

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«На правах рукопису»

До захисту допущено:

УДК 621.577 + 697

Завідувач кафедри

Віталій ПЕШКО
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” _____ 2026 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-науковою програмою
«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»
зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»
на тему: «Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в тепло-
насосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції»**

Виконала: студентка II курсу, групи ТУ-41 мн

Христина МАТУСЕВИЧ
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Науковий керівник доцент, кандидат техн. наук, доцент
(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

Наталя ПРИТУЛА
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Консультант доцент, кандидат техн. наук, доцент
(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

(назва розділу) Тетяна ШЕЛЕШЕЙ
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Рецензент директор ТОВ "ДІ ЕНЕРДЖИ" Ігор ДЖАЛАБА
(Посада, науковий ступінь, вчене звання, власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без від-
повідних посилань.

Студентка _____ (підпис)

Науковий керівник _____ (підпис)

Київ – 2026 року

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
Кафедра теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Освітньо-професійна програма

«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Віталій ПЕШКО

(Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

(підпис)

“ ____ ” _____ 2026 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студентці**

Христині Матусевич

(Ім'я, прізвище)

1. Тема дисертації «Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції»

науковий керівник дисертації Припула Наталя Олександрівна, к. т. н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «30» березня 2026 р. №1326-с

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2026 р.

3. Об'єкт дослідження Система повітряного опалення на основі теплонасосно-рекуператорної схеми з використанням теплоти вентиляційного повітря

4. Предмет дослідження Аналіз ефективності теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення з використанням теплоти вентиляційного повітря, що утилізується рекуператором

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

1) Проаналізувати наукові джерела щодо використаного обладнання для теплонасосно-рекуператорних схем повітряного опалення і вентиляції.

2) Дослідити вплив характеристик рекуператора на ефективність роботи теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення і вентиляції.

3) Показати практичну реалізацію теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення і вентиляції у приватному житловому будинку.

4) Здійснити енергетичний та економічний розрахунки системи з повітряним тепловим насосом і врахуванням подачі витяжного повітря після рекуперації.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: Графік залежності коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища при різних значеннях коефіцієнта рекуперації для теплонасосної-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції з розташуванням камери змішування після/перед конденсатором теплового насоса. Графік залежності питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта рекуперації для різних значень коефіцієнта тепловіддачі. Графік залежності питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта тепловіддачі для різних значень коефіцієнта рекуперації. Діаграми грошових потоків проекту.

7. Орієнтовний перелік публікацій Статті у фахових наукових журналах – 2; тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях – 3.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання 23.03.2026

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд і аналіз актуальності використання ТНС з рекуперацією.	03.04.26 р.	
2	Термодинамічний аналіз теплонасосних схем з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря.	14.04.26 р.	
3	Дослідження впливу характеристик рекуператора на ефективність роботи системи.	20.04.26 р.	
4	Застосування теплонасосно-рекуператорної системи на обраному об'єкті. Розрахунок тепловтрат будівлі.	24.04.26 р.	
5	Підбір основного і допоміжного обладнання для об'єкта.	01.05.26 р.	
6	Економічний та енергетичний розрахунок теплонасосно-рекуператорної схеми.	08.05.26 р.	
7	Оформлення та подання дисертації.	15.05.26 р.	

Студент

(підпис)

Христина МАТУСЕВИЧ

(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Наталя ПРИТУЛА

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-науковою програмою підготовки на тему: «Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції»: 118 с., 32 рис., 20 табл., 4 додатки, 44 джерела.

Об'єкт дослідження – теплонасосно-рекуператорна система повітряного опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного повітря.

Мета роботи – дослідження впливу характеристик пластинчастого рекуператора на величину питомої поверхні теплообміну рекуператора, що може забезпечити в подальшому комплексний аналіз і оптимізацію енергетичних і матеріальних затрат при реалізації теплонасосно-рекуператорних схем вентиляції і повітряного опалення.

Наведені результати літературного пошуку щодо використання повітряних теплових насосів, рекуператорів та їх роботи разом. Описана і аргументована актуальність впровадження таких систем у світі та в Україні.

Проаналізовано попередні дослідження теплонасосних схем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря та проведено термодинамічний аналіз ефективності з урахуванням розміщення камери змішування і залежності коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища. На підставі аналітичного аналізу систем було отримано комплекс рівнянь, які описують вплив характеристик рекуператора на ефективність роботи теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення і вентиляції. Представлені графіки залежності питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта рекуперації для різних значень коефіцієнта тепловіддачі та графік залежності питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта тепловіддачі для різних значень коефіцієнта рекуперації. На основі проведених досліджень було опубліковано статтю в науковому журналі.

Проведено розрахунок теплопостачання реального об'єкта. Здійснено порівняння результатів з програмою InstalSystem – ТЕСЕ. Проаналізовано ефективність використання запропонованої системи. Виконано розрахунок системи вентиляції з рекуперацією теплоти, а саме повітрообміну в приміщеннях. Підібрано основне і допоміжне обладнання теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення і вентиляції.

Здійснено енергетичний та економічний розрахунки системи з тепловим насосом і з використанням утилізованої теплоти вентиляційного повітря. Зроблено порівняння показників економічної ефективності для систем з різною часткою суміші повітря, що надходить у зовнішній блок теплового насосу.

Ключові слова: тепловий насос; рекуператор; рекуперація; опалення; вентиляція; вентиляційне повітря; коефіцієнт рекуперації; коефіцієнт тепловіддачі.

ANNOTATION

Master's thesis for the degree of Master in the educational and scientific training program on the topic: "Efficiency of use of ventilation air heat in a heat pump-recuperative system of air heating and ventilation": 118 p., 32 fig., 20 tables, 4 annexes, 44 sources.

The object of study – heat pump-recuperative system of air heating and ventilation using the heat of ventilation air.

The purpose of the work – study the influence of the characteristics of a plate recuperator on the size of the specific heat exchange surface of the recuperator, which can provide further comprehensive analysis and optimization of energy and material costs when implementing heat pump-recuperative ventilation and air heating schemes.

The results of a literature search on the use of air-source heat pumps, recuperators and their operation together are presented. The relevance of the implementation of such systems in the world and in Ukraine is described and argued.

Previous studies of heat pump air heating and ventilation schemes with heat recovery and exhaust air recirculation were analyzed and a thermodynamic analysis of efficiency was performed taking into account the location of the mixing chamber and the dependence of the external energy utilization coefficient on the ambient temperature. Based on the analytical analysis of the systems, a set of equations was obtained that describe the influence of the recuperator characteristics on the efficiency of the heat pump-recuperator air heating and ventilation scheme. Graphs of the dependence of the specific surface of the recuperator per unit of air flow F/G on the recovery coefficient for different values of the heat transfer coefficient and a graph of the dependence of the specific surface of the recuperator per unit of air flow F/G on the heat transfer coefficient for different values of the recovery coefficient are presented. An article was published in a scientific journal based on the conducted research.

The heat supply of a real object was calculated. The results were compared with the InstalSystem - TECE program. The efficiency of the proposed system was analyzed. The calculation of the ventilation system with heat recovery, namely air exchange in the

premises, was performed. The main and auxiliary equipment of the heat pump-recuperation system of air heating and ventilation was selected.

The energy and economic calculations of the system with a heat pump and using the recycled heat of ventilation air were performed. The economic efficiency indicators were compared for systems with different proportions of the air mixture entering the external unit of the heat pump.

Keywords: heat pump; recuperator; recovery; heating; ventilation; ventilation air; recovery coefficient; heat transfer coefficient.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ....	11
ВСТУП.....	13
1 АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДЖЕРЕЛ ЩОДО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	15
1.1 Тепловий насос «повітря–повітря» як енергоефективне джерело теплоти для систем опалення та вентиляції повітря.....	15
1.2 Обґрунтування вибору пластинчастого рекуператора для повторного використання вентиляційного повітря.....	22
1.3 Комплексне використання теплового насоса «повітря - повітря» і пластинчастого рекуператора у системі повітряного опалення та вентиляції	27
1.4 Основні тенденції розвитку систем теплових насосів і рекуператорів в Європі та їх впровадження в Україні	31
1.5 Висновки до розділу 1.....	40
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	42
2.1 Постановка проблеми і актуальність теми роботи.....	42
2.2 Аналіз роботи пластинчастого рекуператора і розрахунок характерних температур потоків повітря.....	44
2.3 Термодинамічний аналіз останніх досліджень і публікацій щодо теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря.....	48

2.4 Основне дослідження впливу рекуператора, та його характеристик на ефективність ТНС повітряного опалення та вентиляції	57
2.5 Висновки до розділу 2.....	62
3 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ В ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНІЙ СИСТЕМІ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ У ПРИВАТНОМУ ЖИТЛОВОМУ БУДИНКУ.....	63
3.1 Характеристика об'єкта теплопостачання.....	63
3.2 Визначення тепловтрат будівлі	64
3.3 Програма "InstalSystem - TECE" і порівняльний аналіз розрахунків	77
3. 4 Розрахунок системи вентиляції для обраного об'єкта.....	79
3.5 Підбір основного і допоміжного обладнання для системи повітряного опалення і вентиляції	82
3.6 Висновки до розділу 3.....	89
4 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ З ПОВІТРЯНИМ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ І ВРАХУВАННЯМ ПОДАЧІ ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ ПІСЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ	90
4.1 Тепловий розрахунок для технології повітряних теплових насосів.....	90
4.2 Оцінка фінансово-економічного ефекту проєкту.....	91
4.3 Розрахунок економічної частини системи з повітряним тепловим насосом	96
4.4 Розрахунок економічної частини системи з повітряним тепловим насосом і врахуванням рекуперації	99
4.5 Висновки до розділу 4.....	103
ВИСНОВКИ	104

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	105
ДОДАТОК А	
Технічне завдання на науково-дослідну роботу	110
ДОДАТОК Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації	111
ДОДАТОК В	
Список наукових праць	112
ДОДАТОК Г	
Результати перевірки на плагіат.....	114

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

t, T – температура;
 G – масова витрата;
 K – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря;
 φ – коефіцієнт трансформації теплового насосу;
 Q – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;
 k – коефіцієнт теплопередачі;
 ε – холодильний коефіцієнт;
 C – теплоємність;
 ρ – густина;
 F, S – площа;
 V – об'ємна витрата повітря;
 m – масова витрата;
 a – довжина;
 b – ширина;
 c – висота;
 N – кількість.

Індекси

Нижні:

о – опалення;
 макс – максимальний;
 сер – середній;
 вн – внутрішній;
 р – розрахункова;
 заг – загальний;

в, вип – випарник;
к, кон – конденсатор;
кз – камера змішування;
відх – відхідний;
рец – рециркуляція;
пов – повітря;
сх – схема;
п – приміщення;

Верхні:

тн – тепловий насос;
ж – житлові;
тах – максимальний;
в – відпуск;
ном – номінальна;
в.п – власні потреби;
р – робоче.

Скорочення

ТН – тепловий насос;
ТНС – теплонасосна система;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КЗ – камера змішування.

ВСТУП

У сучасному світі енергоефективність будівель є однією з найважливіших проблем у теплоенергетиці. Опалення, вентиляція та підтримка стандартних параметрів внутрішнього мікроклімату складають значну частину енергії, що споживається будівлями. З цієї причини підвищення ефективності інженерних систем сьогодні розглядається як не лише технічне завдання, а й як необхідність ефективного використання енергоресурсів і зниження експлуатаційних витрат [1; 2].

Вентиляція має важливе значення в цьому контексті. З одного боку, вона необхідна для забезпечення подачі свіжого повітря та підтримання відповідних санітарних умов у приміщеннях. Однак витяжне повітря видаляє велику кількість теплоти, яка раніше була витрачена на опалення, у холодну пору року. Як наслідок, забезпечення якісного повітрообміну часто супроводжується збільшенням теплових витрат, що, у свою чергу, призводить до додаткових витрат енергії [3].

Ця проблема стає ще помітнішою в нових і модернізованих будівлях. Сучасні огорожувальні конструкції мають більшу герметичність, що зменшує неконтрольовані втрати тепла, але це також призводить до того, що стає необхідною організована механічна вентиляція. У таких умовах просто подавати та видаляти повітря уже недостатньо. Важливо робити це таким чином, щоб максимально використувати тепловий потенціал внутрішнього повітря та не втрачати його безповоротно [3].

Рекуперація теплоти є ефективним методом зменшення тепловтрат у системах вентиляції, оскільки вона дозволяє передавати частину теплоти від витяжного повітря припливному повітрю, зменшуючи необхідність додаткового нагрівання повітря. Поряд із цим дедалі ширше застосовуються теплові насоси, які не виробляють тепло традиційним способом, а переносять його від низькопотенційного джерела до споживача, забезпечують вищу енергетичну ефективність [1; 3; 4].

Спільна робота теплонасосних технологій і системи вентиляції становить особливий інтерес. У цьому випадку вентиляційне повітря розглядається як джерело низькопотенційної теплоти, яку можна використовувати повторно, а не просто як

об'єкт для нагрівання чи видалення. Це дозволяє використовувати енергетичні можливості системи більш повно, а загальні витрати на забезпечення необхідних параметрів внутрішнього середовища зменшити. Такий підхід відповідає сучасній тенденції до комплексного проектування інженерних систем, де опалення та вентиляція розглядаються як взаємопов'язані компоненти енергетично ефективної схеми [5; 6].

Світові тенденції також підтверджують актуальність цього напрямку. Як частина переходу до більш стійкої та електрифікованої енергетики, теплові насоси все частіше застосовуються в житлових та громадських будівлях у Європі. Відповідно, якість внутрішнього повітря та енергетичні характеристики вентиляційних систем зростають. У результаті рішення, які поєднують рекуперацію теплоти та використання енергії теплових насосів, стають все більш важливими як з технічної, так і з економічної точки зору [1; 2; 4].

Ця проблема також є дуже важливою для України. Питання раціонального використання теплоти є особливо важливим через необхідність зменшення споживання традиційних енергоносіїв, модернізації будівельного фонду та впровадження сучасних інженерних рішень. У сучасних умовах необхідно впроваджувати такі системи, які можуть створювати приємний мікроклімат, постійну вентиляцію та водночас працювати з меншими витратами енергії [7; 8; 9].

Таким чином, використання теплоти вентиляційного повітря в поєднанні з тепловими насосами та рекуператорними технологіями можна розглядати як один із перспективних напрямків розвитку сучасних систем повітряного опалення та вентиляції.

1 АНАЛІЗ НАУКОВИХ ДЖЕРЕЛ ЩОДО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ

1.1 Тепловий насос «повітря–повітря» як енергоефективне джерело теплоти для систем опалення та вентиляції повітря

Теплові насоси «повітря-повітря» – це особливий тип повітряних теплових насосів з унікальними перевагами та недоліками порівняно з іншими типами. Вони працюють з повітряними вентиляторами, які також можуть забезпечувати охолодження, осушення, фільтрацію повітря та інтелектуальне керування температурою в окремих приміщеннях. Ці додаткові функції можуть підвищити привабливість переходу від опалення на основі викопного палива до теплових насосів, проте здатність до охолодження також може збільшити споживання енергії влітку [5; 10].

Існує три основні типи систем теплових насосів «повітря-повітря» (рис. 1.1) [5; 10]:

- міні-спліт, також відомий як одинарний спліт – складається із зовнішнього блоку, що підключений до одного внутрішнього блоку, з'єданого трубопроводом, що транспортує холодоагент між ними.
- мульти-спліт – це один зовнішній блок підключений до двох або більше внутрішніх блоків, з'єднаних трубопроводом, що проходить до кожного внутрішнього блоку, транспортуючи холодоагент.
- змінний потік холодоагенту (VRF-система) – численні внутрішні блоки підключені до одного зовнішнього блоку, що дозволяє одночасне охолодження та обігрів за допомогою різних внутрішніх блоків. Як правило, ці системи більше підходять для комерційних приміщень, таких як офіси.

Зовнішній блок містить компресор, розширювальний клапан, теплообмінник, вентилятор та пов'язані з ним електричні прилади та компоненти. Внутрішній блок такого типу теплового насосу містить теплообмінник, вентилятор та пов'язані з ним електричні елементи керування та компоненти.

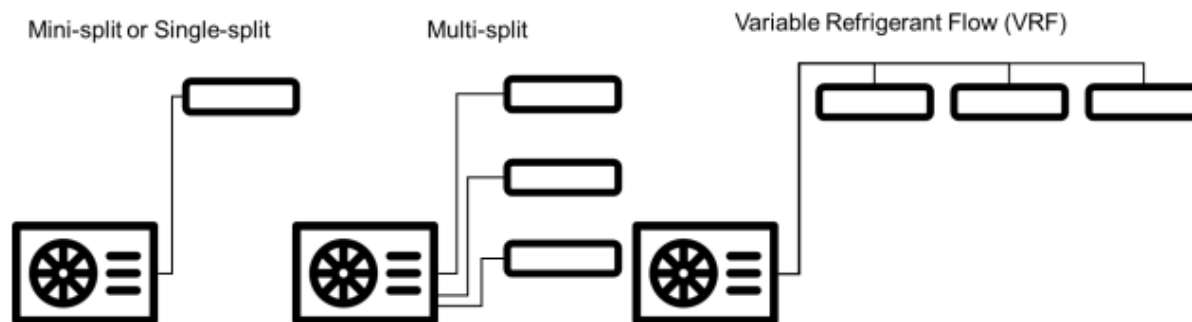


Рисунок 1.1 – Основні типи теплових насосів «повітря-повітря»

Тепловий насос є холодильною машиною, яка працює у зворотному напрямі. Він робить це, підводячи механічну або електричну енергію, щоб перенести низькопотенційну теплоту з нижчої температури джерела до вищої температури середовища. Це означає, що теплота зовнішнього повітря, ґрунту, води або витяжного повітря може бути корисно використано для опалення приміщень у будівельних системах. Тепловий насос відрізняється від котельних установок тим, що він не виробляє теплоту шляхом спалювання палива, а просто «піднімає» вже існуючий тепловий потенціал до необхідного рівня температури. Цей аспект пояснює його високу енергетичну продуктивність і важливу роль у сучасній електрифікації теплозабезпечення будівель [1; 2; 11].

Випарник, компресор, конденсатор і дросельовальний пристрій є основними компонентами циклу компресійного теплового насосу (рис. 1.2). У випарнику холодоагент випаровується, а тиск і температура пари збільшуються в компресорі. У конденсаторі теплота передається до споживача, а холодоагент знову переходить у рідкий стан. Після проходження через розширювальний клапан він повертається у випарник. Чотириходовий клапан також використовується в реверсивних системах, що дозволяє переключати напрям теплопередачі між режимами нагрівання та охолодження. Такий цикл добре підходить для потреб сучасних будівель, у яких системи мікроклімату потребують універсальності протягом усього року [5; 11].



Рисунок 1.2 – Принцип роботи теплового насоса

Енергетичну результативність теплового насоса в режимі нагрівання традиційно характеризують коефіцієнтом перетворення COP, який показує відношення корисної теплової потужності до затраченої електричної потужності [10].

$$COP = Q_T / Q_{ел}, \quad (1.1)$$

де Q_T - теплопродуктивність при найвищому навантаженні, кВт;

$Q_{ел}$ - потужність споживання, кВт.

Сезонний показник SCOP (загальна кількість виробленої теплоти за сезон) / (загальна кількість енергії, використаної для виробництва теплоти за сезон)) стає все більш важливим під час експлуатації, оскільки він краще відображає роботу системи за різних зовнішніх температур, часткових навантажень і режимів відтаювання. Це надзвичайно важливо як для користувачів, так і для проектувальників: високий миттєвий COP в одній точці не гарантує найкращої сезонної економічності, якщо система працює нестійко або з великими втратами на допоміжне обладнання [1; 5; 10].

Повітряні теплові насоси займають особливе місце серед усіх різновидів через доступність джерела теплоти. Зовнішнє повітря можна знайти практично всюди, тому не потрібно бурити свердловини, будувати ґрунтові контури чи обробляти воду. Це знижує початкові витрати, полегшує монтаж і прискорює впровадження у будівлях, які вже існують. Таким чином, міжнародні аналітичні звіти та державні

програми вважають повітряні системи найбільш масштабним засобом швидкої декарбонізації будівельного сектора. Крім того, правильно встановлений повітряний тепловий насос може виробляти у два-чотири рази більше теплоти, ніж споживає електроенергії [5; 11].

Для цієї магістерської роботи схема «повітря-повітря» є найцікавішою з повітряних систем. У ній теплота передається безпосередньо припливному або циркуляційному повітрю, а не воді. Такий підхід особливо ефективний у випадках, коли опалення приміщень поєднується з вентиляцією. Це означає, що не потрібен проміжний водяний контур, а значить, що не потрібно використовувати радіатори або водяні калорифери, тому система менш інерційна, а температура в приміщенні може бути підвищена швидше. Крім того, одна й та сама установка може виконувати функції нагрівання взимку та охолодження влітку, а також осушення та фільтрацію повітря в певних схемах. Це основна перевага для систем повітряного опалення [5; 10].

Крім того, практична привабливість такого типу теплового насоса полягає в тому, що він добре відповідає профілю навантаження сучасних будівель. Незважаючи на те, що важливість якості повітрообміну та підтримки комфортної температури в різних областях збільшується в нових або термомодернізованих об'єктах, розрахункова тепла потреба зменшується. Повітряна система дозволяє працювати з відносно невеликими, але динамічними навантаженнями, ефективно використовувати інверторне регулювання та швидко реагувати на зміну зовнішніх умов. Таким чином, теплові насоси «повітря-повітря» набули особливо широкого поширення в європейських країнах, де існує значна проблема опалення та кондиціонування [4; 10].

Окремо слід підкреслити, що сучасні повітряні теплові насоси вже не можна вважати обладнанням, придатним лише для м'яких кліматів. Згідно з офіційними оглядами та польовими даними, технологічні розробки компресорів, електронних розширювальних клапанів, алгоритмів відтаювання та теплообмінних поверхонь дозволили їм працювати навіть у регіонах із тривалими від'ємними температурами. У літературному огляді, проведеному для даної роботи, показано реальні сезонні

коефіцієнти ефективності теплових насосів «повітря-повітря» в холодних кліматах, які варіюються в широкому, але досить практично значущому діапазоні. Це означає, що проблеми сьогодні не стосуються простої можливості застосування; вони стосуються правильного підбору обладнання, алгоритмів керування та допоміжних елементів системи [5; 10].

Якщо порівнювати системи «повітря-повітря» з системами повітря-вода необхідно враховувати як теплотехнічні, так і функціональні характеристики. Схема повітря-вода: вода ідеально підходить для будівель, де вже існує водяна мережа опалення або де потрібна гаряча вода для приготування. Однак це виявляється непрямим рішенням для систем повітряного опалення та вентиляції, оскільки навіть за наявності теплового насоса необхідно встановити водяний нагрівник припливного повітря, трубопроводи, насосне обладнання та арматуру. Це робить схему складнішою, підвищує інерційність і збільшує кількість компонентів, які є важливими для надійності. Коли повітряний потік є кінцевим споживачем теплоти, прямий варіант «повітря-повітря» є простішим і логічнішим [5; 10; 11].

Зазвичай геотермальні та водяні теплові насоси мають вищий або стабільніший сезонний коефіцієнт перетворення, оскільки вони працюють із джерелом температури, яке майже не змінюється протягом року. Однак ця перевага досягається за рахунок значно вищих капітальних витрат, більш складної підготовки майданчика, земляних робіт, контролю якості води та свердловин. Такі рішення часто виявляються надмірними за складністю для навчальних, житлових чи адміністративних об'єктів, де головним завданням є ефективне використання теплоти вентиляційного повітря у компактній повітряній системі. Хоча вони мають високий потенціал енергетичного використання, вони не такі універсальні та швидкі, як повітряні системи [2; 5; 11].

Специфічним різновидом є теплові насоси, що використовують лише витяжне повітря як джерело низькопотенційної теплоти. Вони чудово працюють з герметичними будівлями та механічною вентиляцією, але їхня потужність сильно залежить від допустимих витрат повітря. Іншими словами, хоча вони ефективно компенсують втрати вентиляції, вони не завжди здатні покрити все опалювальне

навантаження під час пікових холодів. Таким чином, схема «повітря-повітря» є більш універсальною для багатьох будівель. У поєднанні з рекуператором вона дозволяє одночасно використовувати тепло витяжного повітря та зберегти гнучкість повноцінної системи повітряного опалення [6; 10].

Обмеження теплових насосів «повітря-повітря» також повинні бути враховані, щоб оцінка була повною. До них належать такі фактори, як температура зовнішнього повітря, потенційне обмерзання зовнішнього теплообмінника, вимоги до акустичних систем внутрішніх і зовнішніх блоків, а також правильна організація повітророзподілу, щоб запобігти локальним протягам і температурним нерівномірностям. Крім того, ця система не завжди є прямою заміною централізованого водяного теплопостачання. Тим не менш, ці недоліки в сфері повітряного опалення є переважно інженерно керованими та компенсуються простішою схемою, меншою капіталомісткістю та більшою функціональною можливістю [5; 10].

Узагальнюючи, можна сказати, що тепловий насос типу «повітря-повітря» найкраще підходить для даного дослідження. Зважаючи на те, що він безпосередньо взаємодіє з повітряними потоками, він природно входить до припливно-витяжної системи. Його переваги найбільш помітні тоді, коли потрібно не просто компенсувати тепловтрати будівлі, а й ефективно використовувати теплоту вентиляційного повітря, поєднавши опалення, вентиляцію та сезонне охолодження в одній функціональній схемі. Таким чином, вибір теплового насоса «повітря-повітря» як основного активного елемента установки визначає подальший розгляд рекуператора та комбінованої системи [1; 4; 5; 10].

Порівняльна таблиця 1.1 підтверджує, що ідея повітряного опалення та вентиляції найбільш органічно поєднується з тепловим насосом «повітря-повітря». Він простіше масштабується для житлових і громадських будівель, взаємодіє напряду з припливним повітрям і краще підходить для комбінованої роботи з рекуператором, оскільки не потребує проміжного гідравлічного контуру. Отже, саме ця схема використовується як основа для дослідження ефективності використання теплоти вентиляційного повітря [5; 10; 11].

Таблиця 1.1 - Порівняння основних типів теплових насосів для систем опалення та вентиляції

Тип теплового насоса	Сильні сторони	Основні обмеження	Оцінка придатності для системи повітряного опалення і вентиляції
Повітря - повітря	Безпосередньо нагріває або охолоджує повітря; не потребує водяного контуру; відносно проста інтеграція з вентиляцією; низька інерційність; можливість охолодження і осушення.	Ефективність залежить від температури зовнішнього повітря; можливі шум, протяги і потреба в якісному повітророзподілі; не забезпечує ГВП без додаткових рішень.	Найкраще відповідає темі роботи, оскільки суміщає функції опалення, вентиляції та кондиціонування в єдиному повітряному тракті.
Повітря - вода	Підходить для радіаторів, теплих підлог і фанкойлів; може забезпечувати ГВП; добре працює в гібридних схемах модернізації.	Потребує водяного контуру, гідравліки і додаткових теплообмінних поверхонь; для суто повітряного опалення необхідний ще й калорифер.	Доцільний для водяних систем, але для даної магістерської теми є опосередкованим варіантом.
Ґрунт - вода (геотермальний)	Стабільніший температурний рівень джерела; високий сезонний коефіцієнт перетворення; довгий строк служби зовнішнього контуру.	Висока початкова вартість; буріння або земляні роботи; залежність від ділянки, геології та дозвільних процедур.	Енергетично привабливий, але занадто капіталомісткий для більшості вентиляційних повітряних систем.
Вода - вода	Висока ефективність за наявності стабільного водного джерела; добрі умови теплообміну.	Потребує водойми, свердловин або технічної води; контроль якості води, корозії та обростання; складніша експлуатація.	Може бути ефективним у спеціальних об'єктах, але має обмежену універсальність для масового застосування.
Витяжне повітря - повітря / вода	Використовує порівняно тепле витяжне повітря; особливо корисний у герметичних будівлях із постійною вентиляцією.	Потужність істотно обмежується витратою вентиляційного повітря; часто не покриває пікові навантаження без додаткового джерела теплоти.	Корисний як допоміжне рішення, але сам по собі менш універсальний, ніж схема повітря - повітря з рекуперацією.

1.2 Обґрунтування вибору пластинчастого рекуператора для повторного використання вентиляційного повітря

Теплообмінний пристрій, відомий як рекуператор, використовується в вентиляційній техніці для передавання теплоти від витяжного повітря, яке видаляється з приміщення, до свіжого зовнішнього повітря, яке подається в будівлю. Рекуперація є пасивним процесом, на відміну від активних систем, де використовується компресор або інше джерело зовнішньої енергії для перенесення тепла. Це тому, що тепло повертається в систему через температурні відмінності між двома повітряними потоками. Це один із найефективніших способів скорочення вентиляційних тепловтрат з точки зору енергетики будівель, оскільки при належній конструкції та балансуванні витрат теплота, яка зазвичай викидається назовні, частково або значною мірою залишається в будинку [3; 12].

Для оцінки роботи рекуператора зазвичай використовують коефіцієнт теплової ефективності, який показує, яку частку різниці температур між витяжним і зовнішнім повітрям вдалося передати припливному потоку [3; 12]:

$$\eta_{\text{рек}} = (t_{\text{прит}} - t_{\text{зовн}}) / (t_{\text{витяж}} - t_{\text{зовн}}), \quad (1.2)$$

де $t_{\text{прит}}$ - температура припливного повітря після рекуператора (у кімнату);

$t_{\text{витяж}}$ - температура витяжного повітря (з приміщення);

$t_{\text{зовн}}$ - температура зовнішнього повітря (з вулиці).

У практичному сенсі це означає, що зовнішнє повітря стає «теплішим» перед запуском теплового насоса або калорифера. За допомогою цієї попередньої підготовки повітря визначається кількість електроенергії або іншої енергії, яка знадобиться для досягнення передбачуваної температури припливного потоку. Збільшення ефективності рекуператора зменшує додаткове навантаження на опалювальне обладнання [3; 12].

Для сучасних вентиляційних систем зазвичай використовують пластинчасті рекуператори, роторні, мембранні та системи з проміжним теплоносієм. Кожен із цих варіантів заслуговує на особливу увагу. Незважаючи на те, що роторні теплоутилізатори відзначаються високою сумарною ефективністю та здатністю частково

повертати вологу, вони також мають рухомий елемент, що підвищує ризик перетікання домішок. Проміжні теплоносії дозволяють розташувати припливну та витяжну секції далеко один від одного, але вони втрачають частину ефективності через додатковий контур. Хоча теплові труби є цікавою конструкцією, вони зазвичай поступаються за глибиною утилізації теплоти. Пластинчастий рекуператор виглядає дуже збалансованим у поєднанні з простотою, надійністю, гігієнічністю та тепло-технічним результатом на цьому тлі [3; 6].

