КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ФІСЕ
Кафедра теплотехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТР

на тему:

Індивідуальний тепловий пункт з використанням теплових насосів

Омельченко Дар'я Сергіївна

Київ 2024 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

ФІСЕ
Кафедра теплотехніки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____
„___” _____20___ року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Індивідуальний тепловий пункт з використанням теплових насосів

Виконав Омельченко Дар’я Сергіївна
(прізвище, ім’я та по батькові повністю)
192 «Будівництво та цивільна інженерія»
(спеціальність)
«Теплогазопостачання і вентиляція»
(освітня програма)
Групи ТВм-23-1
Керівник Гламаздін П.М.
(прізвище та ініціали)
доцент
(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую

Київ 2024 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет: ІНЖЕНЕРНИХ СИСТЕМ ТА ЕКОЛОГІЇ

Випускова кафедра: кафедра теплотехніки

Освітній ступінь: магістр

Спеціальність:192 «Будівництво та цивільна інженерія»

Освітня програма: «Теплогазопостачання і вентиляція»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Декан факультету

О.В. Приймак

„___”_____2023 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Омельченко Дар’я Сергіївна

(прізвище, ім’я та по батькові здобувача)

Тема роботи Індивідуальний тепловий пункт з використанням теплових насосів

1. затверджена наказом ректора КНУБА № __ від «__»_____2023 року
2. Керівник роботи

Гламаздін Павло Михайлович

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

3. Строк подання здобувачем роботи до захисту 4 грудня 2024
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р. 1. Теплові насоси.

Р. 2. Низькотемпературні системи центрального теплопостачання.

Р. 3. Способи вирішення проблем.

Р. 4. Приклад.

5. Графічний матеріал за розділами

Р. 1. Еволюція систем централізованого теплопостачання в чотирьох поколіннях.

Р. 2. Особливості низькотемпературних систем централізованого теплопостачання.

Р. 3. Особливості низькотемпературних систем централізованого теплопостачання.

Р. 4. Способи вирішення проблем.

Р. 5. Розрахункова модель еталонного будинку.

Р. 6. Вплив утеплення на теплоспоживання еталонного будинку.

Р. 7. Теплова схема двоступеневого теплового насоса в абонентському вводі.

Р. 8. Визначення коефіцієнта перетворення двоступеневого теплового насоса в діаграмі Р-Н.

Р. 9. Р-Н діаграма теплових процесів роботи двоступеневого теплового насоса в індивідуальному тепловому пункті.

Р. 10. Визначення коефіцієнта перетворення для теплового насоса.

6. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Теплові насоси.	15.08.2024
Розділ 2. Низькотемпературні системи центрального теплопостачання.	30.08.2024
Розділ 3. Способи вирішення проблем.	15.09.2024
Розділ 4. Приклад.	15.10.2024
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи для перевірки на плагіат	
Попередній захист роботи на випусковій кафедрі	
Направлення роботи на рецензування	

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірив	
		дата	підпис
Розділ 1.			
Розділ 2.			
Розділ 3.			
Розділ 4.			

8. Дата видачі завдання 10.08.2024

Зав. кафедри М.А. Кириченко

(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник П.М. Гламаздін

(підпис) (прізвище та ініціали)

Здобувач Д.С.Омельченко

(підпис) (прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ

1. Теплові насоси……8
2. Низькотемпературні системи центрального теплопостачання……..….18
3. Способи вирішення проблем.....48
4. Приклад.....82

Висновки.....93

Список використаних джерел.....95

Вступ

За останні десятиліття глобальна енергетика рухається в напрямку так званого "зеленого переходу".[1] Важливою складовою цього процесу є зниження залежності від викопного палива та перехід до відновлюваних джерел енергії. Це включає скорочення використання вугілля, нафти та природного газу, а також активне впровадження сонячної, вітрової та гідроенергетики. Наприклад, у країнах, таких як Німеччина та Данія, інвестиції у вітроенергетику не тільки привели до створення тисяч нових робочих місць, але й сприяли зменшенню викидів парникових газів. Під час цього переходу також були впроваджені технології, які раніше вважалися перспективними лише на теоретичному рівні, але не використовувалися через високу вартість. Проте на сьогодні такі рішення все частіше з'являються на енергетичних ринках, оскільки екологічні стандарти для енергосистем стають дедалі жорсткішими і продовжують підвищуватися.

Серед сучасних енергетичних технологій особливою увагою користуються системи низькотемпературної рекуперації тепла та теплові насоси. Термодинамічний цикл роботи теплових насосів був відомий ще понад століття тому, але через високу вартість таких компонентів, як компресори та теплоносії, цей метод не здобув широкого використання до початку 21 століття. Зараз ці технологічні бар'єри успішно долаються, що сприяє постійному зниженню собівартості тепла, яке виробляється тепловими насосами. Однак, питання економічної ефективності цих систем залишається актуальним.

Головнимі проблеми при використанні низькотемпературних джерел енергії у будівлях старого типу, де система опалення розрахована на високотемпературний режим 95/70°C, полягають у недостачі тепла при

застосуванні низькотемпературного графіка в системах централізованого теплопостачання 80/60°С або навіть 50/30°С. При всій привабливості використання зниженого температурного графіка виникає проблема з недостатньою потужністю існуючих систем опалення в будинках, що експлуатуються. Потужність системи опалення розрахована на підтримання внутрішньої температури у приміщеннях на рівні +18°С при температурного графіку системи опалення 95/70°С. Сьогоднішній нормативний документ [2] вимагає підтримання внутрішньої температури на рівні +20°С.

1. Теплові насоси

Теплові насоси сприяють значному скороченню споживання традиційного палива завдяки заміні первинної енергії вторинною. Цей підхід є одним із ключових напрямів розвитку сучасної енергетики. У країнах Європи та Америки такі системи для опалення житлових і комерційних приміщень використовуються понад три десятиліття. Розробкою, виробництвом і впровадженням теплових насосів займаються провідні енергетичні корпорації світу.

Міжнародне енергетичне агентство (IEA), яке об’єднує 28 держав із розвиненою енергетикою, акцентує увагу на забезпеченні енергетичної безпеки та мінімізації впливу на довкілля. Досвід таких країн, як Швеція, Фінляндія, Німеччина, свідчить про доцільність впровадження теплових насосів. Уже на етапі проєктування систем опалення необхідно враховувати можливість їхнього використання для досягнення максимального ефекту. Навіть при застосуванні традиційних джерел енергії теплові насоси в поєднанні з іншими опалювальними системами забезпечують повну автономність та суттєве зниження витрат на паливо та енергоресурси.

Принцип роботи теплової помпи аналогічний принципу роботи холодильної шафи, а ось її призначення — прямо протилежне. Оскільки основні вузли обох приладів відрізняються практично лише розмірами і робочими параметрами, при певному завданні параметрів теплова помпа у літній період може використовуватися для охолодження приміщен-ня. У теплих кліматичних зонах, приміром, у США та Японії, такий принцип використання теплової помпи заплановано уже первісно. У компресійній тепловій помпі внаслідок підведення тепла від джерела теплової енергії (на-приклад, грунтові води, грунт, повітря, відхідне тепло, сонячні установки)

випаровування холодоагенту у випарнику відбувається при низькій температурі та низькому тиску. У компресорі за рахунок механічної енергії здійснюється його стискання, при цьому температура і тиск пари холодоагенту підвищу-ються. З причини підвищення тиску підвищується також температура кипіння холодоа-генту. У другому теплообміннику (конденса-торі) при високій температурі споживачеві тепла (опалювальному контуру) віддається тепло випаровування, сприйняте при низькій температурі у випарнику. Потім у регулюючому клапані (дроселі) рідкий холодоагент знову дроселюється до низьких значень температури і тиску на вході до випарника [3].

Найважливішим критерієм доцільності використання теплової помпи є так званий робочий коефіцієнт. Він являє собою відношення генерованої тепловою помпою теплової енергії до спожитої у вигляді електричного струму кількості енергії. Так, приміром, 81 кВт*год теплоти при спалюванні газу, перетворювані на електростанції на 25 кВт * год електроенергії, у тепловій помпі з робочим коефіцієнтом 4 будуть перетворені на 100 кВт*год теплової енергії. Мінімально потрібне значення забезпеченого тепловою помпою робочого коефіцієнта залежить від певного аспекту.

Витративши 1 кВт електричної енергії, можна отримати 3-5 кВт теплової енергії для опалення [23]. Завдяки високій енергоефективності теплових насосів все більше роблять вибір на користь таких систем для опалення приміщень і нагрівання води [23]. Тепловий насос переносить теплоту від більш холодного тіла до більш нагрітого завдяки випаровуванню і конденсації, при використанні практично всіх джерел низькопотенційної теплоти. Теплонасосні установки доцільно використовувати в системах теплопостачання тому, що вони показали свою ефективність завдяки передачі споживачеві в 3…5 разів більше енергії, ніж витрачають на її передачу. Крім

того, в теплових насосах використовуються екологічно чисті технології практично без викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище [24, 25]. Найбільшого використання теплонасосні установки набувають для теплопостачання, гарячого водопостачання житлових і виробничих будівель, забезпечення тепловою енергією потрібного потенціалу ряду технологічних процесів – це, наприклад, сушіння, дистиляція, теплова обробка; тепло- та холодопостачання сільськогосподарських об'єктів (молочно-товарних ферм, фруктосховищ, зерносховищ та ін.).

Найважливішим критерієм, за яким проводять класифікацію теплонасосних установок, є комбінація джерела низькопотенційного тепла та теплоносія системи розподілу тепла (чи холоду) у системі. У залежності від поєднання цих параметрів теплонасосні установки бувають:

- типу «повітря-повітря» - у таких системах, як зовнішнім джерелом, так і теплоносієм всередині будинку є повітря;
- типу «вода-повітря» - джерелом низькопотенційного тепла є вода;
- типу «ґрунт-повітря» - джерелом тепла виступає тепло землі, а система розподілу тепла у приміщенні повітряна;
- типу «повітря-вода» - такі системи досить часто застосовуються, коли в будинку облаштовується водяна система опалення;
- типу «вода-вода» - зовнішнім джерелом і теплоносієм всередині будинку є вода;
- типу «ґрунт-вода» - грунтова теплонасосна система з водяною системою опалення всередині будинку.

Залежно від типу енергії, теплові насоси поділяються на компресійні, які працюють на електриці, та абсорбційні, що можуть використовувати тепло

(наприклад, від спалювання палива). Компресійні системи є найбільш популярними завдяки їхній універсальності та ефективності.

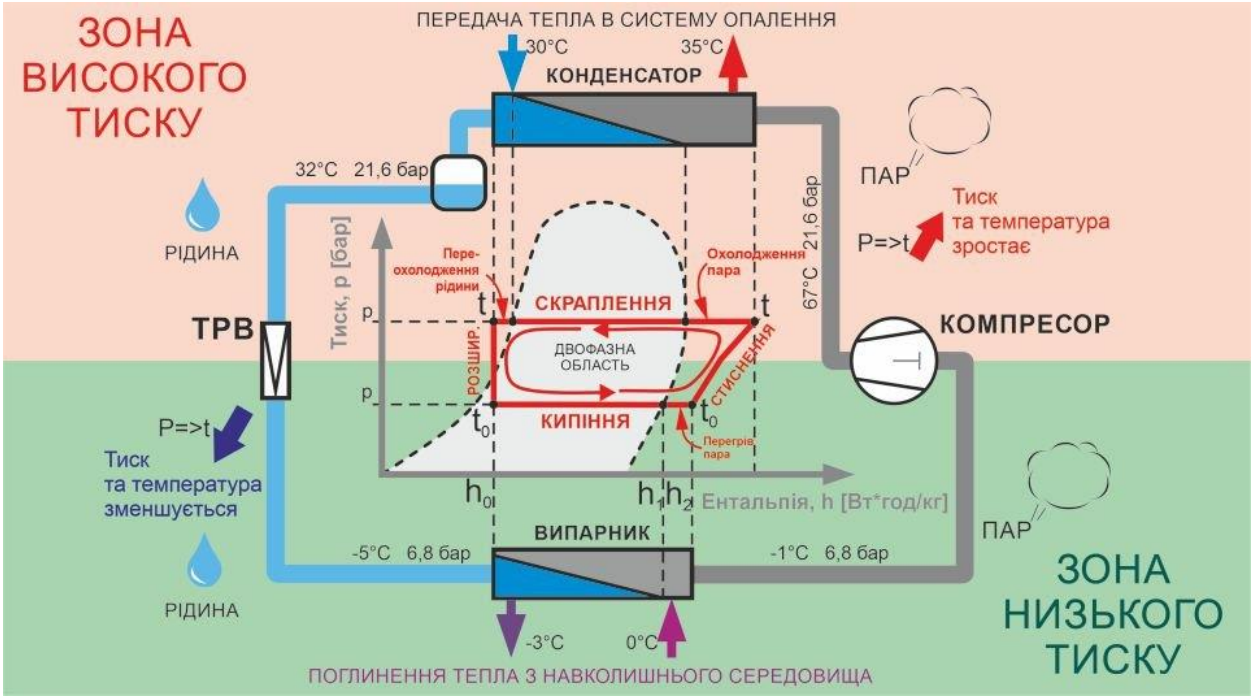


Рисунок 1.1 Принципова схема компресійного теплового насоса

Геотермальні теплові насоси використовують ґрунт як надзвичайно адаптоване джерело розсіяного тепла. Цей ресурс вловлює сонячну енергію та постійно нагрівається ядром землі протягом року. Крім того, він залишається постійно доступним «під ногами», виділяючи тепло незалежно від зовнішніх погодних умов. Теплообмінник (рисунок 1.2) збирає необхідну енергію та зберігає її в середовищі, яке потім направляється до випарника теплового насоса для отримання нового запасу тепла. Енергоносієм служить екологічно чиста рідина, відома як «розсіл» або антифриз; ця рідина зазвичай містить тридцять відсотків етиленгліколю або пропіленгліколю, змішаного з водою.

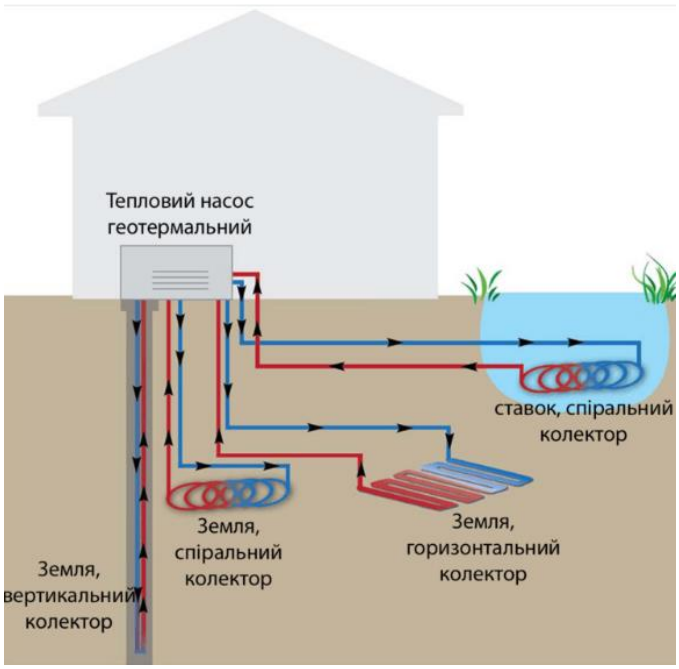


Рисунок 1.2 Приклад застосування геотермального теплового насосу: 1 – з вертикальним колектором (ґрунт); 2 – зі спіральним колектором (ґрунт); 3- з горизонтальним колектором (ґрунт); 4 – зі спіральним колектором (вода).

Горизонтальний ґрунтовий колектор складається з подовженої труби, розташованої горизонтально під поверхнею ґрунту. Ця система пропонує такі переваги, як гнучкість і проста установка. Існують різні конфігурації для розкладки труб, включаючи петлю, змійку, зигзаг, плоску та гвинтову спіраль у різних конструкціях. На вибір планування впливає теплопровідність ґрунту та геометрія ділянки. Збір тепла виявляється більш ефективним у вологих суглинних ґрунтах порівняно з сухими піщаними регіонами. Як правило, один квадратний метр ґрунту може дати електричний «запас» від 10 до 35 Вт. Щоб мінімізувати споживання енергії циркуляційним насосом, бажано, щоб довжина трубопроводу становила один контур без роз’ємів, в ідеалі не більше 600 м; якщо необхідна додаткова потужність, можна реалізувати кілька циклів [3]. Навпаки, ґрунтовий зонд, або вертикальний колектор, складається з

розгалуженої мережі труб, які вставляються в глибоку свердловину, як правило, від 50 до 150 метрів. На цих глибинах температура залишається стабільною приблизно на рівні 10 °C, що підвищує ефективність зонда порівняно з горизонтальним колектором. Залежно від типу ґрунту, ці зонди можуть видавати від 30 до 100 Вт тепла на кожен метр довжини. Найбільш часто використовуваними типами зондів є U-подібні зонди та конструкції «труба в трубі». Одна лінія спрямовує «розсіл» вниз через циркуляційний насос, а інша лінія дозволяє йому підніматися у випарник. Для посилення тепловіддачі та посилення міцності зонда можна залити бентоніт або бетон у землю або простір між кожухом і робочою трубою. Для тих, хто потребує значної потужності, можна створити кілька колекторів.

До переваг теплових насосів можна віднести:

- можливість повністю забезпечити опалення будівлі та гаряче водопостачання;
- низьке шумове навантаження;
- геотермальні теплові насоси не потребують постійного обслуговування і являються цілком автономними системами;
- відсутність впливів на навколишнє середовище.

До мінусів геотермальних теплових насосів можна віднести:

- значна вартість обладнання та устаткування;
- здійснення монтажу даного типу насосів можливе лише відповідними фахівцями з досвідом.

Водяні теплові насоси функціонують за принципом акумуляції тепла з водойм або ґрунтових вод, температура яких завжди вище 0 °C (див. рисунок 1.2). Ця система є оптимальним рішенням, якщо існують неглибокі поверхневі

шари води або великі незамерзаючі водойми, річки чи океани. Насос перекачує воду зі свердловини в контур системи теплового насосу, після чого тепло розподіляється в будівлі, а охолоджена вода повертається в іншу свердловину [3,4]. Вода зі свердловини, використовуючи насос, надходить у контур теплового насосу, де її тепло передається до будинку, після чого охолоджена вода скидається через іншу свердловину. Іншим варіантом є відкачування води з резервуара з подальшим її поверненням в резервуар в іншому місці.

Серед недоліків водяних теплових насосів можна виділити:

- споживання більшої кількості енергії в порівнянні з геотермальним;
- необхідність періодичного обслуговування та контролю за обладнанням;
- вимога отримання дозволу для встановлення теплового насосу, оскільки згідно з законодавством підземні води вважаються надрами.

Серед переваг водяних теплових насосів можна виділити:

- значно нижчі витрати на придбання обладнання у порівнянні з геотермальним насосом;
- відсутність необхідності встановлювати додаткове обладнання (котельні, димоходи тощо);
- відсутність впливу на навколишнє середовище [5].

