконання кнопки запуску, спочатку ініціалізуються матриці ваг та матриці порогів між вхідним шаром і прихованим шаром, а також матриці ваг та матриці порогів між прихованим шаром і вихідним шаром.

Вони генеруються за допомогою функції випадкових чисел `rand()`, а саме:

```
app.W1 = 0.5 * rand(app.Hidd_Num, app.Input_Num) - 0.1;
app.B1 = 0.5 * rand(app.Hidd_Num, 1) - 0.1;
app.W2 = 0.5 * rand(app.Out_Num, app.Hidd_Num) - 0.1;
app.B2 = 0.5 * rand(app.Out_Num, 1) - 0.1;
```

Приклад матриці ваг і матриці порогів з 9 вузлами прихованого шару та 5 вузлами вхідного шару виглядає наступним чином:

$$app.W_i = \begin{bmatrix} 0.3073 & 0.3824 & 0.2961 & 0.0961 & 0.2474 \\ 0.3528 & -0.0211 & 0.3797 & 0.2277 & 0.0585 \\ -0.0365 & 0.3852 & 0.2278 & -0.0144 & 0.3751 \\ 0.3566 & 0.3785 & -0.0821 & 0.253 & -0.0827 \\ 0.2161 & 0.1426 & 0.3245 & -0.084 & 0.1193 \\ -0.0512 & 0.3 & 0.3669 & 0.0384 & 0.0907 \\ 0.0392 & -0.029 & 0.2393 & -0.0769 & 0.2827 \\ 0.1734 & 0.1108 & 0.2788 & -0.0514 & 0.2975 \\ 0.3787 & 0.3578 & 0.2715 & 0.3117 & -0.0065 \end{bmatrix}, \quad app.B_i = \begin{bmatrix} 0.1448 \\ 0.1227 \\ 0.2231 \\ 0.2546 \\ 0.2773 \\ 0.038 \\ 0.2398 \\ 0.2275 \\ -0.018 \end{bmatrix}$$

Після додавання вибору та ініціалізації ваг і порогів, починається ітеративне навчання. Основна формула для виходу прихованого шару визначається як:

$$y_1 = \text{logsin}(w_1 \cdot x' + b_1), \quad (3.4)$$

де w_1 – це матриця ваг між прихованим шаром і вхідним шаром, b_1 – це матриця зміщення між прихованим шаром і вхідним шаром. Формула виходу вихідного шару визначається як:

$$Y = \log(w_2 \cdot y_1 + b_2), \quad (3.5)$$

де w_2 – це матриця ваг між прихованим шаром і вихідним шаром, b_2 – це матриця зміщення між прихованим шаром і вихідним шаром.

Ітерація – це процес обчислення матриці виходу вихідного шару. Після однієї ітерації буде обчислено похибку між фактичним значенням та виходом. Потім буде обчислено градієнт кожної ваги за допомогою зворотного поширення похибки. Градієнт представляє швидкість, з якою похибка змінюється при зміні ваги. Потім ваги будуть скориговані за допомогою алгоритму градієнтного спуску для зменшення похибки. Обчислення градієнта виглядає так:

```
Delta2=train_Error.*dlogsig(Out_In,Out_Out);
Delta1=app.W2'*Delta2.*Hidden_Out.*(1-Hidden_Out);
```

Шляхом безперервної ітерації ваги оновлюються, що дозволяє нейронній мережі поступово навчатися та припасовуватися до закономірностей навчальних даних. Оновлення ваг реалізується так:

```
app.W2=app.W2+app.lr*dW2;
app.B2=app.B2+app.lr*dB2;
app.W1=app.W1+app.lr*dW1;
app.B1=app.B1+app.lr*dB1;
```

Цей ітеративний процес буде безперервно повторюватися, доки продуктивність мережі не досягне прийнятного рівня або доки не будуть виконані умови для зупинки навчання. Завдяки послідовним ітераціям, нейронна мережа поступово навчається та оптимізує свої ваги, тим самим покращуючи свою продуктивність на навчальних даних.

3.4 Система моделювання опалення теплового насоса типу «повітря-повітря»

Будівля обрана для моделювання – це громадська будівля з 2 поверхами, висотою 3,9 м та загальною площею 1718,04 м². В таблиці 3.1 наведено параметри змодельованої будівлі, а на рисунку 3.3. – модель опалення з використанням низькотемпературного теплового насоса типу «повітря-повітря».

Таблиця 3.1. Параметри будівлі

Напрямок	Елемент	Площа (м ²)	Коефіцієнт теплопередачі (Вт/(м ² ·К))
Північ	Північна зовнішня стіна	102,53	0,482
	Північні зовнішні вікна	49,32	1,24
Південь	Південна зовнішня стіна	102,53	0,482
	Південні зовнішні вікна	92,48	1,24
Захід	Західна зовнішня стіна	72,09	0,482
	Західні зовнішні вікна	12,33	1,24
Схід	Східна зовнішня стіна	72,09	0,482
	Східні зовнішні вікна	12,33	1,24
	Дах	1718,04	0,438
	Підлога	1718,04	0,589

3.5 Логіка керування системою

Режим керування системою теплового насоса типу «Повітря-Повітря» (ТНПП) передбачає інтегровану координацію між агрегатами ТНПП та фанкойлами. У даній роботі керування ТНПП здійснюється на основі

моніторингу температури зворотної води T_w . Встановлюються задана опорна температура T_{w_set} та два диференційні порогові значення (T_1, T_2). Алгоритм пуску та зупинки агрегатів базується на аналізі відхилення фактичної температури зворотної води від заданої опорної точки наведено на рис 3.4.