Пластинчастий рекуператор являє собою пакет тонких пластин, між якими організовано канали для припливного й витяжного повітря (рис.1.3). Потoki проходять поруч, але не змішуються; теплота передається через стінку пластини. Схеми руху повітря можуть бути перехресними, протитечійними або комбінованими, залежно від геометрії каналів і взаємного напрямку потоків. На відміну від перехресних модифікацій, які є технологічно простішими та більш поширеними у серійному обладнанні, протитечійні модифікації зазвичай пропонують найвищий рівень теплової ефективності. Найчастіше пластини виготовляються з алюмінію або полімерних матеріалів і мають форму, яка дозволяє збільшити поверхню теплообміну без збільшення аеродинамічного опору [3;13].

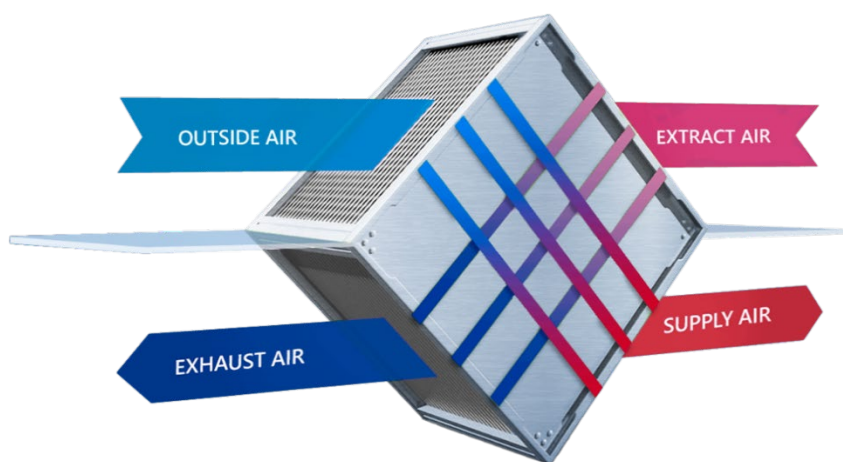


Рисунок 1.3 – Перехресний пластинчастий рекуператор

Пластинчастий рекуператор має велику перевагу в тому, що він забезпечує значне повернення явної теплоти без використання рухомих теплообмінних елементів. По суті, для його виконання потрібні лише вентилятори, необхідні для організації повітрообміну. Як перший «базовий» ступінь утилізації теплоти в комбінованій системі, такий рекуператор є надзвичайно привабливим. Оглядові та експериментальні дослідження показали, що фіксовані пластинчасті «повітря-повітря» теплообмінники мають високі значення ефективності і можуть значно зменшити опалювальне навантаження в якісно спроектованих установках [3; 6; 13].

Окреме значення має санітарно-гігієнічна сторона питання. Пластинчастий рекуператор забезпечує фізичне розділення припливного і витяжного повітря. Це відрізняє його від роторного теплообмінника, у якому частина матеріалу почергово контактує з обома потоками. Це особливо важливо для будівель, таких як житлові, освітні, адміністративні та медичні заклади, де небажані аерозолі, волога та запахи не повинні потрапляти в припливний тракт. Саме ця властивість є дуже цінною для систем повітряного опалення та вентиляції, які повинні не лише економити енергію, але й забезпечувати хорошу якість внутрішнього повітря [3; 6; 12].

Пластинчастий рекуператор ефективний завдяки комплексу конструктивних рішень, а не одній перевазі. Тонка стінка пластини зменшує тепловий опір, велика сумарна площа поверхні забезпечує інтенсивний теплообмін, а малі гідравлічні діаметри каналів посилюють конвективну складову. Крім того, протитечійна схема дозволяє зберігати достатньо високу середню рушійну силу теплопередачі по всій довжині апарата. Таким чином, припливне повітря має значно кращий енергетичний стан, ніж атмосферне повітря, ще до того, як воно потрапляє в тепловий насос. Саме в цьому полягає фізична основа подальшої синергії між рекуператором і тепловим насосом [3; 13].

Крім переваг, пластинчастий рекуператор має обмеження. З них найважливішим є утворення конденсату та небезпека обмерзання взимку, коли волога з витяжного повітря конденсується та може перетворюватися на лід на холодних ділянках теплообмінної поверхні. Це спричиняє збільшення аеродинамічного опору, що призводить до більшої повітряної витрати та меншої фактичної ефективності.

Таким чином, у реальних установках застосовують такі алгоритми відтаювання, як обвідний канал, попередній підігрів, зміна співвідношення повітряних витрат, переривчасті режими та інші. Хоча наявність цієї проблеми не нівелює переваги пластинчастого рекуператора, його проектування та управління є необхідним [3; 6].

Порівнявши типи рекуператорів (табл. 1.2), можна сказати, що пластинчасті рекуператори простіші механічно, ніж роторні теплоутилізатори, і вони краще відповідають стандартам чистоти повітря, хоча зазвичай не забезпечують такого самого повернення прихованої теплоти. Порівняно з тепловими трубами пластинчасті рекуператори дозволяють більше використовувати температурний потенціал потоків. У порівнянні з системами з проміжним теплоносієм очевидно, що пластинчастий теплообмінник є більш компактним і не має насосного проміжного контуру. Саме ця збалансованість і пояснює, чому фіксований пластинчастий рекуператор найчастіше обирають у сучасних двопотокових вентиляційних установках із високими вимогами до енергозбереження [3; 6; 12].

Нормативний контекст також є аргументом на користь пластинчастих систем. Вимоги європейського екодизайну до двонапрямлених вентиляційних систем вимагають наявності системи рекуперації теплоти та забезпечення мінімального рівня теплообміну. З 2018 року мінімальна ефективність системи рекуперації становить 73% для більшості двонапрямлених установок, а ефективність системи перетворення становить 68%. Фактично, ці показники задають нижню межу сучасного технічного рівня і підтверджують, що використання рекуператора вже давно є невід'ємною частиною енергоефективної вентиляції, а не вибором [12].

У межах цієї магістерської роботи пластинчастий рекуператор є найкращим варіантом з кількох причин. По-перше, він працює без змішування потоків і відповідає санітарним стандартам. По-друге, він забезпечує перший ступінь утилізації теплоти при низьких витратах на експлуатацію. По-третє, порівняно з системами з обертовими або гідравлічно складними елементами, він конструктивно простий, надійний і досить дешевий. Нарешті, пластинчастий рекуператор найкраще працює з тепловим насосом повітря за логікою двоступеневого використання теплоти

вентиляційного повітря. Пасивне повернення відбувається спочатку, а потім – активний підйом теплоти до необхідної температури припливного повітря [3; 6; 13].

Таблиця 1.2 – Порівняння різних типів рекуператорів, які використовуються в вентиляційних системах

Тип рекуператора	Типова ефективність / особливості	Переваги	Недоліки та обмеження	Оцінка для даної роботи
Пластинчастий	Орієнтовно 70 - 90 % явної теплоти; у мембранному виконанні можливе часткове повернення вологи.	Немає рухомих теплообмінних елементів; відсутність перетікання витяжного повітря в припливне; проста конструкція; добра гігієнічність.	Імовірність обмерзання у холодному кліматі; приріст аеродинамічного опору; у звичайному виконанні не повертає приховану теплоту.	Оптимальний базовий варіант для збалансованої припливно-витяжної системи з високими вимогами до чистоти повітря.
Роторний	Часто 65 - 80 % загальної ефективності; можливе відновлення як явної, так і прихованої теплоти.	Висока компактність і добрий рівень утилізації енергії; придатність для великих витрат повітря.	Є ризик перенесення домішок і запахів; наявні рухомі частини; вищі вимоги до сервісу.	Менш бажаний для систем, де критичною є чистота припливного повітря.
Теплова труба	Переважно 45 - 55 %; ефективність залежить від різниці температур між потоками.	Відсутність змішування потоків; проста компоновка; немає окремого насосного контуру.	Менша ефективність; чутливість до положення та режиму; потрібна достатня різниця температур.	Корисний у вузьких нішах, але поступається пластинчастому за універсальністю та глибиною утилізації теплоти.
З проміжним теплоносієм	Орієнтовно 45 - 65 %, інколи до 68 - 80 % у вдосконалених системах; дві секції та гідравлічний контур.	Повне розділення потоків; можливість рознести припливну і витяжну частини на відстань.	Насос, трубопроводи та проміжний теплоносієві зменшують загальну ефективність; вища складність і ціна.	Доцільний тоді, коли потоки фізично рознесені, але для компактною системи є надлишково складним.

Таким чином, пластинчастий рекуператор доцільно використовувати як основний пасивний компонент теплонасосної системи. У цій роботі він найкраще збалансований з точки зору ефективності, санітарної безпеки, простоти обслуговування та можливості конструктивного поєднання з тепловим насосом «повітря-повітря» [3; 6; 12].

1.3 Комплексне використання теплового насоса «повітря - повітря» і пластинчастого рекуператора у системі повітряного опалення та вентиляції

Спільна робота пластинчастого рекуператора і теплового насоса повітря - повітря базується на принципі послідовного, або каскадного, використання енергетичного потенціалу витяжного повітря. Якщо розглядати вентиляцію без утилізації, то нагріте внутрішнє повітря викидається з приміщення, а новий припливний потік підігрівається майже до температури зовнішнього повітря. Цей метод суттєво відрізняється від комбінованої схеми. Спочатку пластинчастий рекуператор повертає велику частину явної теплоти припливного потоку за допомогою витяжного повітря. Після цього тепловий насос використовує низькопотенційну теплоту зовнішнього або частково утилізованого витяжного повітря, щоб забезпечити активний догрів припливного повітря до розрахункового рівня [6; 14; 15].

Таким чином створена система є енергетично логічною. Пластинчастий рекуператор працює без компресора, просто зменшуючи температуру між потоками за допомогою теплообміну. Після цього тепловий насос використовує підігріте припливне повітря замість «найгіршого» початкового режиму. Це означає, що температурний напір, який потрібен конденсатору, нижчий, і, як наслідок, нижчий ступінь стискування холодоагенту, щоб досягти тієї ж температури припливу. Це означає зниження питомих витрат електроенергії на одиницю корисної теплоти у функціонуванні систем [6; 14].

Робота схеми в зимовому режимі описується таким чином. Витяжний канал рекуператора приймає внутрішнє повітря з приміщення, а потім віддає частину своєї теплоти зовнішньому повітрю через припливний канал. Після рекуператора витяжне повітря можна додатково використовувати у випарнику теплового насоса, оскільки воно ще не повністю вичерпує свій тепловий потенціал. Після того, як температура припливного повітря підвищується в рекуператорі, воно проходить через конденсаторний теплообмінник теплового насоса і досягає температури, достатньої для опалення приміщення. Таким чином, один і той самий витяжний потік

використовується двічі: спочатку як пасивне джерело у рекуператорі, а потім як джерело активного приросту температури [6; 15].

У перехідні періоди роль рекуператора зростає ще більше, оскільки пасивна утилізація може задовольнити велику частину потреби в підігріві за невеликих відмінностей температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. У такі години тепловий насос переходить на часткове навантаження або взагалі не працює, підтримуючи лише постійну температуру припливного повітря. Це знижує циклічність запуску, зменшує зношування компресора та покращує сезонний показник SCOP теплового насоса. Такі комбінації є особливо корисними для інверторних машин, оскільки вони можуть легко адаптувати свою продуктивність до залишкового, а не повного теплового навантаження [5; 6].

У літньому режимі комбінована система не втрачає своїх функцій, навпаки, взаємодія елементів змінюється. Рекуператор може використовувати прохолодніше витяжне повітря для охолодження свіжого припливного повітря, якщо температура в приміщенні нижча за зовнішню. Далі реверсивний тепловий насос забезпечує глибше охолодження та, якщо потрібно, осушення повітря. У періоди часу, коли рекуперація не є корисною (наприклад, під час вільного охолодження вночі), система переходить у режим байпаса. Таким чином, поєднання рекуператора та теплового насоса є життєво важливим як для зимового опалення, так і для управління мікрокліматом протягом усього року [3; 6; 13].

З точки зору термодинаміки синергія між цими компонентами проявляється в двох основних формах. По-перше, рекуператор знижує теплове навантаження на конденсаторну частину теплового насоса. В результаті активне перенесення теплоти здійснюється лише на різниці температур, яку пасивний теплообмін не може компенсувати. По-друге, коли випарник стикається з витяжним або комбінованим повітряним потоком, джерело теплоти теплового насоса стає теплішим і стійкішим, ніж зовнішнє повітря. Як наслідок, температурний підйом циклу зменшується, а також електроспоживання компресора. Таким чином, використання комбінованих повітряних систем може бути значно ефективнішим, ніж використання одного рекуператора або повітряного теплового насоса окремо (рис. 1.4) [6; 14; 15].

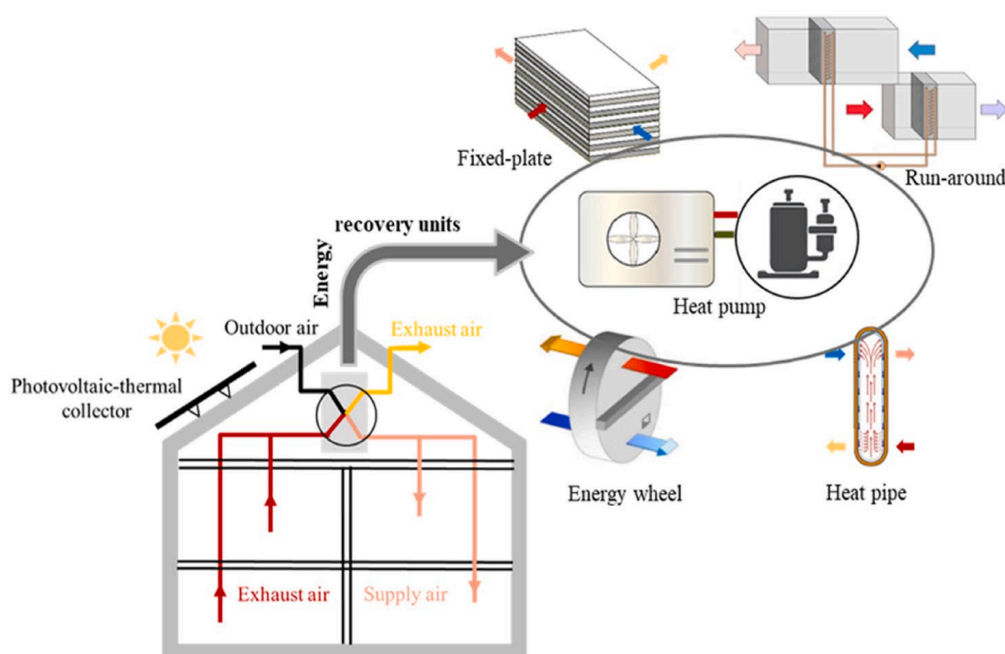


Рисунок 1.4 - Варіанти поєднання теплового насоса з пристроями рекуперації теплоти у вентиляційних системах

Дослідження, проведені на прототипах систем із поєднанням активного та пасивного повернення теплоти, а також розрахункові дослідження підтверджують наявність додаткового ефекту від такої інтеграції. У роботах, які використовували повітряні теплові насоси з двопотоковою вентиляцією, було показано, що додавання блоку теплоутилізації збільшувало теплову потужність і коефіцієнт перетворення порівняно з режимом, у якому тепловий насос працював без допоміжного рекуператора. Незважаючи на те, що ці дослідження проводилися на певних експериментальних установках, їхні висновки мають широке значення для всієї системи: послідовне поєднання активного та пасивного повернення теплоти є енергетично доцільним [14; 15].

Якісне керування особливо важливе для того, щоб комбінована схема могла бути реалізована на практиці. Система повинна відображати температури припливного, витяжного та зовнішнього повітря, ступінь завантаження теплового насоса, ризик обмерзання рекуператора, необхідність осушення та поточний рівень вентиляції. Автоматика відповідає за перемикання режимів байпаса, рекуперації, догріву, охолодження та розморожування в добре спроектованій установці. Отже, ефективність теплонасосно-рекуператорної схеми залежить не лише від якості

окремих апаратів, але й від того, наскільки добре працюють вони в реальному експлуатаційному циклі [6; 12].

Таким чином, поєднання теплового насоса «повітря-повітря» та пластинчастого рекуператора є структурованою системою використання теплоти вентиляційного повітря, а не механічним сумуванням двох відомих технологій. Тепловий насос регулює припливне повітря відповідно до потреб, а рекуператор забезпечує економічно найдешевше повернення теплоти. Такий підхід найкраще відповідає сучасним вимогам до енергоефективності, гнучкості та щорічної функціональності систем повітряного опалення та вентиляції [6; 14; 15].

Таблиця 1.3 - Функції пластинчастого рекуператора і теплового насоса у різних режимах роботи системи

Режим	Робота пластинчастого рекуператора	Робота теплового насоса повітря - повітря	Підсумковий ефект для системи
Зимовий	Попередньо підігріває зовнішнє повітря теплою витяжного потоку та зменшує вентиляційне теплове навантаження.	Догріває припливне повітря до розрахункової температури; може додатково утилізувати залишковий потенціал витяжного повітря.	Зменшення компресорної роботи, підвищення COP і стабілізація температури припливу.
Перехідний	Працює як базовий елемент економії енергії; за помірних температур може практично самостійно покривати значну частку вентиляційних втрат.	Працює у частковому навантаженні або періодично, коригуючи температуру припливного повітря.	Найекономічніший режим із мінімальним споживанням електроенергії.
Літній / режим охолодження	За потреби відбирає частину холоду з витяжного повітря для попереднього охолодження зовнішнього; у режимі вільного охолодження може байпасуватися.	Реверсивно охолоджує та, за необхідності, осушує припливне повітря.	Зменшення холодильної потужності, потрібної від компресора, і поліпшення мікроклімату.
Низькі зовнішні температури / ризик обмерзання	Потребує байпаса, розбалансування витрат, переднагріву або циклу розморожування.	Система керування змінює продуктивність, температуру кипіння і послідовність роботи для уникнення нестабільних режимів.	Збереження працездатності та надійності всієї установки у складних кліматичних умовах.

Підбивши підсумки у табл. 1.3, можна сказати, що рекуператор і тепловий насос «повітря-повітря» ефективно працюють разом, виконуючи різні, але важливі завдання в одній установці. Система погіршується, якщо відмовитися від будь-якого з цих елементів. Без рекуператора зростають експлуатаційні витрати, а без теплового насоса неможливо точно регулювати параметри припливного повітря. Таким чином, їхня сумісна робота повинна розглядатися як системний, а не локальний ефект.

1.4 Основні тенденції розвитку систем теплових насосів і рекуператорів в Європі та їх впровадження в Україні

Декарбонізація будівель, підвищення енергетичної безпеки, подорожчання викопних палив, підвищення вимог до якості внутрішнього повітря та перехід до електрифікованих систем теплозабезпечення є кількома факторами, які визначають актуальність використання теплонасосно-рекуператорних схем у всьому світі. Згідно з оцінками Міжнародного енергетичного агентства, теплові насоси зараз є основною технологією сталого опалення, і в середньостроковій перспективі вони можуть забезпечити понад 60 % потреб у гарячому водопостачанні та опаленні приміщень у всьому світі за нижчим рівнем викидів, ніж конденсаційні газові котли. Відповідно, це не є нішевою альтернативою, а одним із основних інструментів енергетичного переходу [1; 2].

Сьогодні Європа є найкращим місцем для аналізу розвитку теплових насосів (рис. 1.5). За даними Європейської асоціації теплових насосів, загальний парк встановлених теплових насосів у 19 європейських країнах становить близько 25,5 млн одиниць, і приблизно 12 % домогосподарств у цих країнах уже використовують таке обладнання, незважаючи на спад продажів у 2024 році після пікових значень 2022 року. Тим не менш, сам факт тимчасового сповільнення ринку не підтверджує стратегічні тенденції, оскільки теплові насоси продовжують бути одним із основних напрямків модернізації опалювального сектору. Відхилення від поточної

траєкторії росту лише підкреслюють залежність ринку від цін на енергоносії, довіри споживачів і державної політики [1; 4].

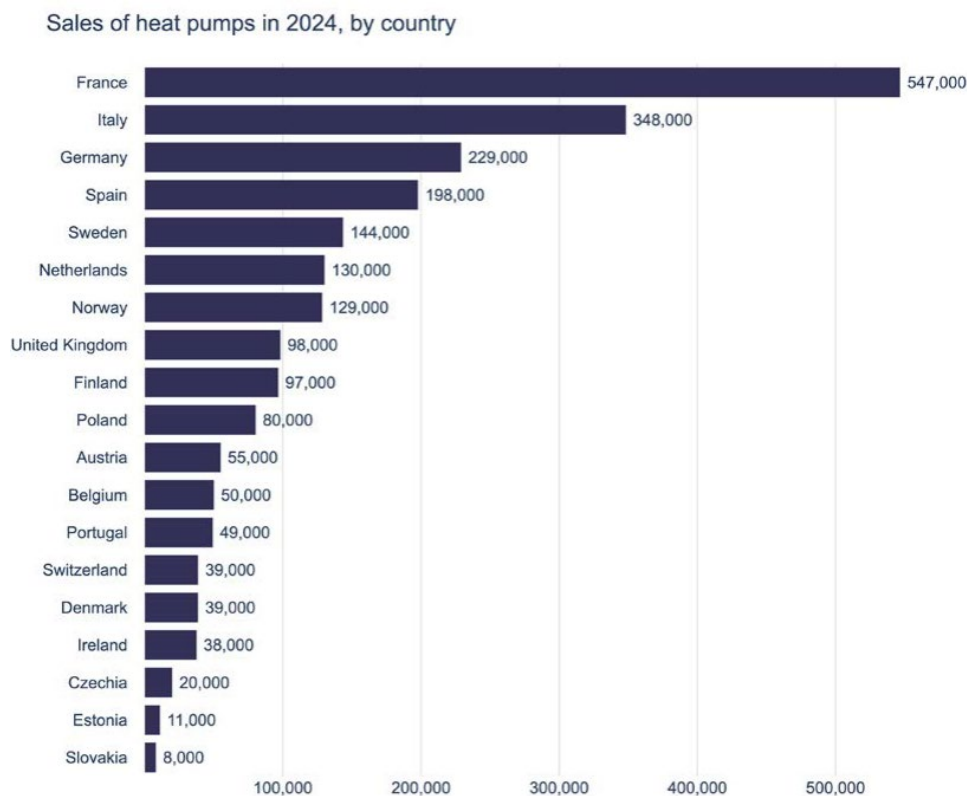


Рисунок 1.5 – Продаж теплових насосів у 2024 році за країнами Європи [4]

Показовим є і те, що в європейській структурі продажів саме реверсивні теплові насоси «повітря – повітря» посіли у 2024 році найбільшу частку, випередивши інші типи обладнання (рис. 1.6, рис. 1.7). Це важлива аргументація для цієї магістерської роботи, оскільки підтверджує, що вибрана технологія є затребуваною як на реальному ринку, так і в теоретичних дослідженнях. Пояснення вибору споживачів просте: ці системи досить доступні, швидко монтуються, поєднують опалення з охолодженням і добре узгоджуються з будівлями, де повітря є основним теплоносієм. Це особливо помітно в країнах, де історично менше поширене водяне радіаторне опалення або де існує значний попит на літнє кондиціювання [4; 10].

Крім того, європейський ринок демонструє значні закономірності на національному рівні. Франція та Італія були лідерами за обсягом продажів у 2024 році, а Норвегія та Фінляндія – за продажами на 1000 домогосподарств (рис. 1.8). Це свідчить про те, що поширення теплових насосів залежить від абсолютного розміру

країни, а також від поєднання тарифної політики, будівельної культури, клімату, державної підтримки та зрілості ринку монтажу. Таким чином, оцінка актуальності систем повітря має бути зосереджена на конкретних економічних і технічних умовах, а не на загальних ідеях [4; 10].

Annual stock of heat pumps in 19 European countries

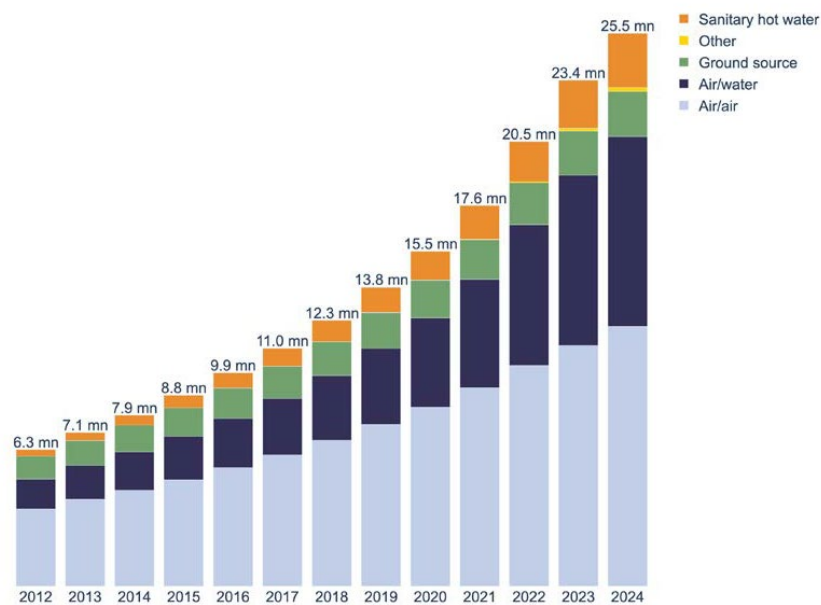


Рисунок 1.6 – Динаміка встановленого парку теплових насосів у 19 країнах Європи [4]

Sales share by type (2012–2024)

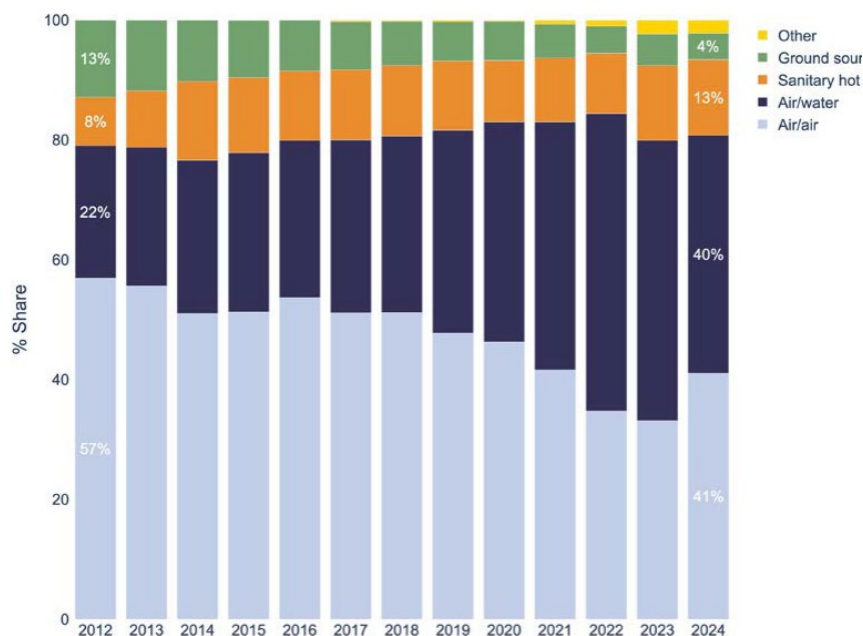


Рисунок 1.7 – Частка продажів теплових насосів за типами у 2012 - 2024 роках [4]

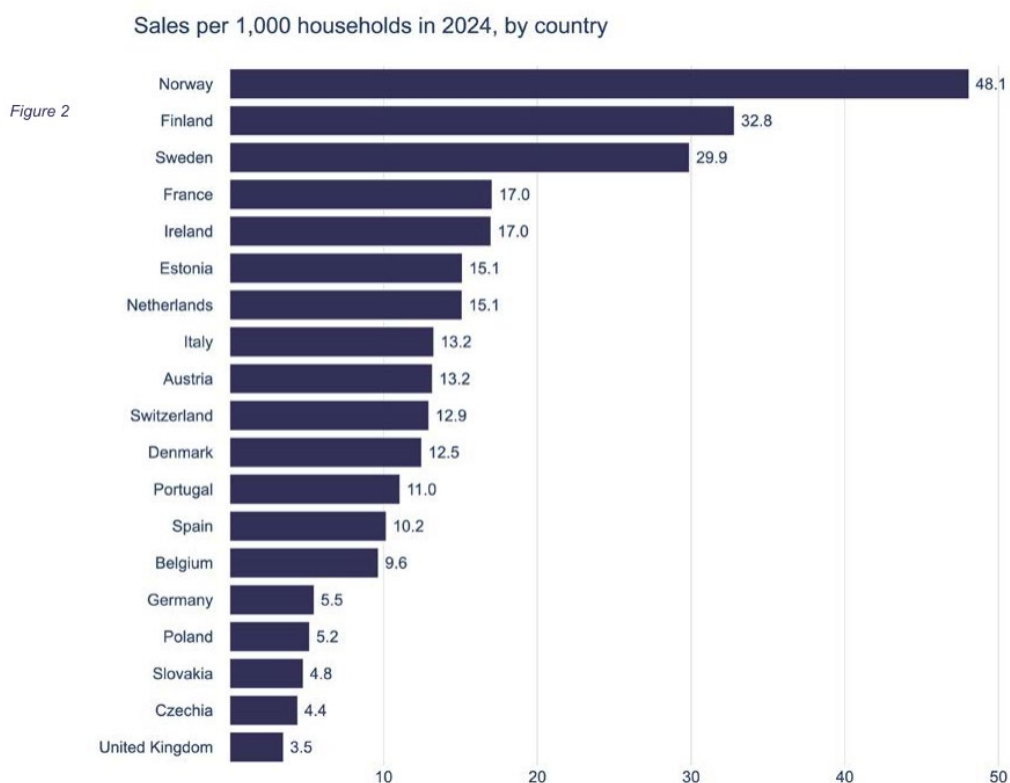


Рисунок 1.8 – Продаж теплових насосів на 1000 домогосподарств у 2024 році [4]

Порівняння обсягів продажів на 1000 домогосподарств із динамікою встановленого парку дає змогу відрізнити поточну ринкову активність від сукупного результату тривалого впровадження технології. Високі питомі продажі в країнах на кшталт Норвегії та Фінляндії вказують на зрілий ринок, де тепловий насос уже є стандартом у побутовій інженерії. Зростання загального парку до десятків мільйонів одиниць демонструє, що вплив технології є системним, а не локальним: він змінює всю архітектуру теплопостачання житлового фонду, а не лише окремі будівлі. Це має вирішальне значення для розгляду в роботі схеми, оскільки сумісність повітряних теплових насосів із вентиляційними системами забезпечує додаткову масштабованість. Повітряне рішення, яке поєднує опалення, вентиляцію та охолодження в одному контурі, отримує більше переваг, чим нижчі теплові навантаження нових будівель і вищі вимоги до повітрообміну [4; 6; 10].