Повітряні теплові насоси. Навколишнє повітря є невичерпним джерелом теплової енергії. Навіть при негативних температурах повітряні теплові насоси здатні забирати тепло із зовнішнього повітря та посилювати його в кілька разів, перш ніж передати його воді в системі опалення та гарячого водопостачання. Варто зазначити, що ефективність теплового насоса повітря-вода залежить від зовнішньої температури: чим

нижчою є зовнішня температура, тим більше енергії витрачається на отримання необхідного тепла.

Тому при установці даного типу теплового насоса необхідно враховувати кліматичні умови регіону, середньорічну температуру і кількість морозних днів у році. Слід зазначити, що повітряний тепловий насос може бути оснащений 1 або більше агрегатами, при цьому агрегати з вентиляторами встановлюються зовні будинку, а безшумні агрегати всередині компактно розташовуються на стіні або підлозі (рис. 1.3).

Рисунок 1.3 Приклад застосування повітряного теплового насосу

До недоліків повітряних теплових насосів можна віднести:

- залежність ефективності роботи від температури навколишнього повітря;
- необхідно встановлювати додаткові джерела опалення та гарячої води;

Перевагами теплового насоса є:

- найнижча вартість обладнання та оснащення в порівнянні з іншими типами теплових насосів;

– можливість інтеграції будівлі в існуючу систему опалення; - простота монтажу і подальшого обслуговування [4, 5];

Теплові насоси, що використовують вторинне тепло (наприклад, джерела відпрацьованого тепла, що вимагають опалення, вентиляції або рециркуляції). рекомендується для використання в промисловому обладнанні. Одним з найбільш ефективних джерел цього типу є використання високотемпературного відпрацьованого тепла від повітряних і холодильних компресорів.

Основною перевагою теплових насосів є можливість перемикання з зимового режиму обігріву на літній режим кондиціонування повітря.Простіше кажучи, фанкойл або система "холодного стелі" підключається не до радіатора, а до зовнішнього колектора. Тепловий насос працює надійно і управляється автоматично. В процесі експлуатації система не вимагає спеціального обслуговування або спеціальних навичок. Тепловий насос компактний (розмір модуля не перевищує розмірів звичайного холодильника) і практично безшумний.

Одним з основних причин виникнення парникового ефекту є процеси спалювання органічного палива. Опалення в умовах українського клімату вимагає значних витрат на паливо і як результат – значні обсяги викидів парникових речовин до атмосфери. У такому випадку, перехід на відновлювальні джерела енергії являється оптимальним рішенням даної проблеми [1].

Рисунок 1.4 –Блок-схема переваг використання теплових насосів у технічному та екологічному аспекті

2. Низькотемпературні системи центрального теплопостачання

Система централізованого теплопостачання в Україні переживає період великих викликів і трансформації. Більшість цих систем були побудовані в радянський період, давно вичерпали свій експлуатаційний ресурс і потребують серйозної модернізації. Основними проблемами українських систем централізованого теплопостачання сьогодні є зношеність інфраструктури, високі тепловтрати, недостатня енергоефективність та необхідність адаптації до сучасних екологічних стандартів. Крім того, присутнє постійне недофінансування галузі і через це не своєчасна реновація обладнання, тобто заміна теплових мереж, оновлення джерел теплоти та абонентських вводів споживачів [13].

Спроба вирішення проблеми на державному рівні, що була здійснена в 2006-2012 роках в рамках реалізації програми розроблення проектів оптимізації схем систем теплопостачання міст України з населенням більше 10000 мешканців [14] з метою скорочення витрати газу не менше ніж на 30% для кожного міста, не досягла поставленої мети і була звернута. Причин було декілька [15]. Головна причина - це нереалістична постановка задачі через неможливість її вирішення в стислі терміни за недостатнім фінансуванням та необхідності в деяких випадках докорінної реконструкції систем теплопостачання міста для досягнення економії газу на рівні 30% від існуючого споживання. Терміни, відведені на розробку проектів, були дуже стислі,та не передбачали детального обстеження стану систем та прогнозування розвитку інфраструктури міста і глибокого аналізу результатів передпроектних вишукувань та недостатня для аналітичної роботи такого рівня кваліфікація більшості виконавців. З того часу стан систем теплопостачання не змінився в бік поліпшення, а подекуди взагалі погіршився.

Не дивлячись на факт перебільшення встановленої потужності в теплогенеруючих котельнях над приєднаним навантаженням більшість споживачів теплоти не отримує базового рівня споживання. Реально споживання теплоти в будівлях в середньому на 30% менше базового, при якому забезпечується комфортний тепловий режим. Для виправлення стану, який склався, в 2011 році була розроблена Концепція Державної цільової програми модернізації і розвитку систем теплопостачання України на 2012-2022 роки, що була направлена на зменшення енергоємності виробництва теплоти. Однак програма не виконувалась за планом і на сьогодні вже не відповідає ні рівню техніки, досягнутого виробниками обладнання для забезпечення галузі, ні сьогоднішньому розумінню подальшого розвитку теплогенеруючого обладнання для систем централізованого теплопостачання з використанням нетрадиційних та поновлювальних джерел [16,17,18].

В дійсний час системи централізованого теплопостачання міст України знаходяться в тяжкому стані через наведені вище причини. Обсяг послуг з постачання теплоти на опалення та постачання гарячої води населенню постійно і невпинно зменшується [6]. Для виправлення стану необхідні рішучі дії в двох напрямках. По-перше, це суворе дотримання всіх правил з експлуататції та інструкцій з експлуатацій, вчасного проведення аварійних ремонтів, а також капітальних ремонтів та попереджувальних ремонтів. По-друге, необхідна заміна відпрацювавшого паспортний термін експлуатації обладнання. Але при цьому обладнання необхідно міняти з урахуванням розвитку техніки зі теплопостачання. Для вибору нової більш енергоефективної техніки необхідно розробити загальну програму модернізації системи теплопостачання міста на основі останніх теоретичних

напрацювань та набутого за останній час практичного досвіду, в тому числі, а можливо насамперед, країн Північної Європи. В цих країнах в дійсний час системи централізованого теплопостачання бурхливо розвиваються. Основні відмінності сучасних систем централізованого теплопостачання – це прагнення використовувати різні джерела теплоти – утилізувати теплоту від торговельно-розважальних центрів, великих обчислювальних комплексів, тощо, а також використовувати поновлювальні джерела теплоти – геліоустановки, теплоту навколишнього середовища через теплові насоси «повітря-вода», «вода-вода» та «ґрунт-вода». Оскільки подібні джерела теплоти є в основному низькопотенційними, тобто з невисокою температурою теплоносія, то звідси витікає необхідність використовувати в системі знижений температурний графік. Другою особливістю західних систем теплопостачання є тенденція об'єднання з системою електропостачання в єдину систему енергозабезпечення міста. Цей напрямок розвитку пов'язаний з бажанням найбільш оптимально використовувати потенціал поновлювальних джерел електроенергії – вітрових електростанцій та сонячних. Надлишки електроенергії від цих джерел надходять на теплові насоси, опалювальні прилади, а також на генерування теплоти в акумуляторах.

В Україні також спостерігаються тенденції до зниження температурного графіка відносно нормованого в ДБН [7] графіка 150/70°С. Наприклад, в Києві застосовується температурний графік 115/70°С [8]. Але це обумовлено іншою причиною – бажанням знизити ризики проривів зношених трубопроводів при підвищенній температурі теплофікаційної води до рівня 150°С або 130°С. Бажано подальше зниження температурного графіка, наприклад до 80°С-60°С або навіть 50°С-30°С. Такий графік, крім реалізації можливостей під'єднання до теплової мережі розсереджених джерел поновлювальної теплоти або

утилізації поновлювальної теплоти від деяких об’єктів дають суттєве зниження теплових втрат у трубопроводах і здешевлюють теплові мережі через зниження вимог до матеріалів труб та арматури.

Зниження температурних графіків у системах централізованого теплопостачання є одним із ключових елементів для підвищення енергоефективності та зниження витрат на теплопостачання. Однак існує кілька факторів, які стримують реалізацію таких змін. Основні проблеми пов'язані зі станом будівель, інфраструктури та низькою енергоефективністю на рівні споживачів.

Оскільки в більшості будівель встановлена стара радіаторна система опалення, яка розрахована на температурний графік 95/70°С, то це означає, що зниження температури теплоносія, без модернізації системи, призведе до недостатнього обігріву приміщень, особливо під час зимових пікових навантажень. Перехід на більш низькотемпературні режими, наприклад, 80/60 або 50/30, вимагає повної модернізації опалювальних систем у будинках, що включає заміну радіаторів і трубопроводів на обладнання, розраховане на нові температурні режими.

Незважаючи на привабливість використання зниженого температурного режиму, існує проблема, пов'язана з недостатньою потужністю існуючої системи опалення в керованому будинку. Потужність системи опалення розрахована на підтримку внутрішньої температури приміщень на рівні + 18°С при температурному графіку 95/70°С. У сьогоднішньому нормативному документі [2] зазначено, що необхідно підтримувати внутрішню температуру на рівні +20°С.

Можливі два виходи з цього становища для запобігання реконструкції системи опалення з метою збільшення її потужності.

Перший варіант – це провести термосанацію будівлі і догрів теплоносія в абонентському вводі до температури 95°С. Термомодернізація включає в себе термосанацію огороджувальних конструкцій (утеплення непрозорої частини та заміну на енергоефективні світлопрозорих конструкцій: вікон, балконних дверей)та модернізацію інженерних систем (автоматизацію індивідуальних теплових пунктів, часткову або повну модернізацію систем опалення та гарячого водопостачання). Однак інфраструктура в районах зі сталою забудовою змінюється. Зміни торкаються в основному не кількості будівель, приєднаних до опалювальної котельні, а якості самих будівель. Будівлі змінюються як споживачі теплоти. Майже в усіх будівлях засклені балкони і лоджії, вікна активно замінюються на нові зі склопакетами замість дерев'яного плетіння. Не так швидко, але будівлі стихійно, окремими клаптиками, утеплюються. Все це впливає на навантаження котелень в бік зменшення. Це зменшення навантаження необхідно враховувати при розробленні проектів енергоефективної модернізації котелень. Житловий фонд, що експлуатується, представлений будівлями різних епох - це можуть бути будівлі віком, більшим за 200 років, будівлі конструктивиської епохи, «хрущевки» і подальші серії 9, 12, та 16 вповерхівок. Всі вони побудовані з різних будівельних матеріалів і мають різні теплотехнічні показники, але можуть бути приєднані до однієї групової, квартальної або районної котельні чи ТЕЦ. Вочевидь, що термомодернізація будинків призведе до падіння навантажедня на котельню. Але кількісні показники цього падіння будуть залежати від того, які саме за конструкцією будівлі приєднані до котельні. Інша справа з резервами через термосанацію. На величину цих

резервів впливає декілька факторів - це архітектурні особливості (наявність балконів, лоджій, еркерів), відношення площ непрозорих та світлопрозорих огороджень, товщина та матеріал непрозорих огороджень, наявність горищ та підвалів.

Згідно [19] з метою визначення впливу термосанації будівель на навантаження котелень була розроблена та реалізована програма досліджень, що включала вибіркове обстеження груп аналогічних за архітектурними рішеннями житлових будівель, розрахунок їх су часного теплового стану та перспективного теплового стану після повної термосанації. Для досліджень були вибрани групи будівель різної поверховості - 5, 9, 12 та 16 поверхів. Вибиралися такі групи будівель, серед яких не було б об'єктів комунальної сфери, що в перспективі могли б відключитися від системи централізованого теплопостачання і та ким чином зменшити навантаження на котельню, що може порушити чистоту досліджень. Для визначення тепловтрат будівель в сучасному стані було проведено обстеження вибраних будівель. За результатами обстежень обчислювалися площі утеплення фасадів, кількість і площі замінених на склопакети вікон, кількість засклених та утеплених або тільки засклених балконів і лоджій. Візуально визначалась товщина і матеріал теплоізоляції.

Згідно [26] та нововведенням, яке діє з 1 вересня 2022 року, відтепер в Україні мінімальне допустиме значення приведеного опору теплопередачі зовнішніх стін огороджувальних конструкцій житлових та громадських будівель становить R_{qmin} – 4,00 м²*К/Вт (для I температурної зони).

Для зовнішньої стіни розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огороджувальних конструкцій становлять $\alpha_{зовн}$ = 23 Вт/(м^{2}град. С), $\alpha_{вн}$ = 8,7 Вт/(м^{2}град. С).

Конструкція зовнішньої стіни має наступні шари (рис.2.1.)

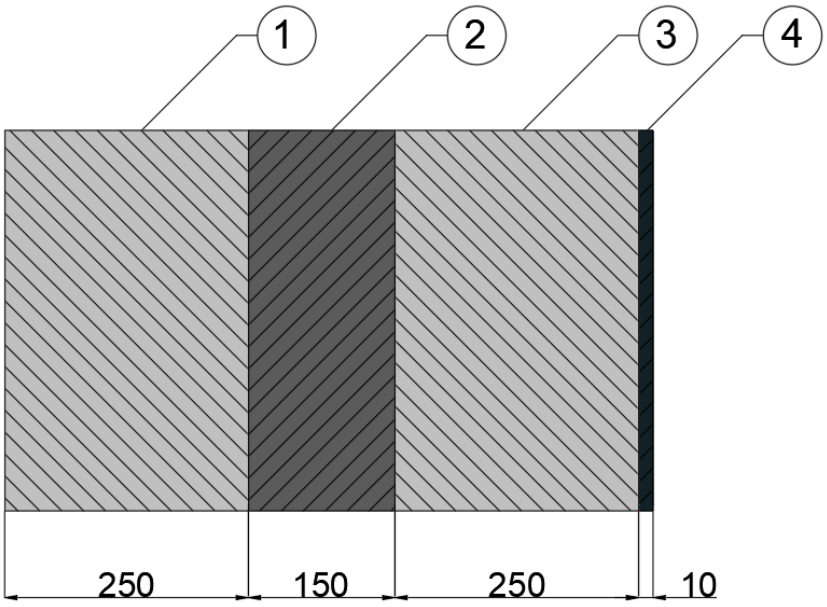


Рис.2.1 Конструкція зовнішньої стіни.

Шари зовнішньої стіни:

1. Кладка цегляна з повнолітньої цегли керамічної звичайної на цементно-перлітовому розчині δ = 0,25 м, λ = 0,71 Вт/(м град. С).
2. Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі базальтового волокна δ = 0,05 м, λ = 0,047 Вт/(м град. С).
3. Кладка цегляна з повнолітньої цегли керамічної звичайної на цементно-перлітовому розчині δ = 0,25 м, λ = 0,71 Вт/(м град. С).
4. Розчин цементно-піщаний δ = 0,01 м, λ = 0,93 Вт/(м град. С).

Визначаємо окремі термічні опори для кожного шару конструкції:

$$R_{в} = \frac{1}{\alpha_{в}}\ ; (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.1)$$

$$R_{в} = \frac{1}{8{,}7} = 0{,}115\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1};\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.2)$$

$$R_1 = \frac{0{,}25}{0{,}71} = 0{,}35\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2};\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.3)$$

$$R_2 = \frac{0{,}05}{0{,}047} = 1{,}06\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1};\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.4)$$

$$R_3 = \frac{0{,}25}{0{,}71} = 0{,}35\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_4 = \frac{\delta_3}{\lambda_3};\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.5)$$

$$R_4 = \frac{0{,}01}{0{,}093} = 0{,}012\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_з = \frac{1}{\alpha_з};\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.6)$$

$$R_з = \frac{1}{23} = 0{,}043\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$$R_{\sum} = R_{в} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_з;\ (м^2 град.\ С)/Вт \qquad (1.7)$$

$$R_{\sum} = 0{,}115 + 0{,}35 + 1.06 + 0.35 + 0{,}012 + 0{,}043 = 1{,}93\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

Оскільки за [26] $R_{\sum} > R_{qmin}$, то обрана конструкція не задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.

Отже, необхідно підібрати оптимальну товщину теплоізоляційного матеріалу для зовнішньої стіни.

Для цього приймемо, що $R_{\sum} > R_{qmin}$ = 4 м²*К/Вт.

Тоді визначимо термічний опір для 3-ого шару, а саме виріб теплоізоляційний з мінеральної вати на основі базальтового волокна.

Термічний опір 2-ого шару визначається за формулою:

$$R_2 = R_{qmin} - (R_в + R_1 + R_3 + R_4 + R_з); \frac{м^2 град.С}{Вт} \quad (1.8)$$

$$R_2 = 4 - (0{,}115 + 0{,}35 + 0.35 + 0.012 + 0{,}043) = 3{,}13\ м^2 * \frac{К}{Вт}$$

Обчислимо товщину теплоізоляційного матеріалу за залежністю:

$$\delta_2 = \lambda_2 * R_2, м \quad (1.9)$$

$\delta_2 = 0.047 * 3.13 = 0.147$ м.

Приймаємо, що товщина теплоізоляції зовнішньої стіни $\delta_2 = 0{,}15$ м.

Визначаємо розрахункове значення термічного опору третього шару:

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2};\ (м^2 град.\ С)/Вт \quad (1.10)$$

$$R_2 = \frac{0{,}15}{0{,}047} = 3{,}19\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$R_{\sum} = R_в + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_з = 0{,}115 + 0.35 + 3{,}19 + 0.35 + 0{,}012 + 0{,}043 = 4{,}06\ (м^2 град.\ С)/Вт$

Отже, $R_{\sum} > R_{qmin}$; $4{,}06 > 4$, *тому обрана конструкція задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.*

Визначимо розрахункове значення різниці температури між температурами внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні.

$$\Delta t = \frac{t_в - t_з}{R_{\sum} * \alpha_в}, °C \tag{1.11}$$

$$\Delta t = \frac{20 + 22}{4{,}06 * 8{,}7} = 1{,}2\ °C$$

Табл.2.1. Результати розрахунку.

Зовнішня стіна			
№ шару	Назва	δ, м	R, м²*°С/Вт
1	Кладка цегляна з повнолітньої цегли керамічної звичайної на цементно-перлітовому розчині	0,25	0,7
2	Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі базальтового волокна	0,15	3,19
3	Кладка цегляна з повнолітньої цегли керамічної звичайної на цементно-перлітовому розчині	0,25	0,7
4	Розчин цементно-піщаний	0,01	0,012

Згідно [26] табл.5 визначаємо максимально допустиму за санітарно-гігієнічними нормами перепад між температурою внутрішнього повітря в приміщення і приведеною температурою внутрішньої поверхні конструкції. Для навчальних закладів $\Delta t_{с.г.} = 4°C$.

Оскільки, $\Delta t_{пр} \leq \Delta t_{с.г.}$; $1{,}2 \leq 4$, *то обрана конструкція задовольняє нормативні санітарно-гігієнічні вимоги.*

Згідно [26] мінімальне допустиме значення приведеного опору теплопередачі горищних перекриттів неопалювальних горищ, для житлових та громадських будівель становить R_{qmin} – 6,00 м²*К/Вт (для І температурної зони).