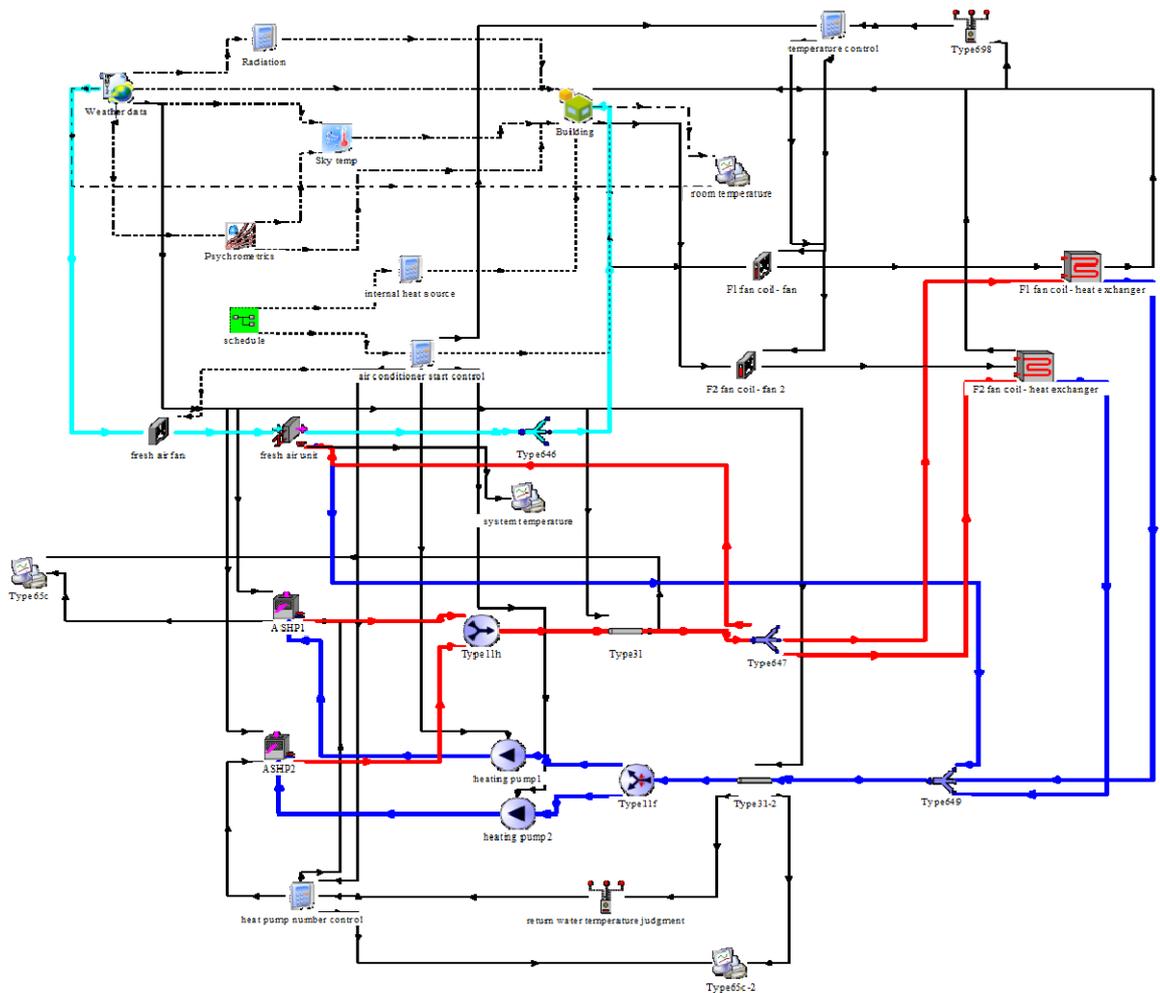


Рисунок 3.3. Модель розподілу компонентів у тепловому насосі типу «повітря-повітря»

Критерії активації та деактивації агрегатів (при $T_1 = 1.1\text{ }^\circ\text{C}$, $T_2 = 2.1\text{ }^\circ\text{C}$):

1. Початкова активація (Агрегат 1): Якщо температура зворотної води знижується до $T_{w_set} - T_1$, ініціюється запуск першого агрегату.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

2. Додаткова активація (Агрегат 2): При подальшому зниженні температури до $T_{w_set} - T_2$, активується другий (додатковий) агрегат, що сигналізує про зростання теплового навантаження.

3. Повне вимкнення: При досягненні температури $T_{w_set} + T_2$, всі агрегати деактивуються.

4. Часткове вимкнення: При підвищенні температури до $T_{w_set} + T_1$, один агрегат деактивується, тоді як інший залишається в робочому стані для підтримки навантаження.

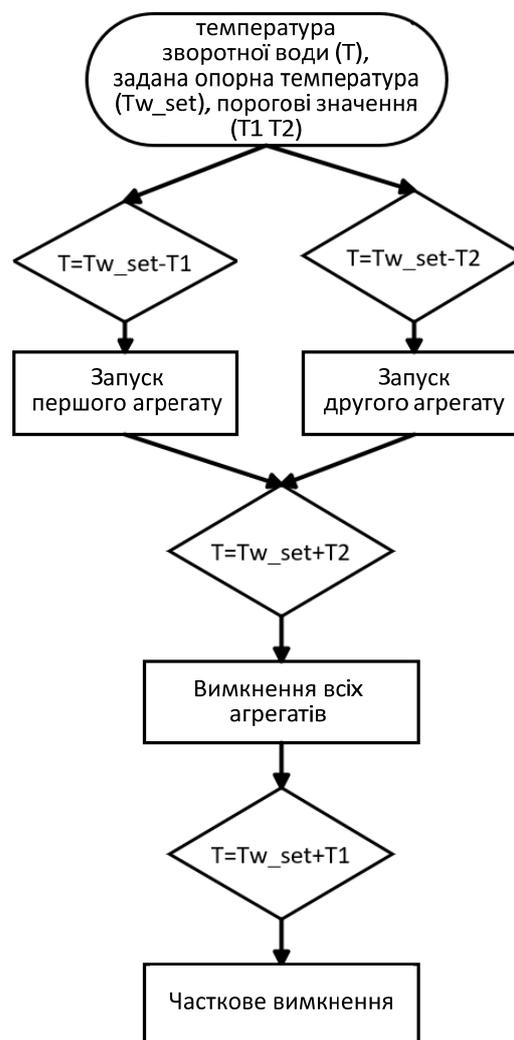


Рисунок 3.4. Алгоритм керування чисельністю установок

Перевагою подвійної диференціальної архітектури на відміну від конвенційних методів керування з єдиним порогом або фіксованою точкою, є

те що ієрархічна гістерезисна стратегія забезпечує три ключові функціональні переваги:

1. Покращена адаптивність до теплового навантаження, адже застосування ступінчастих порогів активації дозволяє ефективно мінімізувати явище короткочасних циклів, що, в свою чергу, знижує механічний знос компресора та продовжує термін його експлуатації порівняно з простими регуляторами типу «увімк./вимк.».

2. Оптимізація енергоефективності, адже використання асиметричних температурних діапазонів (двох різних диференціалів) сприяє максимальному використанню теплової інерції системи, що призводить до скорочення часу роботи системи в режимі часткового навантаження, що є менш енергоефективним, порівняно з системами, що базуються виключно на ПД-регулюванні.

3. Підвищена термічна стабільність, адже система забезпечує обмеження коливань температури у цільовій зоні до $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, що є значно кращим показником порівняно з $\pm 1.2^{\circ}\text{C}$, типовим для традиційних методів. Цей точний контроль опосередковано сприяє зменшенню споживання енергії фанкойлами. Таким чином, ця архітектура керування з подвійним диференціалом забезпечує оптимальний компроміс, ефективно балансує вимоги до оперативного реагування на перехідні зміни навантаження та забезпечення захисту і довговічності обладнання.

У практичному застосуванні ТНПП (тепловий насос типу «повітря-повітря») часті пуски та зупинки агрегату протягом короткого періоду значно впливають на його термін служби та призводять до збільшення витрат на обслуговування. З цієї причини було встановлено мінімальне значення для тривалості безперервної роботи та безперервної зупинки агрегату. Мінімальна тривалість пуску та зупинки була встановлена на рівні 5 хвилин. Режим керування фанкойлом був схожий на режим керування пуском-зупинкою агрегату. Були визначені як обмежувальне значення температури t , так і задане

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		54

значення температури приміщення T_{a_set} . Використовуючи різницю між внутрішньою заданою температурою та фактичною температурою в приміщенні, обмежувальне значення температури t (яке було вибрано в цій роботі та варіювалося від 0.5 до 1,0°C) використовувалося для регулювання швидкості вентилятора та пуску-зупинки фанкойла. Режим керування показано на рисунку 3.5. У режимі зимового опалення, вмикається низька швидкість вентилятора фанкойла, коли температура в приміщенні опускається нижче заданої температури T_{a_set} . Вмикається середня швидкість вентилятора фанкойла, якщо температура знизилася до точки $T_{a_set} - t$. Вмикається висока швидкість вентилятора фанкойла, якщо температура знизилася до $T_{a_set} - 2t$. Коли приміщення поступово прогрівається і температура піднімається до $T_{a_set} - t$, вмикається режим середньої швидкості. Коли температура досягає заданої температури T_{a_set} , вмикається режим низької швидкості з продовженням обігріву. Фанкойл вимикається, якщо температура перевищує задану температуру T_{a_set} .