Літературний огляд теплових насосів «повітря-повітря» показує, що їх популярність у країнах Північної Європи пов'язана з кількома причинами. Це включає

поширення електричного опалення, більш відкриті планування житла, необхідність сезонного охолодження або, принаймні, контролю літнього перегріву, а також великий парк кваліфікованих інсталяторів. Італія цінує функцію охолодження більше, ніж Франція, тому що там є більше електричного опалення та більша державна підтримка. Таким чином, світовий досвід показує, що повітряний тепловий насос «повітря-повітря» особливо важливий у ситуаціях, коли система мікроклімату повинна виконувати функції опалення, вентиляції та кондиціювання одночасно [4; 10].

Не менш важливою світовою тенденцією є швидке збільшення ролі рекуперації в вентиляції. Що краща тепла ізоляція будівлі, то менше вентиляційних втрат у загальному балансі. У дуже герметичних будівлях необхідний контрольований повітрообмін, щоб вирішити проблему провітрювання. Таким чином, збалансовані припливно-витяжні установки з рекуперацією стають стандартом у низькоенергетичних житлових будинках, офісах, навчальних закладах, лікарнях і громадських будівлях. Згідно з європейськими стандартами екодизайну, рекуперація стала важливою частиною сучасних технічних стандартів, а не обмежена окремими «зеленими» проєктами [3; 6; 12].

Наступним логічним етапом розвитку є об'єднання теплового насоса та рекуперації. Коли рекуператор пасивно зменшує вентиляційне навантаження, тепловий насос дозволяє регулювати температуру та вологість припливного повітря, що робить вентиляцію важливою частиною системи мікроклімату. Таким чином, одна система може забезпечувати свіже повітря, опалення, охолодження, а в деяких випадках і осушення. Такий метод особливо корисний для будівель нового покоління, де теплові навантаження зменшуються, але вимоги до якості внутрішнього середовища та керованості систем зростають [6; 15].

Структура продажів за типами обладнання має додаткову доказову цінність для теми магістерської роботи. На практиці ринок високо оцінює універсальність реверсивних теплових насосів повітря. Споживач купує не просто джерело опалення, а складну систему мікроклімату. Ця система теплопередачі працює у двох напрямках, швидко реагує на зміни навантаження та не потребує дорогих водяних

мереж. Оскільки повітря вже є основним середовищем перенесення енергії, це особливо важливо для об'єктів із механічною вентиляцією. Таким чином, повітряні системи не є простим варіантом порівняно з водяними системами, а є окремим підходом до створення енергосистеми під час будівництва. Це особливо помітно в будинках, які використовують низьку кількість енергії та є термомодернізовані [4; 6; 10].

Звіт Європейської асоціації теплових насосів показує, що динаміка європейського ринку теплових насосів (рис. 1.9) залежить від співвідношення цін на газ і електроенергію, а також від політики уряду. Це важливий висновок, який потрібно враховувати при оцінці актуальності теплонасосно-рекуператорних схем: навіть технічно ефективні рішення масштабуються швидше в періоди, коли ринок отримує зрозумілі економічні стимули. Звідси випливає практичне завдання для будь-якої країни, що впроваджує теплові насоси. Крім технічних переваг, необхідні тарифи, фінансові інструменти, програми підтримки та ефективна комунікація зі споживачем [1; 4].

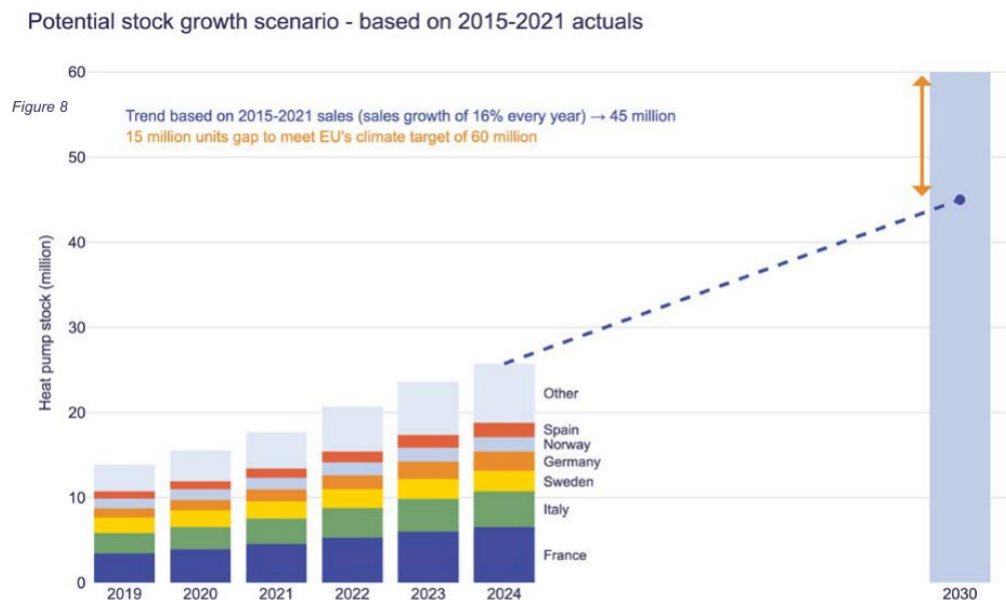
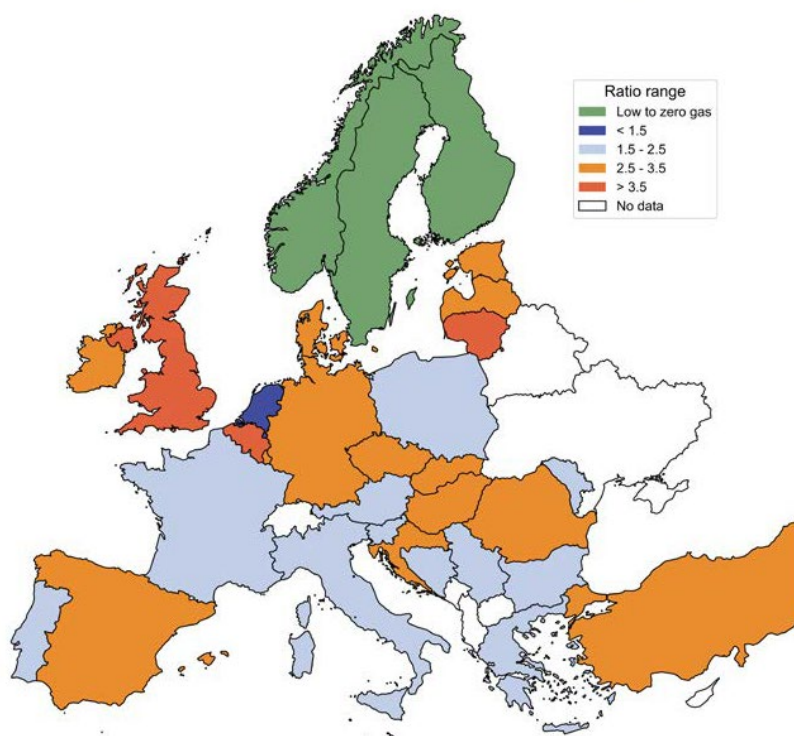


Рисунок 1.9 – Сценарій потенційного зростання встановленого парку теплових насосів у Європі [4]

Зробити важливий прикладний висновок можна за допомогою поєднання карти цінового співвідношення та сценарного графіка. Незважаючи на високу технічну ефективність, ТН швидше поширюються в країнах, де співвідношення цін на електроенергію та газ робить опалення тепловими насосами економічно вигідним рішенням порівняно з газовим опаленням. (рис. 1.10). Іншими словами, хоча SCOP і COP визначають фізичну доцільність технології, ринкове розгортання також залежить від того, як енергетична політика перетворює технічну перевагу для кінцевого користувача на очевидну економічну вигоду. Для проектування теплонасосно-рекуператорних систем це означає оцінку не лише теплотехнічних параметрів, але й структури експлуатаційних витрат, режимів роботи протягом року, частки утилізованої теплоти та ролі системи в літньому кондиціонуванні. За допомогою комплексної оцінки можна точно визначити межі окупності, а не обмежуватися порівнянням початкової вартості обладнання [1; 2; 4].

Electricity to gas price ratio - second half 2024 (households)



Source: Eurostat, UK Heat Pump Association (HPA), Polish Organisation of Heat Pump Technology Development (PORT PC). Includes all taxes and levies.

Рисунок 1.10 – Співвідношення цін на електроенергію та газ для домогосподарств у Європі [4]

Цей висновок має особливе значення для України. За умов післявоєнної модернізації будівельних фондів доцільно одразу перейти на інтегровані рішення, що включають вентиляцію, утилізацію теплоти та тепловий насос як одну систему, а не на відтворення старих і енергомістких схем. Найбільш переконливими сферами впровадження є житлові будинки після термомодернізації, школи, дитячі садки, медичні установи, офісні приміщення та невеликі комерційні об'єкти, де одночасно важливі санітарний повітрообмін, помірні теплові навантаження та можливість літнього охолодження. Пластинчастий рекуператор значно зменшує вентиляційні втрати в таких будівлях, а тепловий насос повітря — повітря компенсує залишковий дефіцит теплоти з високою гнучкістю. Таким чином, міжнародний досвід не лише підтверджує загальну перспективність технології, але й чітко показує, як її найкраще використовувати в українських умовах [4; 7-9; 16, 17].

Проблема теплових насосів і рекуперації має більш широкий контекст для України, ніж просто скорочення споживання електроенергії. По-перше, це питання підвищення енергетичної стійкості будівель і зменшення їх залежності від викопного палива. По-друге, це частина майбутньої післявоєнної відбудови, яка все частіше розглядається як модернізація за європейськими стандартами, а не відновлення застарілих схем. По-третє, проблеми великих тепловтрат і неякісного або неконтрольованого повітрообміну залишаються надзвичайно актуальними для будівель в Україні. Таким чином, поєднання теплового насоса, рекуперації та вентиляції може бути одним із найбільш розумних рішень для нових і сучасних об'єктів [7-9; 16].

Загалом нормативна база України спрямована в той самий бік. Закони «Про енергетичну ефективність будівель» і «Про енергетичну ефективність» створюють законодавство, спрямоване на зменшення споживання енергії та підвищення вимог до будівельного фонду. ДБН В.2.5-67:2013 визначає вимоги до систем опалення, вентиляції та кондиціювання. Поступове входження України до європейської спільноти збільшує значення сучасних підходів до вентиляції та утилізації теплоти. Національний план з енергетики та клімату до 2030 року повинен створити стратегічне підґрунтя для ширшого впровадження теплових насосів, зосереджуючись на

поєднанні електрифікації, енергоефективності та відновлюваних джерел енергії [7-9; 16].

Державні та квазідержавні інструменти підтримки є практичним підтвердженням інтересу до таких рішень. Для ОСББ і житлових кооперативів на офіційних ресурсах урядових програм з енергетичної підтримки прямо передбачено можливість кредитування та компенсації витрат на встановлення теплових насосів. Поява таких інструментів свідчить про те, що технологія поступово переходить із сфери експертних розмов до сфери практичних інвестицій. Це надзвичайно важливо для ринку, оскільки навіть найновіша технологія розвивається повільно, якщо для неї немає фінансового шляху до масового споживача [17].

Теплонасосно-рекуператорні системи мають кілька унікальних переваг для України. Вони дозволяють житловому сектору одночасно скоротити витрати на опалення та покращити якість вентиляції в утеплених і ущільнених будинках. У громадських будівлях, таких як школи, лікарні та адміністративні центри, можна поєднати санітарно необхідний повітрообмін із раціональним використанням теплоти витяжного повітря. Для комерційних закладів є літній режим охолодження. Тепловий насос також є частиною гнучкості та автономізації інженерних систем у ситуаціях, коли централізоване теплопостачання може перервати роботу та потрібні децентралізовані рішення [8; 9; 16; 17].

З іншого боку, потрібно сказати, що є багато перешкод широкому застосуванню таких схем в Україні. Обмежена кількість кваліфікованих проектувальників і монтажників, звичка до традиційних водяних систем опалення, початкова вартість обладнання, нерівномірний рівень енергетичної модернізації будівельного фонду та складність економічної оцінки в умовах нестабільних тарифів є одними з них. Незважаючи на це, саме ці перешкоди визначають наукову та практичну актуальність дослідження. Щоб поширити технологію, необхідні аргументовані технічні обґрунтування, які демонструють, як і за яких умов теплота вентиляційного повітря може бути максимально використана [7; 10; 17].

Таким чином, теплонасосно-рекуператорні схеми використовуються у всьому світі для вирішення проблем, пов'язаних із декарбонізацією, енергоефективністю

та якістю внутрішнього повітря. В Україні вони також стають ще важливішими як інструмент для енергетичної стійкості та сучасної відбудови. Поєднання теплового насоса «повітря-повітря» з пластинчастим рекуператором слід розглядати як технічно та стратегічно важливий напрям розвитку систем повітряного опалення та вентиляції. Цей напрям потребує чітко визначеного ринкового, нормативного та енергетичного підґрунтя [1; 4; 7-9; 16].

Висновки до розділу 1

Проведений огляд показав, що теплові насоси є одними з найбільш ефективних методів забезпечення будівель тепловою енергією. Крім того, для систем повітряного опалення та вентиляції схема «повітря-повітря» є найкращим вибором. Її основною перевагою є пряма робота з повітряним потоком без проміжного водяного контуру. Це робить систему швидкодією, функціонально гнучкою та конструктивно простою для інтеграції з вентиляцією.

Порівняння різних типів рекуператорів показало, що пластинчастий теплообмінник найкраще підходить для роботи системи вентиляції. Він не має рухомих теплообмінних елементів, не допускає змішування припливного та витяжного повітря та забезпечує високий рівень повернення явної теплоти. Крім того, він добре працює як перший ступінь енергоощадності в збалансованій припливно-витяжній системі.

Спільна робота пластинчастого рекуператора і теплового насоса «повітря-повітря» допомагає використовувати тепло вентиляційного повітря в двох етапах. Спочатку це пасивне повернення теплоти, а потім активний підйом теплоти, щоб досягти необхідних параметрів припливного повітря. Такий метод зменшує залишкове навантаження на компресор, підвищує ефективність системи протягом сезону та розширює її можливості для цілорічного керування мікрокліматом.

Крім того, обрана схема має практичну цінність, оскільки вона відповідає сучасним логікам проектування будівель, включаючи зменшення питомих теплових навантажень, підвищення герметичності огорожень, гарантований повітрообмін і

перехід до керованих низькотемпературних або повітряних систем. Якщо будівля має збалансовану припливно-витяжну вентиляцію, якісне повітророзподілення, автоматичне регулювання режимів, захист рекуператора від обмерзання та правильний алгоритм часткового навантаження теплового насоса, то така установка буде працювати найкраще.

Досліджувана схема є надзвичайно актуальною, що підтверджується тенденціями як у світі, так і в Україні. Теплові насоси, особливо системи «повітря-повітря», широко поширюються на європейському ринку, і законодавчі та стратегічні документи України разом із програмами підтримки створюють підґрунтя для більшого застосування. Таким чином, для подальшого дослідження є технічно, енергетично та стратегічно виправданим вибір теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1 Постановка проблеми і актуальність теми роботи

Світове споживання енергії та відповідні викиди CO₂ стрімко збільшилися внаслідок зростання чисельності населення і їх прагненні комфортного життя [18; 19]. Світове кінцеве споживання енергії, зокрема у житловому секторі, у значній кількості формується потребами систем опалення, вентиляції і кондиціонування (ОВК) [8; 20]. У зв'язку з інтенсивним використанням невідновлюваних джерел енергії, обсяги яких скорочуються, все більше держав переходять на відновлювані джерела енергії (ВДЕ) [21-23].

Найважливішою проблемою нашого часу є раціональне використання природних ресурсів і застосування екологічно чистих альтернатив. Зростання потреби в енергії, тепловій чи електричній, що зумовлюється технологічним прогресом, стимулює розробку нових чи удосконалення існуючих технологій [24]. Пошук інноваційних джерел енергії та способів їх застосування, що покращать стан навколишнього середовища й зменшать використання традиційних енергоресурсів, є наразі основним завданням людства [2; 4; 24].

Одним з найбільш ефективних рішень є впровадження теплонасосних систем. Тепловий насос, замість генерації теплоти, лише переносить її з зовнішнього середовища, таким чином значно зменшуючи споживання первинної енергії порівняно зі звичайними системами [25]. Особливу увагу і значення мають ТН типу «повітря-повітря», зокрема, у вентиляційних системах, на об'єктах з великими об'ємами приміщень [26]. Завдяки малій різниці температур у робочому циклі, забезпечується високий рівень енергоефективності у системах ОВіК. Адже ТН здатні брати теплоту з витяжного вентиляційного повітря як стабільного джерела енергії [25; 27].

Системи вентиляції промислових, громадських і житлових приміщень є одними з найефективніших об'єктів для використання теплонасосних технологій. Використання теплових насосів у системах вентиляції забезпечує високу енергетичну ефективність при помірних температурах навколишнього повітря завдяки малій різниці між температурами припливного та відпрацьованого повітря. Сучасні будівлі використовують вентилятори для скидання або засмоктування вентиляційного повітря. Система циркуляції повітря дозволяє використовувати теплообмінники та теплові насоси для нагрівання свіжого повітря вентиляційними викидами. Відпрацьоване повітря скидається з температурою близько 20 градусів, тому ТН з такою температурою нижнього джерела теплоти матиме коефіцієнт трансформації теплоти від 3 до 4. Таким чином, існує велика перспектива для впровадження систем вентиляції, заснованих на теплових насосах і рекуператорах. Ці системи забезпечують кінцевий енергетичний ефект шляхом поєднання ТН і рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря [25].

Тим не менш, коли температура зовнішнього повітря знижується, прості теплонасосні схеми вентиляції неефективні. Як наслідок, необхідно використовувати більш складні системи. Теплонасосно-рекуператорна схема вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря є однією з таких систем [25].

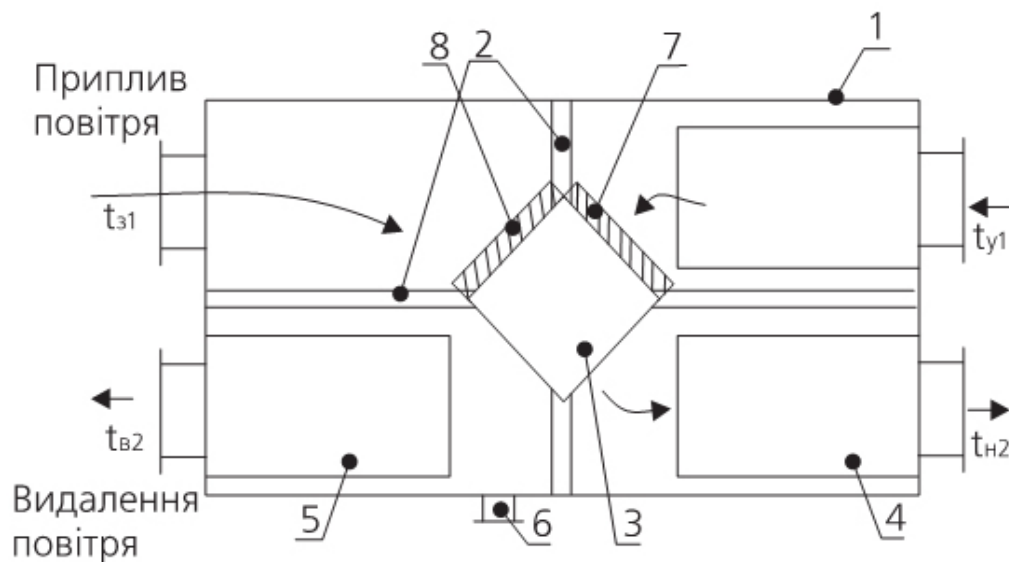
Одним із найбільш практичних способів залучення низькопотенціальних вторинних енергоресурсів є використання теплоти повітря, що викидається вентиляційними системами. Зменшення експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції та кондиціонування приміщень є основним джерелом вентиляції повітря [25].

Є кілька способів утилізації тепла, що виходить із вентиляційних викидів:

- використання часткової рециркуляції витяжного повітря;
- використання рекуперативних теплообмінників-утилізаторів;
- використання регенеративних теплообмінників-утилізаторів;
- використання двох рекуперативних теплообмінників із проміжним теплоносієм;
- використання теплопередавальних труб.

2.2 Аналіз роботи пластинчастого рекуператора і розрахунок характерних температур потоків повітря

Розглянемо більш детально про переваги використання рекуператорів-утилізаторів для використання теплоти вентиляційних викидів. Рис. 2.1 показує основну схему використання рекуперативних теплообмінників у системах вентиляції, призначених для утилізації теплоти витяжного повітря [25].



1 – корпус; 2 – перегородка; 3 – теплообмінник-утилізатор; 4 – припливний вентилятор; 5 – витяжний вентилятор; 6 – дренаж конденсату; 7, 8 – фільтри

Рисунок 2.1 – Схема блоку припливно-витяжної вентиляції з пластинчастим рекуператором

У таких системах припливне повітря обмінюється теплом із потоком відпрацьованого повітря, що видаляється з приміщення, коли воно проходить через теплообмінник-утилізатор 3. Цей процес дозволяє зменшити навантаження на основні системи опалення та кондиціонування, попередньо нагрівши зовнішнє повітря в холодний період року або, навпаки, частково охолоджувавши його в теплий період.

Такий метод підвищує загальну енергоефективність вентиляційної системи та значно економить енергоресурси. Подібні рекупераційні пристрої є одним із

найкращих варіантів для утилізації низькопотенціальної теплоти, оскільки їх ефективність теплообміну становить приблизно 75%.

Ефективність роботи рекуператора можна описати за допомогою коефіцієнта рекуперації [25]

$$\eta_p = \frac{t_1 - t_{ox}}{t_1 - t_0}, \quad (2.1)$$

де t_1 – температура повітря, що подається у приміщення, °С;

t_0 – температура зовнішнього повітря, °С;

t_{ox} – температура охолодженого відпрацьованого повітря, °С.

Дану формулу і рівняння теплового балансу рекуператора можна використовувати для розрахунку температури підігрітого припливного повітря на виході з рекуператора t_n і температури охолодженого витяжного повітря t_{ox} [25]

$$t_n = t_1 - (1 - \eta_p)(t_1 - t_0), \quad (2.2)$$

$$t_{ox} = t_1 - \eta_p(t_1 - t_0) \quad (2.3)$$

Розраховані значення температур підігрітого припливного повітря на виході з рекуператора та охолодженого витяжного повітря для різних температур зовнішнього повітря і різних коефіцієнтів рекуперації подано на рис. 2.2 та рис. 2.3.

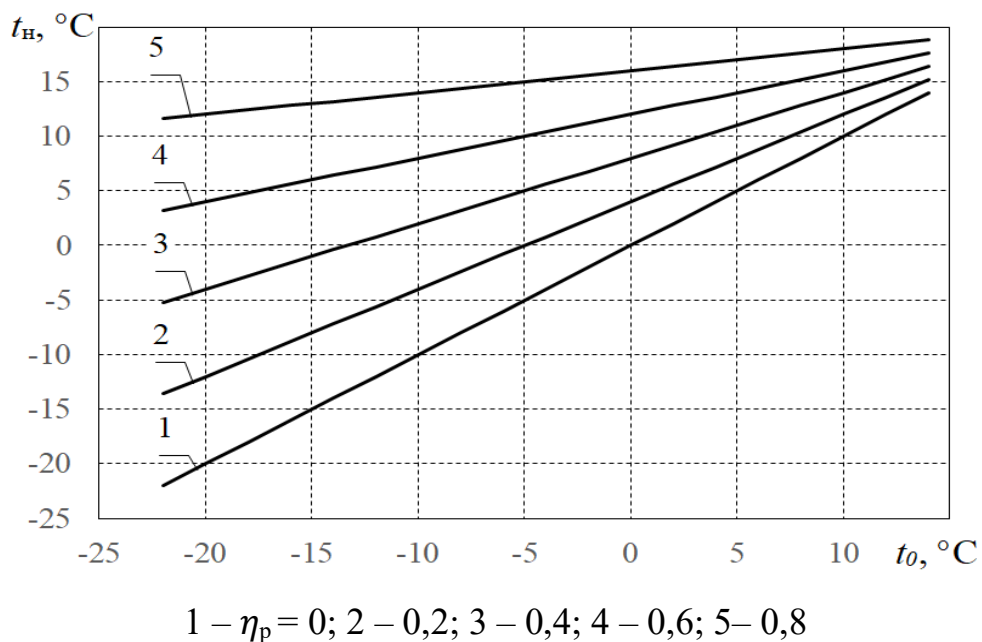


Рисунок 2.2 – Діаграма значень температур свіжого повітря при різних коефіцієнтах рекуперації

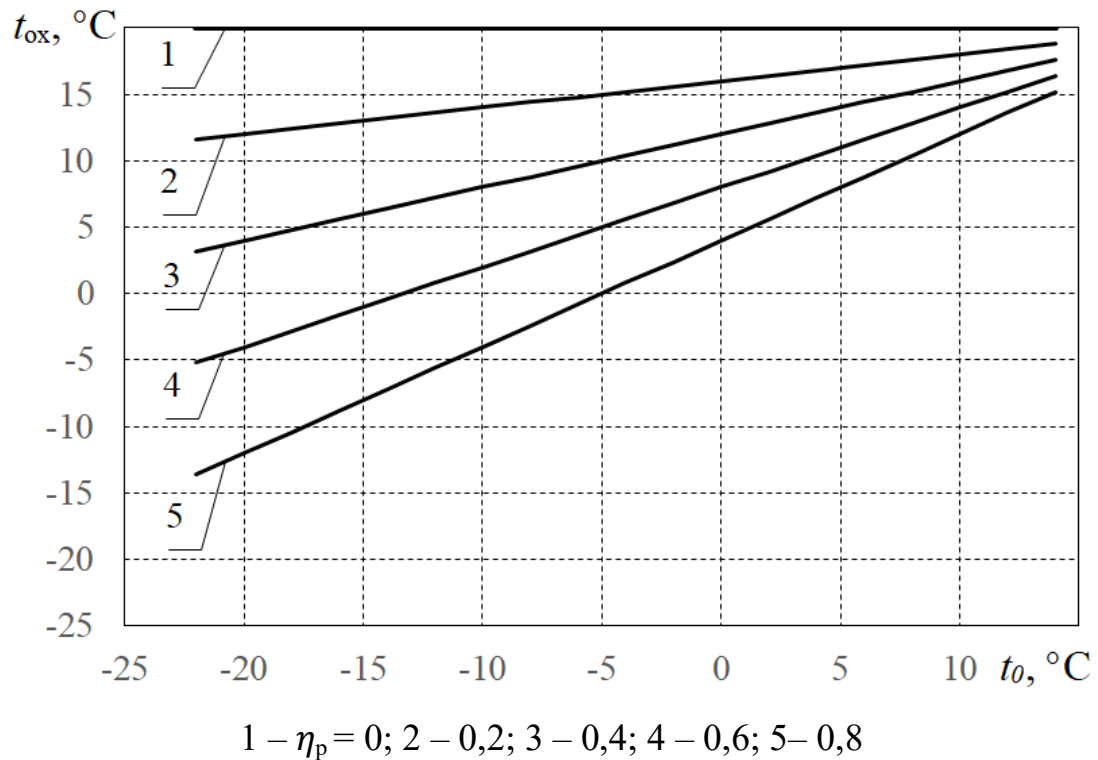
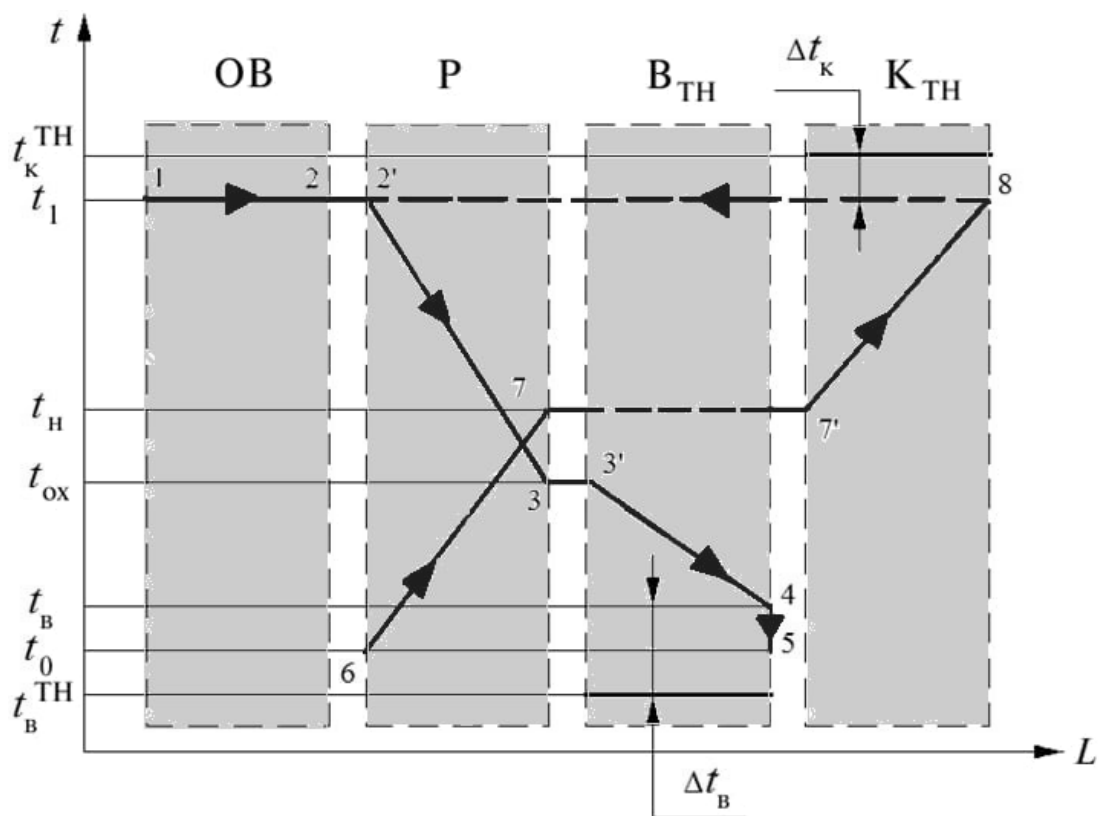


Рисунок 2.3 – Діаграма значень температур відпрацьованого повітря при різних коефіцієнтах рекуперації

Аналізуючи залежності, видно, що температура витяжного повітря на виході з рекуператора t_{ox} значно перевищує температуру навколишнього середовища t_0 , навіть якщо коефіцієнт рекуперації високий. Це свідчить про те, що використання тепла, отриманого від викидів вентиляції, може підвищити припливне повітря температури t_n до рівня, який необхідно досягти перед подачею в приміщення.

Це підтверджує початкову високу ефективність теплонасосно-рекуперативних систем опалення та вентиляції, які все частіше застосовуються. З іншого боку, кількісна оцінка їхньої енергетичної ефективності недостатньо висвітлена в науковій літературі, і це потребує детального уточнення. На рис. 2.4 показано характерні температури повітряних потоків і робочого тіла теплового насоса в ключових точках системи для подальшого аналізу цих систем [25].