Для горищних перекриттів розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огороджувальних конструкцій становлять $\alpha_{зовн}$ = 6 Вт/(м^{2}град. С), $\alpha_{вн}$ = 10 Вт/(м^{2}град. С).

Конструкція горищного перекриття має наступні шари (рис.2.2.)

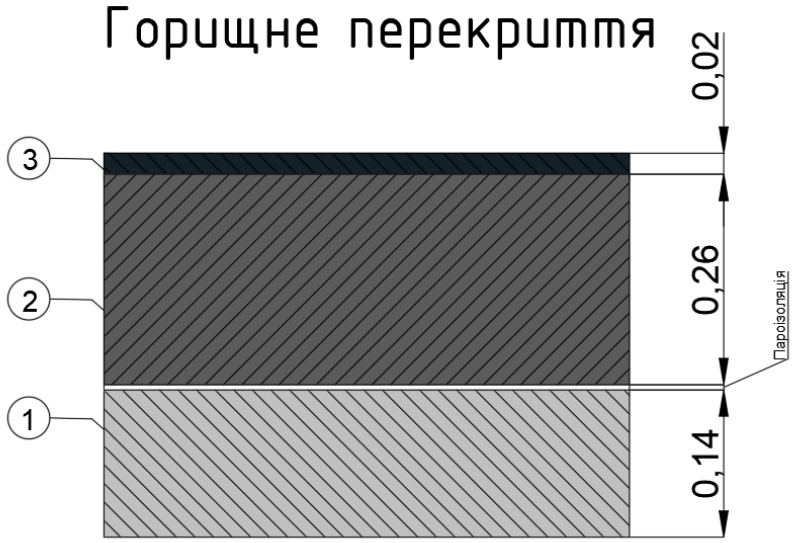


Рис.2.2 Конструкція горищного перекриття.

1. Бетон на гравії або щебені з природного каменю

δ = 0,14 м, λ = 1,86 Вт/(м град. С).

2. Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі базальтового волокна

δ = 0,1м, λ = 0,047 Вт/(м град. С).

3. Розчин цементно-піщаний δ = 0,02 м, λ = 0,93 Вт/(м град. С).

Визначаємо окремі термічні опори для кожного шару конструкції:

$$R_{в} = \frac{1}{\alpha_{в}} = \frac{1}{10} = 0{,}1\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0{,}14}{1{,}86} = 0{,}075 (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0{,}1}{0{,}047} = 2{,}13\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0{,}02}{0{,}093} = 0{,}21\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

$$R_з = \frac{1}{\alpha_з} = \frac{1}{6} = 0{,}17\ (м^2 град.\ С)/Вт$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$R_{\sum} = R_{в} + R_1 + R_2 + R_3 + R_з = 0{,}1 + 0{,}075 + 2{,}13 + 0{,}21 + 0{,}17 =$

$2{,}685\ (м^2 град.\ С)/Вт$

Оскільки за [26] $R_{\sum} > R_{qmin}$, то обрана конструкція не задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.

Отже, необхідно підібрати оптимальну товщину теплоізоляційного матеріалу для зовнішньої стіни лабораторії.

Для цього приймемо, що $R_{\sum} > R_{qmin} = 6$ м²*К/Вт.

Тоді визначимо термічний опір для 3-ого шару, а саме виріб теплоізоляційний з мінеральної вати на основі базальтового волокна.

Термічний опір 2-ого шару визначається за формулою:

$$R_2 = R_{qmin} - (R_{в} + R_1 + R_3 + R_з)$$

$R_2 = 6 - (0{,}1 + 0{,}075 + 0{,}21 + 0{,}17) = 5{,}445\ м^2 * К/Вт.$

Обчислимо товщину теплоізоляційного матеріалу за залежністю:

$$\delta_2 = \lambda_2 * R_2$$

$\delta_2 = 0{,}047 * 5{,}445 = 0{,}256$ м.

Приймаємо, що товщина теплоізоляції зовнішньої стіни $\delta_2 = 0{,}26$ м.

Визначаємо розрахункове значення термічного опору третього шару:

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0{,}26}{0{,}047} = 5{,}53\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$R_\sum = R_\text{в} + R_1 + R_2 + R_3 + R_\text{з} = 0{,}1 + 0{,}075 + 5{,}53 + 0{,}21 + 0{,}17 =$

$6{,}085\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$

Отже, $R_\sum > R_{qmin}$; $6{,}085 > 6$, тому обрана конструкція задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.

Таблиця 2.2. Результати розрахунку.

Горищне перекриття			
№ шару	Назва	δ	R
1	Бетон на гравії або щебені з природного каменю	0,14	0,075
2	Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі базальтового волокна	0,26	5,53
3	Розчин цементно-піщаний	0,02	0,21
Сума		0,42	6,085

Визначимо розрахункове значення різниці температури між температурами внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні.

$$\Delta t = \frac{t_\text{в} - t_\text{з}}{R_\sum * \alpha_\text{в}}, °\text{C}$$

$$\Delta t = \frac{20 + 22}{6{,}085 * 10} = 0{,}69\ ^{\circ}\text{C}$$

Згідно [5] табл.5 визначаємо максимально допустиму за санітарно-гігієнічними нормами перепад між температурою внутрішнього повітря в приміщення і приведеною температурою внутрішньої поверхні конструкції. Для навчальних закладів $\Delta t_{\text{с.г.}} = 3°\text{C}$.

Оскільки, $\Delta t_{\text{пр}} \leq \Delta t_{\text{с.г.}}$*;* $0{,}69 \leq 3$*, то обрана конструкція задовольняє нормативні санітарно-гігієнічні вимоги.*

Згідно [26] мінімальне допустиме значення приведеного опору теплопередачі перекриттів над неопалювальними підвалами, для житлових та громадських будівель становить R_{qmin} – 5,00 м²*К/Вт (для І температурної зони).

Для перекриттів над неопалювальними підвалами розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огороджувальних конструкцій становлять $\alpha_{\text{зовн}}$ = 17 Вт/(м^{2}град. С), $\alpha_{\text{вн}}$ = 5,9 Вт/(м^{2}град. С).

Конструкція горищного перекриття має наступні шари (рис.2.3.)

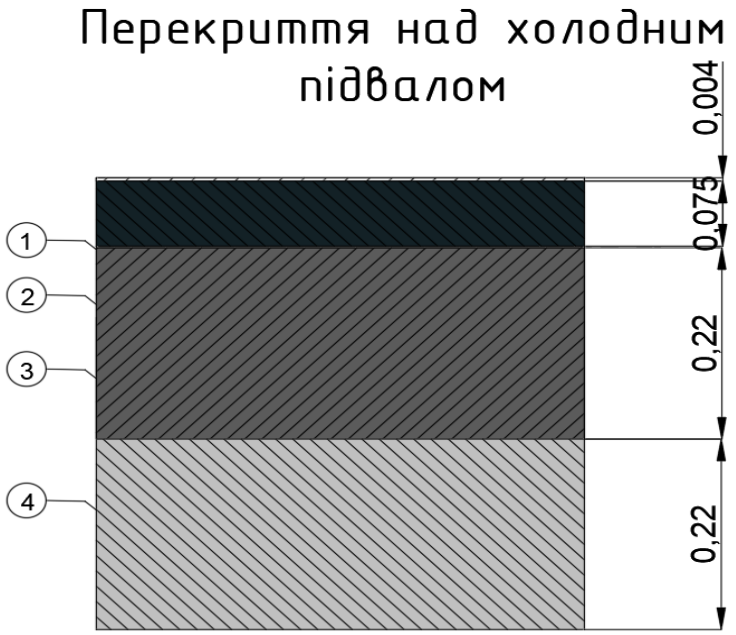


Рис. 2.3 Конструкція перекриття над холодним підвалом.

Шари:

1. Лінолеум полівінхлоридний на тканинній підоснові

δ = 0,004 м, λ = 0,29 Вт/(м град. С).

2. Розчин цементно-піщаний

δ = 0,075 м, λ = 0,93 Вт/(м град. С).

3. Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі базальтового волокна

δ = 0,14 м, λ = 0,047 Вт/(м град. С).

4. Бетон на гравії або щебені з природного каменю

δ = 0,22 м, λ = 1,86 Вт/(м град. С).

Визначаємо окремі термічні опори для кожного шару конструкції:

$$R_{\text{в}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} = \frac{1}{5{,}9} = 0{,}17\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0{,}004}{0{,}29} = 0{,}014(\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0{,}075}{0{,}93} = 0{,}08\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0{,}14}{0{,}047} = 2{,}98\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

$$R_4 = \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0{,}22}{1{,}86} = 0{,}12\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

$$R_з = \frac{1}{\alpha_з} = \frac{1}{17} = 0{,}06\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$R_\sum = R_в + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_з = 0{,}17 + 0{,}014 + 0{,}08 + 2{,}98 + 0{,}12 + 0{,}06 = 3{,}424\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$

Оскільки за [26] $R_\sum > R_{qmin}$, то обрана конструкція не задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.

Отже, необхідно підібрати оптимальну товщину теплоізоляційного матеріалу для зовнішньої стіни лабораторії.

Для цього приймемо, що $R_\sum > R_{qmin} = 5$ м²*К/Вт.

Тоді визначимо термічний опір для 3-ого шару, а саме виріб теплоізоляційний з мінеральної вати на основі базальтового волокна.

Термічний опір 3-ого шару визначається за формулою:

$$R_3 = R_{qmin} - (R_в + R_1 + R_2 + R_4 + R_з)$$

$R_3 = 5 - (0{,}17 + 0{,}014 + 0{,}08 + 0{,}12 + 0{,}06) = 4{,}556\ \text{м}^2 * \text{К/Вт}.$

Обчислимо товщину теплоізоляційного матеріалу за залежністю:

$$\delta_3 = \lambda_3 * R_3$$

$\delta_3 = 0{,}047 * 4{,}556 = 0{,}214$ м.

Приймаємо, що товщина теплоізоляції зовнішньої стіни $\delta_3 = 0{,}22$ м.

Визначаємо розрахункове значення термічного опору третього шару:

$$R_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0{,}22}{0{,}047} = 4{,}68\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

Визначаємо розрахункове значення опору теплопередачі плоскої багатошарової термічно однорідної стінки:

$$R_\Sigma = R_\text{в} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_\text{з}$$
$$= 0{,}17 + 0{,}014 + 0{,}08 + 4{,}68 + 0{,}12 + 0{,}06$$
$$= 5{,}124\ (\text{м}^2\text{град. С})/\text{Вт}$$

Отже, $R_\Sigma > R_{qmin}$; $5{,}124 > 5$, тому обрана конструкція задовольняється нормативним вимогам по опору теплопередачі.

Таблиця 2.3. Результати розрахунку.

Перекриття над холодним підвалом			
№ шару	Назва	δ	R
1	Лінолеум полівінхлоридний на тканинній підоснові	0,004	0,014
2	Розчин цементно-піщаний	0,075	0,08
3	Вироби теплоізоляційні з мінеральної вати на основі шпательного волокна	0,22	4,68
4	Бетон на гравії або щебені з природного каменю	0,22	0,12
Сума		0,519	5,124

Визначимо розрахункове значення різниці температури між температурами внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні.

$$\Delta t = \frac{t_в - t_з}{R_\sum * \alpha_в}, °C$$

$$\Delta t = \frac{20 + 22}{5{,}124 * 5{,}9} = 1{,}39 °C$$

Згідно [26] табл.5 визначаємо максимально допустиму за санітарно-гігієнічними нормами перепад між температурою внутрішнього повітря в приміщення і приведеною температурою внутрішньої поверхні конструкції. Для навчальних закладів $\Delta t_{с.г.} = 2°C$.

Оскільки, $\Delta t_{пр} \leq \Delta t_{с.г.}$;1,39 ≤ 2, то обрана конструкція задовольняє нормативні санітарно-гігієнічні вимоги.

Значення мінімально допустимого опору теплопередачі вікон становить: $R_{q\ min}$ = 0,9 м^2 · К/Вт . Приймаємо вікна з двокамерний склопакет з 5-камерним ПВХ профілем 4i-14 Ar -4M1-14 Ar -4i, рамка Al з термічним опором R = 0,93 м^2 · К/Вт.

Для побудови графіка Росандера з урахуванням утеплення будівлі необхідно врахувати зменшення тепловтрат і, відповідно, коригування потужності системи опалення. Згідно з вище провединими розрахунками, утеплення дозволяє досягти нормативних значень опору теплопередачі.

Для зовнішньої стіни:

- термічний опір без утеплення:
  $R_{неут} = R_{ут} - R_2 = 4{,}06 - 3{,}19 = 0{,}87 (м^2 град. С)/Вт.$
- термічний опір з утепленням: $R_{ут} = 4{,}06\ (м^2 град. С)/Вт.$
- вікна: R = 0,93 $(м^2 град. С)/Вт$

Для горищного перекриття:

– термічний опір без утеплення:

$$R_{\text{неут}} = R_{\text{ут}} - R_2 = 6{,}085\ - 5{,}53 = 0{,}555(\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}.$$

– термічний опір з утепленням: $R_{\text{ут}} = 6{,}085\ (\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}.$

Для перекриття над холодним підвалом:

– термічний опір без утеплення:

$$R_{\text{неут}} = R_{\text{ут}} - R_2 = 5{,}124\ - 4{,}68 = 0{,}444(\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}.$$

– термічний опір з утепленням: $R_{\text{ут}} = 5{,}124\ (\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}.$

Утеплення значно знижує втрати тепла, тому для кожного значення "n, год" потужність системи (Q, кВт) буде знижена.

Зниження потужністі після утеплення (Q') можна розрахувати за формулою:

$$Q` = Q * \frac{R_{\text{неут}} + R_{\text{вікна}}}{R_{\text{ут}} + R_{\text{вікна}}}, \text{кВт}$$

$R_{\text{неут}}$ — початковий опір теплопередачі$(\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}$, $R_{\text{ут}}$ — новий опір $(\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}$, $R_{\text{вікна}}$ – опір вікна $(\text{м}^2\text{град.}\,\text{С})/\text{Вт}$.

$$Q` = 251 * \frac{0{,}87 + 0{,}555 + 0{,}444 + 0{,}7}{4{,}06 + 6{,}085 + 5{,}124 + 0{,}93} = 39{,}8\ \text{кВт}$$

Тобто потужність системи опалення після утеплення буде:

$$Q - Q` = 251 - 39{,}8 = 211{,}2\ \text{кВт}$$

На графіку Росандера (рис.2.4.) представлений температурний графік 95/70 без проведення утеплення будівлі та з склопакетами старого виконання та з утепленням і зі встановленням нових двокамерних склопакетів та температурний графік 70/50.

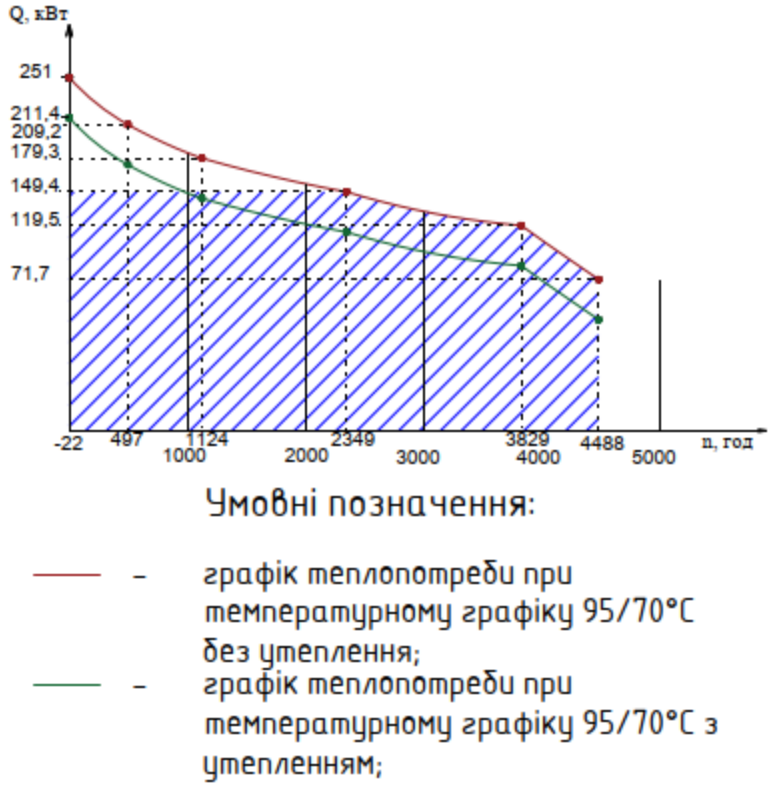


Рис.2.4 Графік Росандера теплопотреби.

Згідно [19] результати розрахунків показали, що повна термосанація будівель призводить до економії теплоти для різних типів будівель від 30% до 43%. В середньому це виходить приблизно 34%.

Крім того, енергоефективність будівель багато в чому визначається не лише утепленням, але й загальним станом інженерних систем. Стара інфраструктура, включаючи неефективні системи вентиляції, застарілі вікна та двері, сприяє значним втратам тепла. Крім того, низька енергоефективність будівель призводить до перевитрат енергоресурсів, оскільки для забезпечення достатнього рівня тепла в приміщеннях потрібно подавати теплоносій більш високої температури. Зниження температурного графіка без модернізації інженерних систем та підвищення енергоефективності спричинить проблеми з підтримкою тепла в будівлях. Однак повна термосанація житлового будинку

– це складна організаційно в умовах України та дуже дорога технологія. Наразі іде хаотично, повільно [9] та може не дати бажаного результату.

Крім того, наразі велика частина теплотрас знаходяться у поганому технічному стані, що призводить до значних втрат тепла під час транспортування. За даними [7, 10, 11, 12] втрати в мережах можуть досягати 20-30%, особливо у старих системах, де ізоляція труб сильно зношена або відсутня. У таких умовах перехід на низькотемпературні режими може призвести до ще більших втрат, оскільки зниження температури у подавальному трубопроводі посилює втрати на транспортування тепла через старі та неізольовані трубопроводи. Для успішного впровадження низькотемпературних графіків потрібна модернізація теплових мереж з використанням нових ізоляційних матеріалів та технологій, що мінімізують тепловтрати.

Дане рішення є нераціональним через кілька ключових чинників:

1. Вартість матеріалів: Нові труби, особливо якщо вони виготовлені зі спеціальних матеріалів, що мають підвищену стійкість до корозії та мають утеплення (наприклад, попередньо ізольовані труби), є дорогими.
2. Розкопки та земляні роботи: Щоб замінити теплотраси, необхідно проводити масштабні земляні роботи, які самі по собі є витратними. Крім того, у міських умовах потрібно брати до уваги складність доступу до теплотрас через інші підземні комунікації (газопроводи, електромережі тощо).
3. Спеціальне обладнання: Для демонтажу старих і встановлення нових труб потрібно використовувати спеціальне будівельне обладнання, яке може бути дорогим в оренді або придбанні.