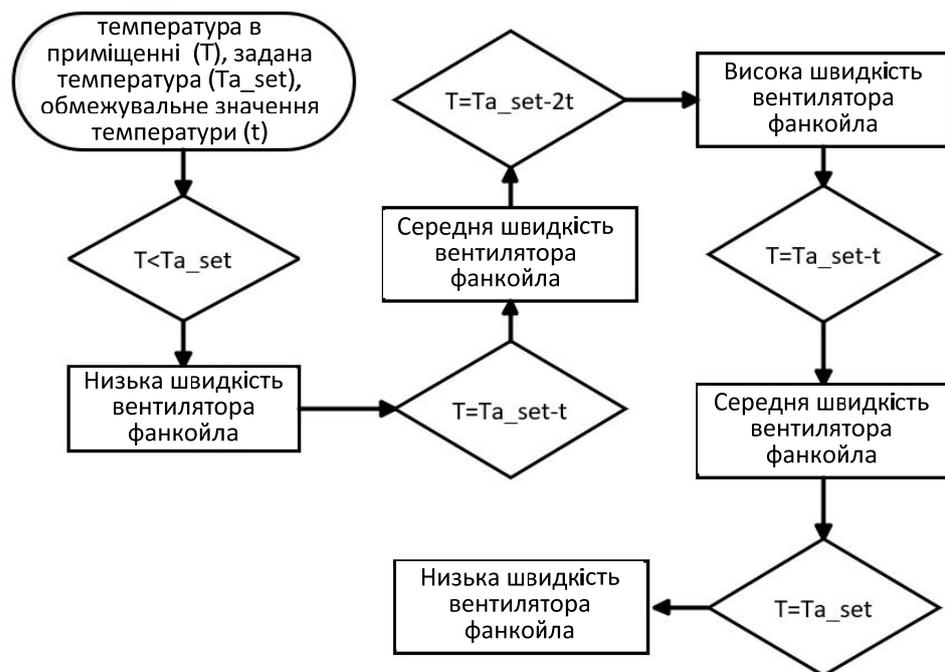


Рисунок 3.5. Логічне керування фанкойлом

3.6 Режим оптимального керування температурою зворотної води ТНПП

Дане дослідження виконане з метою регулювання температури подачі води фанкойла шляхом моніторингу температурного профілю води у контурах подачі та зворотної води, що є критично важливим для забезпечення стабільного теплового комфорту у приміщенні. Схема системи керування наведена на рисунку 3.6.

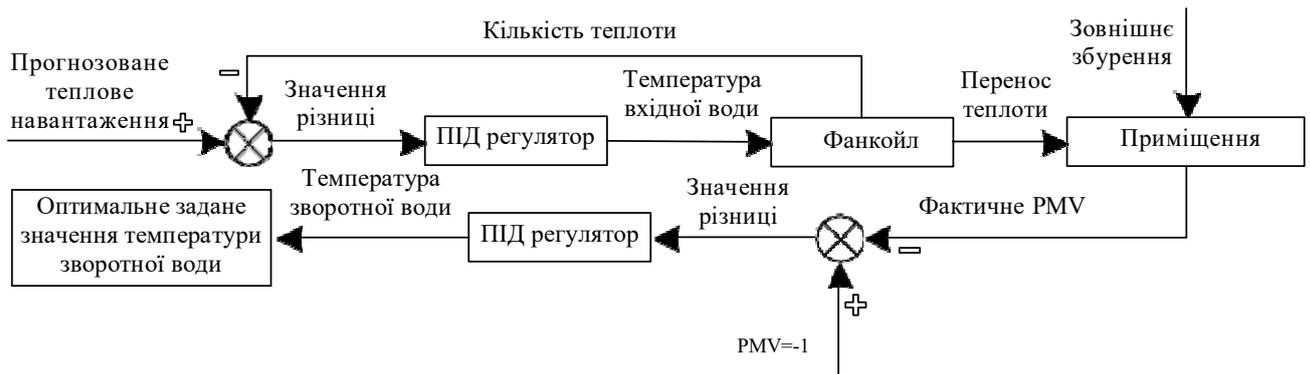


Рисунок 3.6. Схема системи керування температурою в приміщенні

Для динамічної корекції параметрів опалення та наближення внутрішнього середовища до зони комфорту було інтегровано прогнозовану середню оцінку (PMV) – загально визнаний індикатор теплового комфорту, який об'єктивно відображає суб'єктивні теплові відчуття людини. Незважаючи на відомі складнощі в практичній імплементації PMV-керування, інтеграція моделі нейронної мережі у контур керування дозволила суттєво знизити експлуатаційні та впроваджувальні витрати, при цьому значно підвищивши як тепловий комфорт, так і енергоефективність системи.

3.7 Режим оптимального керування температурою з використанням нейронних мереж

Для прогнозування динаміки теплового навантаження у громадських будівлях, розташованих у холодних кліматичних зонах, було розроблено

архітектуру нейронної мережі зі зворотним поширенням (BP). Це прогнозування ґрунтується на багатofакторному аналізі зовнішніх параметрів, які включають температуру зовнішнього середовища, сонячну інсоляцію та швидкість вітру. Створена прогностична модель була інтегрована із системою оптимізації ТНПП (тепловий насос типу «повітря-повітря»), яка визначає оптимальне задане значення температури зворотної води. Це досягається шляхом ітеративного обчислення прогнозованих теплових навантажень Q_{pred} , зовнішніх умов у реальному часі T_{out} та заданих внутрішніх температур T_{set} . Операційна логіка керування реалізує коригування за принципом пропорційно-інтегрально-диференціального регулювання (ПІД), базуючись на різниці між фактичною та прогнозованою температурами зворотної води $\Delta T_{return} = T_{actual} - T_{predicted}$. Така реалізація забезпечила конвергенцію 87% заданих значень протягом 15-хвилинних інтервалів. Цей принцип проілюстровано на рисунку 3.7.

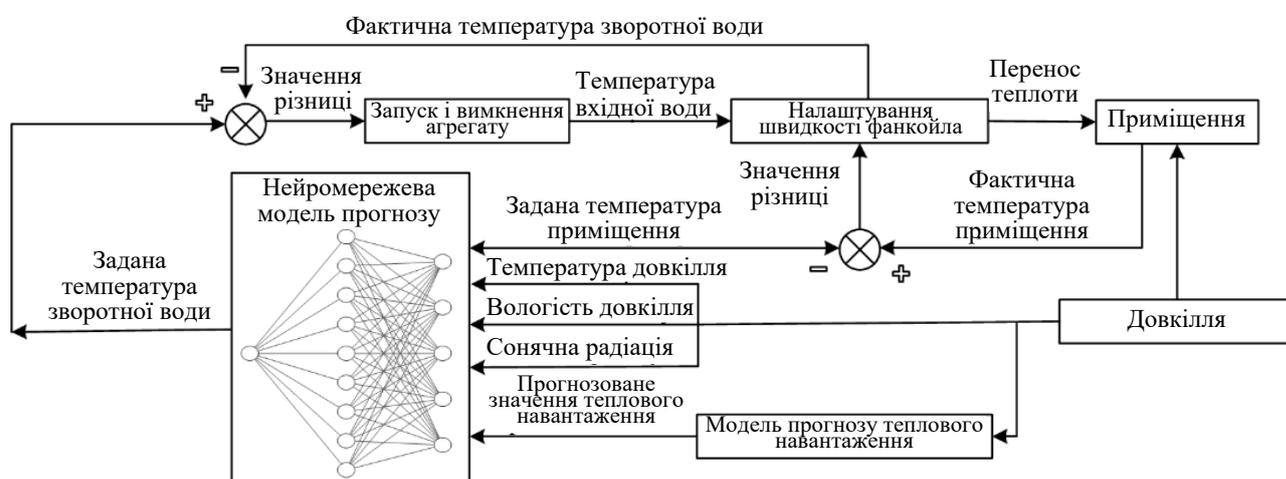


Рисунок 3.7. Модель прогнозування теплового навантаження на основі моделі штучної нейронної мережі

Теплове навантаження будівлі було прийнято як задане значення для ПІД-регулятора (пропорційно-інтегрально-диференціального регулятора). ПІД-

керування температурою подачі води фанкойла здійснювалося на основі різниці між фактичним і заданим значеннями тепlopостачання. Цей механізм забезпечував відповідність температури подачі води фанкойла фактичному попиту на тепло в приміщенні. Оскільки оптимальне задане значення температури зворотної води ТНПП має гарантувати тепловий комфорт, значення PMV було знову встановлено як верхню межу діапазону комфорту в приміщенні (значення -1) для зимових умов. Далі було реалізовано ПД-керування температурою води на виході з фанкойла, яке базувалося на диференціалі між заданим і фактичним значеннями PMV. Ідеальна температура води на виході з фанкойла, визначена таким чином, є оптимальною температурою зворотної води для ТНПП і водночас задовольняє встановлену верхню межу діапазону теплового комфорту в приміщенні.