ОВ – об’єкт вентиляції; Р – рекуператор; В_{ТН} – випарник ТН; К_{ТН} – конденсатор ТН

Рисунок 2.4 – Розподіл температури вентиляційного повітря в елементах системи

За такого компонування обладнання перед тепловим насосом встановлюється рекуператор-утилізатор теплоти. Його основним завданням є попереднє підігрівання навколишнього повітря шляхом використання теплової енергії відпрацьованого повітря, яке видаляється із системи. У процесі роботи рекуператора теплота, що міститься у витяжному повітрі, передається припливному повітрю замість того, щоб бути втрачено безкорисно. Температура припливного повітря підвищується ще до того, як він потрапляє до теплового насоса. Після попереднього нагрівання повітря надходить у тепловий насос з вищою температурою, що значно спрощує подальший процес обробки та зменшує навантаження на обладнання. Це призводить до зменшення енергоспоживання приводу та підвищення загальної енергоефективності системи. Таким чином, використання рекуператора-утилізатора теплоти не тільки дозволяє ефективно використовувати вторинну теплову енергію, але й значно знижує експлуатаційні витрати та підвищує економічність роботи всієї установки [25].

2.3 Термодинамічний аналіз останніх досліджень і публікацій щодо теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря

У останні роки системи повітряного опалення й вентиляції стають дедалі популярнішими. Значна частина досліджень присвячена комбінованим теплонасосно-рекуперативним схемам, які утилізують теплоту витяжного повітря. Водночас у літературі недостатньо розглянуто кількісну оцінку енергоефективності таких систем, що вимагає чіткого визначення [25].

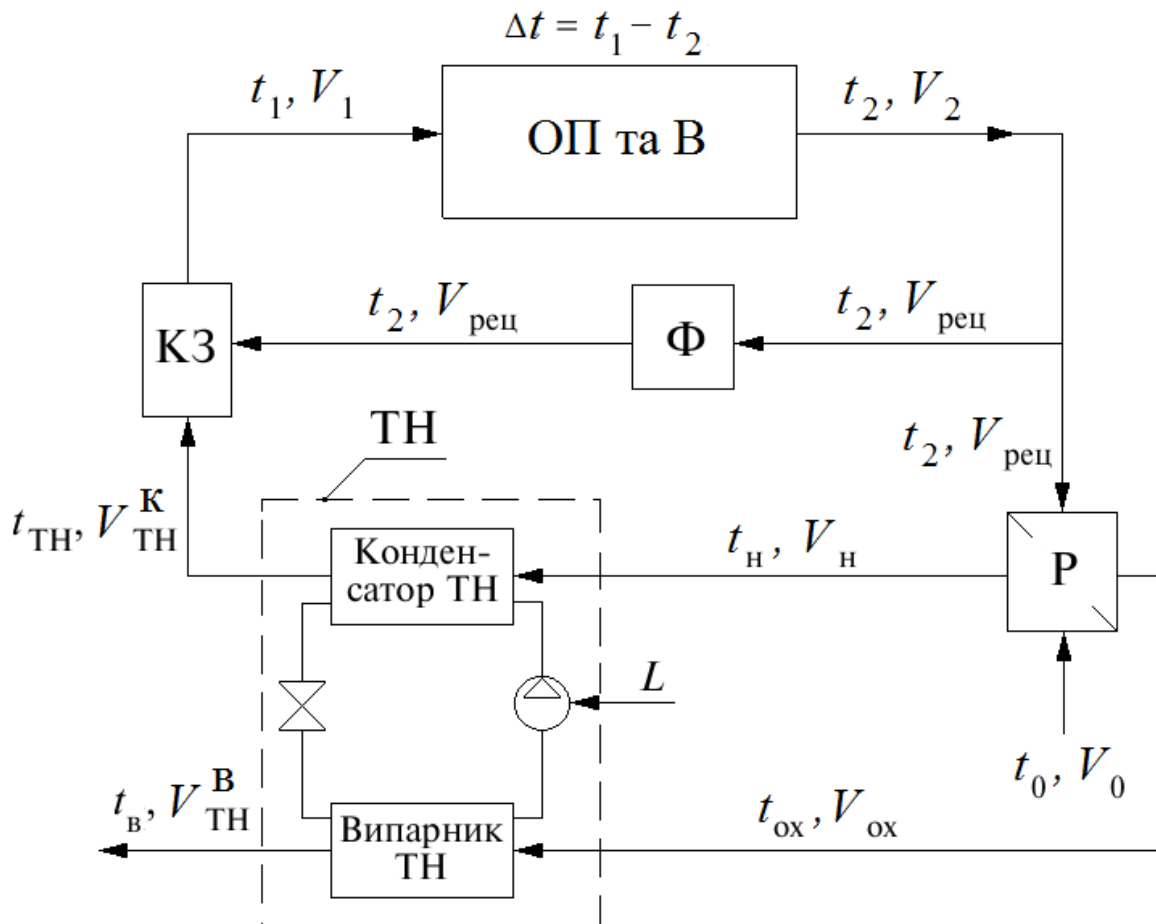
Ключові публікації [28; 29] досліджують комплексні системи повітряного обігріву й вентиляції, які складаються з теплового насосу, рекуператора і механізму часткової рециркуляції відпрацьованого повітря. Одним із ключових питань в оптимізації такої схеми є вибір місця для камери змішування (КЗ) потоків рециркульованого та свіжого повітря. Тому розглянуто два варіанти поєднання обладнання [27].

2.3.1 Розміщення камери змішування потоків рециркульованого та свіжого повітря після конденсатора теплового насоса

На рис. 2.5 показано теплонасосну систему повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Поєднання теплового насоса з рекуператором-утилізатором і системою рециркуляції дозволяє найбільш ефективно використовувати теплову енергію витяжного повітря та максимально утилізувати її [25].

Відпрацьоване повітря, що видаляється з приміщення, має достатньо високу температуру, щоб ефективно використовувати теплову енергію повторно. Після виходу з приміщення повітряний потік розділяється на дві частини, як показано на рис. 2.5. Частина витяжного повітря спрямовується на фільтр і далі в камеру змішування для рециркуляції. Решта проходить через теплообмінний апарат (рекуператор-утилізатор), де за рахунок його охолодження нагрівається припливне

повітря. Таке рішення дозволяє суттєво знизити споживання зовнішньої енергії тепловим насосом [25].



ОП та В – об’єкт опалення та вентиляції; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; L – робота приводу теплового насоса

Рисунок 2.5 – Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуперацією теплоти, рециркуляцією відпрацьованого повітря та розташуванням камери змішування після конденсатора теплового насоса.

Рівень рециркуляції відпрацьованого повітря визначається коефіцієнтом рециркуляції [25]

$$K_{\text{рец}} = V_{\text{рец}} / V_1 \quad (2.4)$$

у зв’язку з тим, що $V_{\text{рек}} = V_1 - V_{\text{рец}}$, і з урахуванням (2.4) можна записати

$$V_{\text{рек}} = V_1 (1 - K_{\text{рец}}) \quad (2.5)$$

Для оцінки енергетичної ефективності системи, наведеної на рис. 2.5, доцільно використовувати коефіцієнт використання зовнішньої енергії для теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції, яка працює за допомогою рекупера-тора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря [25]

$$I_{\text{оп+вент}}^T = L / Q_0, \quad (2.6)$$

де L – потужність приводу ТН, кВт;

Q_0 – тепловий потік, потрібний для нагрівання припливного свіжого повітря, яке подається до приміщення, кВт.

В свою чергу, Q_0 , визначається за рівнянням [25]

$$Q_0 = V_1 \rho_1 c_{\text{п}} (t_1 - t_0), \quad (2.7)$$

а L описується рівнянням [монографія]

$$L = Q_{\text{вип}} / (\varphi_T - 1) \quad (2.8)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника ТН, кВт, розраховується як [25]

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}}) V_1 \rho_1 c_{\text{п}} (t_{\text{ох}} - t_{\text{в}}) \quad (2.9)$$

За допомогою рівнянь (2.6 – 2.9) можна визначити коефіцієнт використання зовнішньої енергії у теплонасосній системі повітряного опалення та вентиляції, яка використовує рекуператор теплоти та рециркуляцію відпрацьованого повітря [25]

$$I_{\text{оп+вент}}^T = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}})}{(\varphi - 1)(t_1 - t_0)}. \quad (2.10)$$

Температура повітря на виході з конденсатора теплового насоса $t_1 = t_k$ може бути записана у вигляді [25]

$$t_1 = t_{\text{п}} + \Delta t, \quad (2.11)$$

де $t_{\text{п}}$ – температура повітря в приміщенні, °С;

Δt – зміна температур повітря в конденсаторі теплового насоса, °С.

Якщо виразити величину Δt як прямо пропорційну різниці температур внутрішнього повітря приміщення і зовнішнього середовища, то отримаємо [25]

$$\Delta t = \Delta t_{\max} \frac{t_{\Pi} - t_0}{t_{\Pi} - t_0^p}, \quad (2.12)$$

де t_0^p – розрахункове значення температури навколишнього середовища в даному регіоні, тоді як характеристику «напруженості» системи повітряного опалення можна ввести величину $\Delta t_{\max}$, що дорівнює температурному перепаду Δt за найбільш несприятливих розрахункових умов, тобто при максимальному навантаженні системи $t_0 = t_0^p$.

У результаті використання рівняння (2.3) для визначення температури охолодженого відпрацьованого повітря вираз (2.10) виглядає [25]

$$l_{\text{оп+вент}}^T = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_2 - \eta_p(t_2 - t_0) - t_b)}{(\varphi - 1)(t_2 + \Delta t - t_0)}. \quad (2.13)$$

Коефіцієнт трансформації ідеального циклу теплового насоса, враховуючи теплові необоротності випарника та конденсатора, можна розрахувати як [25]

$$\varphi = \eta_{\text{ТН}} \left[1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_{\text{ТН}} + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (2.14)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат;

Δt_b , Δt_k – різниці температур між повітрям і робочим тілом теплового насоса на виході з випарника та конденсатора ТН.

Температурний баланс камери змішування (КЗ) дає нам інформацію про температуру на виході конденсатора теплового насоса [25]

$$t_{\text{ТН}} = \frac{t_2 + \Delta t - K_{\text{рец}} t_2}{1 - K_{\text{рец}}}, \quad (2.15)$$

при $K_{\text{рец}} = 0$ маємо $t_{\text{ТН}} = t_2 + \Delta t = t_1$. Тому кількість теплоти в конденсаторі визначаємо за формулою [25]

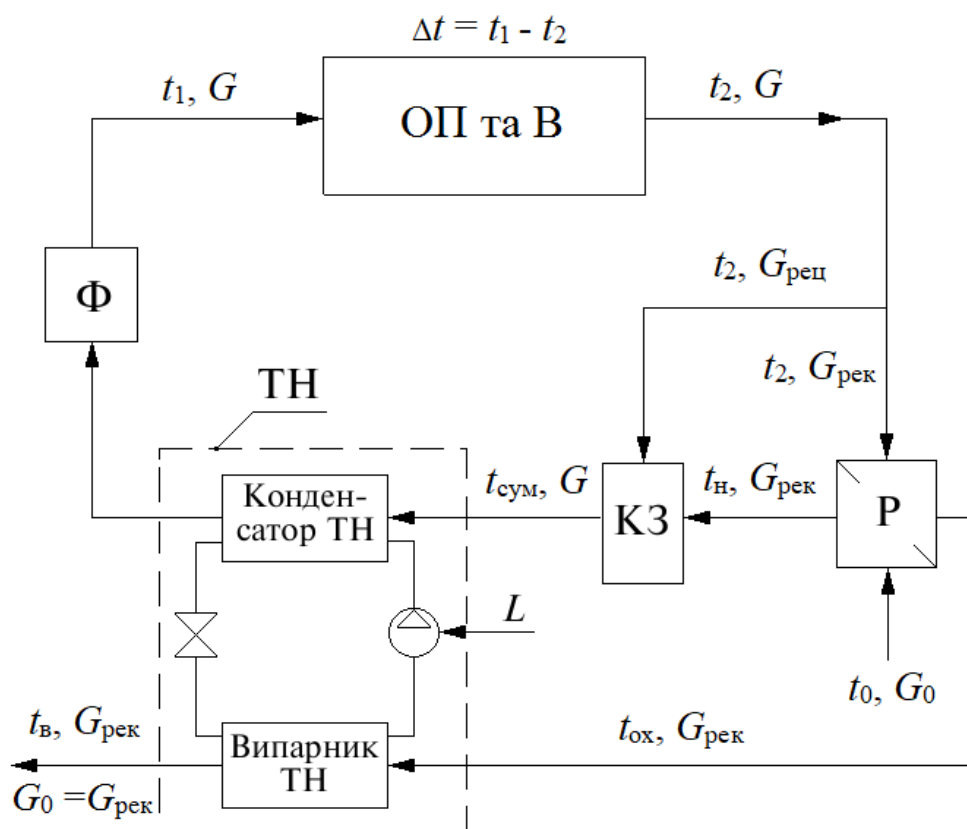
$$Q_k = V_{\text{н}} \rho_{\text{н}} c_{\text{п}} (t_{\text{ТН}} - t_{\text{н}}) \quad (2.16)$$

Враховуючи рівняння (2.2) та (2.15) для $t_{\text{н}}$ та $t_{\text{ТН}}$, можемо знайти вираз для температури повітря на виході з випарника теплового насосу [25]

$$t_{\text{в}} = \left[t_2 - \eta_{\text{р}}(t_2 - t_0) \right] - \left[\frac{t_2 + \Delta t - K_{\text{рец}} t_2}{1 - K_{\text{рец}}} - t_2 + (1 - \eta_{\text{р}})(t_2 - t_0) \right] \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (2.17)$$

2.3.2 Розміщення камери змішування перед конденсатором теплового насоса у теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря

На рис. 2.6. показано теплонасосно-рекуператорну систему повітряного опалення та вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря та розташуванням камери змішування перед конденсатором теплового насоса [25].



ОП та В – об’єкт опалення та вентиляції; ТН – тепловий насос; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування.

Рисунок 2.6 – Система повітряного опалення та вентиляції теплонасосно-рекуператорного типу з рециркуляцією відпрацьованого повітря і розміщенням камери змішування перед конденсатором теплового насоса

У цій системі відпрацьоване вентиляційне повітря утилізується двома способами: часткова рециркуляція та рекуперація теплоти в теплообміннику-утилізаторі. Потік відпрацьованого вентиляційного повітря з параметрами t_2 , G , що виходить із систем опалення та вентиляції, поділяється на два потоки, як показано на рис. 2.6. Рекуператор-утилізатор, приймає перший потік із масовою витратою $G_{\text{рек}}$, в ньому зовнішнє повітря нагрівається від температури t_0 до температури t_n за допомогою теплоти витяжного повітря. У процесі відпрацьоване повітря охолоджується до температури $t_{\text{ох}}$. Другий потік $G_{\text{рец}}$ надходить до камери змішування, де він змішується зі свіжим повітрям. Повітряний потік із температурою $t_{\text{сум}}$ надходить до конденсатора теплового насоса після завершення процесу змішування. Після проходження через рекуператор охолоджене відпрацьоване повітря подається до випарника теплового насосу, де воно ще більше охолоджується і має температуру t_v на виході [25].

Таким чином, перед подачею обладнання в приміщення повітряна суміш нагрівається в конденсаторі теплового насоса до певної температури t_1 . Після цього повітря подається до приміщення після очищення у фільтрі.

Коефіцієнт рециркуляції показує величину рециркуляції відпрацьованого повітря [25]

$$K_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{рец}}}{G}, \quad (2.18)$$

де $G_{\text{рец}}$ – масова витрата повітря, спрямованого на рециркуляцію, кг/с;

G – масова витрата витяжного повітря з приміщення, кг/с.

З урахуванням (2.18) і те що $G_{\text{рек}} = G - G_{\text{рец}}$ можна записати

$$G_{\text{рек}} = G(1 - K_{\text{рец}}). \quad (2.19)$$

Коефіцієнт використання зовнішньої енергії має загальний вид рівняння (2.6), такий самий, як і для попередньої схеми. Потужність компресора теплового насосу визначається за виразом (2.8), а $Q_0 = Q_{\text{оп+вент}}$ – тепловий потік, спрямований на покриття потреб опалення та вентиляції приміщення.

У свою чергу $Q_{\text{оп+вент}}$ визначається за рівнянням [25]

$$Q_{\text{оп+вент}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Gc_{\text{п}}[(t_1 - t_2) + (t_2 - t_0)] = Gc_{\text{п}}(t_1 - t_0), \quad (2.20)$$

де t_1 – температура повітря, що надходить у приміщення, °С;

G – масова витрата повітря, кг/с;

$c_{\text{п}}$ – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·°С).

Величина теплового навантаження випарника теплового насоса визначається співвідношенням [25]

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}})Gc_{\text{п}}(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}}). \quad (2.21)$$

Якщо у співвідношення (2.6) підставити рівняння (2.8), (2.2), (2.21), то отримаємо залежність для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції, що функціонує із застосуванням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря [25]

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}})}{(\varphi - 1)(t_1 - t_0)}, \quad (2.22)$$

де $\varphi = \varphi_{\text{Т}}\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт трансформації теплового насосу.

Тепловий баланс теплового насоса визначається виразом

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L. \quad (2.23)$$

Теплову потужність конденсатора визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{к}} = Gc_{\text{п}}(t_1 - t_{\text{сум}}), \quad (2.24)$$

де $t_{\text{сум}}$ – температура змішаного повітря на вході у конденсатор ТН, °С.

Тепер тепловий баланс теплового насоса має вигляд [25]

$$(1 - K_{\text{рец}})Gc_{\text{п}}(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}})\frac{\varphi}{\varphi - 1} = Gc_{\text{п}}(t_1 - t_{\text{сум}}), \quad (2.25)$$

З даної залежності можна аналітичний вираз для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника теплового насоса [25]

$$t_{\text{в}} = t_{\text{ох}} - \left[\frac{t_1 - t_{\text{сум}}}{1 - K_{\text{рец}}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right]. \quad (2.26)$$

Перш ніж знайти температуру відпрацьованого повітря на виході з випарника теплового насоса, необхідно визначити температуру повітряної суміші та повітря на вході в приміщення відповідно до аналітичного виразу (2.26). У цьому випадку температура суміші повітря визначається за допомогою відповідної формули шляхом визначення теплового балансу камери змішування [25]

$$t_{\text{сум}} = K_{\text{рец}} t_2 + (1 - K_{\text{рец}}) t_{\text{н}}, \quad (2.27)$$

де $t_{\text{н}}$ – значення температури свіжого повітря після нагрівання в рекуператорі і визначається з рівняння (2.2);

t_1 – температура припливного повітря на вході в приміщення (рис. 2.8) і обчислюється за рівнянням [25]

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (2.28)$$

де t_2 – температура витяжного повітря з приміщення, °C;

Δt – температурний перепад між припливним і витяжним повітрям приміщення, визначається за виразом (2.12).

Виконано порівняння питомих затрат зовнішньої енергії двома вище представленими принциповими схемами за рівняннями (2.13) та (2.22). Із вище наведених формул випливає, що при заданих температурах в вузлових точках теплонасосно-рекуператорних схем вентиляції і повітряного опалення енергоефективність цих схем залежить як від коефіцієнта трансформації ϕ теплового насоса, так і від основної характеристики рекуператора, тобто від його коефіцієнта рекуперації η_p . Тип теплообмінника, різниця температур, об'ємні витрати повітря, аеродинамічний опір та інші показники значною мірою впливають на те, наскільки ефективно відпрацьоване повітря віддає теплоту свіжому (припливному) повітрю, тим самим зменшуючи навантаження на систему опалення чи ТН. Усе це узагальнює коефіцієнт рекуперації η_p , що є основним показником продуктивності даного теплообмінника. Виходить, що характеристики рекуператора є ключовими факторами, які прямо впливають на термодинамічну ефективність усієї системи [27; 30-33].

Також слід відмітити, відповідно до результатів робіт [28; 29], лише за низьких значень η_p додаткове використання рециркуляції забезпечує позитивний ефект, а при високих значеннях η_p , схема з рециркуляцією (рис. 2.5а) поступається за ефективністю простішій системі, що працює лише з рекуператором.

На основі порівняння представленого в графічній формі на рис. 2.7 встановлено, що найбільша енергоефективність досягається при розташуванні камери змішування перед конденсатором ТН. Порівняно з іншим варіантом, дана схема забезпечує більш сприятливі температурні умови роботи теплового насосу. Також результати аналізу ефективності використання теплоти підтвердили, що рекуперація, порівняно з простою рециркуляцією, значно покращує умови роботи випарника ТН [25].

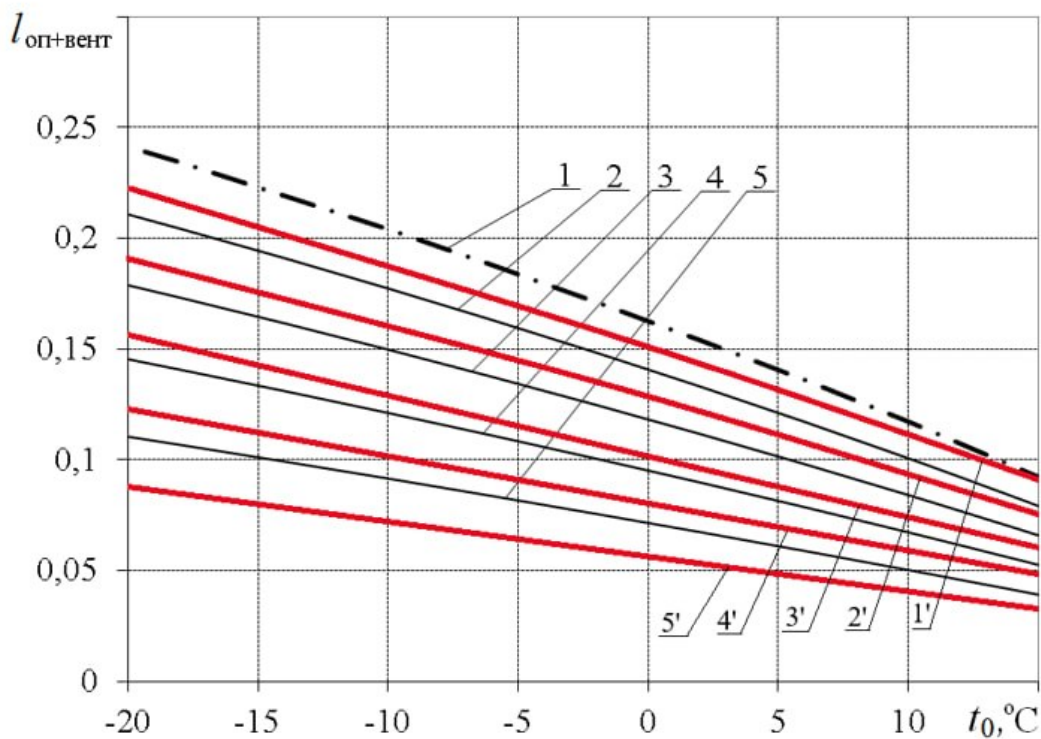


Рисунок 2.7 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища при різних значеннях коефіцієнта рекуперації: 1 – $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8 для теплонасосної-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції з розташуванням камери змішування після конденсатора теплового насоса; 1' – $\eta_p = 0$; 2' – 0,2; 3' – 0,4; 4'

– 0,6; 5' – 0,8 для теплонасосної-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції з розташуванням камери змішування перед конденсатора теплового насоса

Однак, підвищення енергоефективності схеми за рахунок збільшення коефіцієнта рекуперації η_p тягне за собою негативний наслідок, пов'язаний зі зростанням необхідної поверхні теплообміну рекуператора, а значить, до збільшення його масогабаритних характеристик, і відповідно до додаткових матеріальних затрат. Тому, при вирішенні конкретних практичних задач, постає питання раціонального вибору величини η_p рекуператора, що дозволяє підвищити енергоефективність схеми вентиляції чи опалення і разом з тим не перевищити прийнятні масогабаритні характеристики рекуператора. При вирішенні цього питання враховано те, що різні конструкції рекуператорів мають свої особливості, які ускладнюють розробку загального підходу вирішення поставленого питання. Тому, нижченаведений аналіз виконано для випадку застосування пластинчатих рекуператорів, оскільки доцільність їх використання зумовлена високою тепловою ефективністю, компактністю конструкції та значною площею теплообмінної поверхні [27; 30-33].

В зв'язку з цим нижче наведено аналіз впливу основних характеристик пластинчатих рекуператорів (коефіцієнта рекуперації і коефіцієнта тепловіддачі) на їх питому поверхню теплообміну, завдяки яким можна оцінити вплив даних показників не тільки на енергоефективність системи, а і на її конструктивні характеристики.

2.4 Основне дослідження впливу рекуператора, та його характеристик на ефективність ТНС повітряного опалення та вентиляції

Метою даної роботи є дослідження впливу характеристик пластинчастого рекуператора (коефіцієнта рекуперації η_p і коефіцієнта тепловіддачі α) на величину питомої поверхні теплообміну рекуператора, що може забезпечити в подальшому

комплексний аналіз і оптимізацію енергетичних і матеріальних затрат при реалізації теплонасосно-рекуператорних схем вентиляції і повітряного опалення [27].

Як показують попередні дослідження енергоефективність теплонасосно-рекуператорних схем залежить окрім інших параметрів від коефіцієнта рекуперації рекуператора η_p . Тому постає проблема у забезпеченні високого значення η_p .

В основі розрахунку будь-якого рекуператора є два рівняння [27]:

1) рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta t, \quad (2.29)$$

де Q – тепловий потік, який передається через поверхню, Вт;

F – площа теплопередаючих стінок рекуператора, м^2 ;

k – середній коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Δt – середня різниця температур між теплоносіями, К.

2) рівняння теплового балансу:

$$Q = G_1 c_p (t_1 - t_{ox}) = G_2 c_p (t_n - t_o), \quad (2.30)$$

де G_1, G_2 – масові витрати відпрацьованого і свіжого повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

c_p – масова питома теплоємність повітря, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

t_1 – температура відпрацьованого повітря на вході в рекуператор, $^{\circ}\text{C}$;

t_{ox} – температура охолодженого відпрацьованого повітря, $^{\circ}\text{C}$;

t_n – температура нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора, $^{\circ}\text{C}$;

t_o – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$.

Шуканою величиною у даному дослідженні є поверхня теплообміну F .

Якщо $G_1 = G_2 = G$, то прирівнявши рівняння (1) та (2) вийде:

$$\frac{F}{G} = \frac{c_p (t_1 - t_{ox})}{k\Delta t} \text{ або } \frac{F}{G} = \frac{c_p (t_n - t_o)}{k\Delta t}, \quad (2.31)$$

де $\frac{F}{G}$ – питома поверхня рекуператора на одиницю витрати повітря, $\text{м}^2 \cdot \text{с} / \text{кг}$.

Треба визначити залежність цієї величини від характеристики рекуператора η_p . Для цього величини t_{ox} , t_n , Δt треба виразити через η_p .

Отже, середня різниця температур між теплоносіями з урахуванням виразів (2.37) та (2.38), буде мати вигляд

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_{ox}}{2} - \frac{t_n + t_o}{2} = (t_1 - t_o)(1 - \eta_p). \quad (2.32)$$

Коефіцієнт теплопередачі рекуператора має вигляд:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.33)$$

Величиною термічного опору $\frac{\delta}{\lambda}$ металеві стінки рекуператора в виразі (2.33) можна знехтувати. Тоді, за умови, що $G_1 = G_2$, для пластинчатого рекуператора можна прийняти $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_{нов}$, а вираз для коефіцієнта теплопередачі приймає вигляд

$$k = \frac{\alpha_{нов}}{2}. \quad (2.34)$$

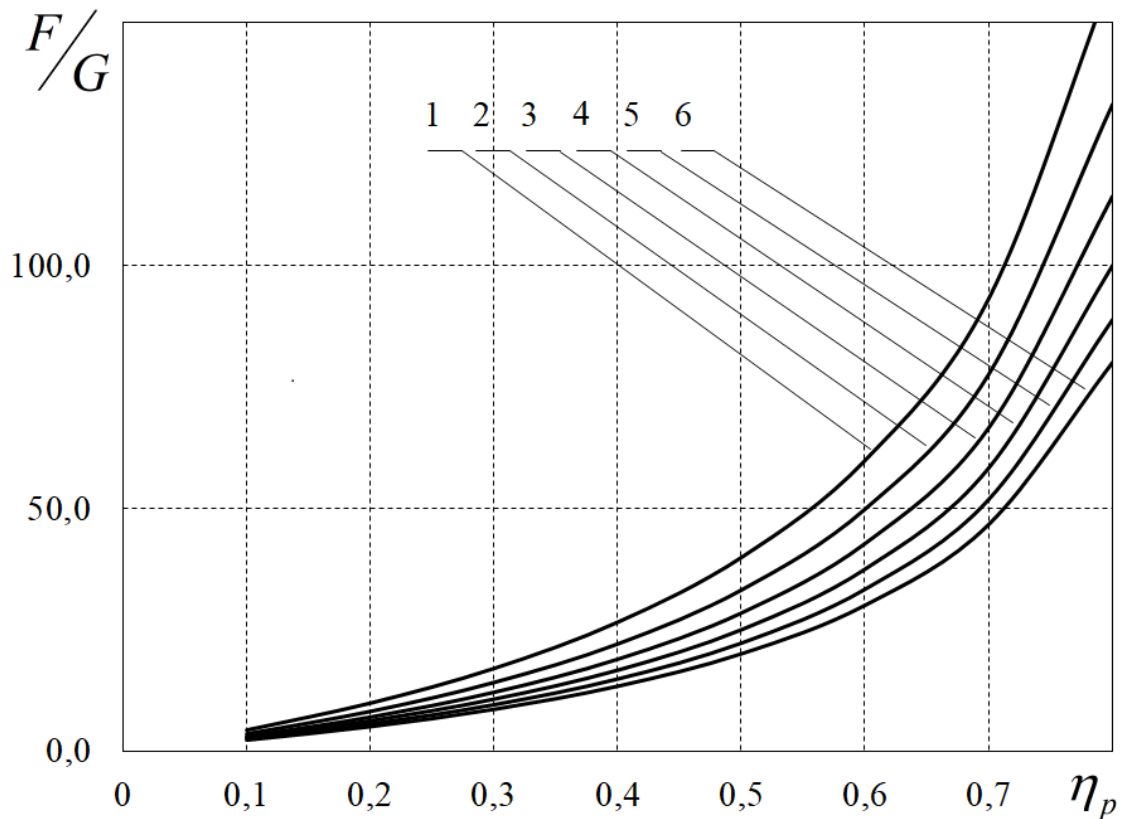
Звідси виходить, що шукана залежність (2.36) спрощується до виразу:

$$\frac{F}{G} = \frac{2c_p \eta_p}{\alpha_{нов}(1 - \eta_p)}. \quad (2.35)$$

Таким чином, відношення (2.36) для визначення питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря є функцією тільки двох величин η_p і $\alpha_{нов}$:

$$\frac{F}{G} = f(\eta_p, \alpha_{нов}). \quad (2.36)$$

На рис. 2.8 і рис. 2.9 показані залежності величини F/G від характеристик рекуператора η_p і $\alpha_{нов}$ в практично важливих діапазонах зміни цих величин.