4. Витрати на робочу силу: Робота кваліфікованих спеціалістів, таких як будівельники, зварювальники, інженери і контролери якості, коштує дорого, особливо якщо проект складний і довготривалий.
5. Перекриття теплопостачання: У процесі заміни труб теплопостачання може бути тимчасово припинене, що вимагає додаткових заходів з боку енергетичних компаній для забезпечення споживачів альтернативними джерелами тепла або компенсації.
6. Додаткові витрати на логістику та координацію: Організація транспортування матеріалів, узгодження з місцевими органами влади щодо перекриття доріг та робіт у громадських місцях також додають витрат.
7. Оновлення всієї інфраструктури: Часто заміна труб супроводжується потребою оновлення супутніх елементів, як-от насосів, вентилів, теплоізоляції або навіть системи управління.

Тому через корозійні процеси та неналежну якість обслуговування трубопроводи знаходяться в аварійному стані, що призводить до частих аварій, проривів і втрат теплової енергії. Внаслідок корозії труб, яка призводить до зменшення товщини стінок труб, труби не здатні витримувати термічні напруги, які виникають при температурному подовженні, що характерно для високотемпературних процесів. Отже, відповідно до вимог нормативного документу [7], температурна таблиця для міського опалення в Україні повинна бути в межах 150/70^{o}C або 130/70^{o}C, що не може підтримуватись, тому Київ офіційно приймає графік 115/70^{o}C [8] та 80/60^{o}C для Житомира.

Розрахунок системи якісного регулювання зводиться до визначення температур «прямої» $T_{пр}$ і «зворотної» $T_{звор}$ води в опалювальній мережі в залежності від необхідного в даних умовах теплового навантаження. Температури «прямої» і «зворотної» води визначають згідно з за рівняннями:

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{вн}} + \Delta T * Q^{0.8} + Q * \frac{\theta}{2};\ ^{\circ}\text{C} \quad (1.12)$$

$$T_{\text{звор}} = T_{\text{вн}} + \Delta T * Q^{0.8} - Q * \frac{\theta}{2};\ ^{\circ}\text{C} \quad (1.13)$$

де $Q = (T_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}}) * (T_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}^{\text{розр}}})$ – відношення опалювального навантаження при даній температурі зовнішнього повітря $T_{\text{зовн}}$ до опалювального навантаження при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $T_{\text{зовн}^{\text{розр}}}$;

$T_{\text{вн}}$ - температура повітря в приміщенні;

$$\Delta T = 0{,}5 * (T_{\text{пр}} + T_{\text{звор}}) - T_{\text{вн}};\ ^{\circ}\text{C} \quad (1.14)$$

$\theta = T_{\text{пр}} + T_{\text{звор}}$ - різниця температур прямої та зворотної води тепломережі (у системі опалення) за розрахункової температури зовнішнього повітря.

Обчислюємо розрахункову середню температуру опалювального прибору та відносний тепловий потік:

$$\overline{Q_o} = \frac{t_i - t_h}{t_i - t_o};\ ^{\circ}\text{C} \quad (1.15)$$

деt_i – температура внутрішнього повітря приміщення, приймається +20 °С;

t_o - розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С;

t_h – будь-яка температура зовнішнього повітря, °С.

Результати розрахунку графіка регулювання теплових потоків на опалення зводимо в таблицю:

Табл. 2.4. Результати розрахунку.

tзовн	tпр	Qo	tпод.оп	tзвор.оп
-22	82.5	1	95.00	70.00
-21		0.98	93.12	68.72
-20		0.95	91.24	67.43
-19		0.93	89.37	66.15
-18		0.90	87.49	64.87
-17		0.88	85.62	63.60
-16		0.86	83.75	62.32
-15		0.83	81.88	61.05
-14		0.81	80.02	59.78
-13		0.79	78.15	58.51
-12		0.76	76.29	57.24
-11		0.74	74.43	55.98
-10		0.71	72.58	54.72
-9		0.69	70.72	53.46
-8		0.67	68.87	52.21
-7		0.64	67.03	50.96
-6		0.62	65.18	49.71

Табл. 2.4. Продовження

-5		0.60	63.34	48.46
-4		0.57	61.50	47.22
-3		0.55	59.67	45.98
-2		0.52	57.84	44.74
-1		0.50	56.01	43.51
0		0.48	54.19	42.29
1		0.45	52.37	41.06
2		0.43	50.56	39.85
3		0.40	48.75	38.63
4		0.38	46.95	37.43
5		0.36	45.15	36.22
6		0.33	43.36	35.03
7		0.31	41.58	33.84
8		0.29	39.80	32.66

Температурний графік *95*ºС */70*ºС буде представлений на рис.2.5.

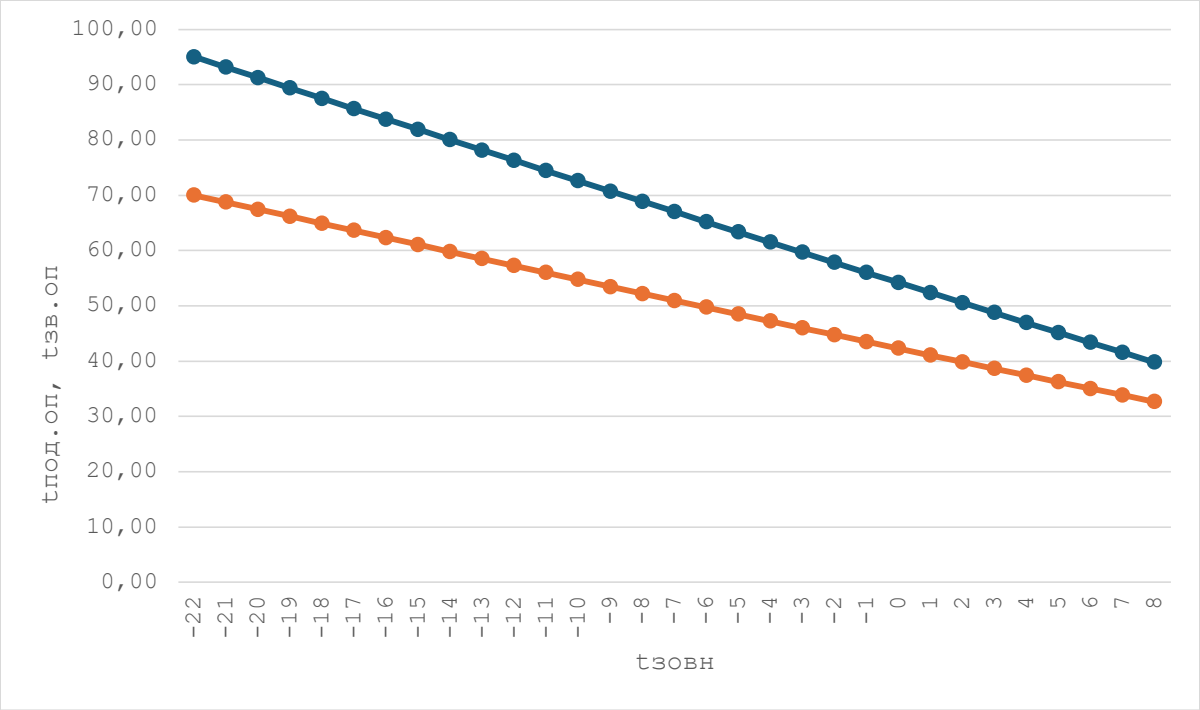


Рис. 2.5. Температурний графік 95 ºС /70 ºС.

Проведемо аналогічні розрахунки для зниженого температурного режиму 80/60 ºС.

Табл. 2.5. Результати розрахунку при зниженому температурному графіку.

tзовн	tпод.оп	tзвор.оп
-22	80.00	60.00
-21	78.81	59.34
-20	77.61	58.68
-19	76.41	58.01
-18	75.20	57.33
-17	73.99	56.65
-16	72.77	55.96
-15	71.55	55.27

Табл. 2.5. Продовження

-14	70.32	54.57
-13	69.08	53.86
-12	67.84	53.14
-11	66.60	52.41
-10	65.34	51.68
-9	64.08	50.94
-8	62.82	50.19
-7	61.54	49.43
-6	60.26	48.66
-5	58.97	47.88
-4	57.67	47.09
-3	56.36	46.29
-2	55.04	45.47
-1	53.72	44.65
0	52.38	43.81
1	51.03	42.96
2	49.67	42.09
3	48.30	41.21
4	46.91	40.31
5	45.51	39.39
6	44.10	38.45
7	42.66	37.49
8	41.21	36.51

Температурний графік *80*°С */60*°С буде представлений на рис.2.6.

Рис. 2.6. Знижений температурний графік 80 °С /60 °С.

Таким чином, зниження температурних графіків у системах централізованого теплопостачання є необхідним кроком для підвищення енергоефективності та зменшення витрат на енергоресурси. Проте цей процес ускладнюється рядом стримуючих факторів, серед яких основними є застарілі системи опалення, поганий стан трубопроводів, низька енергоефективність і відсутність утеплення будівель. Для успішної реалізації низькотемпературних графіків необхідні комплексні заходи, включаючи модернізацію теплових мереж, термомодернізацію будівель і впровадження енергоефективних технологій.

Другий шлях впровадження низькотемпературного графіка є більш реалістичним і досягнути його можна двома методами. Можна використовувати прямий електронагрів, або використовувати теплові насоси. Можна використовувати теплові насоси, що економить електроенергію. В цьому разі можливі три варіанти. В якості джерела теплоти можна використовувати відпрацьовану воду з системи каналізації. Але в цьому методі є дві вади – по-перше, ця вода брудна, а по-друге, необхідно використовувати збірну ємність, бо надходження води нерівномірне протягом доби. Другий варіант – це повітряні теплові насоси. В цьому варіанті виникає проблема боротьби з шумом, який генерує вентилятор теплового насосу. Нарешті можна використовувати тепловий насос в самій схемі абонентського вводу. Головна проблема полягає в тому, що зі збільшенням різниці між температурою джерела низькопотенційного тепла та бажаною температурою теплоносія ефективність роботи теплового насоса суттєво знижується, що призводить до зростання вартості виробленого тепла. Тому в багатьох випадках теплові насоси, особливо ті, що використовують повітря як джерело тепла, працюють у парі з так званими "резервними" джерелами, які використовують викопне паливо. Традиційні водогрійні котли часто підключаються в моменти, коли зовнішні температури досягають критично низьких показників, оскільки в таких умовах ефективність теплового насоса різко падає.

Однак на сьогодні можливий варіант використання теплових насосів в абонентських вводах. Щоб реалізувати мету використання теплового насосу в абонентському вводі, необхідно забирати тепло зі зворотного трубопроводу, знижуючи температуру води в ньому. Зниження температури зворотної води на 15 °С дозволить досягти різниці між температурами у випарнику та конденсаторі в 50 °С. Проте при такій величині температурної різниці

ефективна експлуатація теплового насоса з високим коефіцієнтом корисної дії виглядає сумнівною. Тому у цій роботі буде розглянута можливість застосування теплових насосів для утилізації тепла зворотної води з мережі централізованого теплопостачання, у безпосередній близькості від споживачів, таких як центральні теплові пункти (ЦТП) або котельні під час пікових навантажень. Однією з основних переваг таких теплових схем є зниження температури зворотної води, що дозволяє підвищити загальний обсяг виробленої електроенергії та тепла на теплоелектроцентралях (ТЕЦ). Це є особливо важливим, оскільки температура зворотної води часто завищена з різних причин, не тільки технічного характеру.

Використання теплових насосів у таких умовах дає можливість покращити ефективність системи теплопостачання, оскільки при значних перепадах температур можна досягти високого коефіцієнта перетворення тепла. Встановлення здвоєних теплових насосів у таких схемах дозволяє максимально використати тепловий потенціал зворотної води, що повертається з системи, і тим самим зменшити енергетичні витрати на пікові періоди. Окрім цього, зниження температури зворотної води покращує загальну ефективність роботи ТЕЦ, оскільки дозволяє збільшити виробництво електроенергії, що є ключовим фактором для підвищення енергоефективності таких систем.

3. Способи вирішення проблем

Згідно європейській тенденція, яка супроводжується трендом до зниження температурного графіка, пов’язаного з необхідністю модернізації систем теплопостачання, встановлюючи поновлювальні джерела теплоти, які є низькотемпературними [6].

Як описувалось вище в розділах, особливості зниження температурного графіка в Україні супроводжується необхідністю збільшення площ опалювальних приладів або підтримання високого класу енергоефективності будівлі, тобто утеплення огороджувальних конструкцій. Оскільки при недотриманні цих вимог, зниження температурного графіка приведе до недостачі тепла у системі опалення. Розгядаючи дані питання, необхідно віддати перевагу утепленню конструкцій будівель, оскільки це сприяє зменшенню тепловтрат, а збільшення площі опалювальних приладів – підтриманню комфортної температури у приміщенні.

При зниженні температурного графіка можна дійти до позитивного аспекту, а саме зниження тепловтрат в мережі. Реалізувати зниження температурного графіка можливо і не виконуючи утеплення будівель та збільшуючи площі опалювальних приладів.

Першим варіантом є встановлення електричного теплообмінника в абонентському вводі - це пристрій, який використовується для підвищення температури теплоносія за допомогою електричної енергії. Його основна функція полягає в забезпеченні достатньої температури подачі теплоносія у випадках, коли тепло від централізованого постачання недостатнє, наприклад, при використанні низькотемпературних графіків теплопостачання.

Принцип роботи електричного теплообмінника полягає у тому, що обладнання працює за рахунок електронагрівачів (ТЕНів), які передають тепло від електричного нагрівача до рідини (води або іншого теплоносія). Це забезпечує нагрів теплоносія до необхідної температури перед його подачею в систему опалення або гарячого водопостачання (ГВП). Система також включає автоматичні регулятори для контролю температури, що дозволяє підтримувати стабільний температурний режим.

Етапи роботи електричного теплообмінника:

1) **Нагрівання теплоносія**: Електричний нагрівач (ТЕН) підігріває воду або інший теплоносій, що надходить до теплообмінника. Потужність ТЕНів можна регулювати в залежності від потреб в тепловій енергії.

2) **Циркуляція теплоносія**: Теплоносій циркулює через теплообмінник, забезпечуючи передачу тепла до системи опалення або ГВП. Система забезпечує підтримку необхідного потоку рідини для ефективного нагріву.

3) **Контроль температури**: Вбудовані датчики температури і терморегулятори дозволяють автоматично контролювати температуру води, запобігаючи перегріванню або недостатньому нагріванню. Це забезпечує стабільність роботи системи.

4) **Відключення при досягненні необхідної температури**: Коли вода досягає необхідної температури, система автоматично вимикає нагрівачі для зниження витрат енергії. Це дозволяє забезпечити ефективну роботу з мінімальними витратами електроенергії.

ТЕНи для догріву води в абонентському вводі є швидким і простим рішенням для забезпечення необхідної температури теплоносія в

низькотемпературних системах опалення. Вони надають точний контроль температури і можуть легко інтегруватися в уже існуючі системи теплопостачання. Однак їх використання супроводжується високими експлуатаційними витратами на електроенергію.

Другим варіантом є впроваження в абонентський ввід теплового насосу «вода-вода». Схема теплового пункту, що включає тепловий насос типу «вода-вода» показана на рис.3.1. Згідно цій схемі випарник тепловго насосу розміщується на зворотньому трубопроводі на виході з абонентського вводу, а конденсатор – на подаючому трубопроводі на вході в абонентський ввід. В результаті тепловий насос підвищує температуру на вході до необхідної в найгіршому випадку до 95°С, за рахунок зниження температури зворотньої води.

Використання теплових насосів в абонентських вводах можливе, проте слід врахувати, що при зниженому температурному графіку 80/60°С в найхолодніші п’ятиденки для досягнення необхідної температури 95 °С в опалювальному приладі буде не вистачати 15 °С. Щоб реалізувати мету використання теплового насосу в абонентському вводі, необхідно забирати тепло зі зворотного трубопроводу, знижуючи температуру води в ньому. Зниження температури зворотної води на 15 °С дозволить досягти різниці між температурами у випарнику та конденсаторі в 50 °С. Проте при такій величині температурної різниці ефективна експлуатація теплового насоса з високим коефіцієнтом корисної дії виглядає сумнівною.

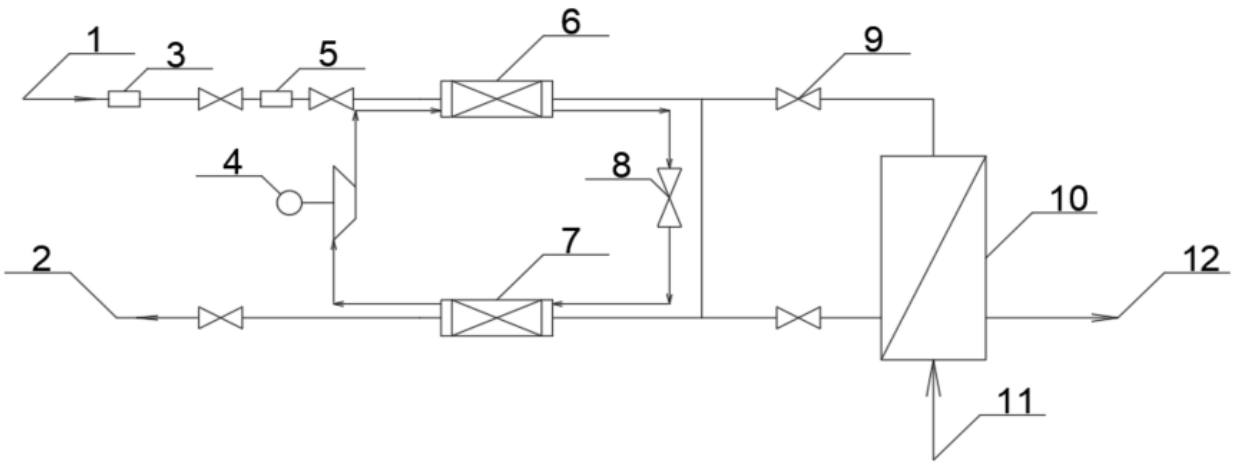


Рис. 3.1. Схема теплового насосу в індивідуальному тепловому пункті.

1 – подавальний трубопровід теплової мережі; 2 – зворотний трубопровід теплової мережі; 3 – відмулювач; 4- компресор; 5 – сітчастий фільтр; 6 – конденсатор; 7 – випарник; 8 – дросель-клапан; 9 – запірна арматура; 10 – пластинчастий теплообмінник; 11 – зворотний трубопровід від споживача; 12 – подавальний трубопровід до споживача.

При великих перепадах температур можна досягти високого коефіцієнта перетворення тепла, якщо встановити здвоєні теплові насоси. Схема здвоєних теплових насосів показана на рис.3.2. Крім того, оскільки клімат поступово потеплішає, такі великі перепади температур можна очікувати лише протягом п’яти днів протягом опалювального сезону. Протягом решти опалювального сезону ця різниця температур буде набагато меншою.