3.8 Результати моделювання

Застосовуючи методологію керування фанкойлом, інтегровану з програмним комплексом TRNSYS, було проведено комплексне моделювання протягом усього опалювального періоду. Встановлено нижню межу температури подачі води на рівні 25°C. У випадку, якщо температура води, обчислена за допомогою ПД-регулятора, опускалася нижче нижньої межі заданого діапазону температур води, температура води фіксувалася на рівні 20°C. Якщо обчислена необхідна температура води перевищувала верхню межу встановленого діапазону температур, температура води коригувалася до 50°C. У процесі моделювання значення PMV у приміщенні підтримувалося на рівні -1, а крок моделювання був встановлений на рівні 10 хвилин. Оптимальне задане значення температури зворотної води, отримане в результаті симуляційного розрахунку, представлено на рисунку 3.8.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

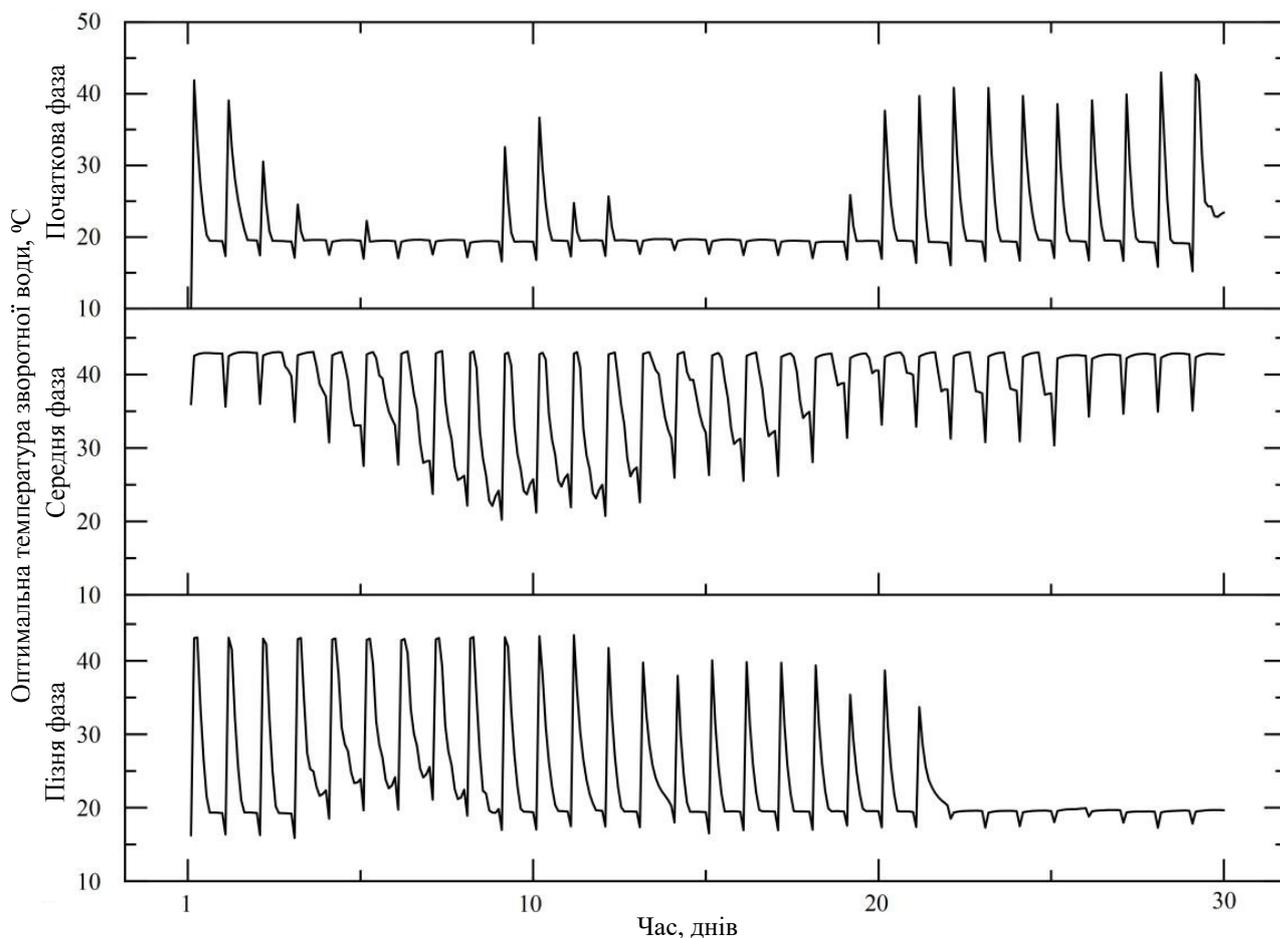


Рисунок 3.8. Результати моделювання оптимальної температури зворотної води протягом опалювального періоду

Опалювальний цикл було стратегічно поділено на три чіткі фази з метою адекватної характеристики динаміки системи як у перехідних, так і в стаціонарних режимах експлуатації.

1. Початкова фаза опалення. На початковій стадії опалення, коли теплове навантаження будівлі залишалось відносно низьким, оптимізована температура зворотної води стабілізувалася на рівні приблизно 30°C, причому задані значення переважно не перевищували 40°C.

2. Середня та пізня фази опалення. У міру переходу системи до середнього та пізнього періодів опалення, зниження температури зовнішнього середовища корелювало зі зростанням теплового попиту будівлі, що вимагало вищої температури води у фанкойлі. Температура зворотної води досягала

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

пікових значень 43°C протягом стійких інтервалів тривалістю 1–2 години, після чого спостерігалось поступове зниження, підтримуючи оптимальний робочий діапазон між 25°C та 40°C .

3. Завершальна фаза опалення. Протягом термінальних фаз опалення зростання зовнішніх температур спричинило систематичне зниження заданих значень температури зворотної води. Це чітко продемонструвало адаптивну реакцію системи на сезонні варіації теплового навантаження.

Визначений оптимальний профіль температури зворотної води було імплементовано в створену модель ТНПП із збереженням початкової схеми керування. Отримані результати симуляції демонструють розподіл показників PMV протягом критичних фаз опалення (початковий, середній та завершальний періоди), як це проілюстровано на рис. 3.9.