1-6 $\alpha_{nov} = 50; 60; 70; 80; 90; 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

Рисунок 2.8 – Графік залежності питомої поверхні рекупєратора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта рекупєрації η_p для різних значень коефіцієнта тепловіддачі α_{nov} [27]

Графік на рис. 2.8 показує, що для всіх значень коефіцієнта тепловіддачі α_{nov} зі зростанням коефіцієнта рекупєрації η_p необхідна питома поверхня рекупєратора різко збільшується, особливо при переході до високих значень (понад 0,6 – 0,7). Водночас за більших значень коефіцієнта тепловіддачі криві розташовані нижче, тобто для досягнення одного й того самого коефіцієнта рекупєрації потрібна менша площа теплообміну. Це наочно демонструє, що інтенсифікація тепловіддачі дозволяє суттєво зменшити габарити рекупєратора при збереженні високої ефективності рекупєратора.

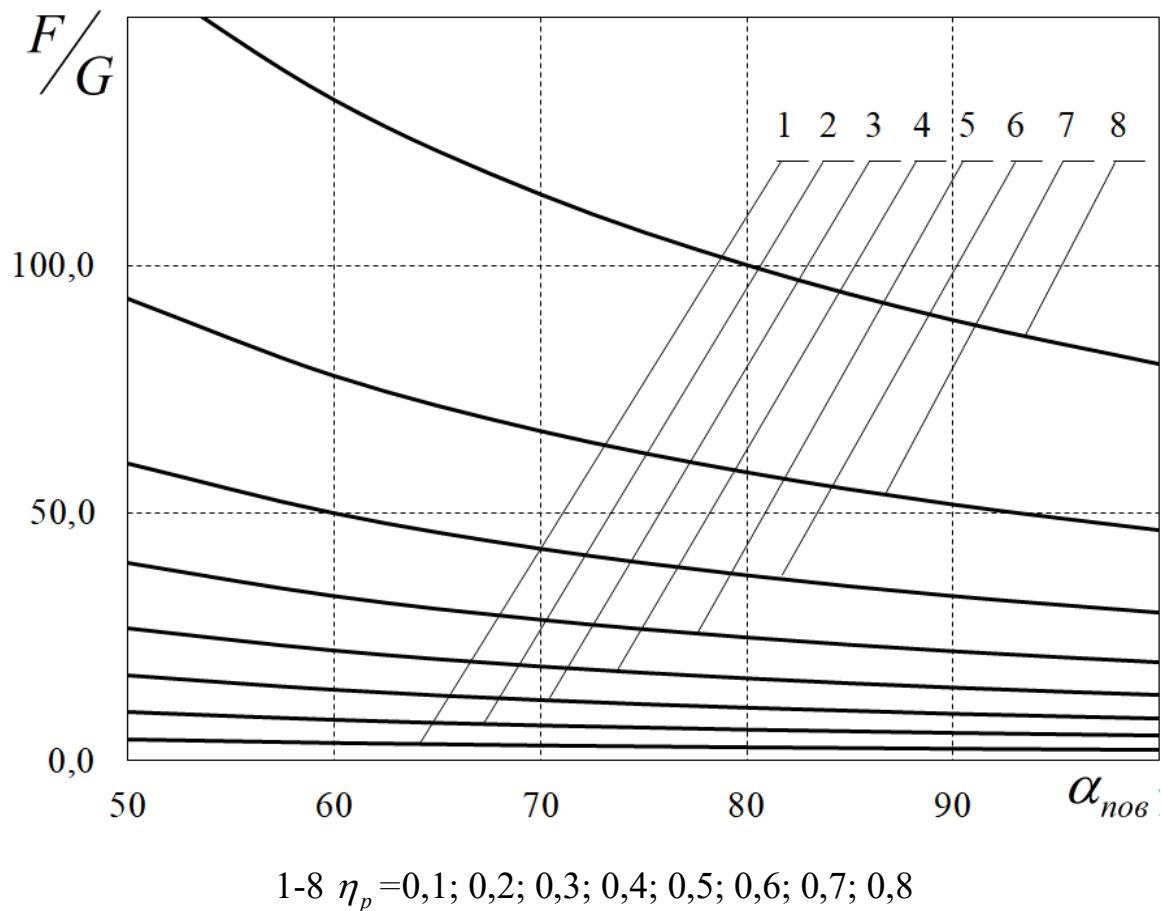


Рисунок 2.9 – Графік залежності питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря F/G від коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нов}$ для різних значень коефіцієнта рекуперації η_p [27]

Графік на рис. 2.9 наочно ілюструє залежність питомої поверхні рекуператора на одиницю витрати повітря від коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нов}$ для різних значень коефіцієнта рекуперації η_p . Звертає на себе увагу те, що вплив коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{нов}$ на величину питомої поверхні теплообміну особливо великий при високих значеннях коефіцієнта рекуперації η_p , який забезпечує високу енергетичну ефективність схеми вентиляції чи опалення. Таким чином, графік підтверджує, що підвищення інтенсивності теплообміну є ключовим шляхом зменшення поверхні рекуператора, особливо при проєктуванні високоефективних систем з великими значеннями коефіцієнта рекуперації.

2.5 Висновки до розділу 2

Наведені в даній роботі результати аналізу дозволяють сформулювати наступні висновки [27].

1. Показано, що енергетична ефективність теплонасосно-рекупаторних схем вентиляції і повітряного опалення в значній мірі залежить від однієї з основних характеристик рекупатора, а саме його коефіцієнта рекуперації η_p .

Однак в відомих роботах немає рекомендацій щодо вибору його значень.

2. Показано, що підвищення енергетичної ефективності розглянутих схем вентиляції і опалення за рахунок збільшення коефіцієнта рекуперації рекупатора заходиться в протиріччі з впливом цього коефіцієнта на величину питомої поверхні теплообміну рекупатора, а значить, на його масогабаритні характеристики.

3. Наведені результати обчислень наочно ілюструють вплив коефіцієнтів рекуперації η_p та тепловіддачі $\alpha_{нов}$ на величину питомої поверхні теплообміну рекупатора, що дозволяє зробити вибір раціональних значень коефіцієнта рекуперації, який в свою чергу забезпечує високу енергетичну ефективність схеми вентиляції чи опалення при задовільних значеннях питомої поверхні теплообміну рекупатора, а значить його масогабаритних характеристик.

3 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ В ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНІЙ СИСТЕМІ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ У ПРИВАТНОМУ ЖИТЛОВОМУ БУДИНКУ

3.1 Характеристика об'єкта теплопостачання

В даному проєкті представлено впровадження даного дослідження для заміського приватного житлового будинку, який розташований в с. Білогородка, Київська область. Будинок представлений двоповерховою будівлею без підвалу і горища, загальна площа якої 295 м². У домі проживатиме сім'я з 3 людей: чоловік, жінка і дитина. План першого та другого поверху об'єкта показано на рис. 3.1 і 3.2 відповідно.

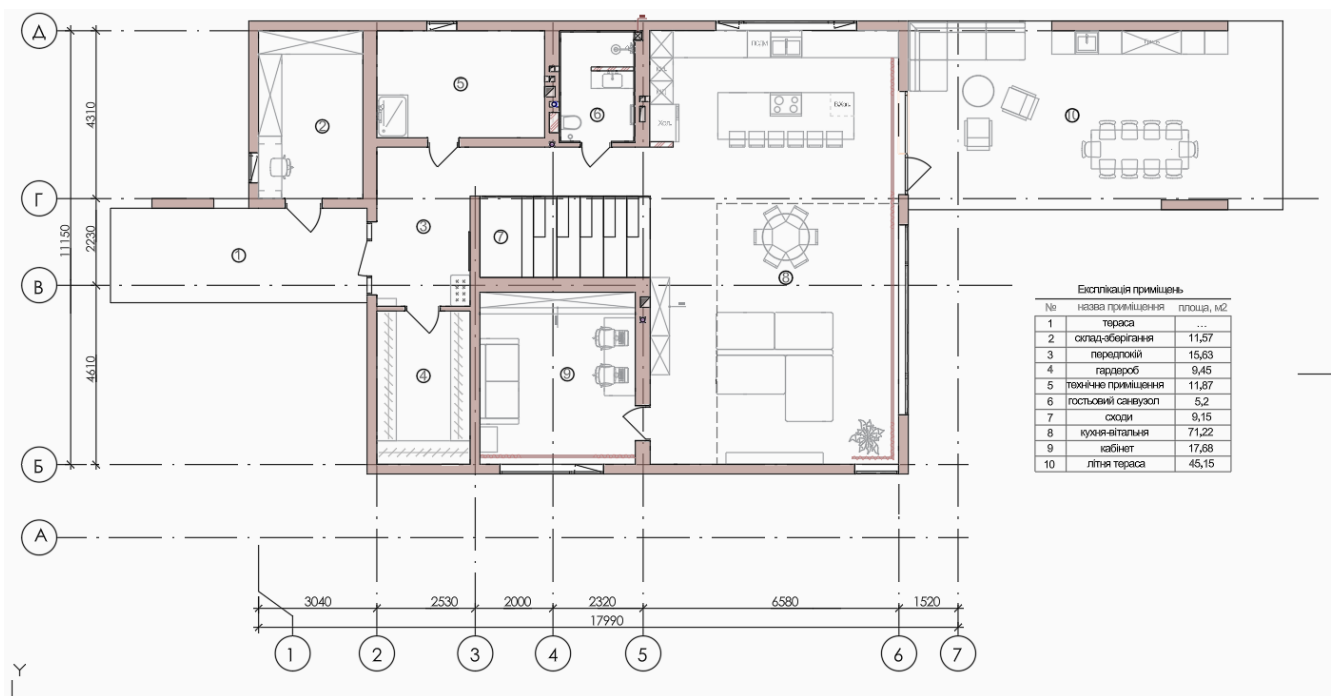


Рисунок 3.1 – План першого поверху будинку

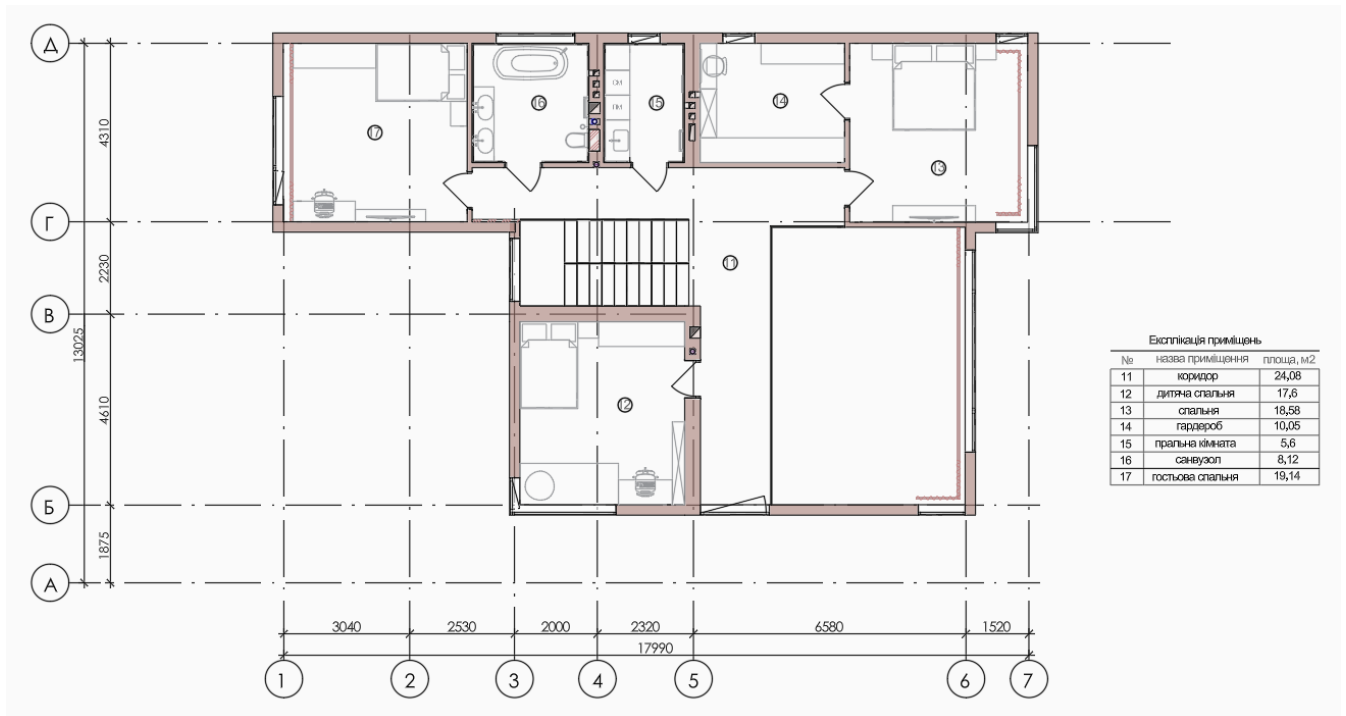


Рисунок 3.2 – План другого поверху будинку

3.2 Визначення тепловтрат будівлі

Вихідні дані

На основі кліматологічних даних вибраний населений пункт (м. Київ) має такі характеристики [34]:

- 1) період опалювального сезону – 176 діб;
- 2) зовнішня температура повітря в холодну пору року, °C:
 - розрахункова для опалення $t_{p.o} = - 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - середня температура для опалювального періоду $t_{cp.o} = - 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - середня температура найбільш холодного місяця $t_{cp.x.m} = - 4,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

За розрахункову внутрішню температуру будівлі приймаю середнє значення для всіх приміщень $t_{вн} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої $\alpha_{в}$ та зовнішньої $\alpha_{з}$ поверхонь огорожувальних конструкцій приймаються відповідно до [35]:

$$\alpha_{в} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К});$$

$$\alpha_{з} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Виробником надані такі термічні опори вікон і дверей :

$$r_{\text{вікн.}} = 1,2 \text{ (м}^2\text{K)/Вт};$$

$$r_{\text{дв.}} = 0,8 \text{ (м}^2\text{K)/Вт}.$$

Висота 1-го поверху будинку без перекриття – $H = 3,3$ м, а 2-го поверху – $H = 2,9$ м.

Загальна теплова потужність опалювальної системи

Відповідно до [35; 36], теплову потужність системи опалення будинку визначаю на основі теплового балансу між втратами теплоти приміщень і тепловими надходженнями до них, тобто

$$Q_o = Q_{\text{втр}} + Q_m - Q_{\text{вн.п}}, \quad (3.1)$$

де $Q_{\text{втр}}$ – теплові втрати приміщень, кВт;

Q_m – втрати теплоти в системі трубопроводів та матеріалах у неопалюваних приміщеннях, кВт;

$Q_{\text{вн.п}}$ – внутрішні надходження теплоти від електроприладів, систем освітлення та людей, кВт.

Оскільки у даному будинку є приміщення неопалювальні, але крізь них не проходять трубопроводи, то немає необхідності визначати Q_m , тобто $Q_m = 0$ кВт.

Теплові втрати будівлі

Для визначення теплових втрат приміщення слід враховувати сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, а також витрати теплоти на підігрів інфільтраційного повітря.

Тому для холодного періоду року щоб розрахувати тепловтрати житлового будинку використовую формулу [37]

$$Q_{\text{втр}} = \sum Q_{\text{обг.і}} + Q_{\text{інф.}}, \quad (3.2)$$

де $\sum Q_{\text{обг.і}}$ – загальні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, включаючи підлогу першого поверху, зовнішні стіни, вікна та двері, а також перекриття останнього поверху;

$Q_{\text{інф.}}$ – витрати теплоти на підігрів повітря, яке надходить до приміщень через інфільтрацію, кВт.

Тепловтрати через зовнішні огороження будівлі

Розрахунок втрат теплових потоків через підлогу першого поверху, перекриття першого і верхнього поверхів, зовнішні стіни та світлопрозорі конструкції, що включають основні й додаткові елементи, кВт, виконується окремо для кожного з цих елементів огорожувальних конструкцій відповідно до формули [37]

$$Q_{\text{обг.і}} = \left(\frac{1}{r_i}\right) F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

де r_i – термічний опір елемента огорожувальної конструкції, (м²К)/Вт;

F_i – площа елемента огорожувальної конструкції, через який передається теплота, м²;

Δt_i – різниця температур внутрішнього та зовнішнього повітря, °С;

$\Sigma \beta$ – додаткові тепловтрати в частках до основних;

n_i – коефіцієнт коригування розрахункової температурної різниці, який визначається типом огорожувального елемента або його геометричним положенням.

Розрахунок площі поверхонь огорожувальних конструкцій

За відомими геометричними параметрами розраховують площі всіх зовнішніх огорожень відносно фасадів, м².

Для першого поверху будинку:

1) площа поверхні вікон визначається за формулою

$$F_{\text{вік}} = (a_{\text{в}} \times h_{\text{в}}) n_{\text{вік}}, \quad (3.4)$$

де $a_{\text{в}}$ – довжина вікна, м;

$h_{\text{в}}$ – висота вікна, м;

$n_{\text{вік}}$ – кількість вікон на фасаді.

– Для північного фасаду:

$$F_{\text{вік1.Пн}} = (0,76 \cdot 1,48) \cdot 1 = 1,13 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{вік2.Пн}} = (3,61 \cdot 1,48) \cdot 1 = 5,34 \text{ м}^2.$$

– Для південного фасаду:

$$F_{\text{вік1.Пд}} = (2,66 \cdot 1,73) \cdot 1 = 4,60 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{вік2.Пд}} = (1,14 \cdot 2,82) \cdot 1 = 3,21 \text{ м}^2,$$

– Для західного фасаду:

$$F_{\text{вік1.З}} = (0,76 \cdot 1,48) \cdot 1 = 1,13 \text{ м}^2.$$

– Для східного фасаду:

$$F_{\text{вік1.Сх}} = (2,66 \cdot 1,75) \cdot 1 = 4,66 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{вік1.Сх}} = (4,94 \cdot 2,82) \cdot 1 = 13,93 \text{ м}^2.$$

2) Площа зовнішніх дверей визначається за формулою

$$F_{\text{дв}} = (a_{\text{дв}} \times h_{\text{дв}}) n_{\text{дв}}, \quad (3.5)$$

де $a_{\text{дв}}$ – довжина дверей, м;

$h_{\text{дв}}$ – висота дверей, м;

$n_{\text{дв}}$ – кількість дверей на фасаді.

– Для західного фасаду:

$$F_{\text{дв.З}} = (1,90 \cdot 2,35) \cdot 1 = 4,47 \text{ м}^2;$$

– Для південного фасаду:

$$F_{\text{дв.Пд}} = (0,95 \cdot 2,35) \cdot 1 = 2,23 \text{ м}^2.$$

3) Поверхні стін розраховую за формулою

$$F_{\text{ст.}} = a (H_{\text{п}} + \delta_{\text{пер}}) - \sum F_{\text{вік}} - \sum F_{\text{дв}}, \quad (3.6)$$

де a – ширина або довжина конструкції будівлі;

$H_{\text{п}}$ – висота поверху;

$\delta_{\text{пер}}$ – товщина перекриття між 1 і 2 поверхом (360 мм);

$\sum F_{\text{вік}}$ – загальна площа віконних прорізів на фасаді, що розглядається;

$\sum F_{\text{дв}}$ – загальна площа дверних отворів, що розташовані на відповідному фасаді.

– Для північного фасаду:

$$F_{\text{ст.Пн}} = 16,97 (3,3 + 0,36) - (1,13 + 5,34) = 55,64 \text{ м}^2.$$

– Для південного фасаду:

$$F_{\text{ст.Пд}} = 16,97 (3,3 + 0,36) - (4,60 + 3,21) - 2,23 = 54,30 \text{ м}^2.$$

- Для західного фасаду:

$$F_{\text{ст.З}} = 11,65(3,3 + 0,36) - 1,13 - 4,47 = 37,04 \text{ м}^2.$$

- Для східного фасаду:

$$F_{\text{ст.Сх}} = 11,65(3,3 + 0,36) - (4,66 + 13,93) = 24,05 \text{ м}^2.$$

Результати розрахунку площі усіх вікон і фасадів для другого (останнього) поверху представлено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Розрахунок площі вікон другого поверху

Позначення вікна на плані	Фасад	Розміри, м		Кількість	Площа, м ²
		а	h		
ВК-16	Пн	1,90	2,06	1	3,91
ВК-15	Пн	0,76	2,06	3	4,71
ВК-13	Пд	2,11	2,50	1	5,28
ВК-11	Пд	1,14	2,50	1	2,85
ВК-10	Пд	1,68	2,50	1	4,20
ВК-9	Пд	0,92	1,75	1	1,61
ВК-6	З	2,66	1,75	1	4,66
ВК-7	З	1,52	2,31	1	3,51
ВК-8	З	2,62	1,75	1	4,59
ВК-12	Сх	4,94	2,82	1	13,93
ВК-14	Сх	1,03	2,50	1	2,58

3) Площу стін розраховую за формулою (3.6):

- для північного фасаду:

$$F_{\text{ст.Пн}} = 18,49(2,9 + 0,47) - (3,91 + 4,71) = 53,69 \text{ м}^2;$$

- для південного фасаду:

$$F_{\text{ст.Пд}} = 18,49(2,9 + 0,47) - (5,28 + 2,85 + 4,20 + 1,61) = 48,37 \text{ м}^2;$$

- для західного фасаду:

$$F_{\text{ст.З}} = 11,65(2,9 + 0,47) - (4,66 + 3,51 + 4,59) = 26,50 \text{ м}^2;$$

- для східного фасаду:

$$F_{\text{ст.Сх}} = 11,65(2,9 + 0,47) - (13,93 + 2,58) = 22,75 \text{ м}^2.$$

4) За допомогою програми AutoCAD визначаю площу перекриття, м²:

$$F_{\text{пер}} = 165,7 \text{ м}^2.$$

Визначення термічного опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних елементів

Для визначення термічного опору теплопередачі r_i , (м²·К)/Вт, використовую формулу [37]

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (3.7)$$

де $\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі з боку внутрішнього повітря, Вт/(м²·К);

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього повітря, Вт/(м²·К);

δ_i – товщина матеріалу конструктивного шару огороження, м;

λ_i – теплопровідність матеріалу огорожувального шару, Вт/(м·К).

Зовнішні стіни

Основні характеристики матеріалів зовнішніх стін представлені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Характеристика матеріалів, що використовуються для зовнішніх стін

Матеріал	Характеристика	
	δ_i , м	λ_i , Вт/(м · К)
Цементно-піщана штукатурка	0,015	1,000
Цегла керамічна на цементно-піщаному розчині	0,250	0,470
Мінеральна вата (35)	0,100	0,041
Мінеральна вата (15)	0,050	0,049

Отже:

$$r_{\text{ст}} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,015}{1,000} + \frac{0,250}{0,470} + \frac{0,100}{0,041} + \frac{0,050}{0,049} + \frac{1}{23} = 4,165 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Покрівля

Характеристика матеріалів для покрівлі у даному будинку наведена у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Характеристики матеріалів для утепленої покрівлі

Матеріал	Характеристика	
	$\delta_i, \text{м}$	$\lambda_i, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Цементно-стружкова плита	0,220	0,230
Екструзійний пінополістирол	0,250	0,031
Цементно-піщаний розчин	0,050	0,760

Тому

$$r_{\text{покр.}} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,220}{0,230} + \frac{0,250}{0,031} + \frac{0,050}{0,760} + \frac{1}{23} = 9,245 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Підлога першого поверху

Під час визначення втрат теплових потоків через підлогу першого поверху її площу слід розділити на чотири зони, розташовані паралельно зовнішнім стінам. Ширина першої, другої та третьої зон приймається по 2 м, тоді як до четвертої зони відноситься решта площі підлоги [37]. Даний поділ підлоги на зони показано на рис. 3.3.

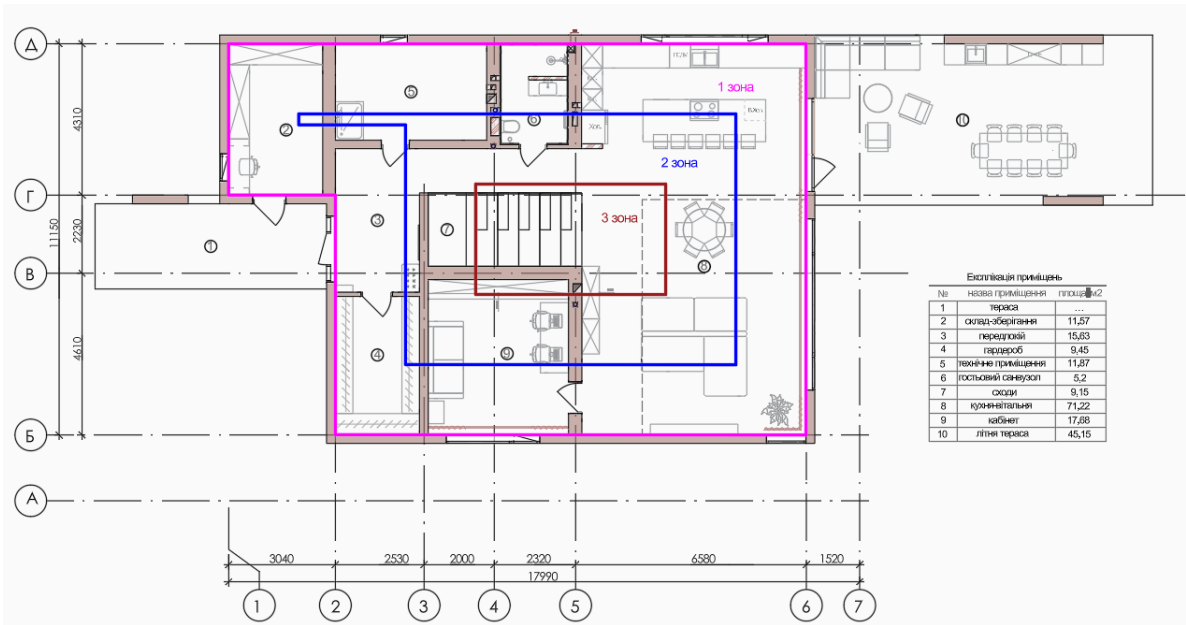


Рисунок 3.3 – Поділ на зони підлоги першого поверху

Для окремих зон неутепленої підлоги значення термічних опорів складають (згідно з довідковою літературою [35]):

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$;
- для четвертої зони - $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$.

Якщо теплопровідність хоча б одного з утеплювачів, які є в конструкції підлоги, буде $\lambda_{\text{ут.}} \leq 1,163 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$, то підлога вважається утепленою. Тоді термічний опір розраховується за формулою [37]

$$r_{yi} = r_{\text{ну}} + \sum \frac{\delta_{yi}}{\lambda_{yi}}, \quad (3.8)$$

де $r_{\text{ну}}$ – термічний опір для зони неутепленої підлоги, $(\text{м}^2\cdot\text{К)/Вт}$;

δ_{yi} – товщина шару утеплювача, м;

λ_{yi} – теплопровідність шару утеплювача, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Характеристики утеплювачів підлоги наведено у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Дані щодо утеплювачів підлоги першого поверху

Матеріал	Характеристика	
	δ_i , м	λ_i , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
Армована цементно-піщана стяжка	0,060	0,760
Екструзійний пінополістирол	0,050	0,031
Щебінь і пісок ущільнений	0,400	1,613

Оскільки є утеплювач, теплопровідність якого більша за 1,163, то це вказує на те, що підлога є утепленою. Розрахунки термічного опору здійснюють за формулою (3.8).

Для першої зони:

$$r_{y1} = 2,15 + \frac{0,060}{0,760} + \frac{0,050}{0,031} + \frac{0,400}{1,613} = 4,09 \frac{\text{м}^2\cdot\text{К}}{\text{Вт}}.$$

Для другої зони:

$$r_{y2} = 4,30 + \frac{0,060}{0,760} + \frac{0,050}{0,031} + \frac{0,400}{1,613} = 6,24 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Для 3-ої зони:

$$r_{y3} = 8,60 + \frac{0,060}{0,760} + \frac{0,050}{0,031} + \frac{0,400}{1,613} = 10,54 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

З огляду на те, що підлога знаходиться на ґрунті, втрати теплоти через неї розраховують за формулою [37]

$$Q_{\text{втр.п}} = \sum \frac{F_i}{r_{yi}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) n_i, \quad (3.9)$$

де F_i – площа зони підлоги, м^2 ;

r_{yi} – термічний опір для відповідної зони підлоги, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

$t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{р.о}}$ – розрахункова температура на опалення, $^{\circ}\text{C}$;

n_i – коефіцієнт коригування розрахункового температурного перепаду, який залежить від виду елемента огороження або його розташування.

Розрахунок площ зон підлоги виконують у програмному середовищі AutoCAD:

Для першої зони:

$$F_{\text{п.1}} = 94,45 \text{ м}^2;$$

Для другої зони:

$$F_{\text{п.2}} = 51,25 \text{ м}^2;$$

Для третьої зони:

$$F_{\text{п.3}} = 17,05 \text{ м}^2.$$

Визначення теплових втрат усіх зовнішніх огорожувальних конструкцій

Тепловтрати визначають за формулами (3.3) і (3.9).

Значення поправкового коефіцієнта до температурного перепаду приймають наступним:

- для вертикальних стін і вікон та покриттів без горищ $n_i = 1$;

Значення додаткових втрат теплоти у частках до основних $\Sigma \beta$ приймають для зовнішніх вертикальних стін і вікон, орієнтованих у напрямках, з яких у січні

спостерігається вітер зі швидкістю понад 4,5 м/с із повторюваністю не менше 15 %: 0,05 – при швидкості вітру до 5 м/с і 0,10 – при швидкості 5 м/с і більше [37]. У даному випадку для всіх конструкцій $\Sigma\beta$ дорівнює 0.