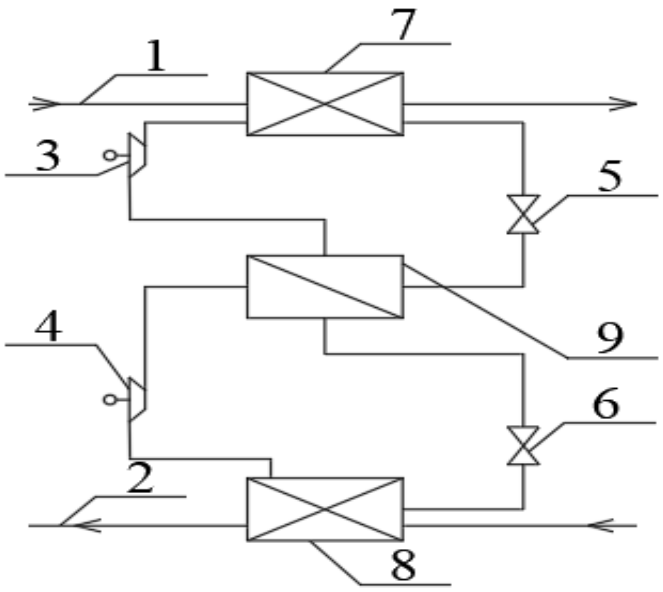


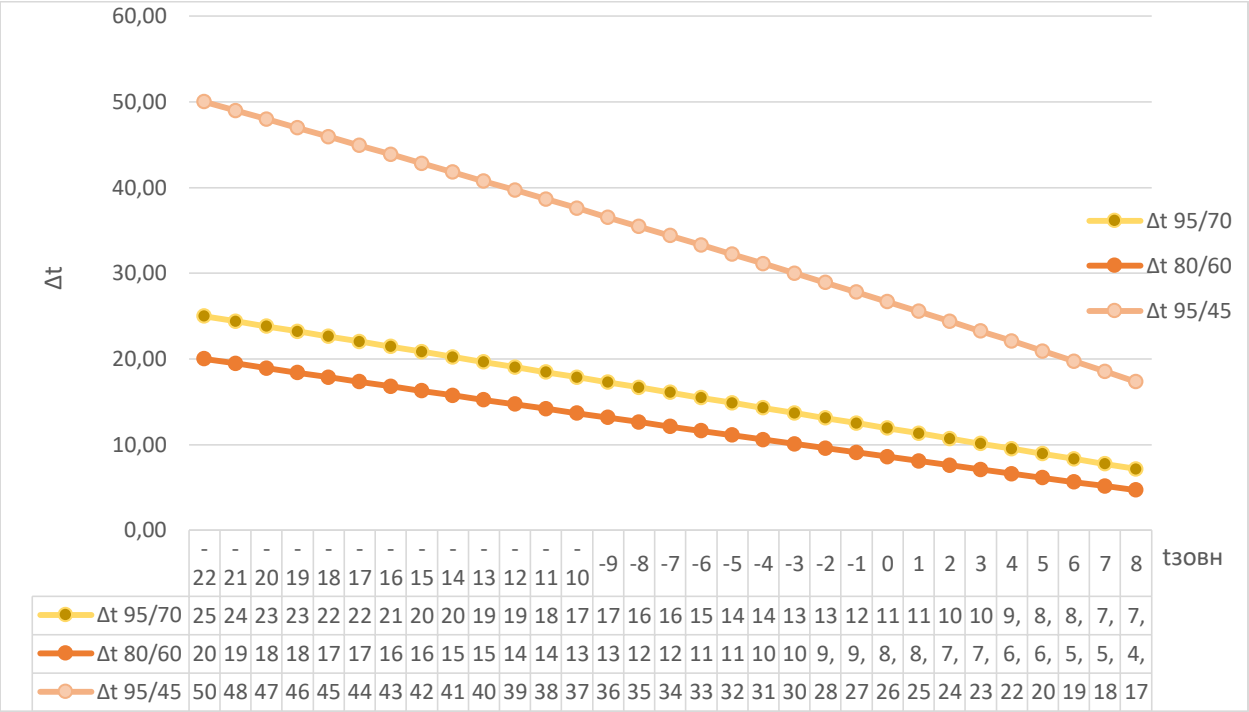
Рис. 3.2. Схема підключення здвоєних теплових насосів.

1 – подавальний трубопровід теплової мережі; 2 – зворотний трубопровід теплової мережі; 3 – компресор першого ступеня теплового насосу; 4 – компресор другого ступеня; 5 - дросель-клапан першого ступеня теплового насосу; 6 - дросель-клапан другого ступеня теплового насосу; 7 – конденсатор; 8 - випарник; 9 – теплообмінник.

При підключенні здвоєних теплових насосів, у теплообміннику конденсат конденсується від першого ступеня теплового насосу і випаровує фреон у другому ступені.

На рис.3.3 представлений графік, який демонструє залежність перепаду температур (Δt) між подавальним і зворотним трубопроводами системи теплопостачання від зовнішньої температури ($t_{зовн}$). Ця залежність є важливою для проєктування і оптимізації систем опалення, особливо для систем із тепловими насосами. Теплові насоси найефективніше працюють у низькотемпературних режимах, оскільки це знижує навантаження на компресор і підвищує ефективність теплового перетворення. На графіку

видно, що режим має найбільший перепад температур за низьких зовнішніх температур, що забезпечує комфортний рівень обігріву приміщення при мінімальних витратах енергії.



tзовн	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Δt 95/70	25	24	23	23	22	22	21	20	20	19	19	18	17	17	16	16	15	14	14	13	13	12	11	11	10	10	9,	8,	8,	7,	7,
Δt 80/60	20	19	18	18	17	17	16	16	15	15	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	9,	9,	8,	8,	7,	7,	6,	6,	5,	5,	4,
Δt 95/45	50	48	47	46	45	44	43	42	41	40	39	38	37	36	35	34	33	32	31	30	28	27	26	25	24	23	22	20	19	18	17

Рис. 3.3. Графік перепаду температур між подавальним та зворотни трубопроводами залежно від зовнішньої температури.

Для кожної лінії на графіку ми обчислимо COP на основі даних для зовнішніх температур і подачі:

- **95/70**: температура подачі = 95°C, зворотна = 70°C
- **80/60**: температура подачі = 80°C, зворотна = 60°C

Тепер обчислимо COP для різних зовнішніх температур tзовн, взявши кілька прикладів значень із графіка.

Формула для розрахунку COP:

$$\mathrm{COP} = \frac{\mathrm{T_{под}}}{\mathrm{T_{под}} - \mathrm{T_{зовн}}}; \quad (2.1)$$

де $\mathrm{T_{под}}$ — температура подачі в Кельвінах (T°C + 273.15),

$\mathrm{T_{зовн}}$— зовнішня температура в Кельвінах.

Ця формула заснована на ідеальному циклі Карно, де ефективність теплового насоса залежить від різниці між температурою джерела та споживання.

Для режиму 95°C/70°C:

- при зовнішній температурі -22°C:

$$\mathrm{COP} = \frac{95 + 273{,}15}{(95 + 273{,}15) - (-22 + 273{,}15)} = 3{,}15$$

- при зовнішній температурі 0°C:

$$\mathrm{COP} = \frac{95 + 273{,}15}{(95 + 273{,}15) - (0 + 273{,}15)} = 3{,}87$$

- при зовнішній температурі +8°C:

$$\mathrm{COP} = \frac{95 + 273{,}15}{(95 + 273{,}15) - (8 + 273{,}15)} = 4{,}23$$

Для режиму 80°C/60°C:

- при зовнішній температурі -22°C:

$$\mathrm{COP} = \frac{80 + 273{,}15}{(80 + 273{,}15) - (-22 + 273{,}15)} = 3{,}46$$

- при зовнішній температурі 0°C:

$$\mathrm{COP} = \frac{80 + 273{,}15}{(80 + 273{,}15) - (0 + 273{,}15)} = 4{,}41$$

- при зовнішній температурі +8°C:

$$\text{COP} = \frac{80 + 273{,}15}{(80 + 273{,}15) - (8 + 273{,}15)} = 4{,}9$$

Табл. 3.1. Результати розрахунку COP.

tзовн	*COP 95/70*	*COP 80/60*
-22	*3.15*	*3.46*
-21	*3.17*	*3.50*
-20	*3.20*	*3.53*
-19	*3.23*	*3.57*
-18	*3.26*	*3.60*
-17	*3.29*	*3.64*
-16	*3.32*	*3.68*
-15	*3.35*	*3.72*
-14	*3.38*	*3.76*
-13	*3.41*	*3.80*
-12	*3.44*	*3.84*
-11	*3.47*	*3.88*
-10	*3.51*	*3.92*
-9	*3.54*	*3.97*
-8	*3.57*	*4.01*
-7	*3.61*	*4.06*
-6	*3.65*	*4.11*
-5	*3.68*	*4.15*
-4	*3.72*	*4.20*
-3	*3.76*	*4.25*

Таблиця 3.1.Продовження

-2	*3.80*	*4.31*
-1	*3.83*	*4.36*
0	*3.88*	*4.41*
1	*3.92*	*4.47*
2	*3.96*	*4.53*
3	*4.00*	*4.59*
4	*4.05*	*4.65*
5	*4.09*	*4.71*
6	*4.14*	*4.77*
7	*4.18*	*4.84*
8	*4.23*	*4.90*

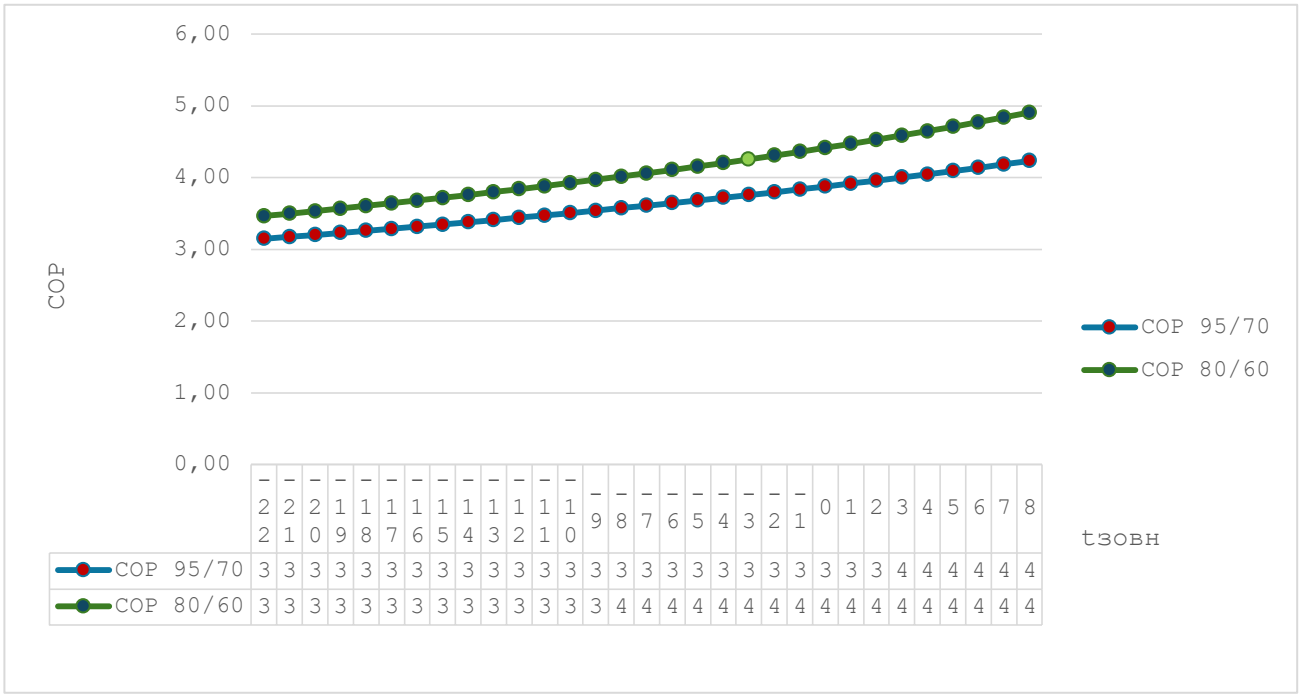


Рис. 3.4. Графік COP при температурі води подавального трубопроводу 95°C та 80°C залежно від зовнішньої температури.

Як описувались раніше в розділі 2, для того щоб реалізувати мету використання теплового насосу в абонентському вводі, необхідно забирати тепло зі зворотного трубопроводу, знижуючи температуру води в ньому. Зниження температури зворотної води на 15 °С дозволить досягти різниці між температурами у випарнику та конденсаторі в 50 °С. Проте при такій величині температурної різниці ефективна експлуатація теплового насоса з високим коефіцієнтом корисної дії виглядає сумнівною. При великих перепадах температур можна досягти високого коефіцієнта перетворення тепла, якщо встановити двоступеневі теплові насоси. Крім того, оскільки клімат поступово потеплішає, такі великі перепади температур можна очікувати лише протягом декількох днів протягом опалювального сезону. Протягом решти опалювального сезону ця різниця температур буде набагато меншою.

Одноступеневий насос працює з постійною потужністю, тобто компресор вмикається або на максимумі, або повністю вимикається. Ефективність пристрою залежить від зовнішньої температури, і з її зниженням продуктивність погіршується.

Переваги одноступеневого теплового насоса:

- Простота конструкції, що зменшує ризик поломок.
- Нижча вартість купівлі та встановлення.
- Менше витрат на обслуговування через простішу систему.

Недоліки:

- Зниження ефективності в умовах сильних морозів.
- Відсутність плавного регулювання потужності призводить до перевитрати енергії.
- Менш стабільний комфорт у приміщенні через циклічність роботи.

Приклад роботи: Коли температура у приміщенні падає нижче встановленого рівня, насос включається на повну потужність. Після досягнення цільової температури він вимикається. Така циклічна робота може викликати температурні коливання.

Двоступеневий насос має два рівні продуктивності: низьку (для нормальних умов) і високу (для екстремальних температур). Завдяки адаптивній роботі компресор забезпечує оптимальний баланс між ефективністю та енергоспоживанням.

Переваги:

- Вища енергоефективність, особливо за низьких температур.
- Плавна робота знижує знос обладнання та продовжує термін його служби.
- Більш стабільний мікроклімат у приміщенні завдяки зменшенню циклічності.
- Низький рівень шуму при роботі в режимі низької потужності.

Недоліки:

- Вища вартість придбання та монтажу.
- Більша складність обслуговування через наявність додаткових компонентів.
- Для регіонів із помірним кліматом додаткова продуктивність може бути недоцільною.

Приклад роботи: Влітку насос працює на низькому рівні потужності, підтримуючи комфортну температуру. Взимку, при сильних морозах, автоматично переходить на високий рівень, забезпечуючи надійний обігрів.

Вибір між одноступеневим та двоступеневим тепловим насосом залежить від клімату, бюджету та вимог до комфорту:

– **Одноступеневий насос** підійде для регіонів із помірним кліматом, де немає екстремальних температур. Він дешевший і простіший у використанні.

– **Двоступеневий насос** є кращим вибором для холодного клімату, великих приміщень або ситуацій, де важливий комфорт і довгострокова економія енергії.

Для наглядності проведемо розрахунки для одноступеневого теплового насосу та для двоступеневого теплового насосу для порівняння і точного визначення коефіцієнта перетворення.

Якщо температура робочої рідини (подачі) дорівнює +95°C, внесемо це значення у формули для обчислення COP.

- для одноступінчастого теплового насосу формула для COP прийме вигляд:

$$\mathrm{COP}_{\text{одност}} = \frac{\mathrm{T}_{\text{под}}}{\mathrm{T}_{\text{под}} - \mathrm{T}_{\text{зовн}}}; \qquad (2.2)$$

де $\mathrm{T}_{\text{под}}$ — температура подачі в Кельвінах (T°C + 273.15),

$\mathrm{T}_{\text{зовн}}$— зовнішня температура в Кельвінах.

- для двоступінчастого теплового насосу формула для COP прийме вигляд (для двоступінчастого компресора беремо на 10% більший COP):

$$\text{COP}_{\text{двост}} = \text{COP}_{\text{одност}} * 1{,}1; \quad (2.3)$$

Проведемо розрахунок COP для одноступінчастого та двоступінчастого компресора теплового насосу:

- при температурі зовнішнього повітря -22°C:

$$\text{COP}_{\text{одност}} = \frac{95 + 273{,}15}{95 + 273{,}15 - (-22 + 273{,}15)} = 3{,}15$$

$$\text{COP}_{\text{двост}} = 3{,}15 * 1{,}1 = 3{,}47$$

- при температурі зовнішнього повітря -15°C:

$$\text{COP}_{\text{одност}} = \frac{95 + 273{,}15}{95 + 273{,}15 - (-15 + 273{,}15)} = 3{,}35$$

$$\text{COP}_{\text{двост}} = 3{,}35 * 1{,}1 = 3{,}68$$

- при температурі зовнішнього повітря 0°C:

$$\text{COP}_{\text{одност}} = \frac{95 + 273{,}15}{95 + 273{,}15 - (0 + 273{,}15)} = 3{,}87$$

$$\text{COP}_{\text{двост}} = 3{,}87 * 1{,}1 = 4{,}26$$

- при температурі зовнішнього повітря +8°C:

$$\text{COP}_{\text{одност}} = \frac{95 + 273{,}15}{95 + 273{,}15 - (8 + 273{,}15)} = 4{,}23$$

$$\text{COP}_{\text{двост}} = 4{,}23 * 1{,}1 = 4{,}65$$

Табл. 3.2. Результати розрахунку COP для двоступеневого та одноступеневого теплового насосу.

tзовн	COPодност	COPдвост
-22	3.15	3.46
-21	3.17	3.49
-20	3.20	3.52
-19	3.23	3.55
-18	3.26	3.58
-17	3.29	3.62
-16	3.32	3.65
-15	3.35	3.68
-14	3.38	3.72
-13	3.41	3.75
-12	3.44	3.78
-11	3.47	3.82
-10	3.51	3.86
-9	3.54	3.89
-8	3.57	3.93
-7	3.61	3.97
-6	3.65	4.01
-5	3.68	4.05
-4	3.72	4.09
-3	3.76	4.13
-2	3.80	4.17
-1	3.83	4.22
0	3.88	4.26

Табл. 3.2.Продовження.