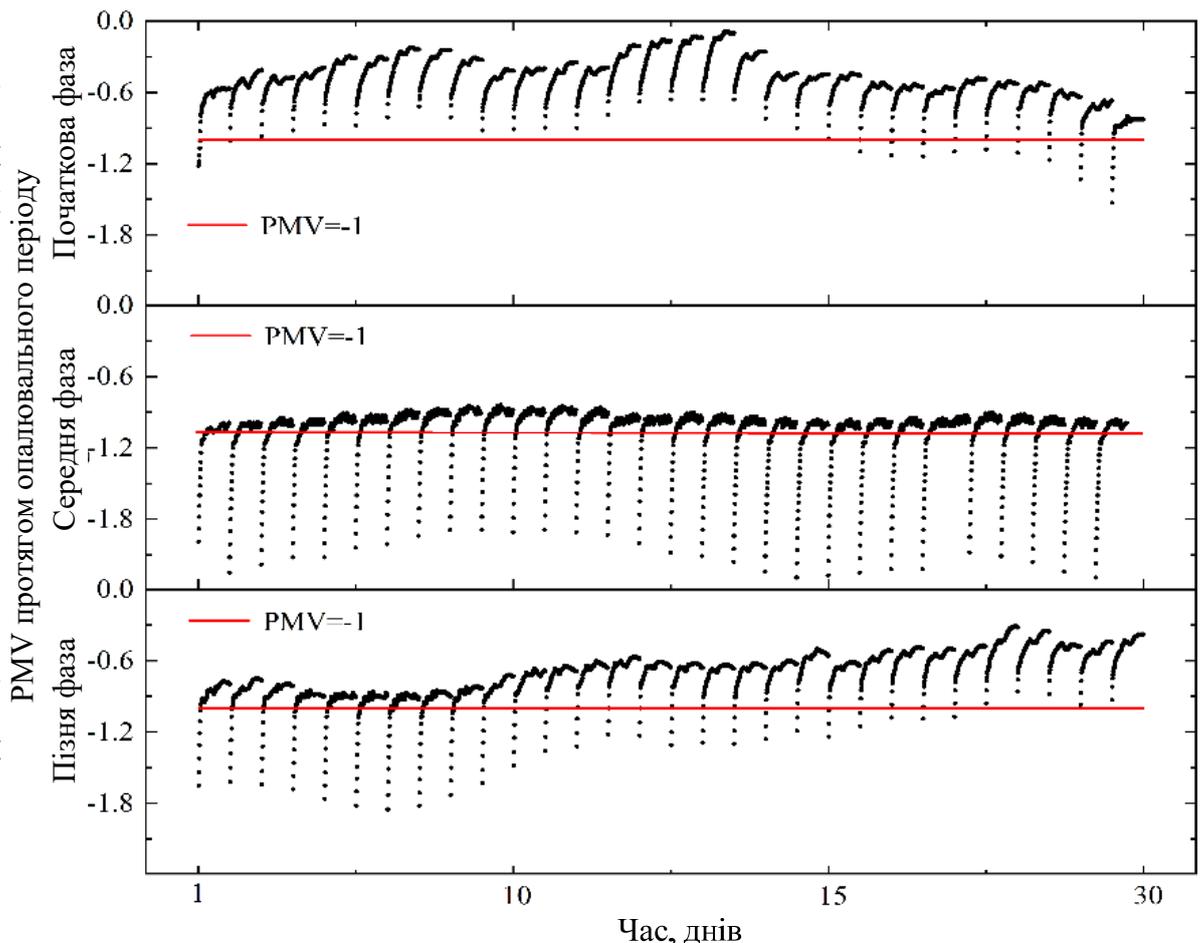


Рисунок 3.9. Результати моделювання PMV протягом опалювального періоду після оптимізації

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

З огляду на те, що пуск агрегатів громадської будівлі відбувається о 8:00 ранку, а початкове значення прогнозованої середньої оцінки у приміщенні на цей момент є нижчим за -1,5, після активації системи відбувається інтенсивний прогрів. Це забезпечує досягнення діапазону комфорту (PMV від -1 до 0) приблизно через 1 годину роботи.

1. Початкова стадія опалення. На початковій стадії опалення, через відносно низький попит на тепло у приміщенні, агрегат функціонує у режимі низької продуктивності. Протягом приблизно 1/3 загального часу доби значення внутрішнього PMV підтримується вище -1. Таким чином, задовільний рівень комфорту досягається, навіть незважаючи на нещодавній запуск системи.

2. Середній період опалення. У середній період опалення, коли теплове навантаження приміщення є значним, агрегат працює у режимі високої продуктивності. Після стабілізації внутрішньої температури розподіл PMV є рівномірним у діапазоні, що перевищує -1. Проте, на пізньому етапі цього періоду, спричиненому екстремальними погодними умовами, PMV протягом усього дня опускався нижче -1. Причиною була надзвичайно низька зовнішня температура (до -28°C), що призводило до зниження температури випаровування холодоагенту в агрегаті. Це, своєю чергою, послаблювало теплопродуктивність системи та негативно впливало на тепловий комфорт у приміщенні.

3. Завершальний період опалення. Наприкінці опалювального періоду температура зовнішнього повітря починає зростати, і розподіл внутрішнього PMV повертається до характеристик, подібних до початкового періоду опалення, зі значеннями PMV, що перевищують -1. Хоча значення PMV можуть бути дещо нижчими порівняно з початковою фазою, вони все ще відповідають вимогам внутрішнього комфорту.

На рисунку 3.10 представлено порівняння енергоспоживання між традиційним та оптимізованим режимами керування, оцінене за метрикою

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

питомої енергоемності на одиницю площі опалення. Аналіз охоплював три ключові підсистеми: компресорні агрегати, вентилятори повітрообробки та циркуляційні насоси.

Результати, отримані після оптимізації, виявили комплексну динаміку споживання енергії. Зниження теплопродуктивності фанкойлів спричинило збільшення тривалості роботи системи, що призвело до зростання енергоспоживання вентиляторів на 13,0% (з 1,62 кВт·год/м² до 1,83 кВт·год/м². Проте цей компроміс забезпечив суттєве підвищення ефективності на рівні агрегату. Оптимізована конфігурація досягла показника енергоспоживання компресором у 34,34 кВт·год/м², що становить зниження на 8,6% порівняно з базовими показниками експлуатації.

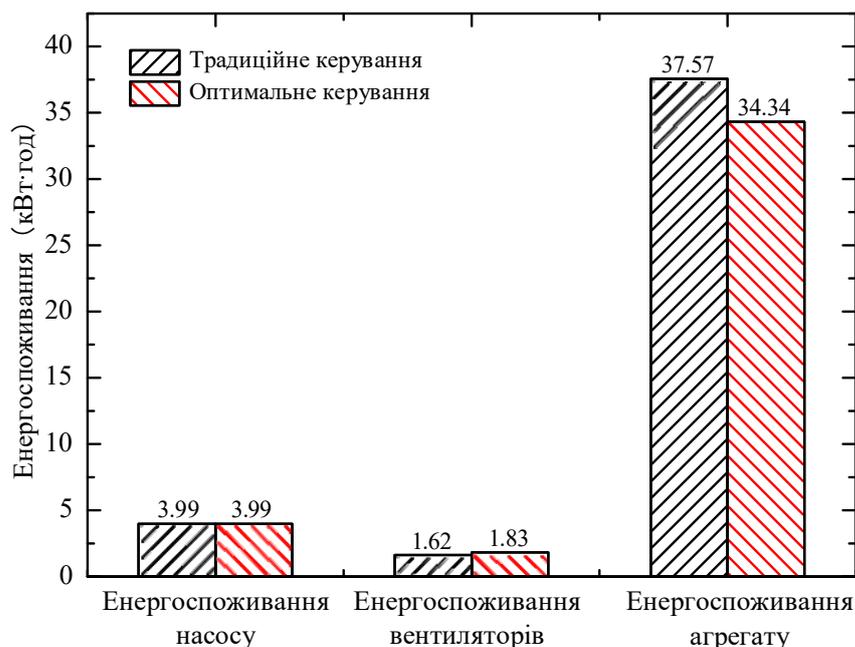


Рисунок 3.10. Аналіз результатів моделювання оптимального та традиційного керування

3.9 Аналіз ефективності оптимізованого методу керування ТНПП

Оптимізована система теплового насосу типу «повітря-повітря» була ретельно оцінена шляхом моделювання протягом усього опалювального сезону.

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

Для оцінки продуктивності системи в умовах контрастних кліматичних режимів було обрано два репрезентативні метеорологічні дні (23 січня та 10 березня), які слугували орієнтирами, як показано на рисунку 3.11.

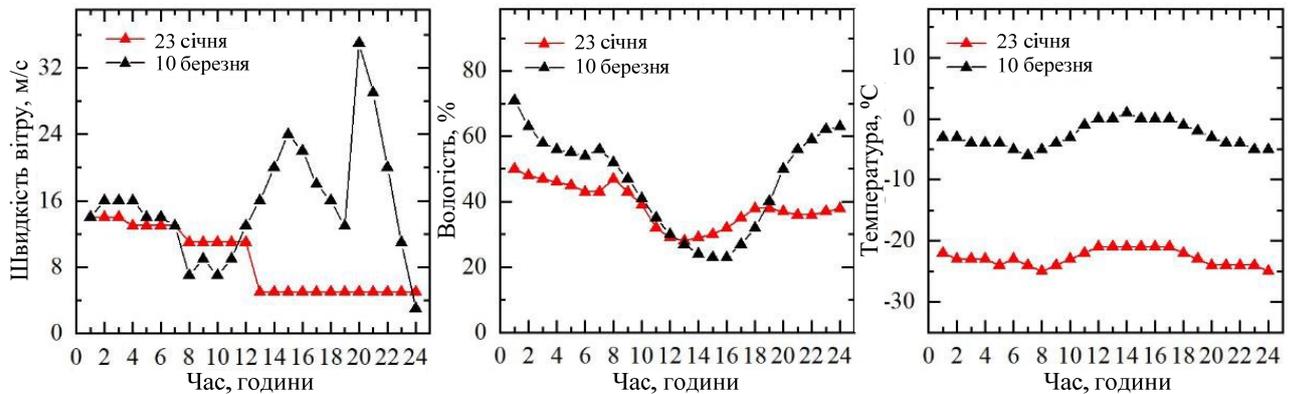


Рисунок 3.11. Порівняльний аналіз параметрів у найбільш типові метеорологічні дні

Аналіз 23 січня (пікове зимове навантаження): доба характеризувалася умовами екстремального холоду зі стійкими температурами в діапазоні від -25°C до -21°C (середня температура -23°C , помірною відносною вологістю (28-50%) та постійною швидкістю вітру (5-14 м/с).