Для першого поверху тепловтрати дорівнюють:

$$Q_{\text{ст.Пн1}} = \frac{1}{4,17} 55,64 \cdot (22 - (-22))(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,59 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.Пд1}} = \frac{1}{4,17} 54,30 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,57 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.31}} = \frac{1}{4,17} 37,04 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,39 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.С1}} = \frac{1}{4,17} 24,05 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,25 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.Пн1}} = \frac{1}{1,20} 5,97 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,22 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.Пд1}} = \frac{1}{1,20} 7,81 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,29 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.31}} = \frac{1}{1,20} 1,13 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,04 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.С1}} = \frac{1}{1,20} 17,59 \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,64 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{підл.}} = \frac{94,45}{4,09} + \frac{51,25}{6,24} + \frac{17,05}{10,54} \cdot 44(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 1,45 \text{ кВт}.$$

Для другого (останнього) поверху тепловтрати дорівнюють:

$$Q_{\text{ст.Пн2}} = \frac{1}{4,17} 53,69 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,59 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.Пд2}} = \frac{1}{4,17} 48,37 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,53 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.32}} = \frac{1}{4,17} 26,5 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,29 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{ст.С2}} = \frac{1}{4,17} 22,75 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,25 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.Пн2}} = \frac{1}{1,2} 7,62 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,29 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.Пд2}} = \frac{1}{1,2} 13,94 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,53 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.32}} = \frac{1}{1,2} 12,76 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,48 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{вікн.С2}} = \frac{1}{1,2} 16,01 \cdot 45,5(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,61 \text{ кВт},$$

$$Q_{\text{покр.}} = \frac{1}{9,245} 165,7 \cdot 42,3(1 + 0) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,76 \text{ кВт}.$$

У таблиці 3.5 подано результати розрахунку втрат теплоти через зовнішні огороження будівлі.

Розрахунок втрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

Для визначення потоку теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщень через вікна, балконні двері тощо, використовую формулу [37]

$$Q_{\text{інф}i} = (m/3600) c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} F_{\text{п}} h (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

де m – кратність повітрообміну в приміщенні;

$c_{\text{п}}$ – питома масова теплоємність повітря, ($c_{\text{п}} = 1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$);

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м^3 , наближено беру $1,2 \text{ кг/м}^3$;

$F_{\text{п}}$ – площа підлоги житлових кімнат і кухонь відповідного поверху, м^2 ;

h – висота приміщення (від рівня підлоги до стелі), м.

Оскільки у проєкті передбачена система вентиляції з рекуперацією, то для житлових будівель кратність повітрообміну беру $m = 0,6 \text{ год}^{-1}$.

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{інф}}$, кВт, визначаються для кожного поверху з урахуванням необхідності забезпечення підігріву зовнішнього повітря в об'ємі повітрообміну за допомогою нагрівальних приладів.

Тому для першого поверху:

$$Q_{\text{інф}1} = (0,6/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 136,75 \cdot 3,3 \cdot 44 = 3,99 \text{ кВт}.$$

Для другого поверху:

$$Q_{\text{інф}2} = (0,6/3600) \cdot 1,005 \cdot 1,2 \cdot 118,6 \cdot 2,9 \cdot 44 = 2,78 \text{ кВт}.$$

Загальна кількість теплоти на нагрів інфільтраційного повітря дорівнює

$$Q_{\text{інф}} = Q_{\text{інф1}} + Q_{\text{інф2}} = 3,99 + 2,78 = 6,77 \text{ кВт.}$$

Табл. 3.5 – Результати розрахунків втрат потоків теплоти зовнішніми огороженнями будинку

Зовнішнє огородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, \text{°C}$	Термічний опір теплопередачі $r_i, (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$	Додаткові втрати теплоти $\Sigma \beta$	Втрати теплоти через огородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$
1	2	3	4	5	6	7
Перший поверх						
Зовнішня стіна	Пн	55,64	44	4,165	0	0,59
Вікна	Пн	5,97	44	1,2	0	0,22
Зовнішня стіна	Пд	54,30	44	4,165	0	0,57
Вікна	Пд	7,81	44	1,2	0	0,29
Зовнішня стіна	З	37,04	44	4,165	0	0,39
Вікна	З	1,13	44	1,2	0	0,04
Зовнішня стіна	С	24,05	44	4,165	0	0,25
Вікна	С	17,59	44	1,2	0	0,64
Підлога						1,45
Сумарні втрати теплоти для першого поверху						4,45
Останній поверх						
Зовнішня стіна	Пн	53,69	45,5	4,165	0	0,59
Вікна	Пн	7,62	45,5	1,2	0	0,29
Зовнішня стіна	Пд	48,37	45,5	4,165	0	0,53
Вікна	Пд	13,94	45,5	1,2	0	0,53
Зовнішня стіна	З	26,50	45,5	4,165	0	0,29
Вікна	З	12,76	45,5	1,2	0	0,48
Зовнішня стіна	С	22,75	45,5	4,165	0	0,25
Вікна	С	16,01	45,5	1,2	0	0,61
Перекриття	-	165,7	42,3	9,245	-	0,76
Сумарні втрати потоку теплоти для останнього поверху						4,32
Втрати на інфільтраційне повітря						6,77
Сумарні втрати потоку теплоти для всього будинку						15,54

Розрахунок загальних теплових втрат для всього будинку

Обчислення виконую за наведеною формулою (3.2):

$$Q_{\text{втр}} = (4,45 + 4,32) + 6,77 = 15,54 \text{ кВт}$$

Визначення теплових надходжень від людей

Теплота, що виділяється людьми, поділяється на «явну» - $Q_{\text{я}}$ та «приховану» - $Q_{\text{прих}}$. У такому разі, повний потік теплоти $Q_{\text{л}}$ визначається як сума цих складових, тобто [37]

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}} \quad (3.12)$$

Для практичного обчислення сумарного теплового потоку від людей, кВт, використовують формулу [37]

$$Q_{\text{л}} = (qn_{\text{ч}} + 0,85 qn_{\text{ж}} + 0,75qn_{\text{д}}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.13)$$

де q – кількість теплоти, що виділяється однією дорослою людиною, Вт/особу, яка варіюється залежно від температури в приміщенні та типу фізичної активності;

$n_{\text{ч}}$ – кількість чоловіків, присутніх у приміщенні;

$n_{\text{ж}}$ – кількість жінок, що знаходяться в приміщенні;

$n_{\text{д}}$ – кількість дітей, яка перебуватиме в приміщенні.

З [37] кількість теплової енергії, що виділяється одним дорослим чоловіком при виконанні легкої роботи та температурі повітря в приміщенні 22 °С, становить 147 Вт/особу.

Для даного будинку, в якому проживатимуть 1 чоловік, 1 жінка і 1 дитина, повний тепловий потік, що надходитиме від людей, становитиме:

$$Q_{\text{л}} = (147 \cdot 1 + 0,85 \cdot 147 \cdot 1 + 0,75 \cdot 147 \cdot 1) \cdot 10^{-3} = 0,382 \text{ кВт}.$$

Тепер знаходжу усю теплову потужність системи опалення для заданої будівлі за формулою (2.1):

$$Q_{\text{о}} = 15,54 + 0,382 = 15,92 \text{ кВт}$$

Розрахунок середніх та річних витрат теплоти на опалення

Для будь-якої будівлі середній тепловий потік на опалення визначаю за формулою [38]

$$Q_{\text{ср.о}} = Q_0 \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (3.14)$$

де Q_0 – розрахункова теплова потужність опалювальної системи, кВт;

$t_{\text{вн}}$ – температура повітря у приміщенні, °C;

$t_{\text{ср.о}}$ – середня температура для зовнішнього повітря в опалювальний період, °C;

$t_{\text{р.о}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря в опалювальний період, °C.

Тоді

$$Q_{\text{ср.о}} = 15,92 \frac{22 - (-0,1)}{22 - (-22)} = 8 \text{ кВт.}$$

Тепер визначаю річний потік теплоти на опалення, (кВт · год)/рік, за формулою [38]

$$Q_{\text{річ.о}} = Q_{\text{ср.о}} \cdot n_o \cdot 24, \quad (3.15)$$

де $Q_{\text{ср.о}}$ – середній тепловий потік на опалення, кВт;

n_o – тривалість опалювального сезону, діб.

$$Q_{\text{річ.о}} = 7,83 \cdot 176 \cdot 24 = 33792 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}.$$

3.3 Програма "InstalSystem - TECE" і порівняльний аналіз розрахунків

TECE – компанія, яка спеціалізується на виробництві інженерних мереж і сантехнічного обладнання. Програма «InstalSystem - TECE» є одним із їхніх продуктів, який вони пропонують своїм партнерам. На рис. 3.2 показано вигляд меню програми.

Система автоматизованого проектування «InstalSystem - TECE» складається з кількох взаємопов'язаних програм. Її компоненти Instal-Therm HCR та Instal-Heat&Energy зручні для використання.

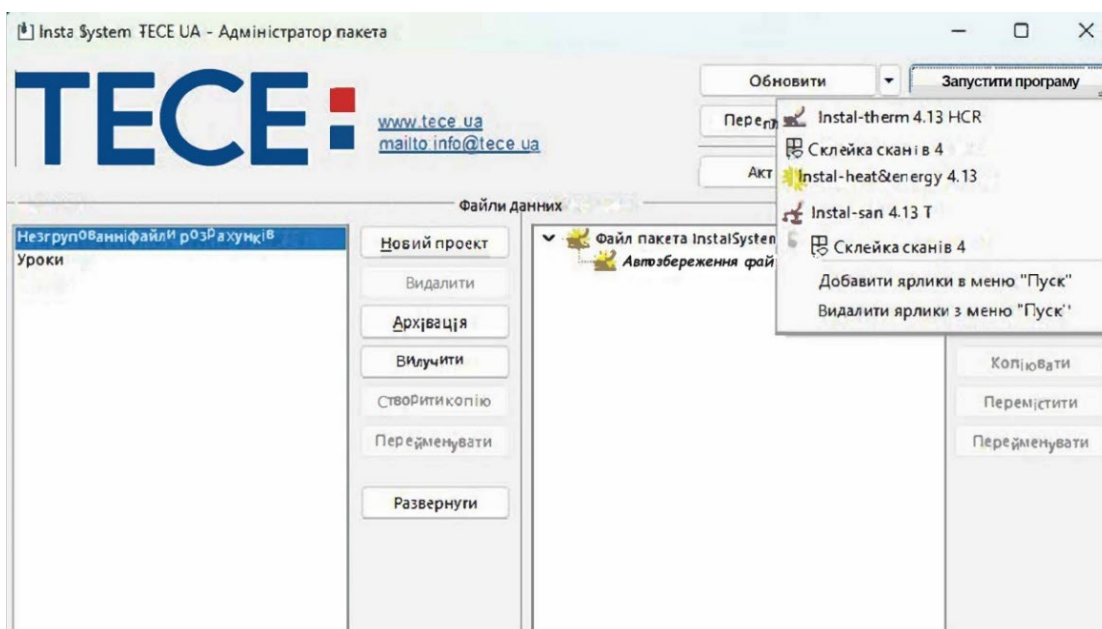


Рисунок 3.2 – Вигляд меню програми "InstalSystem - TECE"

У програмі Instal-Heat&Energy можна обчислити теплові втрати в приміщеннях. Вона також може оцінити тепло - та пароізоляцію, крім того – сезонне енергоспоживання житлових та громадських будівель. Для проектування систем опалення та холодопостачання необхідно використовувати Instal-Therm HCR на основі архітектурних креслень.

Результати розрахунку теплових втрат для цього житлового будинку протягом холодного періоду року наведено на рис. 3.3.

Таким чином, згідно з програмою, загальні тепловтрати будинку становлять 15,8 кВт, з яких 7,02 кВт використовуються для нагріву інфільтраційного повітря. Згідно з табл. 3.5, загальні тепловтрати будинку становлять 15,54 кВт, а втрати теплоти на нагрів інфільтраційного повітря становлять 6,7 кВт. Це означає, що розрахунки були виконані правильно, а похибка невелика (лише 1,67%) і прийнятна.

Результати, основний будинок:		
Загальний об'єм будівлі	926	м3
Об'єм опалювальних приміщень	846	м3
Об'єм неопалювальних приміщень	79,1	м3
Загальна площа приміщень	295	м2
Площа опалювальних приміщень	272	м2
Площа неопалювальних приміщень	23,4	м2
Площа зовнішніх огорожуючих конструкцій	814	м2
Середня температура приміщень, що опалюються	21,6	°C
Загальні теплові втрати будівлі	15799	Вт
Теплові втрати на нагрівання інфільтраційного повітря	7022	Вт
Теплові втрати внаслідок проникнення	10827	Вт
Необхідна кількість теплоти в опалювальний період	146528	МДж
Кратність повітрообміну	0,6	1/год
Тепловий показник будівлі - поверхневий	58,2	Вт/м2
Трансмісійний коефіцієнт теплопередачі будівлі (СП 23-101-2000)	0,289	Вт/(м2*К)
Кількість градусоднів опалювального періоду	3903	°C*дн
Інфільтраційний коефіцієнт теплопередачі (СП 23-101-2000)	0,192	Вт/(м2*К)

Рисунок 3.3 – Результати розрахунку за допомогою «InstalSystem – TECE»

3. 4 Розрахунок системи вентиляції для обраного об'єкта

Розрахунок повітрообміну у приміщеннях будинку

Повітрообмін характеризує об'єм або масу повітря, що має подаватися для підтримання необхідних параметрів мікроклімату в приміщенні. Згідно з нормативними вимогами [8], для вентиляційного повітря встановлюються мінімальні допустимі значення питомої витрати.

Повітрообмін у житлових будинках і кратність повітрообміну для різних типів приміщень наведені у [8]. Для вибору обладнання та перерізу вентиляційних каналів можна використовувати ці значення.

Витрати на видалення повітря з кухні та санвузлів наведені в таблиці додатку [39]. Прийнято, що необхідно 90 м³/год витяжного повітря з кухні на даний об'єкт. Потім розраховуємо витрати повітря для технічних приміщень і санвузлів залежно від кількості санітарних приладів і обладнання. Кратність повітрообміну

використовується для визначення припливного та витяжного повітря в житлові кімнати та кухню-вітальню і розраховується за формулою [39]

$$L = K \cdot V, \quad (3.16)$$

де K – нормативне значення кратності повітрообміну, год.⁻¹;

V – внутрішній об'єм приміщення, м³.

Перевіряється загальний об'єм припливного повітря. Витрати повітря в кімнатах збільшуються пропорційно, коли об'єм припливного повітря в будинку менший за об'єм витяжного повітря. Це робиться для підтримки повітряного балансу в будинку. Таблиця 3.6 містить уточнені значення, а малюнок 3.4 показує плани будинку.

Таблиця 3.6 – Розрахунок витрат повітря у приміщеннях будинку при механічній вентиляції

№ з/п	Назва приміщення	Площа, м ²	Об'єм, м ³	Приплив			Видалення
				кратність, 1/год	витрата повітря, м ³ /год		витрата повітря, м ³ /год
					розр.	уточн.	
1	2	3	4	5	6	7	8
1 поверх							
3	Передпокій	15,63	—	—	—	—	30
4	Гардероб	9,45	—	—	—	—	30
6	Гостьовий с/в	5,20	—	—	—	—	60
8	Кухня-вітальня	71,22	194,68	0,6	116,81	120	90
9	Кабінет	17,68	58,34	0,6	35,01	90	—
2 поверх							
12	Дитяча спальня	17,60	51,04	0,6	30,62	60	—
13	Спальня	18,58	53,882	0,6	32,33	90	—
14	Гардероб	10,05	—	—	—	—	60

Продовження табл. 3.6

1	2	3	4	5	6	7	8
15	Пральня	5,60	—	—	—	—	60
16	Санвузол	8,12	—	—	—	—	90
17	Гостьова спальня	19,14	55,506	0,6	33,30	60	—
Разом						420	420



Рисунок 3.4 – Плани з розподілом припливного і витяжного повітря для системи механічної вентиляції по приміщеннях 1-го і 2-го поверхів відповідно

3.5 Підбір основного і допоміжного обладнання для системи повітряного опалення і вентиляції

- *Повітряне опалення*

Для системи повітряного опалення обираю мульти-спліт систему кондиціонування, що працює і на обігрів приміщень (тепловий насос «повітря-повітря»). За розрахунком сумарні тепловтрати будинку становлять 15,54 кВт, тому на офіційному сайті виробника Cooper&Hunter із запропонованих варіантів обираю зовнішній блок мульти-спліт системи Cooper&Hunter Nordic Multi Light, модель CHML-U42RK5 (рис. 3.5). Дана система поєднується з 2-5 видами внутрішніх блоків різних типів, як і настінних, так і касетних чи каналних. Технічні характеристики зовнішнього блоку представлені у табл. 3.7.

Таблиця 3.7 – Технічні характеристики зовнішнього блоку CHML-U42RK5-NG [40]

Тип фреону (холодоагент)	R32
Споживана потужність, кВт	Холод: 3,59 (1,30-4,90) / Тепло: 3,55 (1,30-4,40)
Рівень шуму зовнішнього блоку Дб	54
Розміри, мм	1015x440x1103
Продуктивність охолодження, кВт	11.58 (3.50- 13.60)
Продуктивність обігріву, кВт	13.00 (4.48 - 14.00)
Повітряпродуктивність, м³/год	5500
Напруга, В/Гц/Ф	~ 220-240V/50Hz/3Ph
Енергоефективність у режимі охолодження (EER)	3,23 (A)
Енергоефективність в режимі нагрівання (COP)	3,66 (A)
Діапазон зовнішніх температур на обігрів	від -15°C до +27°C
Діапазон зовнішніх температур на охолодження	від -5°C до +48°C



Рисунок 3.5 – Мульти-спліт система Cooper&Hunter Nordic Multi Light і її варіан-
тивність

Тепер обираю внутрішні блоки для житлових приміщень: кабінету, вітальні, дитячої спальні, гостьової спальні і спальні господарів. За тепловтратами на кожне приміщення, що були пораховані за допомогою програми TECE (рис. 3.6), на офіційному сайті Cooper&Hunter підбираю настінні внутрішні блоки.

На першому поверсі буде знаходитись лише один внутрішній блок CH-S09FTXD у кабінеті. Вітальня у будинку має два поверхи (друге світло), тому блок для неї (CH-S18FTXD) знаходиться на 2-му поверсі. Також на 2-му поверсі у дитячій спальні розташований блок CH-S09FTXD і такі ж блоки обрані для інших спалень. Даний підбір зобразимо на планах поверхів (рис. 3.7)

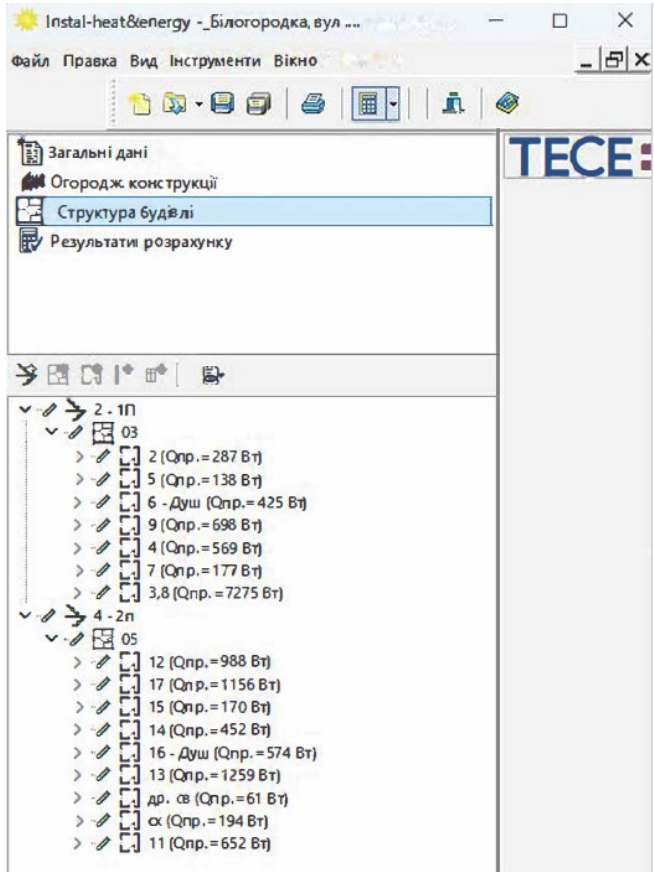
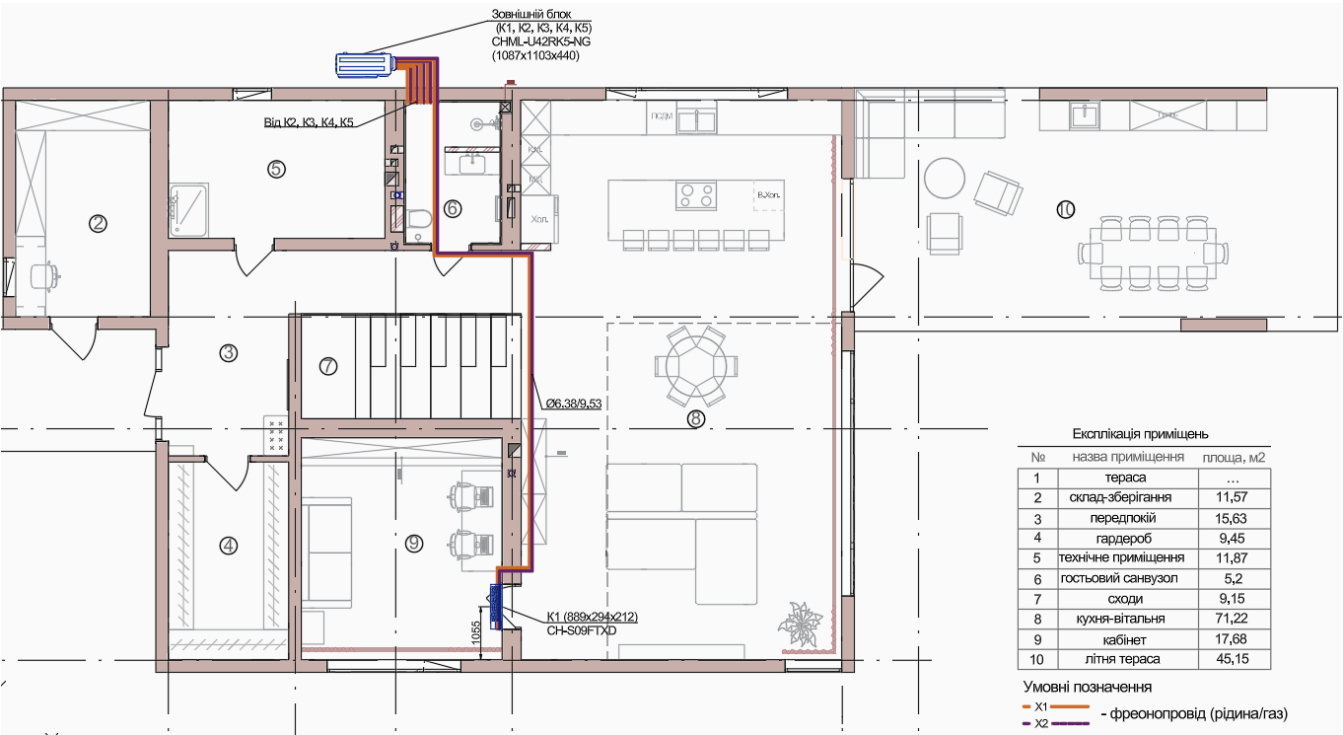
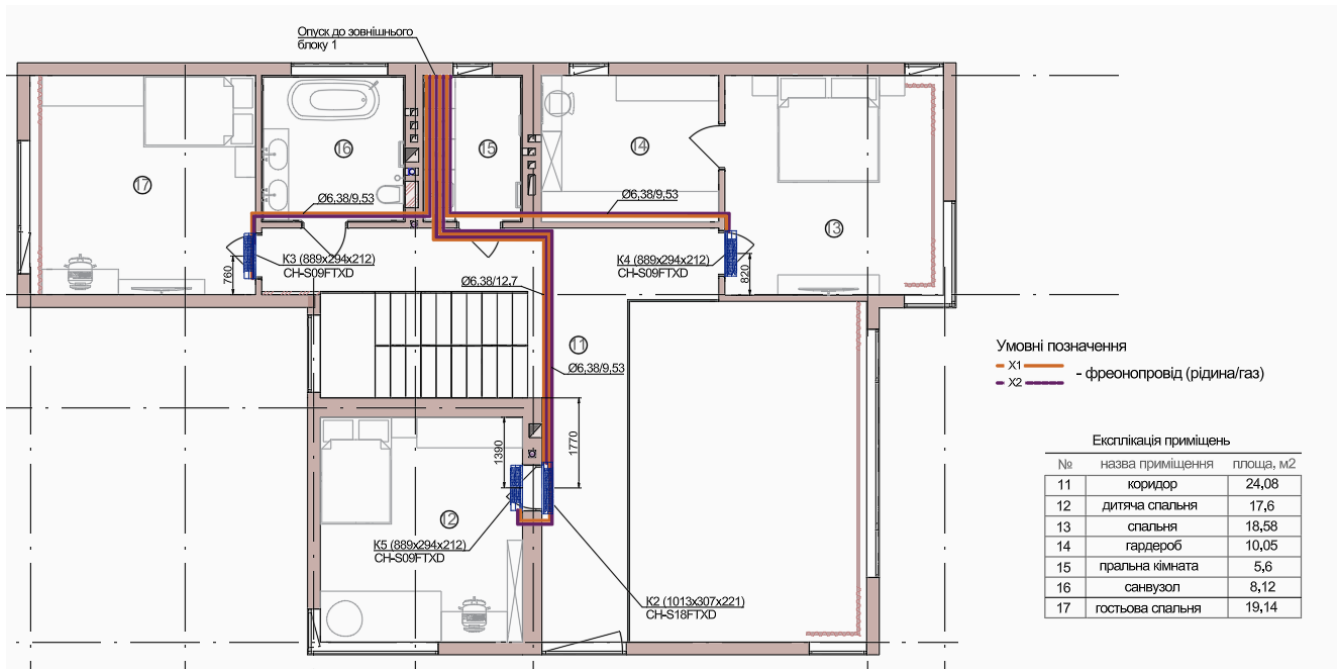


Рисунок 3.6 – Результати розрахунків тепловтрат по приміщеннях у програмі Instal-heat energy (TECE)





б)

Рисунок 3.7 – План системи повітряного опалення для а) - першого поверху, б) - другого поверху

- Вентиляція з рекуперацією тепла

Для системи вентиляції обираю за розрахованою витратою повітря (460 м³/год) припливно-витяжну установку з рекуперацією тепла також від бренду Cooper&Hunter, модель CH-HRV10KDC (рис.3.8). Технічні характеристики показані у табл. 3.7. Дана установка хоть і має максимальну продуктивність 1000 м³/год, але як показує діаграма ефективності (рис. 3.9), що якраз при нашій витраті повітря установка буде працювати найефективніше.

Таблиця 3.8 – Технічні характеристики ПВУ Cooper&Hunter CH-HRV10KDC

[41]

Модель	C&H CH-HRV10KDC
Площа приміщення	151 – 170 м ²
Споживча потужність	0,305 кВт
Напруга	220 В
Витрата повітря	1000 м ³ /г
Рівень шуму	35 дБ(А)
Габарити	1134x388x1322 мм
Вага	83 кг

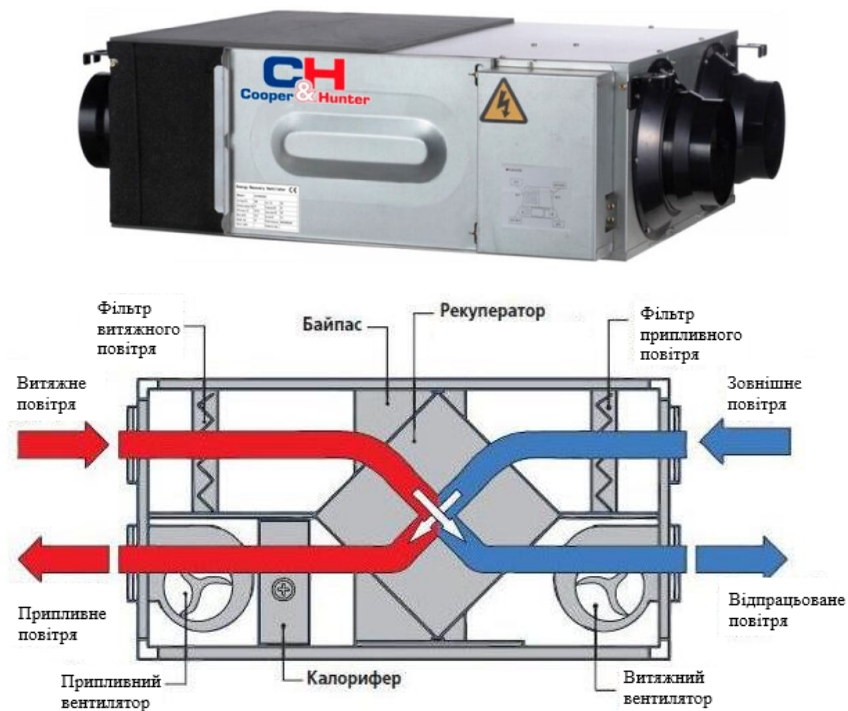


Рисунок 3.8 – Припливно-витяжна установка Cooper&Hunter CH-HRV10KD і принцип її роботи

Крім того необхідно підібрати лінійні дифузори для рівномірного розподілу припливного і витяжного повітря. Це виконую за допомогою калькулятора від компанії GSN, яка спеціалізується на обладнанні для вентиляції (рис. 3.10). Це дуже зручний і швидкий спосіб підбору необхідного розміру дифузора, адже одразу видно швидкість потоку повітря, втрати тиску, площу живого перерізу тощо. Плани системи вентиляції для даного будинку показані на рис. 3.11.

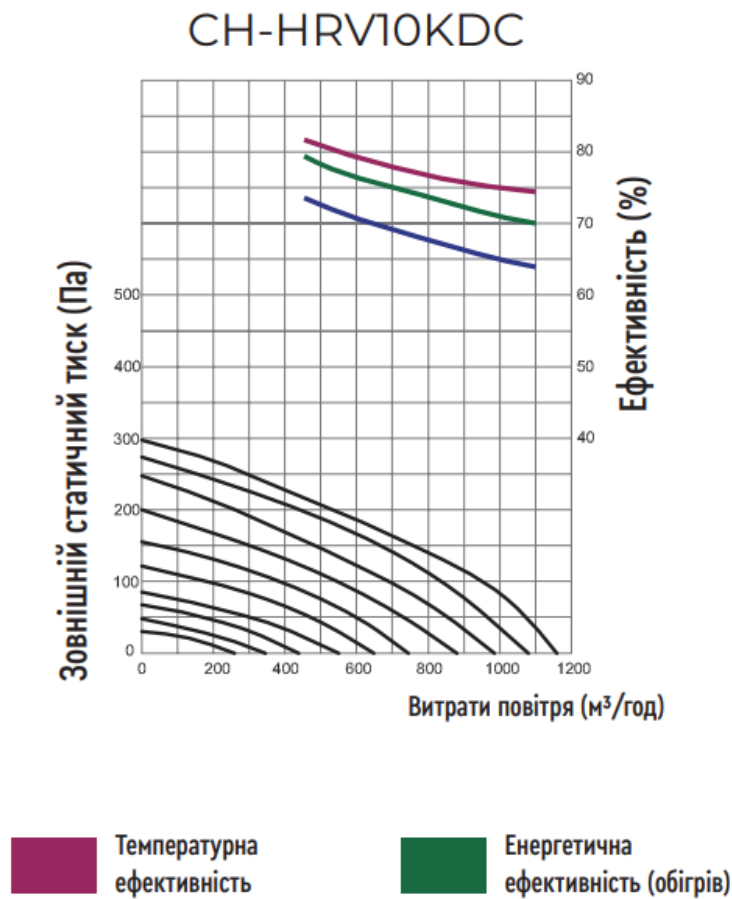


Рисунок 3.9 – Діаграма продуктивності ПВУ [41]

Головна Каталог Підбір решіток Контакти Сертифікати Доставка та оплата

GSN gsn100@ukr.net (095) 582-66-75 Пошук Завантажити прайс Форма замовлення

Головна / Підбір решіток

Тип решітки: LD-1 (h = 48)

Довжина (мм.): 600 Висота (мм.): 48

Колір по каталогу RAL Classic: 9016 Білий

Колір ламелей (RAL Classic): 9016 Білий

Спосіб кріплення: Монтажні пружини

732 грн.