1	3.92	4.31
2	3.96	4.35
3	4.00	4.40
4	4.05	4.45
5	4.09	4.50
6	4.14	4.55
7	4.18	4.60
8	4.23	4.65

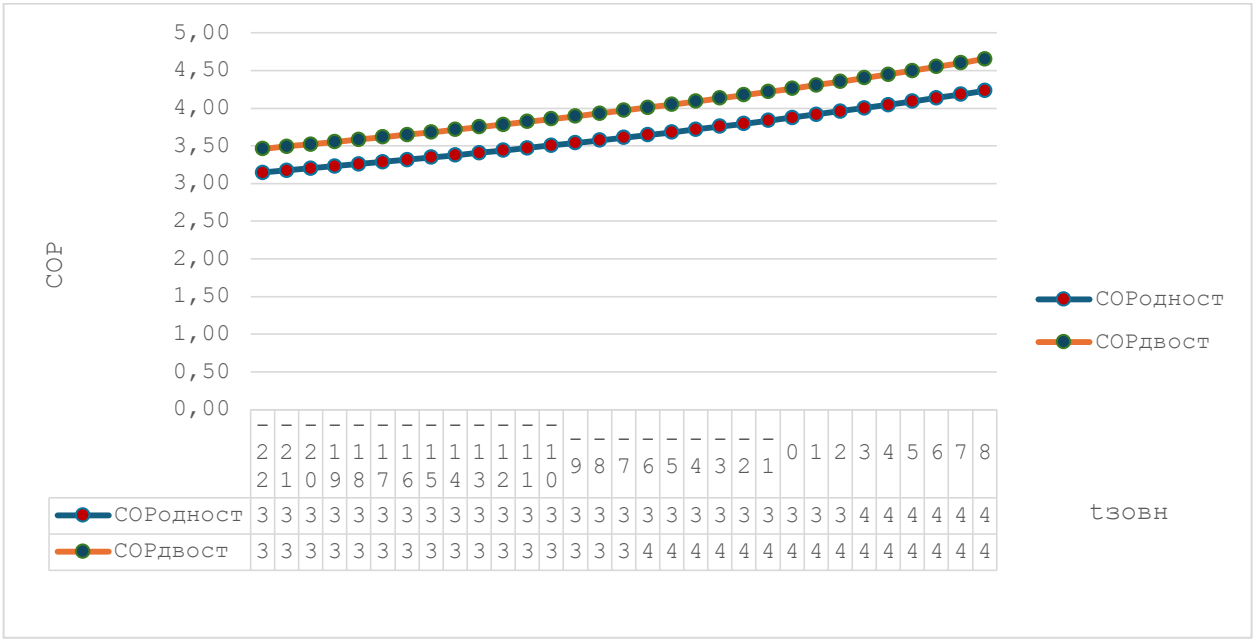


Рис. 3.5. Графік для двоступеневого та одноступеневого теплового насосу.

Якщо будинок з таким ІТП підєднані до ТЕЦ, яка працює за термодинамічним циклом Рєнкіна, то зворотна вода приходить на конденсатор ТЕЦ і таким чином знижує температуру в ньому. А це веде до збільшення ККД цикла Рєнкіна, що обумовлює зниження питомої витрати палива в паросилової

установки. Цикл Ренкіна для теплового насоса є основою роботи теплових насосів та холодильних машин, хоча з деякими модифікаціями його часто називають цикл Карно або реальний цикл Ренкіна з фазовим перетворенням. Цей цикл ілюструється на діаграмі температура-ентропія (T-s), де показано фазові переходи робочого тіла (зазвичай холодоагенту) під час його руху через основні компоненти системи.

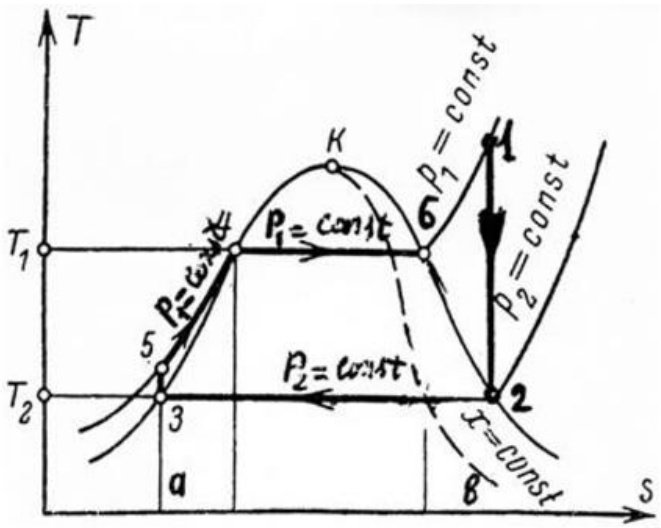


Рис. 3.6. Цикл Ренкіна на T-s діаграмі.

На рис. 3.6 представлений цикл Ренкіну з перегріванням парою в T-S діаграмі. В цьому випадку середня температура підведення тепла збільшується в порівнянні з температурою підведення тепла в циклі без перегріву. Крім того, процес розширення пари в турбіні закінчується в області вищого ступеня сухості, тому умови роботи проточної частини турбіни виявляються легшими.

Пара після турбіни надходить у конденсатор і повністю в ньому конденсується (процес 2-3) при тиску p_2. Потім вода стискається насосом по адіабаті 3-5 до тиску р 1. Мала довжина відрізка 3-5 свідчить про малу роботу стиснення. Під тиском p_1 вода подається в казан, де до неї в ізобарному процесі

p_1 = const підводиться тепло. Спочатку вода в котлі нагрівається до кипіння (ділянка 5-4 ізобари p_1 = const), потім після досягнення температури насичення відбувається ізотермічний та ізобарний процес кипіння (процес 4-6). Далі в пароперегрівачі пар перегрівається (процес 6-1) і в точці 1 надходить на лопатки турбіни. Адіабатне розширення пари в турбіні (процес 1-2) – процес отримання роботи у циклі.

Кількість тепла підводиться до робочого тіла в циклі q1 зображується в T-S діаграмі площею a-3-5-4-6-1-b-a. Тіло, що відводиться в циклі q2, еквівалентно площі a-3-2-b-a. Робота, отримана в циклі, еквівалентна площі 3-5-4-6-1-2-3.

Особливості застосування в тепловому насосі:

– У реальних системах процеси не є ідеально ізоентропними через втрати енергії (наприклад, у компресорі) та необоротність процесу дроселювання.
– Основним завданням теплового насоса є перенесення тепла з низькотемпературного джерела (випарник) до високотемпературного контуру (конденсатор), що й забезпечується цим циклом.

Проведемо розрахунок для двоступеневого теплового насоса. В якості приклада розглянемо роботк двоступеневого теплового насоса з проміжним теплообмінником з тепловою потужністю 251 кВт.

На рис. 3.7 показана теплова схема теплового насоса, який встановлений в абонентському вводі. Температура у випаровувачі становить 3,5°С і в конденсаторі 82°С.

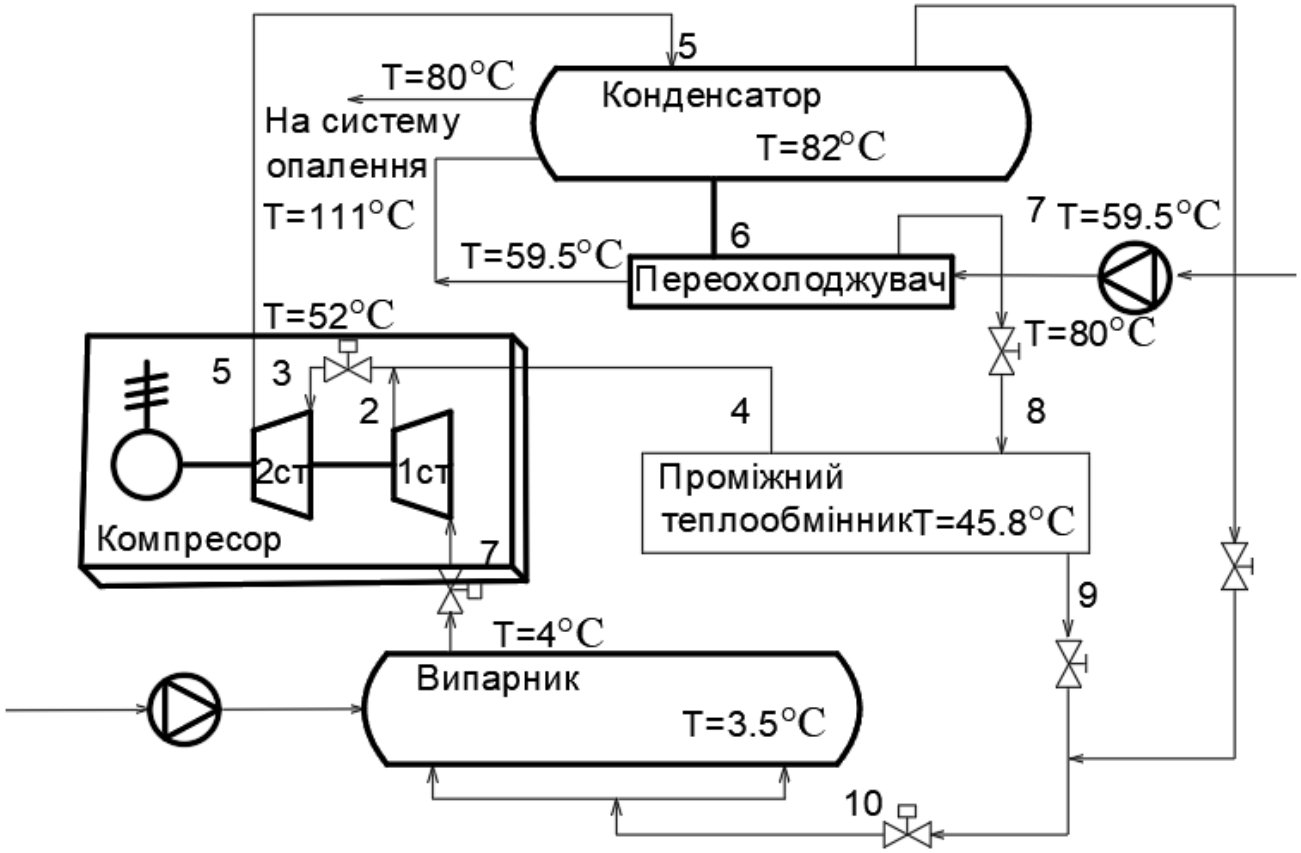


Рис. 3.7. Теплова схема теплового насоса, який встановлений в абонентському вводі.

Робоча речовина надходить у компресор першого ступеня в стані 1. Процес 1-2 - ізоентропне стиснення в компресорі першого ступеня. Стан 3 визначається змішуванням робочої речовини першого ступеня і пари, яка надходить із рідинного теплообмінника. Процес 3-5 - ізоентропне стиснення в компресорі другого ступеня. У стані 5 робоча речовина входить у теплообмінник гарячого водопостачання. Процес 5-11 - збиття перегріву з відведенням теплоти в систему гарячого водопостачання. Після теплообмінника робоча речовина в стані 11 надходить у конденсатор. Процес 11-6 - конденсація пари робочої речовини з відведенням теплоти в систему опалення. Процеси 6-7 - охолодження робочої речовини в пароріднинному теплообміннику V за рахунок пари, що йде з випарника, і в теплообміннику за рахунок кипіння рідини при температурі t, яка подається через дросельний вентиль. Пар, що утворилася в теплообміннику, відсмоктується компресором другого ступеня. Охолоджена робоча речовина в стані 7 дроселюється в основному дросельному вентилі (процес 7-10) і потрапляє у випарник. Процес 10-1 - кипіння робочої речовини у випарнику з відведенням теплоти до споживача холоду.

На рис. 3.8 представлена Р-Н діаграма теплових процесів роботи двоступеневого теплового насоса в індивідуальному тепловому пункті.

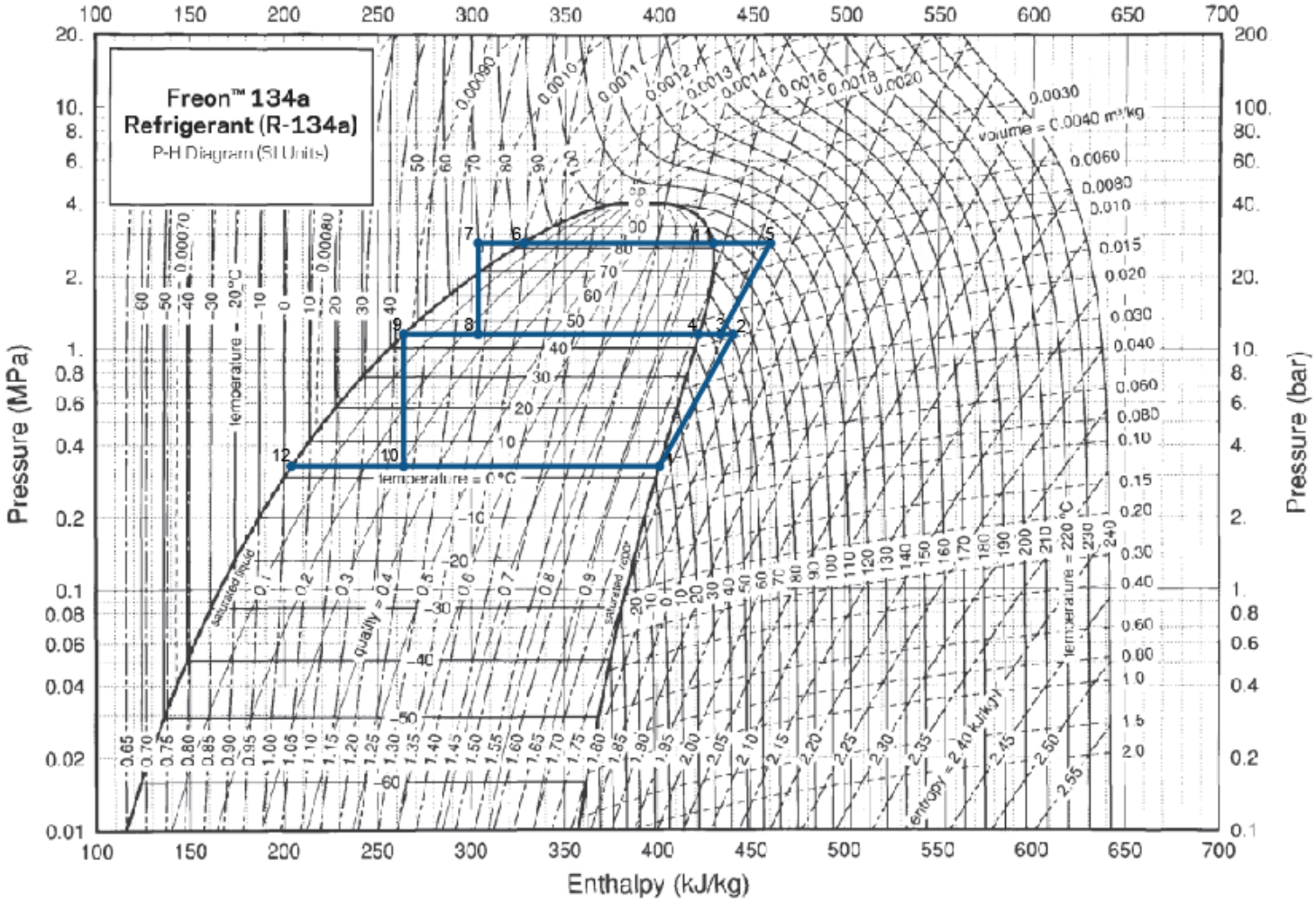


Рис. 3.8 P-H діаграма теплових процесів роботи двоступеневого теплового насоса в індивідуальному тепловому пункті.

При розрахунку двоступеневого теплового насоса з проміжним теплообмінником і двоступеневим дроселюванням витрати холодоагента в контурах низького G_h і високого тиску G_lвизначаються з енергетичного баланса для проміжного теплообмінника в адіабатних умовах:

$$G_h * (h_4 - h_8) = G_l * (h_4 - h_9) \quad (2.4)$$

де $h_4,\ h_8, h_9$ – питомі ентальпії в робочих точках 4,8,9, кДж/кг.

Звідки витікає відношення витрати холодоагента в контурі високого тиску G_h до витрати в контурі низького тиску G_l.

$$\frac{G_h}{G_l} = \frac{(h_4 - h_9)}{(h_4 - h_8)} = \frac{1 + \delta}{1} \quad (2.5)$$

де δ – доля пари з проміжного теплообмінника по відношенню до пари з 1 ступеня компресора, тоді $1 + \delta$ - витрати пари в 2 ступені компресора.

$$\frac{G_h}{G_l} = \frac{(422{,}7 - 262{,}5)}{(422{,}7 - 305)} = 1{,}361$$

Отримаємо $\delta = 0{,}361$.

Ентальпія пара в точці 3, який поступає в 2 ступінь компресора високого тиску, визначається з рівння змішування пари, який виходить з проміжного теплообмінника (точка 4) і з 1 ступеня компресора низького тиску (точка 2).

$$h_3 = \frac{h_2 + \delta * h_4}{1 + \delta}, \text{кДж/кг} \quad (2.6)$$

$$h_3 = \frac{439{,}8 + 0{,}361 * 422{,}7}{1 + 0{,}361} = 435{,}3 \text{ кДж/кг}$$

В розрахунках процесів стиснення в ступенях компресора при визначення питомих ентальпій h_2, h_5 ізоентропійний ККД приймається рівним 0,75.

Тепловий насос на конденсаторі і охолоджувачі може видавати теплову потужність Q =251 кВт і нагрівати воду з t_1 =60°С до t_2 = 80°С.

Витрата у верхньому контурі буде становити:

$$G_h = \frac{Q}{h_5 - h_7}, \text{кг/с} \quad (2.7)$$

$$G_h = \frac{251}{462{,}5 - 304} = 1{,}58 \text{ кг/с}$$

Витрата холодоагента в нижньому контурі:

$$G_l = \frac{G_h}{1 + \delta}, \text{кг/с} \quad (2.8)$$

$$G_l = \frac{1{,}58}{1 + 0{,}361} = 1{,}16 \text{ кг/с}$$

Споживання механічної енергії на привід першого, другого ступеня і компресора в цілому буде становить:

$$N_{k1} = G_l * (h_2 - h_1), \text{кВт} \quad (2.9)$$

$$N_{k1} = 1{,}16 * (439{,}8 - 403{,}5) = 42{,}1 \text{ кВт}$$

$$N_{k2} = G_h * (h_5 - h_3), \text{кВт} \quad (2.10)$$

$$N_{k2} = 1{,}58 * (462{,}5 - 435{,}3) = 42{,}9 \text{ кВт}$$

$$\sum N_k = N_{k1} + N_{k2}, \text{кВт} \quad (2.11)$$

$$\sum N_k = 42{,}1 + 42{,}9 = 85 \text{ кВт}$$

Електромеханічний ККд електродвигуна на валу компресора приймається рівним η = 0,98.

Споживання на привід компресора буде рівним:

$$N = \frac{\sum N_k}{\eta}, \text{кВт} \quad (2.12)$$

$$N = \frac{85}{0{,}98} = 86{,}7 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення тепла визначається за формулою:

$$COP = \frac{Q}{N} \quad (2.13)$$

$$COP = \frac{251}{86{,}7} = 2{,}89$$

Використання теплових насосів на теплових підстанціях з високим COP є перспективним завданням. Це рішення дозволяє знизити температурний графік систем централізованого теплопостачання в старих будівлях. У таких будівлях внутрішні інженерні системи, особливо опалення, спроектовані для роботи в умовах високої температури.

Звісно, теплонаносне обладнання є дороговартісним, але потрібно пам'ятати, що крім капітальних витрат, є ще й експлуатаційні, які завдяки високій ефективності теплових насосів істотно нижчі, ніж у традиційних систем опалення. Але останнім часом клієнти вважають за краще економити не на обладнанні, а на наступних витратах. Особливо це стосується великих комерційних об'єктів, де експлуатаційні витрати відіграють вагому роль.