Аналіз 10 березня (весняний перехідний режим): експлуатація в перехідному весняному режимі, що характеризувався явищами температурної інверсії (температура від -6°C до 2°C , середня $-2,7^{\circ}\text{C}$), змінною вологістю (23-71%) та значними добовими коливаннями швидкості вітру (3-35 м/с). Цей двофазний аналіз дозволяє охопити критичні експлуатаційні виклики, починаючи від пікових зимових навантажень і закінчуючи роботою в режимах часткового навантаження в умовах холодного континентального клімату.

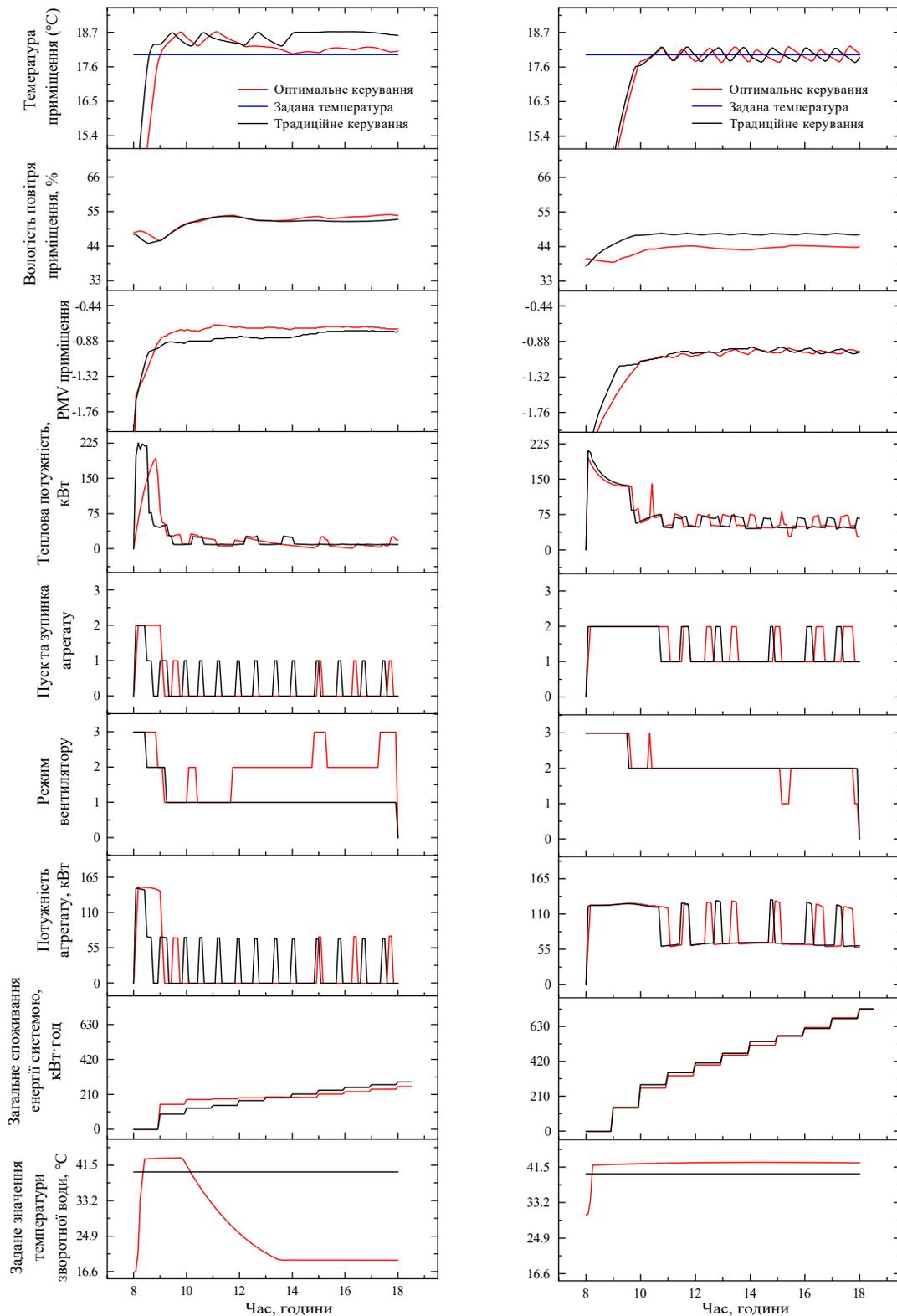
Оптимізована стратегія керування продемонструвала чіткі експлуатаційні характеристики в умовах змінних теплових навантажень, що підтверджується порівняльним аналізом двох репрезентативних режимів роботи. Рисунок 3.12 ілюструє це порівняння між оптимальним і традиційним керуванням.

1. Робота при низькому навантаженні (10 березня). Протягом перехідних весняних умов, які характеризуються низьким режимом роботи, у період початкового пуску агрегату кондиціонування з 8:00 до 8:25 ранку, внутрішня температура повільно підвищувалася. При оптимізованому керуванні удосконалена система керування підтримувала температуру зворотної води в діапазоні 19,3°C – 43,3°C, що дозволило ефективно усунути циклічність компресора, підтримуючи при цьому внутрішню температуру в межах 17,9°C – 18,7°C. Після ранкової оптимізації спостерігалось прогресивне зниження заданих значень температури відповідно до зменшення теплових навантажень. Це забезпечило стабільну відносну вологість 44–55% та параметри теплового комфорту (PMV: від -0,88 до -0,44). В результаті цього вдосконалення експлуатації добове споживання енергії було знижено з 287 кВт·год (базовий рівень) до 262 кВт·год, що відповідає підвищенню ефективності системи на 8,7%. При традиційному керуванні використовувалась фіксована задана точка 40°C, що спричиняло часту циклічність агрегату.

2. Робота при піковому навантаженні (23 Січня). В умовах екстремально холодної зими (23 січня) обидва режими керування підтримували внутрішню температуру в межах 17,6°C – 18,6°C під час ранкового пуску (08:00 – 08:30). При оптимізованому керуванні динамічне регулювання температури зворотної води оптимізованою системою (пікове значення 42°C о 08:30) продемонструвало перевагу над традиційними методами завдяки посиленому контролю вологості (38–44%) та покращеній стабільності теплового комфорту (PMV: від -1,02 до -0,88). Аналіз енергоспоживання виявив підвищення ефективності системи на 3,6% (710,5 кВт·год проти 737,3 кВт·год), що підтверджує ефективне управління навантаженням протягом періодів максимального попиту на опалення. Рисунок 3.12 детально відображає порівняльні показники продуктивності різних стратегій керування, підкреслюючи здатність оптимізованої роботи балансувати термічну

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		64

стабільність з енергоефективністю навіть за умов екстремального кліматичного впливу.



a) робота при низькому навантаженні

b) робота при піковому навантаженні

Рис. 3.12. Порівняльний аналіз оптимального та традиційного керування

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

ВИСНОВКИ

У рамках кваліфікаційної роботи магістра було виконано комплексне дослідження, спрямоване на моделювання та оптимізацію роботи систем опалення на базі теплових насосів з використанням відновлюваних джерел енергії. Основна увага приділялася чотирьом конфігураціям теплових насосів: повітря-повітря (ASHP), геотермальному (GSHP), гібридному сонячно-повітряному (SAHP) та потрійному сонячно-геотермально-повітряному. Розроблено математичні моделі основних компонентів системи (компресорного циклу, сонячного колектора, термічного бака-акумулятора, горизонтального ґрунтового теплообмінника та фанкойлів), а також впроваджено інтелектуальне керування на основі штучної нейронної мережі.