ЗАМОВИТИ 1 шт.

Технічні характеристики:

Оберіть кут нахилу ламелей: 0

Вкажіть витрати повітря: 60 м³/год.

Живий перетин (F_{жс}): 0.00855 м²

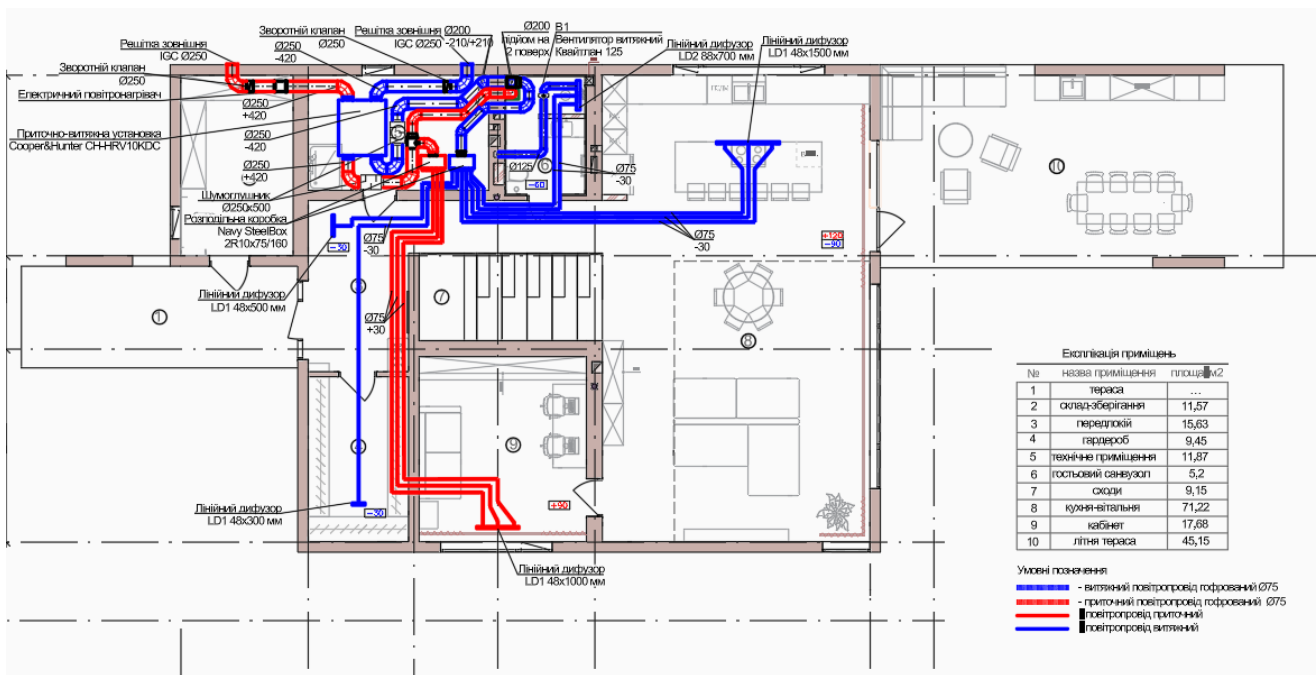
Швидкість: 1.94932 м/с

Втрата тиску: 4.05596 Па

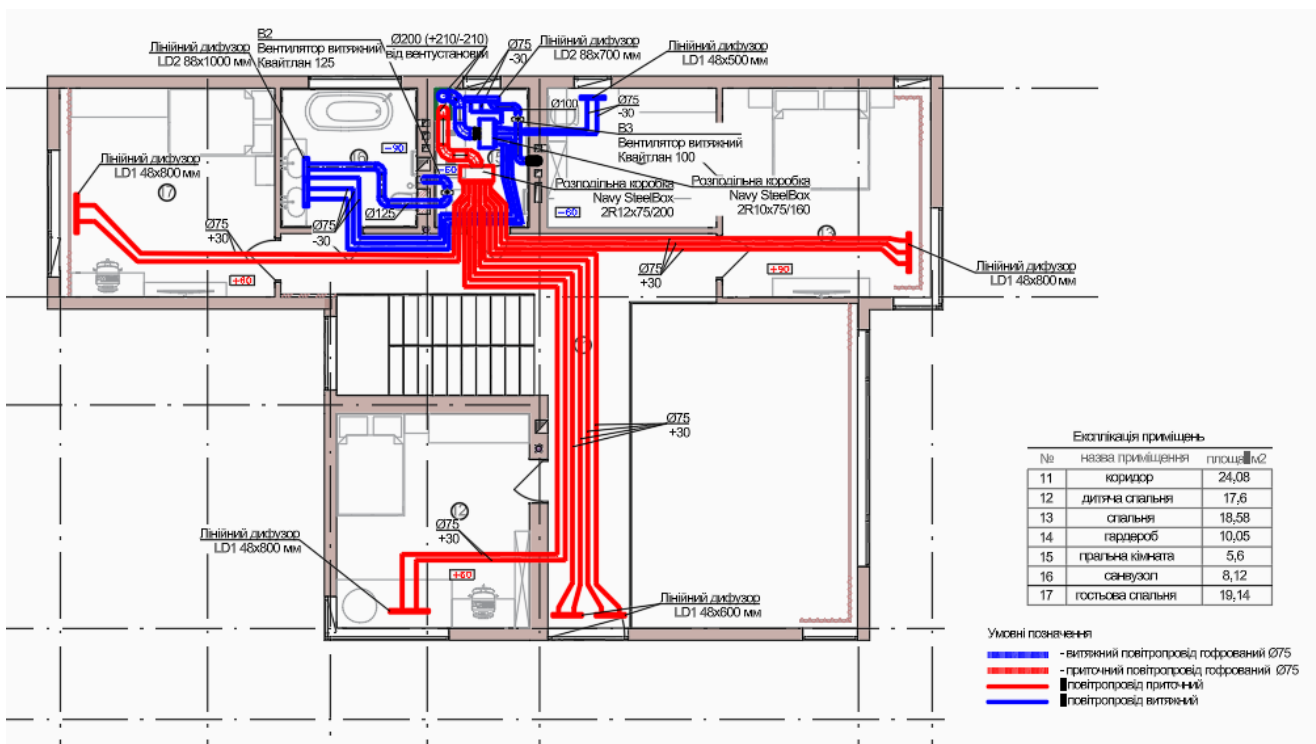
Рівень шуму: <20 Db

Жалюзі регулюються 48 10 20 2 15 23 68 33

Рисунок 3.10 – Підбір лінійних дифузорів



a)



6)

Рис. 3.11 – План системи вентиляції для а) 1-го поверху, б) 2-го поверху

3.6 Висновки до розділу 3

У даному розділі було виконано практичну реалізацію використання теплоти вентиляційного повітря у теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції приватного житлового будинку.

Досліджено основні геометричні та теплотехнічні характеристики об'єкта тепlopостачання. Згідно з отриманими даними було проведено розрахунок теплових втрат будівлі. Це дозволило визначити потрібну теплову потужність системи опалення.

З метою перевірки достовірності отриманих результатів використано програмний комплекс «InstalSystem – TЕСЕ», що дало можливість порівняти ручні та програмні розрахунки. Встановлено, що результати мають допустиме відхилення, що підтверджує коректність виконаних розрахунків.

Виконано розрахунок системи вентиляції, зокрема визначено необхідні витрати повітря для кожного приміщення з урахуванням нормативних вимог. Забезпечено повітряний баланс будівлі, при якому сумарна витрата припливного повітря відповідає витраті видаленого повітря.

На основі результатів було вибрано основне та додаткове обладнання, включаючи припливно-витяжну установку з рекуперацією теплоти та тепловий насос. Обрані технічні рішення зменшують тепловтрати на вентиляцію та ефективно використовують тепло витяжного повітря.

Таким чином, застосування теплонасосно-рекуператорної системи дозволяє підвищити енергоефективність будівлі, знизити витрати енергії на опалення та забезпечити нормативні параметри мікроклімату у приміщеннях.

4 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ З ПОВІТРЯНИМ ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ І ВРАХУВАННЯМ ПОДАЧІ ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ ПІСЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ

4.1 Тепловий розрахунок для технології повітряних теплових насосів

Для індивідуального опалення можуть бути корисними повітряні теплові насоси. Зокрема, пропонується встановити теплові насоси в приватних будинках, де електричні нагрівачі використовуються як джерело опалення [42]. Теплові насоси типу «повітря-повітря», також відомі як кондиціонери з функцією опалення, є ідеальним варіантом для опалення приміщень.

Вважається, що теплові насоси працюватимуть із заданою ефективністю протягом часу, коли температура навколишнього середовища становить 0°C. Крім того, протягом решти опалювального періоду поточні електричні нагрівачі забезпечуватимуть теплопостачання [42].

У такому випадку споживання електричної енергії за опалювальний період становитиме, кВт·год/рік [42]

$$W_{\text{ЕЛ}2} = \frac{W_{\text{ЕЛ}} \cdot k}{COP} + W_{\text{ЕЛ}} \cdot (1 - k), \quad (4.1)$$

де $W_{\text{ЕЛ}}$ – поточне споживання електричної енергії, кВт·год/рік;

k – співвідношення тривалості періоду з температурою вище 0 °C до всього опалювального періоду;

COP – коефіцієнт корисної дії теплового насоса.

Тепер, економія споживання електричної енергії буде дорівнювати, кВт·год/рік [42]

$$E_{\text{ЕЛ}} = W_{\text{ЕЛ}} - W_{\text{ЕЛ}2} \quad (4.2)$$

Розглянемо випадок коли в нашому приватному будинку в Київській області на потреби опалення використовуються електричні нагрівачі. Витрати електричної енергії на опалення дорівнює 33792 кВт·год. Тариф на електричну енергію на 2026

рік становить 4,32 грн/кВт·год. Потужність системи опалення будівлі складає 15,54 кВт. Ідеєю для зменшення споживання електричної енергії є встановлення теплового насоса «повітря-повітря». Пропонований кондиціонер має коефіцієнт перетворення (коефіцієнт корисної дії) 3,66. [42]

Необхідно зауважити, що тривалість опалювального періоду для Київської області становить 4 224 год, з яких 1 604 год – час, при якому середня температура повітря не досягає значень нижче 0°C.

Передбачається, що за умови зовнішньої температури 0 °C теплові насоси функціонуватимуть із заданим рівнем ефективності. В іншу частину опалювального періоду покриття теплового навантаження здійснюватиметься за допомогою наявних електричних нагрівальних приладів.

За таких умов витрати електроенергії за опалювальний сезон за формулою (4.1) складатимуть

$$W_{\text{ел2}} = \frac{33792 \cdot 1604}{3,66 \cdot 4224} + 33792 \cdot \left(1 - \frac{1604}{4224}\right) = 24466 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

Таким чином, зменшення споживання електроенергії складатиме

$$E_{\text{ел}} = 33792 - 24466 = 9326 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

Встановлення теплових насосів забезпечить економію коштів у розмірі

$$E = E_{\text{ел}} \cdot T_{\text{ел}}, \quad (4.3)$$

де $T_{\text{ел}}$ - тариф на електричну енергію, грн/кВт·год.

$$E = 9326 \cdot 4,32 = 40288,3 \text{ грн/рік}$$

4.2 Оцінка фінансово-економічного ефекту проєкту

Фінансовий ефект проєкту залежить від того, наскільки він ефективний і рентабельний. Таким чином, ефективність проєкту оцінюється за допомогою системи показників, наведених у табл. 4.1, які відображають співвідношення отриманих вигід і понесених витрат.

Таблиця 4.1 – Порівняльна характеристика показників ефективності проєкту [42]

Показник	Опис показника	Економічна інтерпретація
Простий термін окупності (PP)	Період часу, необхідний для повернення початкових інвестицій за рахунок отриманих вигід від реалізації проєкту	Чим менше значення PP, тим швидше окуповуються вкладення та тим привабливішим є проєкт з економічної точки зору
Чиста приведена вартість (NPV)	Показник чистого доходу від інвестиційного проєкту, розрахований з урахуванням зміни вартості грошей у часі	Якщо $NPV > 0$ — проєкт є економічно доцільним, оскільки очікувані вигоди перевищують інвестиційні витрати. Якщо $NPV < 0$ — проєкт є збитковим і не забезпечує повернення вкладених коштів
Внутрішня норма рентабельності (IRR)	Максимально допустимий рівень витрат або ставка дисконту, за якої проєкт залишається беззбитковим (тобто $NPV = 0$)	Чим вищим є значення IRR, тим більш прибутковим вважається проєкт і тим привабливішим він є для інвестування
Дисконтований термін окупності (DPP)	Період часу, необхідний для компенсації початкових інвестицій за рахунок дисконтованих грошових потоків від реалізації проєкту	Менше значення DPP свідчить про швидшу окупність проєкту. Якщо DPP перевищує запланований період реалізації, проєкт вважається економічно недоцільним

4.2.1 Чиста річна економія S_n

Чиста річна економія складається з суми економії витрат на паливно-енергетичні ресурси та змін витрат на технічне обслуговування, операційну діяльність та інші платежі, які виникають у результаті реалізації інвестиційного проєкту, за вирахуванням витрат, пов'язаних із фінансуванням проєкту.

Чиста економія проєкту знаходиться як [42]

$$S_n = \sum_{i=1} [\Delta B_{n,i} \cdot EP_{n,i}] \pm \Delta C_n^m \pm \Delta C_n^o \pm \Delta C_n^{ad} - C_n^f, \quad (4.4)$$

де $\Delta B_{n,i}$ — величина заощадження i -го паливно-енергетичного ресурсу в натуральних одиницях у n -му році з моменту впровадження проєкту;

$EP_{n,i}$ — тариф на i -й паливно-енергетичний ресурс у році n ;

$\pm\Delta C_n^m$ – зміна витрат на сервісне обслуговування у n -му році, включаючи витрати на перевірку, очищення, регулювання, профілактичний ремонт і витратні матеріали;

$\pm\Delta C_n^o$ – приріст або скорочення витрат на операційну діяльність у році n ;

$\pm\Delta C_n^{ad}$ – зміна фінансових витрат на страхування, постійні платежі та податки (зокрема екологічні) протягом року n ;

C_n^f – витрати, пов'язані з обслуговуванням запозичень, включно з відсотками та іншими платежами без урахування погашення основної суми, у межах фінансування проєкту в році n .

Для змін витрат $\pm\Delta C_n^x$ знак «+» означає приріст відповідних витрат, а знак «-» — їх скорочення в результаті реалізації проєкту.

4.2.2 Простий термін окупності (PP)

Одним із найбільш простих показників оцінки проєкту є простий термін окупності. За цей період часу економія, створена проєктом, досягне інвестиційних витрат. Пропозиція є більш привабливою, коли термін повернення коштів коротший.

Простий термін окупності обчислюється як [42]:

$$PP = I / S_n, \quad (4.5)$$

де I – капітальні інвестиції проєкту;

S_n – чиста річна економія проєкту.

Однак розрахунок виконується на основі статичних даних і не враховує зміни вартості грошей у часі або динаміку змін тарифів і цін. Недоцільно приймати рішення лише на основі цього показника. Але на початку процесу аналізу цей показник все ще можна використовувати.

4.2.3 Дисконтування майбутніх грошових потоків

Ефективність проєктів оцінюється за допомогою порівняння грошових потоків, отриманих від їх реалізації, з обсягом капітальних інвестицій. Якщо проєкт

повертає інвестиції та приносить достатню прибутковість, він вважається ефективним.

Фінансово-економічний аналіз базується на ідеї часової вартості грошей, яка передбачає приведення майбутніх грошових потоків до їх поточної вартості за допомогою методу дисконтування, оскільки вартість грошей змінюється з часом. Ставка дисконту визначається залежно від особливостей проєкту та вимог інвесторів.

Тому при розрахунку грошових потоків важливо враховувати [42]:

- горизонт планування проєкту (термін служби об'єкта);
- рівень інфляції;
- реальну ставку дисконтування;
- ціни та тарифи: рівень інфляції може впливати на ціни на енергію, оплату праці, товари, технічне обслуговування та інші витрати. Таким чином, якщо це необхідно, розрахунки можуть включати ступінь зростання тарифів і цін у відсотках.

Реальна ставка дисконтування визначається як [42]

$$R_r = \frac{R_b - R_i}{1 + R_i}, \quad (4.6)$$

де R_b – облікова ставка Національного банку України, що використовується як номінальна ставка дисконтування на період розроблення схеми теплопостачання;

R_i – рівень інфляції, що зафіксований у році розроблення схеми теплопостачання.

Чистий приведений дохід (NPV), внутрішня норма рентабельності (IRR), простий і дисконтований період окупності капітальних витрат і інші відомі економічні показники використовуються для оцінки фінансово-економічної ефективності.

4.2.4 Чиста приведена вартість (NPV)

Чиста приведена вартість визначається як сума майбутніх грошових потоків інвестиційного проєкту (чистих річних економій за вирахуванням капітальних інвестицій) за весь період планування, приведених до моменту розроблення схеми теплопостачання шляхом дисконтування.

Щоб її обчислити потрібно [42]:

$$NPV = \sum_{n=1}^{\tau} \left[\frac{S_n - I_n}{(1+Rr)^n} \right] - l_0, \quad (4.7)$$

де l_0 – інвестиційні витрати проєкту у стартовому році (0);

τ – горизонт планування проєкту;

I_n – обсяг капітальних інвестицій у реалізацію проєкту та/або відновлення матеріальних активів, що належать до проєкту, у році n .

Чиста приведена вартість для схеми теплопостачання визначається як сукупність чистих приведених вартостей інвестиційних проєктів, що входять до відповідного сценарію схеми теплопостачання.

4.2.5 Внутрішня норма рентабельності (IRR)

Ставка дисконтування, при якій чиста приведена вартість інвестиційного проєкту на всьому горизонті планування дорівнює нулю ($NPV = 0$), є внутрішньою нормою рентабельності. Вона визначається як [42]

$$IRR = r_1 + \frac{NPV(r_1)}{NPV(r_1) - NPV(r_2)} \cdot (r_2 - r_1), \quad (4.8)$$

де r_1 – величина ставки дисконтування, при якій $NPV < 0$;

r_2 – величина ставки дисконтування, при якій $NPV > 0$.

IRR визнається методом ітерацій, коефіцієнтом ануїтету або комп'ютерною програмою. За допомогою цього показника можна порівнювати проєкти різного масштабу та тривалості.

4.2.6 Дисконтований термін окупності (DPP)

Дисконтований термін окупності — це період (у роках), протягом якого накопичений дисконтований грошовий потік інвестиційного проєкту (чисті річні економії за мінусом капітальних інвестицій) досягає нульового значення.

Дисконтований термін окупності обчислюється за формулою [42]

$$DPP = n \text{ при якому } \sum_1^n \frac{S_{n_\tau}}{(1 + Rr)^\tau} > I_0, \quad (4.9)$$

де n – кількість років;

Sn_t – чиста річна економія у відповідному періоді t ;

I_0 – капітальні вкладення у проєкт у нульовому році.

Метод ітерацій, графічний метод, коефіцієнт ануїтету або комп'ютерна програма використовуються для визначення терміну окупності, який розглядається. Метод лінійної інтерполяції використовується для визначення загального грошового потоку проєкту протягом року з від'ємним значенням грошового потоку та наступного року з додатнім значенням грошового потоку, щоб визначити дробову частину значення дисконтованого терміну окупності.

4.3 Розрахунок економічної частини системи з повітряним тепловим насосом

Перш за все, заповнюємо вихідні дані (макроекономічні показники) у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Макроекономічні показники проєкту

Макроекономічні показники:	Одиниці виміру	Значення
Горизонт планування проєкту	років	20,00
Курс валют	євро/грн	51,20
Облікова ставка НБУ	%	15,00%
Індекс інфляції	%	7,00%
Реальна ставка дисконтування	%	7,48%

Тариф на електроенергію - 4320 грн/МВт·год.

Після цього необхідно врахувати інвестиції для проєкту, розрахувавши за допомогою табл. 4.3. Результати наведені у табл. 4.4.

Врахувавши, що річна економія паливно-енергетичних ресурсів за формулою 4.3 дорівнює 40288,3 грн/рік і витрати на технічне обслуговування (2% від вартості обладнання) – 3200 грн, то результати чистої річної економії протягом 20 років наведені у табл. 4.5.

Таблиця 4.3 – Витрати на організацію різних типів робіт [42]

Основне та додаткове обладнання	Згідно з діючими цінами залежно від характеристик і номенклатури обладнання
Будівельно-монтажні роботи	15% від вартості обладнання
Пусконаладжувальні роботи	10% від вартості обладнання
Проектні роботи	10% від загальних витрат
Супровід проєкту. Утримання служби замовника	до 2-5% від загальних витрат
Здійснення технічного нагляду	до 1,5% від загальних витрат
Послуги інженера-консультанта	до 3% від загальних витрат
Інші витрати	5-10% від загальних витрат
Непередбачувані витрати	5-10% від загальних витрат

Таблиця 4.4 – Результати розрахунків інвестицій у проєкт

Інвестиції (І)	Одиниці виміру	Загалом	Рік 0
Проектування	грн	18 400	18 400
Вартість обладнання, систем та компонентів	грн	160 000	160 000
Будівельно-монтажні та пусконаладжувальні роботи	грн	24 000	24 000
Технічний нагляд та введення в експлуатацію	грн	9 200	9 200
Інші витрати	грн	18 400	18 400
Непередбачувані витрати	грн	18 400	18 400
Загалом	грн	248 400	248 400

Таблиця 4.5 – Результати чистої річної економії за 20 років

Чиста річна економія	Одиниці виміру	Загалом	Роки (0)	Роки (1-20)
Річна економія паливно-енергетичних ресурсів	грн	805 766	0	40 288
Річна економія експлуатаційних витрат	грн	-64 000	0	-3 200
Загалом чиста річна економія	грн	741 766	0	37 088

Тепер за допомогою програми Excel розрахуємо грошовий потік за 20 років проєкту. Результати наведені у табл. 4.6 і на рис. 4.1. А результати розрахунку основних економічних показників ефективності наведений у табл. 4.7

Таблиця 4.6 – Результати розрахунку грошового потоку проєкту на 20 років

Грошовий потік	Одиниці виміру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Інвестиції	грн	-248 400	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Чиста річна економія	грн	0	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088
Простий грошовий потік	грн	-248 400	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088
Акумуляований простий грошовий потік	грн	-248 400	-211 312	-174 223	-137 135	-100 047	-62 958	-25 870	11 218	48 307	85 395	122 483
Коефіцієнт дисконтування	-	1,00	0,93	0,87	0,81	0,75	0,70	0,65	0,60	0,56	0,52	0,49
Дисконтований грошовий потік	грн	-248 400	34 508	32 108	29 874	27 796	25 862	24 063	22 389	20 832	19 383	18 034
Акумуляований дисконтований грошовий потік	грн	-248 400	-213 892	-181 784	-151 910	-124 114	-98 252	-74 189	-51 799	-30 968	-11 585	6 449
			11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Інвестиції	грн	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Чиста річна економія	грн	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088
Простий грошовий потік	грн	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088	37 088
Акумуляований простий грошовий потік	грн	159 572	196 660	233 748	270 836	307 925	345 013	382 101	419 190	456 278	493 366	159 572
Коефіцієнт дисконтування	-	0,45	0,42	0,39	0,36	0,34	0,32	0,29	0,27	0,25	0,24	0,45
Дисконтований грошовий потік	грн	16 780	15 612	14 526	13 516	12 576	11 701	10 887	10 129	9 425	8 769	16 780
Акумуляований дисконтований грошовий потік	грн	23 229	38 841	53 367	66 883	79 459	91 159	102 046	112 175	121 600	130 369	23 229

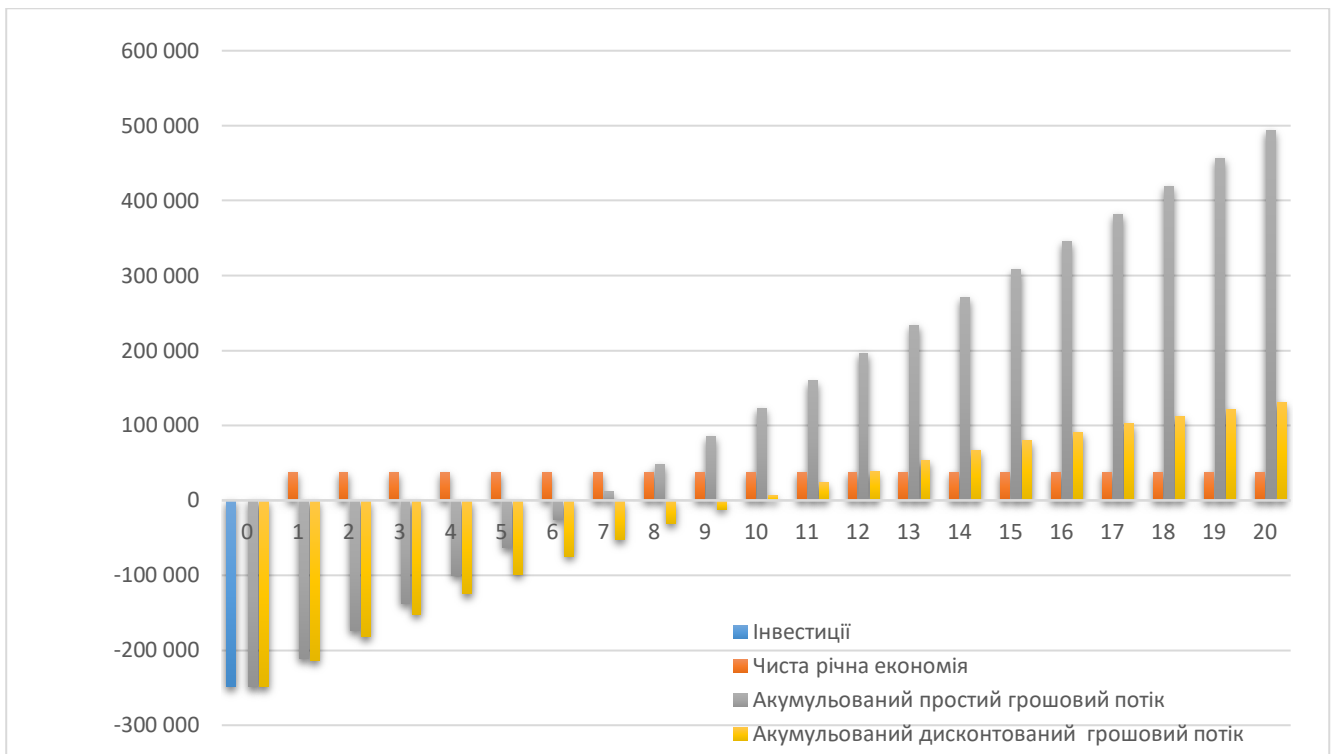


Рисунок 4.1 – Діаграма грошового потоку проекту

Таблиця 4.7 – Результати розрахунку показників економічної ефективності

Показники економічної ефективності	Одиниці виміру	Показник
Простий термін окупності (PP)*	років	6,7
Чиста приведена вартість (NPV)	грн	121 300
Внутрішня норма рентабельності (IRR)	%	14%
Дисконтований термін окупності (DPP)*	років	9,6

Отже, для заданих вихідних умов проєкт може вважатися економічно доцільним.

4.4 Розрахунок економічної частини системи з повітряним тепловим насосом і врахуванням рекуперації

Розглянемо варіант, коли у зовнішній блок теплового насосу поступає витяжне повітря після охолодження в рекуператорі ПВУ.

Оскільки повітропродуктивність обраного зовнішнього блоку (CHML-U42RK5-NG) складає 5500 м³/год, а припливно-витяжної установки максимально – 1000 м³/год, то розуміємо, що у зовнішній блок поступатиме суміш повітря, що складатиметься із зовнішнього повітря і повітря після рекуператора (в пропорції 1/5,5 відповідно).

Отже, вихідними даними є:

- температура зовнішнього повітря $t_0 = 0^\circ\text{C}$;
- температура в приміщенні $t_1 = 22^\circ\text{C}$;
- ККД рекуператора $\eta = 0,75$;
- Частка витяжного повітря $x = 0,18$;
- базовий $\text{COP} = 3,66$ для ТН.

Потрібно розрахувати температуру витяжного охолодженого повітря після рекуператора за формулою (2.3). Підставляємо:

$$t_{\text{ox}} = 22 - 0,75(22-0) = 5,5^\circ\text{C}.$$

Температура суміші для зовнішнього блоку (82% вулиця + 18% витяжне):

$$t_{\text{mix}} = 0,82 \cdot 0 + 0,18 \cdot 5,5 = 1^\circ\text{C}.$$

Тепер порахуємо зміну COP . Для цього потрібна температура конденсації холодоагенту в тепловому насосі. Температура конденсації холодоагенту R32 у повітряних теплових насосах зазвичай знаходиться в діапазоні 30–50°C, при цьому типові значення становить близько 40°C [43]. Саме ця температура є T_{hot} для розрахунку зміни температури з наслідку ідеального циклу Карно [44].

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{hot}}}{T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}}, \quad (4.10)$$

де T_{cold} – температура повітря, що подається до зовнішнього блоку ТН.

Реальний COP для теплового насосу можна записати так:

$$\text{COP}_{\text{real}} = \eta_{\text{sys}} \cdot \text{COP}_{\text{Carnot}}, \quad (4.11)$$

де η_{sys} — ККД всієї системи (0,4–0,6).

Коли ми беремо відношення COP :

$$\frac{\text{COP}_{\text{real2}}}{\text{COP}_{\text{real1}}} = \frac{\eta_{\text{sys}} \cdot \text{COP}_{\text{Carnot2}}}{\eta_{\text{sys}} \cdot \text{COP}_{\text{Carnot1}}},$$

то η_{sys} скорочується і виходить, що

$$\frac{COP_{real2}}{COP_{real1}} = \frac{T_{hot} - T_0}{T_{hot} - T_{mix}} \quad (4.12)$$

$$\frac{COP_{real2}}{COP_{real1}} = \frac{313,15 - 273,15}{313,15 - 274,15} = 1,03,$$

тобто новий $COP_{real2} = 3,66 \cdot 1,03 = 3,77$. Приріст $\approx +3,1\%$. Тепер перевіримо як це впливає на економічну ефективність такого впровадження. Результати теплового розрахунку показано у табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Результати теплового розрахунку для системи з повітряним ТН і рекуперацією

$W_{EЛ2}$	24 336,8	- річне споживання електричної енергії на потреби опалення з використанням теплових насосів, кВт·год/рік;
$E_{EЛ}$	9 455,2	- економія енергії, кВт·год/рік;
E	40 846,3	– економія коштів після встановлення теплового насоса, грн/рік;

На рис. 4.2 показаний грошовий потік для такого варіанту схеми, а у табл. 4.9 наведені дані розрахунку економічної ефективності.