Застосування теплових насосів у котеджному будівництві також набирає обертів. За минулий рік було реалізовано кілька проектів на базі повітряних теплових насосів у південних регіонах України. Щодо цього року, спостерігається зростання кількості запитів саме на побутові теплові насоси,

тож прогнози загалом позитивні. Основною проблемою українських виробників є брак досвіду і мала популярність на ринку кліматичного обладнання України.

Теплові насоси - це дороге обладнання, і часто споживачі довіряють більш відомим закордонним аналогам. Що стосується технічного боку питання, то потрібно сказати, що розробка високоефективного теплонасосного обладнання вимагає значних інвестицій, які можуть дозволити собі тільки великі компанії.

Як наслідок, показники ефективності українського обладнання поки що нижчі, ніж у лідерів ринку, але можна сказати, що українські виробники показують високі темпи розвитку. Україна дуже гостро потребує цілеспрямованої політики в поєднанні зі стимулюванням державно-приватного партнерства за підтримки уряду. У принципі, плани нашого уряду стосовно питань енергозбереження були прописані ще 2006 року в законі України «Про енергозбереження», тож будемо сподіватися на їхню реалізацію.

Фактори, що стримують розвиток енергозберігаючих та енергоефективних технологій у нашій країні, можна розділити на чотири основні групи:

1. брак мотивації;
2. брак інформації;
3. брак досвіду фінансування проектів;
4. брак організації та координації.

Підсумуючи, можна сказати, що Україна готова до переходу на енергоощадні технології, і, більше того, цей процес уже розпочався, але, як і раніше, цьому перешкоджає фінансовий бік питання.

Питома витрата теплової енергії на опалення житлового фонду перевищує аналогічний показник для таких «холодних» країн, як Швеція, Норвегія та Фінляндія, у 4-5 разів. Фізично і морально застаріле та зношене обладнання провокує зайві енерговитрати і величезні втрати тепла під час транспортування та у споживача, які призводять до необґрунтованого подорожчання комунальних тарифів і послуг та спричиняють небажану соціальну напругу в суспільстві. І якщо раніше ці проблеми нівелювалися низькою вартістю енергетичних ресурсів, то сьогоднішнє нестримне зростання цін на газ, нафту, вугілля роблять не тільки актуальним, а й життєво необхідним пошук нових альтернативних джерел енергії для комунальної енергетики.

Широкомасштабне впровадження теплонасосних технологій - одна з найперспективніших альтернатив традиційним теплогенераторам. Причини, що спричинили відставання з упровадженням теплових насосів в Україні, - це і низькі ціни на енергоресурси, які мали місце в минулому, і відсутність реальної державної підтримки впровадження енергозберігаючих технологій, і відсутність демонстраційних працюючих об'єктів.

Глибокий економічний аналіз причин, що перешкоджають сьогодні впровадженню енергозберігаючих технологій, окупність яких не одномоментна, а така, що становить кілька років (до яких відносяться і теплонасосні технології). Загальна думка фахівців, що сьогодні в Україні складається сприятлива ситуація для застосування теплових насосів, як у зв'язку з наближенням до світових цін цін на українські енергоносії, так і у зв'язку з підвищеною увагою до теплових насосів з боку держави та громадськості.

Обнадійливі кроки в цьому напрямі були зроблені в 2009 році:

1. Кабінетом Міністрів України в лютому 2009 р. прийнято розпорядження «Про заходи щодо впровадження теплових насосів у системи теплозабезпечення та гарячого водопостачання».
2. Національне агентство з енергетичних ресурсів (НАЕР) призначено відповідальним за розробку механізму стимулювання об'єктів господарської діяльності, що впроваджують ТНУ.
3. Українським урядом у травні 2009 р. прийнято розпорядження №609-р «Питання встановлення теплових насосів», де дано вказівку НАЕР, Мінпаливенерго та низці інших міністерств і відомств «...забезпечити реалізацію інвестиційних проектів встановлення теплових насосів у 2009-2010 роках».
4. На урядовому рівні укладено договір з Японією і отримано інвестиції для цілеспрямованого вкладення у впровадження ТНУ.
5. НАЕР розроблено нові положення про одержання та розподіл прибутку від впровадження енергозберігаючих технологій, що роблять привабливішими для інвесторів вітчизняні проекти, пов'язані з впровадженням теплонасосних технологій.

І хоча японські інвестиції на реалізацію теплонасосних проєктів в Україні поки що не знайшли споживачів, а багато хто з ухвалених розпоряджень так і залишився без практичного впровадження, проте увага до теплонасосних технологій помітно зросла, зокрема, на регіональному рівні, на рівні держадміністрацій і муніципалітетів, у ЗМІ та в потенційних споживачів.

На жаль, реальні впровадження демонстраційних проектів потребують матеріальної підтримки, а не паперових вказівок і розпоряджень. Тому, розуміючи перспективність теплонасосної технології, сьогодні багато великих промислових підприємств, не чекаючи допомоги від держави, починають

впроваджувати проєкти за власні кошти. Зріс інтерес у приватних інвесторів до можливості вкладати капітали в довгострокові за окупністю, але економічно доцільні енергозберігаючі технології. На жаль, доводиться констатувати, що поки що в Україні немає власного виробництва теплових насосів, що відповідають сучасним світовим вимогам.

З огляду на таку ситуацію, сьогодні на вітчизняний ринок кинулися десятки іноземних фірм-виробників теплонасосного обладнання, не маючи при цьому в Україні ні мережі проєктних і монтажних підрозділів, ні мережі сервісного обслуговування. Сотні українських фірм (особливо в період кризи) готові виконувати роботи з проєктування, підбору та монтажу теплонасосного обладнання іноземних виробників, не маючи часто практичного досвіду і кваліфікованих фахівців у цій галузі.

Відомо, що виробництво теплових насосів у світі підпорядковане, насамперед, конкретним потребам країн-виробників. Тут маються на увазі не тільки кліматичні особливості різних країн, а й рівень застосовуваних будівельних технологій та архітектурно-планувальних рішень об'єктів ЖКГ, і нові будівельні матеріали, і потреби ринку, і навіть, іноді, національні особливості.

Тому за уявною простотою пряме копіювання іноземних проєктів або підбір обладнання нефахівцями може не тільки призвести до неоптимальних рішень, а й взагалі дискредитувати саму ідею впровадження теплонасосних технологій.

Наприклад, виконанню передовими зарубіжними фірмами великих проєктів із ґрунтовими теплонасосними системами обов'язково передують експериментальні дослідження реальних характеристик ґрунту, тому що

проєктування за інтегральними характеристиками, що пропонують українським замовникам, може призвести до 30-50% завищення вартості підсистеми збирання низькопотенційного тепла, а отже, до збільшення терміну окупності проєкту і зниження його конкурентоспроможності.

Відомо, що основою для створення надійних та економічних теплонасосних опалювальних систем є збалансованість потрібної кількості теплоти для гарантування комфортного клімату у споживача з кількістю теплоти, що генерується теплогенератором. Нагадаємо, що зміна необхідної кількості теплоти для конкретної системи опалення залежить насамперед від зміни температури зовнішнього повітря протягом опалювального періоду.

Теплогенератори для систем опалення повинні забезпечувати комфортну внутрішню температуру в приміщеннях близько 20°С за будь-якої зовнішньої температури. У традиційних системах опалення з радіаторами або конвекторами як теплоносій зазвичай використовують воду з температурою 90°С, рідше 110°С, а в промислових будівлях, окрім води, може також використовуватися пара.

Температурний графік тепломережі 95/70°С за розрахункової температури зовнішнього повітря -22°С, побудований за рівняннями, подано на рис. 2.5.

Звідси випливає, що зі зниженням зовнішньої температури температура теплоносія в системі опалення має підвищуватися. При якісному регулюванні в традиційній системі опалення це може досягатися збільшенням кількості спалюваного палива при незмінній витраті теплоносія.

Відомо, що типовим значенням температури теплоносія на виході з конденсатора у широко вживаних нині ТН є 50-55°С. Причому значення вище 50°С досягаються, як правило, на граничних режимах роботи теплового насоса

і не завжди можуть бути отримані в середині опалювального періоду, коли відбулося, наприклад, охолодження ґрунту і зниження температури джерела НВП у геотермальних ТНУ.

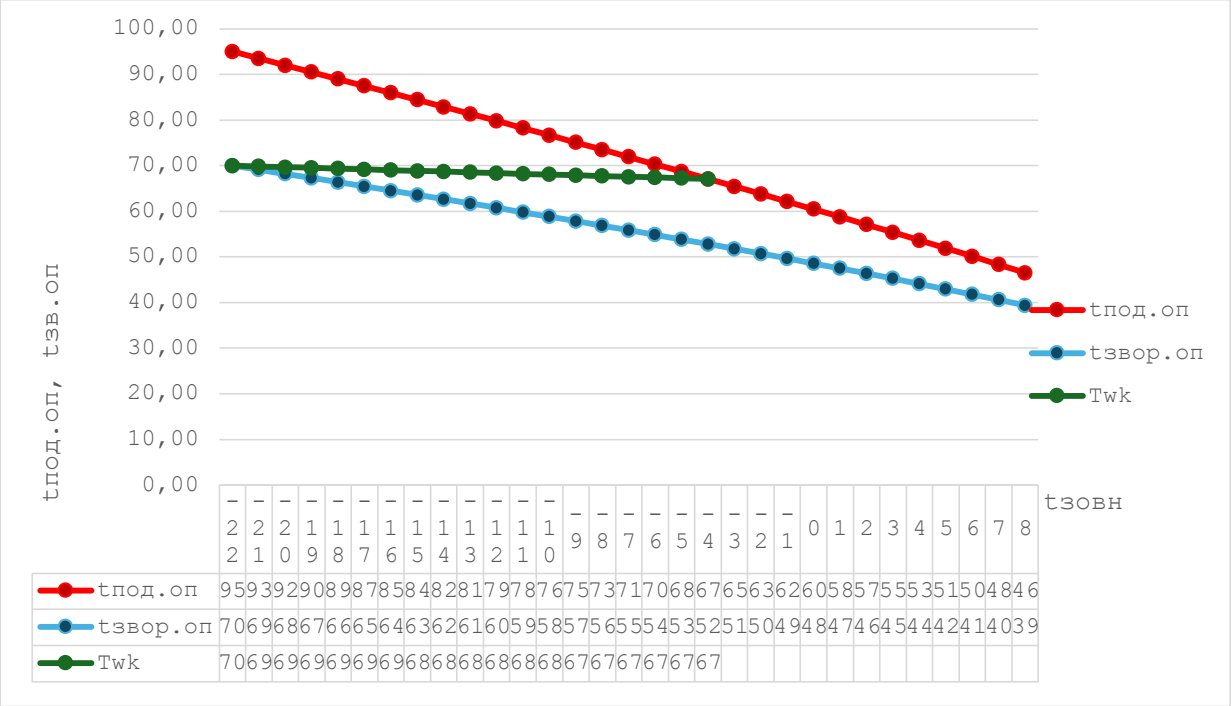


Рис. 3.9. Температурний графік якісного регулювання.

У теплових насосах значення максимальної температури на виході конденсатора також знижується за низьких температур зовнішнього повітря, і навіть значення 50°С може виявитися недосяжним.

Виходячи з цього під час проектування, ймовірно, доцільно задаватися максимальною розрахунковою температурою теплоносія не вище 50°С.

Зрозуміло, що за таких температур теплоносія на вході в традиційно спроектовану систему опалення, комфортні умови в опалювальному приміщенні без деяких додаткових заходів забезпечити неможливо. Ось чому до проектування опалювальних систем з тепловими насосами необхідний зовсім інший підхід.

Під час застосування теплонасосних установок мають бути доцільно поєднані як зовнішні, так і внутрішні енергетичні потоки в системі.

Відомо, що практичний ефект від застосування теплових насосів реалізується вдало в низькотемпературних системах опалення. Поняття «низька температура» пов'язане з температурою поверхні нагрівальних приладів, що застосовуються в теплонасосних системах опалення, та яка є помітно нижчою за температуру поверхні трубчастих або секційних нагрівальних приладів традиційних систем опалення. Низькотемпературні опалювальні мережі вдало поєднуються з теплими підлогами, конвекторами типу «Фанкойл», повітряним опаленням і, за відповідного збільшення поверхні теплообміну, інколи можуть експлуатуватися з традиційно застосовуваними сучасними типами радіаторів.

Кількість генерованої теплоти й ефективність її отримання тепловим насосом залежать значною мірою від рівня і стабільності температури джерела низькопотенційної енергії. У невеликому діапазоні теплопродуктивність можна змінити положенням регулювального вентиля або теплового навантаження конденсатора ТН за рахунок витрати робочого тіла, або ж за допомогою інверторної електронної системи, що дає змогу за рахунок регулювання частоти обертання змінювати продуктивність компресора. Однак, здебільшого, теплопродуктивність теплового насоса та ефективність перетворення енергії в ньому визначається температурним рівнем низькопотенційного джерела.

Для раціонального використання енергії навколишнього середовища як джерела теплоти зазвичай застосовують ґрунт, воду і навколишнє повітря. За допомогою цих джерел побічно використовується сонячна енергія, що накопичується в них. При цьому вид застосовуваного джерела

низькопотенційної теплоти по-різному поєднується зі змінним режимом роботи теплонасосної системи опалення.

Ключовим інженерним завданням є визначення точки [20], за якої тепловий насос здатен забезпечити теплове навантаження системи опалення, коли тепломережа не може підтримувати необхідну температуру згідно з температурним графіком.

Максимальна теплопродуктивність теплового насоса, вочевидь, відповідає умові, коли температура води, що виходить із конденсатора, дорівнюватиме температурі прямої води за графіком тепломережі $T_w^k = T_{\text{пр}}$. Температура, за якої дотримується ця умова, визначається залежно від логарифмічної різниці температур у конденсаторі за його максимальної продуктивності.

$$\delta T_{ln} = \frac{T_w^k - T_{\text{звор}}}{\ln \frac{T_k - T_{\text{звор}}}{T_k - T_w^k}}; \tag{2.14}$$

Величина δT_{ln} знаходиться на базі техніко-економічного розрахунку конденсатора теплового насоса або приймається, ґрунтуючись на досвіді експлуатації. Для простоти $\delta T_{ln} = 8^{\circ}\text{C}$, тоді при умові $T_k = 70^{\circ}\text{C}$, рівняння $T_w^k = T_{\text{пр}}$ дотримується при $T_{\text{зовн}}$= -4,6°С.

За температур зовнішнього повітря вищих $T_{\text{зовн}} = -4{,}6^{\circ}\text{C}$. теплове опалювальне навантаження може бути повністю покрите тепломережою, згідно температурного графіка. У зоні зовнішніх температур, нижчих за $T_{\text{зовн}} = 4{,}6^{\circ}\text{C}$, додатково до тепломережі потрібно під'єднати двоступеневий тепловий.

Підбиваючи підсумки сказаного, можна зазначити, що на практиці реалізуються такі режими роботи теплонасосної системи опалення:

а) моновалентний режим, коли тепловий насос єдиним джерелом опалення;

б) бівалентний моноенергетичний, коли як доводчик використовується електричний котел. Опалювальна система працює до певної температури зовнішнього повітря за теплонасосним принципом, а за нижчих температур під'єднують електричний доводчик;

в) бівалентний альтернативний, коли тепловий насос забезпечує будівлю теплом до деякої температури зовнішнього повітря, а потім вимикається і починає працювати інше джерело (наприклад, газовий котел);

г) бівалентний паралельний, що відрізняється від моно-енергетичного тим, що за низьких температур паралельно з тепловим насосом працює джерело на органічному паливі;

д) бівалентний частково паралельний, що відрізняється від бівалентного паралельного тим, що альтернативний доводчик працює паралельно з тепловим насосом до деякої температури, наприклад, до -15°С, а потім приймає на себе все навантаження.

Під час проектування теплонасосних систем опалення слід мати на увазі, що що нижча температура теплоносія в лінії подачі опалювальної установки, то вищий коефіцієнт перетворення COP теплового насоса, і то більшу частку енергії він виробляє за опалювальний період.

Очевидно, що найвищий річний коефіцієнт використання теплонасосної установки може бути досягнутий тільки в поєднанні з системою розподілу тепла з максимальною температурою подачі приблизно 35°С.

Вирішуючи питання забезпечення економічного режиму експлуатації теплонасосної опалювальної установки, проєктувальник має враховувати також наявні тарифні показники на енергоносії. У більшості країн, що використовують теплонасосну техніку, пропонуються особливі тарифи на електроенергію для теплових насосів. Особливі тарифи на електроенергію, споживану в нічний період доби, роблять привабливими схеми з тепловими акумуляторами.

Можливі варіанти, коли подача електроенергії для теплових насосів може бути припинена в періоди високого мережевого навантаження. Так, наприклад, подача електроенергії для моновалентних теплонасосних установок може перериватися енергопостачальною організацією протягом 24 годин тричі максимум на дві години. Тепловий насос у змозі забезпечити цілорічне теплоспоживання, і перерви в енергопостачанні не чинять негативного впливу на його функцію, тому що, наприклад, система теплих водяних підлог завдяки своїй акумулювальній здатності може перекрити періоди припинення енергопостачання без помітної зміни температури в приміщеннях. Тільки період енергопостачання між двома перервами не повинен бути коротшим за попередню перерву в енергопостачанні.

Описана вище прив'язка до температурного графіка теплової мережі необхідна в разі, якщо ТН встановлюється в наявну систему з опалювальними приладами, підібраними під цей графік. Однак такий шлях має серйозне обмеження, пов'язане з тим, що реальна температура зворотного теплоносія за

графіком тепломережі може перевищувати реально досяжну температуру на виході з ТН.

Тому, говорячи про впровадження ТН на нових або реконструйованих об'єктах, слід мати на увазі й необхідність зміни температурного графіка, а отже, і всієї внутрішньооб'єктної теплорозподільної мережі з опалювальними приладами, під реальні можливості ТН. Такими графіками, наприклад, можуть бути 50/40°С, 50/45°С.

4. Приклад

Вихідні дані:

Кількість поверхів – 9.

Розрахунковий перепад температур у тепловій мережі T_1/T_2: 95/70°C.

Площа поверхні будівлі: 2187 $м^2$.

Об'єм будівлі: 6993 $м^3$.

Тепловтрати будинку: 251 кВт.

Таблиця 4.1. Вихідні дані.