Розроблено та верифіковано математичні моделі теплових насосів чотирьох конфігурацій, які враховують енергетичні баланси, термодинамічні цикли, теплопередачу в ґрунті, сонячних колекторах та буферних баках. Моделі дозволяють прогнозувати теплову продуктивність, споживання електроенергії компресором та коефіцієнт COP за довільних комбінацій джерел низькопотенційного тепла.

Показано, що найбільш стабільну роботу протягом опалювального сезону забезпечує геотермальний тепловий насос (GSHP) завдяки практично постійній температурі ґрунту на глибині 1–3 м. Сезонний коефіцієнт продуктивності SCOP для GSHP становить 4,2–4,6, що на 25–35 % вище, ніж у повітряного теплового насоса в умовах українського континентального клімату.

Гібридні системи (SAHP та потрійна конфігурація) дозволяють суттєво знизити залежність від температури зовнішнього повітря та підвищити SCOP до 4,8–5,3 за рахунок акумуляування сонячної енергії та регенерації ґрунтового поля. Найвищий сезонний коефіцієнт продуктивності ($SCOP = 5,28$) отримано для потрійної системи (сонце + ґрунт + повітря) з буферним баком-акумулятором та інтелектуальним керуванням вибором джерела.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		66

Розроблено та навчено нейронну мережу зворотного поширення (BP) з 5 входами (температура зовнішнього повітря, сонячна радіація, швидкість вітру, вологість, час доби) та 9 нейронами в прихованому шарі для прогнозування теплового навантаження будівлі з середньою похибкою менше 4,7 %. Модель інтегровано в систему керування тепловим насосом типу «повітря-повітря».

Запропоновано та реалізовано адаптивний алгоритм керування температурою зворотної води ТНПП на основі прогнозу навантаження нейронною мережею та ПД-регулювання з урахуванням індексу теплового комфорту PMV. Оптимізована стратегія забезпечує: підтримання PMV у діапазоні $-1 \dots -0,44$ протягом 91 % часу експлуатації; зниження добового споживання електроенергії на 8,7 % у режимі низького навантаження та на 3,6 % у піковому режимі порівняно з традиційним фіксованим заданим значенням 40 °С; зменшення кількості циклів увімкнення/вимикання компресора на 42 %, що підвищує ресурс обладнання.

Встановлено, що використання динамічного заданого значення температури зворотної води (у діапазоні 19–43 °С залежно від прогнозованого навантаження) дозволяє уникнути надмірного перегріву або переохолодження внутрішнього повітря, підтримуючи стабільний тепловий комфорт навіть за екстремально низьких зовнішніх температур (до -28 °С).

Загальне річне споживання електроенергії оптимізованим ТНПП зменшено на 8,6 % (з 37,57 до 34,34 кВт·год/м²) за збереження або покращення рівня теплового комфорту, що еквівалентно економії 5 500–6 000 кВт·год на будівлю площею 1718 м² за опалювальний сезон.

Таким чином, виконана робота підтвердила високу ефективність гібридних та потрійних систем теплових насосів з відновлюваними джерелами, а також доцільність застосування штучних нейронних мереж для інтелектуального керування. Запропоновані моделі та алгоритми можуть бути використані при проектуванні сучасних енергоефективних систем теплопостачання житлових і громадських будівель, сприяючи зниженню

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

енергоспоживання та викидів CO₂ відповідно до європейських та національних цілей енергетичного переходу. Подальший розвиток досліджень доцільно спрямовувати на економічний аналіз повного життєвого циклу гібридних систем та впровадження розроблених алгоритмів на реальних об'єктах.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теплотехніка: підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова ; за ред. Б. Х. Драганова ; 2-е вид., перероб. і доп. - К. : ІНКОС, 2005. - 400 с.
2. Єфімов Н. Н., Лапін І. А., Малишев П. А. Проблеми і перспективи використання теплонасосних систем в // Екологія промислового виробництва. - 2008. - №. 2. - С. 80-83.
3. Сідло А.С. Аналіз ефективності використання парокompресійних теплонасосних установок в теплофікаційних системах / А.С. Сідло, В.П. Проценко, Н.А. Зройчіков, Д.В. Буяков, І.В. Галас, Д.Н. Філіппов, А.А. Комов // Енергозбереження та водопідготовка. – 2005. – № 2. – С. 25-29.
4. Боровков В.М., Аль Алавін А.А. Енергозберігаючі теплонасосні системи теплопостачання / В.М. Боровков, А.А. Аль Алавін // Проблеми енергетики. – 2007. – № 1-2.- С. 42-46.
5. Гуреєв В.М. Автономний енергокомплекс на базі двигуна внутрішнього згоряння і теплового насоса: експериментальне дослідження // Холодильна техніка. - 2010. - № 7. - С.38-42.
6. Slesarenko V.V., Kniazev V.V., Vagner V.V., Slesarenko I.V. Prospects of use of heat pumps for municipal waste heat of waters//Energoberegenie i vodopodgotovka, 2012.– N.3, P. 28-33.
7. Cao, J.; Hong, X.; Zheng, Z.; Asim, M.; Hu, M.; Wang, Q.; Pei, G.; Leung, M.K.H. Performance Characteristics of Variable Conductance Loop Thermosyphon for Energy-Efficient Building Thermal Control. Appl. Energy 2020, 275, 115337.
8. Cao, X.; Dai, X.; Liu, J. Building Energy-Consumption Status Worldwide and the State-of-the-Art Technologies for Zero-Energy Buildings during the Past Decade. Energy Build. 2016, 128, 198–213.

					ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

9. Maffei, L.; Ciervo, A.; Perrotta, A.; Masullo, M.; Rosato, A. Innovative Energy-Efficient Prefabricated Movable Buildings for Smart/Co-Working: Performance Assessment upon Varying Building Configurations. *Sustainability* 2023, 15, 9581.
10. Wang, A.; An, Y.; Yu, S. Research on the Evaluation of Green Technology Renovation Measurement for Multi-Storey Houses in Severe Cold Regions Based on Entropy-Weight-TOPSIS. *Sustainability* 2023, 15, 9815.
11. Nie, J.; Wang, K.; Kong, X.; Zhang, H.; Zhang, S. Theoretical Study and Experimental Validation on the Applicable Refrigerant for Space Heating Air Source Heat Pump. *Sustainability* 2023, 15, 9420.
12. Cao, J.; Zheng, L.; Peng, J.; Wang, W.; Leung, M.K.H.; Zheng, Z.; Hu, M.; Wang, Q.; Cai, J.; Pei, G.; et al. Advances in Coupled Use of Renewable Energy Sources for Performance Enhancement of Vapour Compression Heat Pump: A Systematic Review of Applications to Buildings. *Appl. Energy* 2023, 332, 120571.
13. Sarbu, I.; Sebarchievici, C. General Review of Ground-Source Heat Pump Systems for Heating and Cooling of Buildings. *Energy Build.* 2014, 70, 441–454.
14. Yan, X.; Xue, K.; Liu, X.; Chi, X. A Novel Numerical Method for Geothermal Reservoirs Embedded with Fracture Networks and Parameter Optimization for Power Generation. *Sustainability* 2023, 15, 9744.
15. Sanner, B.; Karytsas, C.; Mendrinos, D.; Rybach, L. Current Status of Ground Source Heat Pumps and Underground Thermal Energy Storage in Europe. *Geothermics* 2003, 32, 579–588.
16. Philippacopoulos, A.J.; Berndt, M.L. Influence of Debonding in Ground Heat Exchangers Used with Geothermal Heat Pumps. *Geothermics* 2001, 30, 527–545.
17. Boban, L.; Miše, D.; Herceg, S.; Soldo, V. Application and Design Aspects of Ground Heat Exchangers. *Energies* 2021, 14, 2134.