Таблиця 4.9 – Показники економічної ефективності для схеми з підмішуванням повітря після рекуперації

Показники економічної ефективності	Одиниці виміру	Показник
Простий термін окупності (PP)	років	6,6
Чиста приведена вартість (NPV)	грн	143 212
Внутрішня норма рентабельності (IRR)	%	14%
Дисконтований термін окупності (DPP)	років	9,1

Якщо зрівняти результати двох варіантів, то помітно, що дисконтований термін окупності відрізняється майже у пів року, а чиста приведена вартість більша близько на 20000 грн. Можливо це не великий результат, але якщо звернути увагу

на те, що ми підмішуємо лише 18% від усього потоку повітря, то таке рішення можна вважати доцільним.

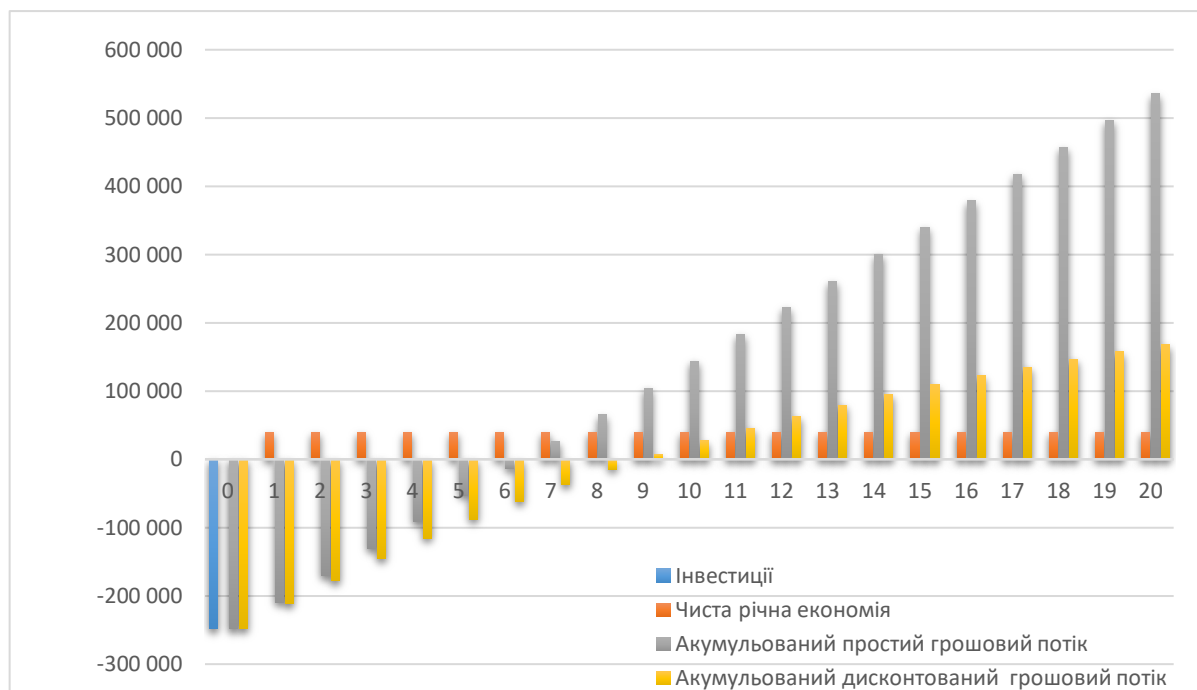


Рисунок 4.2 – Зображення грошового потоку при схемі з підмішуванням повітря після рекуперації

Спробуємо розрахувати варіант коли повітропродуктивність зовнішнього блоку така ж як і ПВУ з рекуперацією повітря, тобто все охолоджене повітря після рекуператора спрямовується на зовнішній блок ТН. Тоді:

$$t_{\text{ox}} = t_{\text{mix}} = 22 - 0,75(22-0) = 5,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\frac{COP_{(real2)100}}{COP_{real1}} = \frac{313,15 - 273,15}{313,15 - 278,65} = 1,16,$$

тобто новий $COP_{(real2)100} = 3,66 \cdot 1,16 = 4,25$. Приріст $\approx +17,5\%$. Знайдемо показники економічної ефективності для цього випадку (табл. 4.10).

Як бачимо, показники стали ще кращими. Це означає, що є доцільність застосування рекуперації для підвищення енергоефективності теплових насосів, особливо в умовах низьких зовнішніх температур.

Таблиця 4.10 – Показники економічної ефективності для схеми з подаванням повітря після рекуперації на зовнішній блок ТН

Показники економічної ефективності	Одиниці виміру	Показник
Простий термін окупності (PP)*	років	6,3
Чиста приведена вартість (NPV)	грн	156 584
Внутрішня норма рентабельності (IRR)	%	15%
Дисконтований термін окупності (DPP)*	років	8,7

4.5 Висновки до розділу 4

У даному розділі виконано тепловий розрахунок системи опалення на базі теплового насоса і теплового насоса з врахуванням рекуперації повітря. Також показаний грошовий потік проєкту, його економічна ефективність.

Розрахунки показали, що температурний режим значно впливає на ефективність роботи теплового насоса. Зокрема, це стосується температури зовнішнього повітря. У процесі підмішування частини витяжного повітря після рекуператора до повітря, що надходить у зовнішній блок, температура джерела тепла підвищується, а температурний перепад у циклі зменшується. Це призводить до збільшення коефіцієнта перетворення, але вплив при частці підмішування від 15% до 20% є незначним і становить лише кілька відсотків.

З фінансової точки зору впровадження цього технічного рішення призведе до зменшення споживання електричної енергії тепловим насосом за рахунок підвищення COP. Це зменшує витрати на експлуатацію протягом опалювального періоду та має позитивний економічний ефект.

Отже, результати розрахунків підтверджують технічну та економічну доцільність запропонованого рішення, а також показують, наскільки перспективним є використання рекуперації як додаткового методу підвищення ефективності теплових насосів.

ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації було проаналізовано питання підвищення енергоефективності систем повітряного опалення та вентиляції на основі використання теплоти вентиляційного повітря. У роботі розглянуто сучасні технічні рішення, обґрунтовано використання теплового насоса «повітря-повітря» у поєднанні з пластинчастим рекуператором і досліджено, як вони працюють разом у системах забезпечення мікроклімату будівель.

Встановлено, що пластинчастий рекуператор забезпечує ефективне повернення теплоти без змішування повітряних потоків, що робить його використання доцільним. Крім того, він працює як перший етап до зниження теплових втрат. У поєднанні з тепловим насосом це дозволяє використовувати витяжне повітря двоступенево, що підвищує загальну ефективність системи та зменшує витрати на електроенергію.

У роботі показано, що параметри рекуператора, зокрема коефіцієнт рекуперації, впливають як на енергетичні показники, так і на розміри та масу обладнання, що у свою чергу, суттєво регулює ефективність системи загалом. Тому вибір оптимальних значень є вагомим для забезпечення балансу між ефективністю та конструктивною складністю.

Практичними елементами роботи були: розрахунок теплових втрат будівлі, визначення необхідного повітрообміну, підбір обладнання та використання програмного моделювання для перевірки результатів. Отримані результати підтвердили правильність інженерних розрахунків і можливість застосування запропонованої системи в реальних умовах житлового будинку.

Додатково було проведено тепловий і економічний розрахунок роботи системи. Він показав, що використання рекуперації та підмішування витяжного повітря зменшує витрати на електроенергію під час опалювального періоду та підвищує коефіцієнт перетворення теплового насоса. Це також підтверджує доцільність впровадження запропонованого технічного рішення та забезпечує економічний ефект.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. International Energy Agency. Heat Pumps. URL: <https://www.iea.org/reports/heat-pumps>
2. International Energy Agency. The Future of Heat Pumps. Paris: IEA, 2022. URL: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>
3. Zender-Świercz E. A Review of Heat Recovery in Ventilation. *Energies*. 2021. Vol. 14, No. 6. Article 1759. DOI: 10.3390/en14061759
4. European Heat Pump Association. EHPA Market Report 2025: Executive Summary. 2025. URL: <https://www.ehpa.org/wp-content/uploads/2025/07/EHPA-Market-Report-2025-executive-summary.pdf>
5. U.S. Department of Energy. Air-Source Heat Pumps. URL: <https://www.energy.gov/node/1265636>
6. Liu S., Ma G., Lv Y., Xu S. Review on heat pump energy recovery technologies and their integrated systems for building ventilation. *Building and Environment*. 2024. Vol. 248. Article 111067. DOI: 10.1016/j.buildenv.2023.111067
7. Про енергетичну ефективність будівель: Закон України від 22.06.2017 № 2118-VIII. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/2118-19>
8. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 2014-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2013. 240 с.
9. Україна затвердила Національний план з енергетики та клімату. European integration portal. 27.06.2024. URL: <https://eu-ua.kmu.gov.ua/news/ukrayina-zatverdyla-natsionalnyj-plan-z-energetyky-ta-klimatu/>
10. Department for Energy Security and Net Zero. Air-to-air heat pumps: literature review. 2025. URL: <https://www.gov.uk/government/publications/air-to-air-heat-pumps-literature-review>
11. U.S. Department of Energy. Heat Pump Systems. URL: <https://www.energy.gov/energysaver/heat-pump-systems>

12. European Commission. Commission Regulation (EU) No 1253/2014 of 7 July 2014 implementing Directive 2009/125/EC with regard to ecodesign requirements for ventilation units. URL: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/1253/oj>

13. Moro A., Kwakye-Boateng P. Heat recovery analysis of a fixed plate energy recovery ventilator. Sustainable Energy Research. 2024. Vol. 11. Article 29. DOI: 10.1186/s40807-024-00122-2

14. Diaz de Garayo S., Martinez A., Aranguren P., Astrain D. Prototype of an air to air thermoelectric heat pump integrated with a double flux mechanical ventilation system for passive houses. Applied Thermal Engineering. 2021. Vol. 190. Article 116801. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116801

15. Diaz de Garayo S., Martinez A., Astrain D., Aranguren P. Optimal combination of an air-to-air thermoelectric heat pump with a heat recovery system to HVAC a passive house dwelling. Applied Energy. 2022. Vol. 309. Article 118443. DOI: 10.1016/j.apenergy.2021.118443

16. Про енергетичну ефективність: Закон України від 21.10.2021 № 1818-IX. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/1818-20>

17. Для ОСББ - Енергопідтримка. Урядовий портал / Фонд розвитку підприємництва. URL: <https://energy.kmu.gov.ua/for-osbb/>

18. Kadir Amasyali, Nora M. El-Gohary A review of data-driven building energy consumption prediction studies // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 81 (2018) 1192-1205. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.095>

19. European Commission (2022), REPowerEU Plan [Електронний ресурс] // Режим доступу — <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=CELEX:52022DC0230&from=EN>

20. Renewable Energy Policies in a Time of Transition: Heating and Cooling. URL: <https://www.irena.org/publications/2020/Nov/Renewable-Energy-Policies-in-a-Time-of-Transition-Heating-and-Cooling>

21. Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2050 року. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 21 квітня 2023 р. № 373-р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Textoku>

22. Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2035 року «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність»: розпорядження Кабінету Міністрів України від 18.08.2017 р. № 605-р. URL: <https://zakon.rada.gov.Ua/laws/show/605-2017-p#Text>

23. Мисак С., Шаповал С. та Хивлюд А. (2024). Аналіз частки відновлюваних джерел енергії у валовому кінцевому енергоспоживанні країн Європи. *Енерготехнології та ресурсозбереження*, 78 (1), 59-75. <https://doi.org/10.33070/etars.1.2024.05>

24. Басок Б., Дубовський С., Pastushenko E., Нікітін Є., & Базєєв Є. (2023). Теплові насоси як тренд низьковуглецевого розвитку енергетики. *Енерготехнології та ресурсозбереження*, 75(2), 23-44. <https://doi.org/10.33070/etars.2.2023.02>

25. Безродний М.К., Притула Н.О. Енергоефективність теплонасосних схем опалення, вентиляції і кондиціювання: монографія. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023, с. 11.

26. Fabian Ochs, Martin Hauer, Michele Bianchi Janetti, Siegele Dietmar Energy Performance of Membrane Energy Recovery Ventilation in Combination with an Exhaust Air Heat Pump. Proceedings of the 15th IBPSA Conference San Francisco, CA, USA, Aug. 7-9, 2017, pp. 1121-1130. <https://doi.org/10.26868/25222708.2017.293>

27. Притула Н., Безродний М., Матусевич Х. Вплив характеристик рекуператора на ефективність роботи теплонасосно-рекуператорних схем вентиляції і повітряного опалення // Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія». 2026. № 1 (83). DOI: <https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2026.352273>

28. Безродний М.К. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю. Опанасюк // KPI Science News – 2019, № 3, с. 7 – 15. <https://doi.org/10.20535/kpi-sn.2019.3.175730>

29. Безродний М.К. Комбінована теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю. Опанасюк // Енергетика: економіка, технології, екологія – 2019, № 3, с. 65–73.

30. Sonam Jangid. " Plate Type Heat Exchanger – A Review Study. | IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN), vol. 08, no. 10, 2018, pp. 11-18.

31. Mancini, R. (2019). Design and Performance Analysis of Plate Heat Exchangers for Heat Pumps using Pure and Mixed Refrigerants (PhD thesis). Kgs. Lyngby, Denmark: Technical University of Denmark.

32. Bhuiyan, A. A., & Sadrul Islam A. K. M. (2016). Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, 38–59. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.022>

33. Qasem, N. A. A., & Zubair, S. M. (2018). Compact and microchannel heat exchangers: A comprehensive review of air-side friction factor and heat transfer correlations. *Energy Conversion and Management*, 173, 555–601. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.104>

34. Конструкції будинків та споруд. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. зі Зміною №1 від 1 липня 2013 року. Чинний від 2007-04-01. К.: Мінбуд України, 2006. 70 с.

35. Теплові навантаження споживачів. Теплова схема котельні. Розрахункова робота з освітнього компонента «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти» [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спеціальності 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; укладач: М. Ф. Боженко. – Електронні текстові дані (1 файл: 2.75 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 68 с.

36. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 – [Чинний від 2011-11-01]. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Національний стандарт України).

37. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс] – Режим доступу: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. –

Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт).—Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с.

38. Боженко М.Ф. Водогрійні котельні для систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 170 с.

39. Вентиляція та кондиціювання повітря : навч. посіб. / уклад. О. О. Жидков та ін. – Київ : КНУБА, 2020. – 100 с. – Режим доступу: https://library.knuba.edu.ua/books/8_3_24.pdf

40. Cooper&Hunter. Кондиціонер CHML-U42RK5 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://cooper-hunter.com.ua/prodazha/kommercheskie-konditsionery/multi-split-sistemy/cooper-hunter/cooperandhunter-chml-u42rk5/>

41. Cooper&Hunter. Припливно-витяжна установка CH-HRV10KDC [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://cooper-hunter.net/uk/shop/pvu/pvu-ch-hrv10kdc/>

42. Керівництво з розробки схем теплопостачання. Проєкт енергетичної безпеки (ПЕБ). Жовтень 2021 року. [Електронний ресурс] /USAID Проєкт енергетичної безпеки. – Режим доступу: https://energysecurityua.org/wp-content/uploads/2021/12/HSS_Manual_UKR-1.pdf

43. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook: Refrigeration. – Atlanta: ASHRAE, 2018. – 1 vol. – ISBN 978-1-939200-98-3

44. Yan Y. Introduction to Engineering Thermodynamics. 6.13: Key equations [Електронний ресурс] // Engineering LibreTexts. – Режим доступу: https://eng.libretexts.org/Bookshelves/Mechanical_Engineering/Introduction_to_Engineering_Thermodynamics_%28Yan%29/06%3A_Entropy_and_the_Second_Law_of_Thermodynamics/6.13%3A_Key_equations

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. директора НН ІАТЕ
КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(підпис) (ім'я, прізвище)

« ____ » _____ 2026 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «ДІ ЕНЕРДЖИ»
(керівник підприємства, організації)

_____ Ігор ДЖАЛАБА
(підпис) (ім'я, прізвище)

« ____ » _____ 2026 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції»

1. Термін виконання роботи

Початок – 23.03. 2026 р.

Закінчення – 15.05. 2026 р.

2. Обґрунтування для виконання роботи

Аналіз термодинамічної та економічної ефективності повітряної теплонасосно-рекуперативної системи теплопостачання з використанням теплоти вентиляційного повітря.

3. Мета роботи

Дослідження та підвищення енергоефективності систем повітряного опалення та вентиляції шляхом використання теплонасосно-рекуператорної системи з утилізацією теплоти витяжного повітря, а також обґрунтування технічної та економічної доцільності її застосування для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в житлових будівлях.

4. Зміст основних етапів виконання роботи

Отримання завдання. Літературний огляд. Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Дослідження впливу основних параметрів рекуператора на енергетичну ефективність системи. Розрахунки теплових втрат будівлі. Розрахунок системи вентиляції. Виконання економічної оцінки запропонованого технічного рішення. Оформлення та подання дисертації.

5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Презентація.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» освітньо-науковою програмою «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій».

Керівник роботи

_____ доцент, к.т.н. Наталя ПРИТУЛА
(підпис) (посада, ім'я, прізвище)

« ____ » _____ 2026р.

Виконавець

Студентка гр. ТУ-41мн,
НН ІАТЕ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Христина Матусевич
(підпис) (ім'я, прізвище)

« ____ » _____ 2026 р.

ДОДАТОК Б**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Директор ТОВ «ДІ ЕНЕРДЖИ»

(керівник підприємства, організації)

_____ Ігор ДЖАЛАБА

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«__» _____ 2026 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів магістерської дисертації

студентки КПІ імені Ігоря Сікорського» Матусевич Христини Богданівни

Магістерська дисертація «Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції» була впроваджена у практичну діяльність компанії ТОВ «ДІ ЕНЕРДЖИ».

Результати магістерського дослідження використані під час проектування, підготовки необхідної документації та техніко-економічних розрахунків системи теплопостачання та вентиляції будинку. Подано пропозицію впровадження теплонасосної системи опалення з використанням теплоти вентиляційного повітря для підвищення енергоефективності системи та зменшення споживання електроенергії.

Робота вважається такою, що успішно впроваджена у виробничу діяльність підприємства.

Головний інженер проекту

_____ Марія КОНДРАЦЬКА

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«__» _____ 2026 р.

ДОДАТОК В

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Матусевич Христини Богданівни

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Методологічні підходи щодо визначення загальних параметрів сонячних колекторів та ґрунтового теплового акумулятора для теплонасосної системи опалення	Друк	Енергетичні технології та ресурсозбереження, 2024р., 81 (4), 68-78.	11 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О. Тесленко О.І
2	Визначення загальної площі сонячних колекторів для теплонасосної системи опалення з використанням акумульованої сонячної інсоляції в ґрунті	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали ХХІ Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів м. Київ, 23–26 квітня 2024 року - Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2024. - Т. 1. с. 176-178	3 стор.	Притула Н.О. Сліжевський К.Д.
3	Вплив характеристик рекуператора на ефективність роботи теплонасосно-рекуператорних схем вентиляції і повітряного опалення	Друк	Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія» № 1 (2026), випуск 83, с. 48-54	14 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О. .
4	Оцінка ефективності азотоочисних установок	Друк	Дев'ята Всеукраїнська науково-практична інтернет-конференція студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики», (22 травня 2025 р., м. Хмельницький), с. 183-185	3 стор.	Беднарська І.С Шелешей Т.В.

1	2	3	4	5	6
5	Ocena efektywności oczyszczalni azotu	елект- ронне ви- дання	Інформаційне суспільс- тво: технологічні, еконо- мічні та технічні аспекти становлення (випуск 103): матеріали Міжнародної наукової інтернет конфе- ренції, (м. Тернопіль, Ук- раїна, м. Ополе, Польща, 14-15 жовтня 2025 р.) / редкол. : О. Патряк та ін. ГО “Наукова спільнота”, WSZIA w Opolu. Терно- піль : ФО-П Шпак В.Б. 2025.С.40-42.	3 стор.	Sheleshey T.V. Bednarska I . S.

i Метадані

ДОКУМЕНТ

Заголовок

Ефективність використання теплоти вентиляційного повітря в теплонасосно-рекуператорній системі повітряного опалення та вентиляції

Автор

Матусевич Христина

Науковий керівник / Експерт

Наталя Притула

ІД документу

333870422

ORGANIZACIYA

Назва організації

**National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv
Politech Institute**

підрозділ

IATE, К-ра теплової та альтернативної енергетики

ЗВІТ

Дата звіту

5/14/2026

Дата редагування

5/14/2026

Обсяг знайдених подібностей

Коефіцієнт подібності визначає, який відсоток тексту по відношенню до загального обсягу тексту було знайдено в різних джерелах. Зверніть увагу, що високі значення коефіцієнта не автоматично означають плагіат. Звіт має аналізувати компетентна / уповноважена особа.

20.6%

20.6%

КП 1

21048

Кількість слів

163753

Кількість символів

Тривога

У цьому розділі ви знайдете інформацію щодо текстових спотворень. Ці спотворення в тексті можуть говорити про МОЖЛИВІ маніпуляції в тексті. Спотворення в тексті можуть мати навмисний характер, але частіше характер технічних помилок при конвертації документа та його збереженні, тому ми рекомендуємо вам підходити до аналізу цього модуля відповідально. У разі виникнення запитань, просимо звертатися до нашої служби підтримки.

Заміна букв



280

Інтервали



0

Мікропробіли



0

Білі знаки



0

Парафрази (SmartMarks)



360

Джерела

Нижче наведений список джерел. В цьому списку є джерела із різних баз даних. Колір тексту означає в якому джерелі він був знайдений. Ці джерела і значення Коефіцієнту Подібності не відображають прямого плагіату. Необхідно відкрити кожне джерело і проаналізувати зміст і правильність оформлення джерела.

10 найдовших фраз

Колір тексту

НАЗВА ТА АДРЕСА ДЖЕРЕЛА URL (НАЗВА БАЗИ)

КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ
(ФРАГМЕНТІВ)

1	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	195 (0.93 %)
2	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	175 (0.83 %)
3	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	112 (0.53 %)
4	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	97 (0.46 %)
5	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	78 (0.37 %)
6	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	68 (0.32 %)
7	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	68 (0.32 %)
8	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	63 (0.3 %)
9	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИ- ЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	55 (0.26 %)
10	Теплоасосна система тепlopостачання приватного житлового будинку с. Віта-Поштова Київської області 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	53 (0.25 %)

Домашня база даних (14.51 %)



1	ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТОРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТЕПЛОАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНИХ СХЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ 3/18/2026 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (журн. Енергетика: економіка, технології, екологія)	1603 (46) (7.62 %)
2	Теплоасосна система теплопостачання приватного житлового будинку с. Віта-Поштова Київської області 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	986 (61) (4.68 %)
3	Ефективність теплоасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації вентиляційних викидів 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	244 (31) (1.16 %)
4	Комбінована теплоасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	57 (6) (0.27 %)
5	Розширення районної опалювальної котельні в м. Бровари Київської області 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	41 (3) (0.19 %)
6	Котельня для теплопостачання місць міжзмінного відпочинку оперативного персоналу Державного спецпідприємства «Чорнобильська АЕС» 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	31 (1) (0.15 %)
7	Теплоасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	20 (2) (0.1 %)
8	Реконструкція водогрійної котельні з удосконаленням технологічної схеми та переобладнанням в м. Кривий Ріг 12/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (IATE, К-па теплової та альтернативної енергетики)	17 (2) (0.08 %)
9	Підвищення ефективності систем теплопостачання на базі повітряних теплових насосів та додаткових джерел енергії 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	13 (2) (0.06 %)
10	Енергоефективність комбінованих схем опалення, вентиляції та кондиціювання на основі повітряних теплових насосів 3/16/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	12 (2) (0.06 %)
11	Котельня для теплопостачання місць міжзмінного відпочинку оперативного персоналу Державного спецпідприємства «Чорнобильська АЕС» 12/4/2024 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (IATE, К-па теплової та альтернативної енергетики)	12 (2) (0.06 %)

12	Водогрійні котельні для систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	11 (1) (0.05 %)
----	---	-----------------

13	Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосних схем опалення з використанням теплоти повітряних техногенних викидів 3/15/2025 National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute (National Technical University of Ukraine Igor Sikorskyi Kyiv Politech Institute)	7 (1) (0.03 %)
----	--	----------------

Програма обміну базами даних (0.13 %)

#	ЗАГОЛОВОК	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
---	-----------	---

14	2021_61920000_Nahorniak_Mykola_Sviatoslavovych_94842 10/25/2024 National University "Lviv Politechnika" (National University Lviv Politechnika)	13 (1) (0.06 %)
----	---	-----------------

15	Енергоефективна система мікроклімату торговельно- адміністративного комплексу 5/11/2026 Institute of Innovative Education of Kyiv National University of Construction and Architectur (Institute of Innovative Education of Kyiv National University of Construction and Architectur)	8 (1) (0.04 %)
----	---	----------------

16	Розробка підсистеми прогнозування системи управління маркетинговою інформацією на промисловому підприємстві 3/31/2023 Publisher House "Technology Center" (PC TECHNOLOGY CENTER)	7 (1) (0.03 %)
----	--	----------------

Інтернет (5.96 %)

#	ДЖЕРЕЛО URL	КІЛЬКІСТЬ ІДЕНТИЧНИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)
---	-------------	---

17	https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/egcu/egcu2019.pdf	169 (16) (0.8 %)
----	---	------------------

18	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/60608/1/Gavrylenko_magistr.docx	102 (6) (0.48 %)
----	---	------------------

19	https://zakon.rada.gov.ua/go/z1144-20	96 (6) (0.46 %)
----	---	-----------------

20	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/28233/1/%D0%9Ezeruga_bakalavr.pdf	87 (8) (0.41 %)
----	---	-----------------

21	https://ela.kpi.ua/bitstreams/7e58eebc-2139-420c-b8c1-472ee33bd73c/download	71 (4) (0.34 %)
----	---	-----------------

22	https://ela.kpi.ua/bitstreams/08984439-1cc8-4866-98f2-15ac7e4967bd/download	66 (3) (0.31 %)
----	---	-----------------

23	http://vothp.knuba.edu.ua/article/view/229775/229051	53 (2) (0.25 %)
----	---	-----------------

24	https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/download/energiya1%2871%29.2024.077/15778	52 (3) (0.25 %)
----	---	-----------------

25	http://elib.hduht.edu.ua/bitstream/123456789/365/1/%D0%B5%D0%BA.%20%D0%BB%D0%BE.%D0%BA.2015~1.PDF	49 (4) (0.23 %)
----	---	-----------------

26	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/25717/1/Emishyan_magistr.doc	44 (1) (0.21 %)
----	---	-----------------

27	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/30546/1/Goncharuk_magistr.pdf	41 (3) (0.19 %)
----	---	-----------------

28	https://ela.kpi.ua/browse/author?scope=85b4502d-a8c0-4245-89d8-a3e0a42309cf&value=%D0%91%D0%BE%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BA%D0%BE,%20%	41 (4) (0.19 %)
----	---	-----------------

D0%9C%D0%B8%D1%85%D0%B0%D0%B9%D0%BB%D0%BE%20%D0%A4%D0%B5%D0%B4%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D1%87

29	https://rehouse.org.ua/sites/default/files/2024-07/4.pdf	40 (5) (0.19 %)
30	http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/24421/1/Koshmak_magistr.pdf	36 (2) (0.17 %)
31	https://matan.kpi.ua/public/files/onp-ta-opp/mag/syll-mp/%D0%9C%D0%B5%D1%82%D0%BE%D0%B4_%D1%80%D0%B5%D0%BA%D0%BE%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D0%B4_%D0%B4%D0%BE_%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%9C%D0%94.pdf	36 (4) (0.17 %)
32	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/61017/3/Dvoretzkyi_magistr.docx	31 (1) (0.15 %)
33	https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2019/21/e3sconf_icpeme2018_02004.pdf	24 (1) (0.11 %)
34	https://antibotan.com/file.html?work_id=120788	21 (2) (0.1 %)
35	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/30548/1/Shapoval_magistr.pdf	21 (2) (0.1 %)
36	https://nau.edu.ua/download/Quality%20Assurance_ukr/Projekti/2021/2/%D0%9E%D0%9F%D0%9F_%D0%9C%D0%A2%D1%96%D0%9B_275.pdf	21 (3) (0.1 %)
37	http://dspace.nuft.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/22554/1/52.pdf	21 (3) (0.1 %)
38	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/24355/1/Osypenko_magistr.pdf	15 (2) (0.07 %)
39	https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-raboty-geotermalnogo-teplovogo-nasosa-s-vosstanovleniem-teploty-grunta-v-teplyy-perio	15 (1) (0.07 %)
40	http://www.ashraerp.com/files/ASHRAEStandard55-2013.pdf	12 (1) (0.06 %)
41	http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/28231/1/Mitchenko_bakalavr.pdf	12 (1) (0.06 %)
42	https://nupp.edu.ua/uploads/files/0/doc/disciplines/193bvb20/journal-lab.pdf	12 (2) (0.06 %)
43	https://eco-science.net/wp-content/uploads/2024/12/12.24._topic_%D0%90Ila-Cherep-Tatyana-Chepurna-182-189.pdf	11 (1) (0.05 %)
44	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/25678/1/Semenyuk_magistr.doc	11 (1) (0.05 %)
45	https://cyberleninka.ru/article/n/matematiceskoe-modelirovanie-protssesa-goreniya-kapli-vodoemulsionnogo-topliva	11 (2) (0.05 %)
46	https://dspace.znu.edu.ua/jspui/bitstream/12345/6621/1/%D0%94%D0%B7%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B8%D0%B9_%D0%9F%D0%94%D0%A4.pdf	8 (1) (0.04 %)
47	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/24375/1/Ivanenko_magistr.pdf	8 (1) (0.04 %)
48	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/49156/1/Tkachenko_magistr.pdf	7 (1) (0.03 %)
49	https://ela.kpi.ua/bitstreams/9307e8ff-4264-4ec6-bb45-bbaa183e7e98/download	5 (1) (0.02 %)
50	https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/25674/1/Onisimchuk_magistr.doc	5 (1) (0.02 %)



Список прийнятих фрагментів

#

ЗМІСТ

КІЛЬКІСТЬ ОДНАКОВИХ СЛІВ (ФРАГМЕНТІВ)