					<i>XHTY 174.KPM.25.001 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		70

18. Bellos, E.; Tzivanidis, C. Parametric Investigation of a Ground Source CO₂ Heat Pump for Space Heating. *Energies* 2021, 14, 3563.
19. Esen, H.; Inalli, M.; Esen, M. Numerical and Experimental Analysis of a Horizontal Ground-Coupled Heat Pump System. *Build. Environ.* 2007, 42, 1126–1134.
20. Applicability and Comparison of Solar-Air Source Heat Pump Systems between Cold and Warm Regions of Plateau by Transient Simulation and Experiment. SpringerLink. Available online: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12273-020-0748-5>.
21. Bocullo, V.; Martišauskas, L.; Gatautis, R.; Vonžudaitė, O.; Bakas, R.; Milčius, D.; Venčaitis, R.; Pupeikis, D. A Digital Twin Approach to City Block Renovation Using RES Technologies. *Sustainability* 2023, 15, 9307.
22. Bee, E.; Prada, A.; Baggio, P.; Psimopoulos, E. Air-Source Heat Pump and Photovoltaic Systems for Residential Heating and Cooling: Potential of Self-Consumption in Different European Climates. *Build. Simul.* 2019, 12, 453–463.
23. Bulmez, A.M.; Ciofoaia, V.; Năstase, G.; Dragomir, G.; Brezeanu, A.I.; Șerban, A. An Experimental Work on the Performance of a Solar-Assisted Ground-Coupled Heat Pump Using a Horizontal Ground Heat Exchanger. *Renew. Energy* 2022, 183, 849–865.
24. Hengel, F.; Heschl, C.; Inschlag, F.; Klanatsky, P. System Efficiency of Pvt Collector-Driven Heat Pumps. *Int. J. Thermofluids* 2020, 5–6, 100034.
25. Bi, Y.; Guo, T.; Zhang, L.; Chen, L. Solar and Ground Source Heat-Pump System. *Appl. Energy* 2004, 78, 231–245.
26. Ozgener, O.; Hepbasli, A. Performance Analysis of a Solar-Assisted Ground-Source Heat Pump System for Greenhouse Heating: An Experimental Study. *Build. Environ.* 2005, 40, 1040–1050.
27. Ciampi, G.; Ciervo, A.; Rosato, A.; Sibilio, S.; di Nardo, A. Parametric Simulation Analysis of a Centralized Solar Heating System with Long-Term

					<i>XHTY 174.KPM.25.001 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		71

- Thermal Energy Storage Serving a District of Residential and School Buildings in Italy. *Adv. Model. Anal.* 2018, 55, 165–172.
- 28.Fraga, C.; Hollmuller, P.; Schneider, S.; Lachal, B. Heat Pump Systems for Multifamily Buildings: Potential and Constraints of Several Heat Sources for Diverse Building Demands. *Appl. Energy* 2018, 225, 1033–1053.
- 29.Jonas, D.; Frey, G.; Theis, D. Simulation and Performance Analysis of Combined Parallel Solar Thermal and Ground or Air Source Heat Pump Systems. *Sol. Energy* 2017, 150, 500–511.
- 30.Duarte, W.M.; Paulino, T.F.; Tavares, S.G.; Maia, A.A.T.; Machado, L. Feasibility of Solar-Geothermal Hybrid Source Heat Pump for Producing Domestic Hot Water in Hot Climates. *Int. J. Refrig.* 2021, 124, 184–196.
- 31.Paatero, J.V.; Lund, P.D. A Model for Generating Household Electricity Load Profiles. *Int. J. Energy Res.* 2006, 30, 273–290.
- 32.Bellos, E.; Iliadis, P.; Papalexis, C.; Rotas, R.; Mamounakis, I.; Sougkakis, V.; Nikolopoulos, N.; Kosmatopoulos, E. Holistic Renovation of a Multi-Family Building in Greece Based on Dynamic Simulation Analysis. *J. Clean. Prod.* 2022, 381, 135202.
- 33.Mauro, A.W.; Pelella, F.; Viscito, L. Performance Degradation of Air Source Heat Pumps under Faulty Conditions. *Case Stud. Therm. Eng.* 2023, 45, 103010.
- 34.Bordignon, S.; Quaggiotto, D.; Vivian, J.; Emmi, G.; De Carli, M.; Zarrella, A. A Solar-Assisted Low-Temperature District Heating and Cooling Network Coupled with a Ground-Source Heat Pump. *Energy Convers. Manag.* 2022, 267, 115838.
- 35.Brunin, O.; Feidt, M.; Hivet, B. Comparison of the Working Domains of Some Compression Heat Pumps and a Compression-Absorption Heat Pump. *Int. J. Refrig.* 1997, 20, 308–318.
- 36.Bellos, E.; Lykas, P.; Tsimpoukis, D.; Korres, D.N.; Kitsopoulou, A.; Vrachopoulos, M.G.; Tzivanidis, C. Multicriteria Analysis of a Solar-Assisted

					<i>XHTY 174.KPM.25.001 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		72

- Space Heating Unit with a High-Temperature Heat Pump for the Greek Climate Conditions. *Appl. Sci.* 2023, 13, 4066.
37. Smitt, S.; Tolstorebrov, I.; Hafner, A. Integrated CO₂ System with HVAC and Hot Water for Hotels: Field Measurements and Performance Evaluation. *Int. J. Refrig.* 2020, 116, 59–69.
38. Bellos, E.; Tzivanidis, C.; Belessiotis, V. Daily Performance of Parabolic Trough Solar Collectors. *Sol. Energy* 2017, 158, 663–678.
39. Kusuda, T. Heat Transfer Analysis of Underground Heat and Chilled-Water Distribution Systems; U.S. Department of Commerce: Washington, DC, USA, 1981.
40. Labs, K. Experiences and Expectations of Earth Coupled Buildings Research. In *Passive and Low Energy Ecotechniques*; Bowen, A., Ed.; Pergamon: Oxford, UK, 1985; pp. 144–160.
41. Bueno, B.; Street, M.; Pflug, T.; Braesch, C. A Co-Simulation Modelling Approach for the Assessment of a Ventilated Double-Skin Complex Fenestration System Coupled with a Compact Fan-Coil Unit. *Energy Build.* 2017, 151, 18–27.
42. Bellos, E.; Papavasileiou, L.; Kekatou, M.; Karagiorgas, M. A Comparative Energy and Economic Analysis of Different Solar Thermal Domestic Hot Water Systems for the Greek Climate Zones: A Multi-Objective Evaluation Approach. *Appl. Sci.* 2022, 12, 4566.
43. Bellos, E.; Lykas, P.; Tzivanidis, C. Investigation of a Solar-Driven Organic Rankine Cycle with Reheating. *Appl. Sci.* 2022, 12, 2322.
44. Bellos, E.; Tsimpoukis, D.; Lykas, P.; Kitsopoulou, A.; Korres, D.N.; Vrachopoulos, M.G.; Tzivanidis, C. Investigation of a High-Temperature Heat Pump for Heating Purposes. *Appl. Sci.* 2023, 13, 2072.
45. Apostolopoulos, V.; Mamounakis, I.; Seitaridis, A.; Tagkoulis, N.; Kourkoumpas, D.-S.; Iliadis, P.; Angelakoglou, K.; Nikolopoulos, N. An Integrated Life Cycle Assessment and Life Cycle Costing Approach towards

					<i>XHTY 174.KPM.25.001 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		73

- Sustainable Building Renovation via a Dynamic Online Tool. Appl. Energy 2023, 334, 120710.
46. Singh S., Sørensen K. Dynamic model of a heat pump based house heating system. Proceedings of The 59th Conference on Simulation and Modelling (SIMS 59). 2018. <https://doi.org/10.3384/ecp1815387>.
47. Thermal modelling of the building and its HVAC system using Matlab/Simulink. International Journal of Sustainable Energy. 2020.
48. Modelling and Simulation of Underfloor Heating System Supplied from a Heat Pump. Energy Reports. 2021.
- 49.4. Fuzzy Logic Control for House Heating System in Simulink. Journal of Control and Automation Systems. 2022.
50. Modelling of Heating Systems: Using Simulink for Dynamic Simulations. Building Services Engineering Research and Technology. 2020.

					<i>ХНТУ 174.КРМ.25.001 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		74