Місто	Середня температура за рік $t_{зовн.р}$, С	Зона вологості	Температура найхолоднішої доби $t_{зовн.1}$, С	Температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{зовн.5}$, С	Опалювальний сезон		Кількість градусо-діб $S_{о.с}$, гр.-діб	Кліматична зона
					Середня температура $t_{о.с}$, С	Тривалість $Z_{о.с}$, діб		
Київ	8	Н	-26	-22	-0.1	176	3538	I

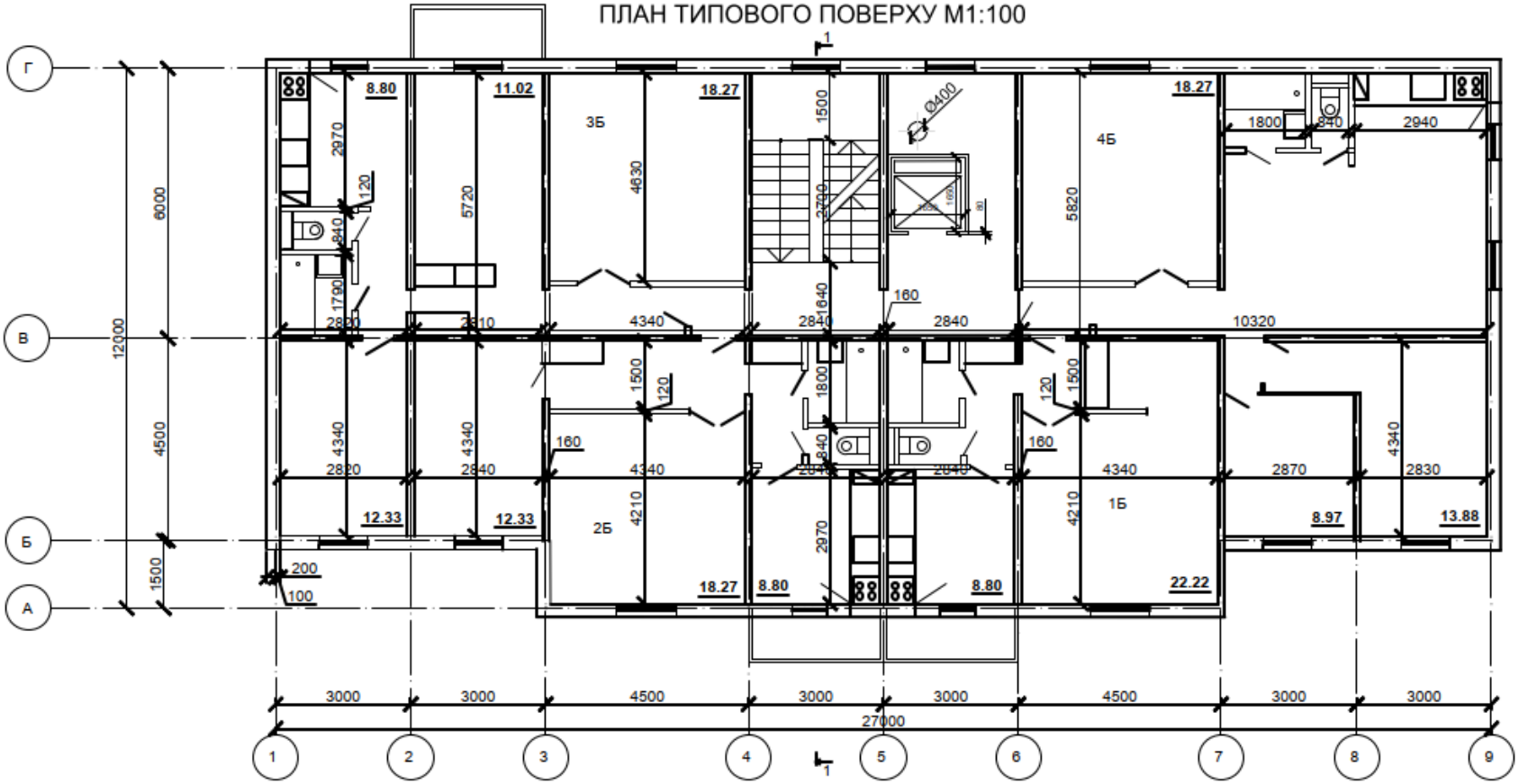
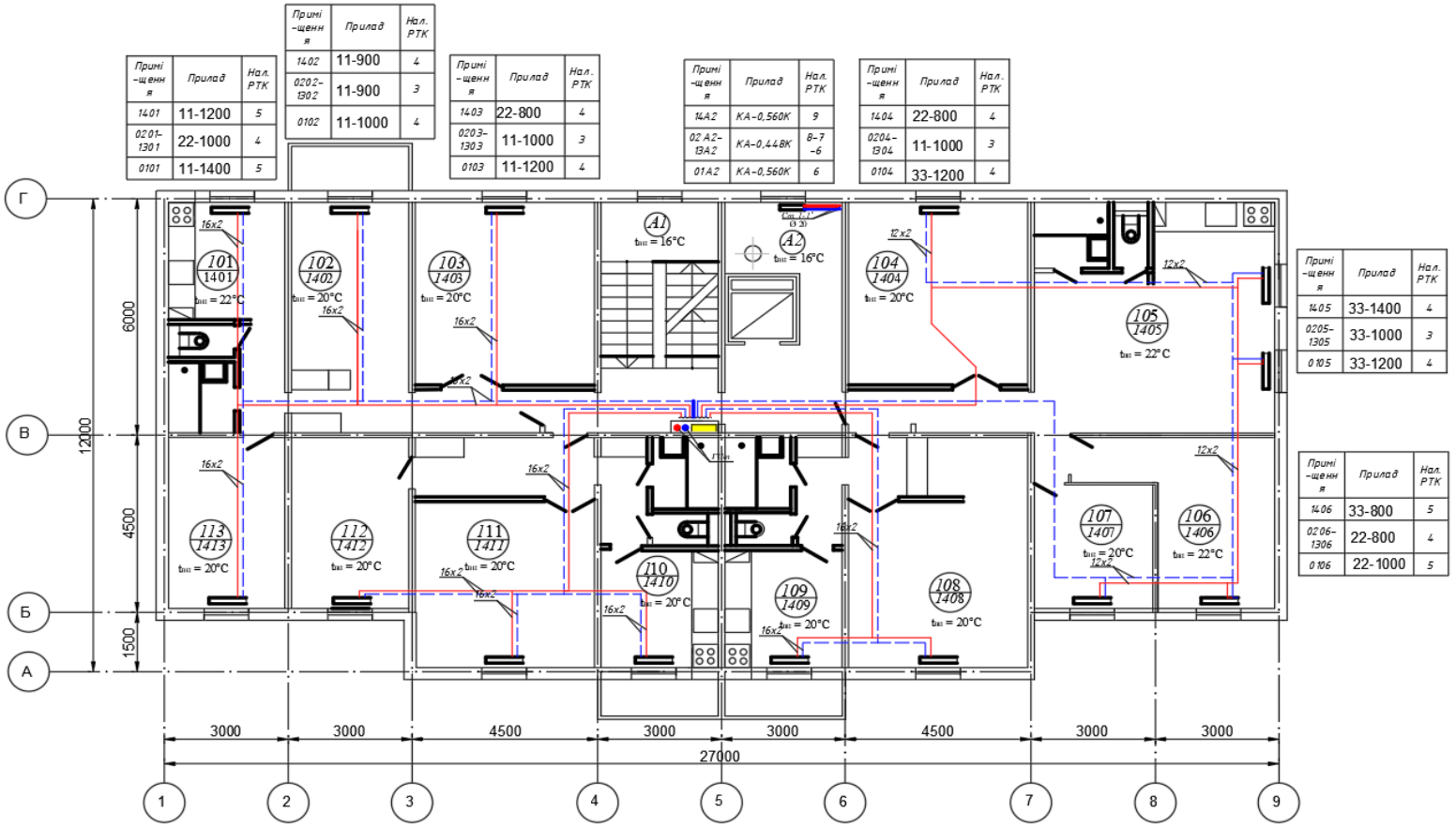


Рис 4.1. План типового поверху.



Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1401	11-1200	5
0201-1301	22-1000	4
0101	11-1400	5

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1402	11-900	4
0202-1302	11-900	3
0102	11-1000	4

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1403	22-800	4
0203-1303	11-1000	3
0103	11-1200	4

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
14А2	КА-0,560К	9
02А2-13А2	КА-0,448К	8-7-6
01А2	КА-0,560К	6

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1404	22-800	4
0204-1304	11-1000	3
0104	33-1200	4

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1405	33-1400	4
0205-1305	33-1000	3
0105	33-1200	4

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1406	33-800	5
0206-1306	22-800	4
0106	22-1000	5

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК	Примі-щення	Прилад	Нал. РТК	Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1413	33-800	5	1412	22-900	4	1411	22-900	4
0201-1313	22-900	4	0212-1312	22-800	3	0211-1311	22-800	3
0113	22-1000	5	0112	22-900	4	0111	22-900	4

Примі-щення	Прилад	Нал. РТК	Примі-щення	Прилад	Нал. РТК	Примі-щення	Прилад	Нал. РТК	Примі-щення	Прилад	Нал. РТК
1410	33-800	4	1409	33-800	4	1408	33-800	5	1407	22-1000	5
0210-1310	33-800	3	0209-1309	22-900	3	0208-1308	22-800	4	0207-1307	22-800	4
0110	33-1000	4	0109	22-1000	4	0108	22-1000	5	107	22-900	5

Рис 4.2. План типового поверху з існуючою системою опалення

Таблиця 4.2. Результати розрахунків за тепловтратами будівлі.

Приміщення			Огороджувальна конструкція						Теплові мости			Поправочний коефіцієнт додаткових тепловтрат, e_l	Температурний коефіцієнт кореляції (неопал.пр.), b_u	Поправочний коефіцієнт, що враховує різницю температур в сусідніх опалювальних приміщень, f_{ii}	Характеристика трансмісійних тепловтрат через огороджувальні конструкції приміщення назовні, $H_{T,i}$, Вт/°С	Характеристика трансмісійних тепловтрат опал. прим. через ОК до суміжного опалювального приміщення із іншою розрахунковою температурою, H_i, Вт/°С	Трансмісійні тепловтрати приміщення, $\Phi_{T,i}$, Вт	Мінімальний санітарно-гігієнічний повітрообмін в приміщенні, $V_{min,i}$, м³/год	Характеристика інфільтраційних тепловтрат приміщення, $H_{V,i}$, Вт/°С	Вентиляційні тепловтрати приміщення (без механічної вентиляції), $\Phi_{V,i}$, Вт	Інші постійні (періодичні) тепловтрати (надходж.), $\Phi_{\phi i}$, Вт	Теплова потужність СО приміщення (без вентиляційних тепловтрат), $\Phi_{hl,i}$, Вт	Теплова потужність системи опалення приміщення, $\Phi_{HL,i}$, Вт
№ Приміщення/Найменування	Площа приміщення, A_i, м²	Температура, $\theta_{int,i}$, °С	Позначення	Орієнтація	Довжина, a, м	Ширина (висота), b(h), м	Площа, A_k, м²	Коефіцієнт теп.попередачі, U_k, Вт/м²*°С	Поправочний коефіцієнт додаткових тепловтрат, e_k	Коефіцієнт теплопередачі теплового мосту, ψ_i, Вт/(м·°С)	Довжина теплового мосту, l, м												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
0101	15.8	22	ЗС	Пн	6.19	3.44	21.3	0.357	1.10						8.36		698	40.5	13.8	565	-158	540	1105
ЖК	2.3		ЗС	С	3.19	3.44	9.3	0.357	1.10						3.64								
			В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.10						2.58								
			ПЛ	-	6.19	3.19	19.7	0.298	1.0				0.41			2.44							
0201	15.8	22	ЗС	Пн	6.19	3.00	18.6	0.357	1.05						6.96		508	40.5	13.8	565	-158	350	914
ЖК	2.3		ЗС	С	3.19	3.00	7.9	0.357	1.05						2.95								
			В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.05						2.46								
0301	15.8	22	ЗС	Пн	6.19	3.00	18.6	0.357	1.05						6.96		508	40.5	13.8	565	-158	350	914
ЖК	2.3		ЗС	С	3.19	3.00	7.88	0.357	1.05						2.95								
			В	С	1.30	1.30	1.69	1.389	1.05						2.46								
0401	15.8	22	ЗС	Пн	6.19	3.00	18.6	0.357	1.10						7.29		532	40.5	13.8	565		374	939

ЖК	2.3		ЗС	С	3.19	3.00	7.88	0.357	1.10						3.09						-158		
			В	С	1.30	1.30	1.69	1.389	1.10						2.58								
1401	15.8	22	ЗС	Пн	6.19	3.36	20.8	0.357	1.1						8.17								
ЖК	2.3		ЗС	С	3.19	3.36	9.0	0.357	1.1						3.55		833	40.5	13.8	565	-158	676	1240
			В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.1						2.58								
			СТ	-	6.19	3.19	19.7	0.216	1.0				0.41		4.27	1.77							
0402	13.92	20	ЗС	С	3.00	3.00	7.3	0.357	1.1	0.44	3.00	1.1			4.32								
ЖК	2.0		В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.1						2.58		352	40.5	13.8	565	-139	213	777
			БД	С	0.70	2.10	1.4	1.389	1.1						2.12								
0403	13.63	20	ЗС	С	4.50	3.00	11.8	0.357	1.0						4.22								
ЖК	1.9		В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.0						2.35		256	40.5	13.8	565	-136	120	684
															0.00								
0404	13.63	20	ЗС	С	4.50	3.00	11.8	0.357	1.0						4.22								
	1.9		В	С	1.30	1.30	1.7	1.389	1.0						2.35		256	40.5	13.8	565	-136	120	684
															0.00								
0405	28.03	22	ЗС	С	6.19	3.00	16.9	0.357	1.0						6.03								
	4.0		ЗС	Пд	6.19	3.00	18.57	1.389	1.00						25.79		1401	40.5	13.8	565	-280	1121	1685
			В	Пд	1.30	1.30	1.7	1.389	1.0						2.35								
0406	8.16	22	ЗС	Пд	4.89	3.00	14.7	0.357	1.0						5.24								
	1.166		ЗС	З	3.19	3.00	7.9	0.357	1.00						2.81		426	40.5	13.8	565	-82	345	909
			В	З	1.30	1.30	1.7	1.389	1.0						2.35								
0407	4.90	20	ЗС	З	3.00	3.00	7.3	0.357	1.0						2.61		376	40.5	13.8	565	-49	327	892
ЖК	0.7		В	З	1.30	1.30	1.7	1.389	1.0						2.35								
0408	12.66	20	ЗС	З	4.50	3.00	11.8	0.357	1.00						4.22								
ЖК	1.8		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35		269	55.5	18.9	774	-127	143	916
															0.00								
0409	8.16	20	ЗС	З	2.81	3.00	6.7	0.357	1.00	0.44	2.81	1.0			3.64		325	55.5	18.9	774	-82	243	1017

ЖК	1.2		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35								
			БД	З	0.70	2.10	1.4	1.389	1.0						1.93								
0410	8.16	20	ЗС	З	3.00	3.00	7.3	0.357	1.00	0.44	3.00	1.0			3.93								
ЖК	1.2		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35		336	81.0	27.5	1129	-82	255	1384
			БД	З	0.70	0.00	1.4	1.389	1.0						1.93								
0411	12.66	20	ЗС	З	4.50	3.00	11.8	0.357	1.00						4.22								
ЖК	1.8		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35		269	54.0	18.4	753	-127	143	895
															0.00								
0412	8.16	20	ЗС	З	3.00	3.00	7.3	0.357	1.00						2.61								
ЖК	1.2		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35		203	54.0	18.4	753	-82	122	874
															0.00								
0413	8.16	20	ЗС	З	4.89	3.00	13.0	0.357	1.00						4.63								
ЖК	1.2		В	З	1.30	1.30	1.69	1.389	1.00						2.35		286	54.0	18.4	753	-82	205	957
															0.00								
А1	27.3	16	ЗС	С	3.00	42.0	100.6	0.357	1.0	0.44	3.40	1.0			37.42								
СК	1171		В	С	1.20	18.2	21.8	1.389	1.0						30.34								
			ПЛ	-	6.00	3.00	18.0	0.298	1.0				0.31			1.69	2530	585.6	199	8163	273	2803	10966
			СТ	-	6.00	3.00	18.0	0.216	1.0				0.31			1.22							
			ВД	С	1.60	2.20	3.5	1.282	1.0						4.51								
А2	35.4	16	ЗС	С	3.40	3.00	8.5	0.357	1.0						4.54								
ЛХ	95.5		В	С	1.20	1.40	1.7	1.389	1.0						2.33		240.5	47.74	16.2	665.4	354	594.1	1259.5

Для визначення загальних тепловтрат приміщеннями будинку заповнемо підсумкову таблицю тепловтрат. Для визначення тепловтрат на першому, другому, третьому та останньому поверхах всіх приміщень, скористуємось відповідними коефіцієнтами знайденими для першого приміщення.

Таблиця 4.3. Загаальні тепловтрати будівлі.

№ поверху	Номер приміщення															
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	A2	A1	
1	1105	777	980	980	2400	1300	1270	1310	1450	1970	1280	1250	1370	1790		19232
2	914	684	810	810	1990	1070	1050	1080	1200	1630	1060	1030	1130	1490		15949
3	914	684	810	810	1990	1070	1050	1080	1200	1630	1060	1030	1130	1490		15949
4-13	777	684	684	684	1685	909	892	916	1017	1384	895	874	957	1260	10966	13620
14	1240	684	1100	1100	2690	1460	1430	1470	1630	2210	1430	1400	1530	2010		21385
Всього	11949	9672	10542	10542	25921	13993	13717	14102	15648	21280	13783	13454	14734	19375		251000
			4555	Головне циркуляційне кільце				6680		3100	5040					

При створенні комбінованих джерел теплоти, в яких у різних поєднаннях можуть використовуватись теплові насоси разом з іншими традиційними джерелами теплоти, виникають проблеми з вибором оптимальних поєднань потужностей теплових насосів і теплогенераторів на органічному паливі. Ці проблеми пов'язані зі зміною коефіцієнта перетворення теплових насосів, обмеженим діапазоном модуляції газових котлів, можливою різницею в температурних режимах джерел теплоти та змінними навантаженнями систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання [21]. При виборі найбільш економічної та гнучкої в регулюванні комбінації теплових насосів і традиційних джерел теплоти, а також визначення ступеня їх участі в загальному річному виробництві теплоти, не можна обійтися без графіка Росандера [22]. Графік Росандера – це універсальний інструмент для дослідження споживання теплоти та вибору його джерел. Для побудови графіку Росандера необхідні дані про теплові навантаження об'єкту, для якого проектується джерело теплоти, та їх залежність від температури зовнішнього повітря, а також дані про тривалість стояння цих температур протягом опалювального періоду в географічній місцевості об'єкту [22]. Теплові навантаження визначаються за результатом розрахунку кількості теплоти, необхідної для повноцінного функціонування конкретного споживача, а для визначення даних про повторюваність температур зовнішнього повітря протягом опалювального періоду необхідно звернутись до нормативних документів або ж до метеорологічних служб чи компаній. Ці дані можуть бути спрощеними, тобто для певних проміжків температур зовнішнього повітря, або ж повними з рівномірним часовим кроком фіксації температур. Приклад графіку Росандера для температурного графіка 95/70°С зображено на рис.4.3. Максимальне розрахункове теплове навантаження на представлене джерело теплоти при розрахунковій

температурі зовнішнього повітря на опалення становить 251 кВт, на графіку це значення прийняте за 100% навантаження.

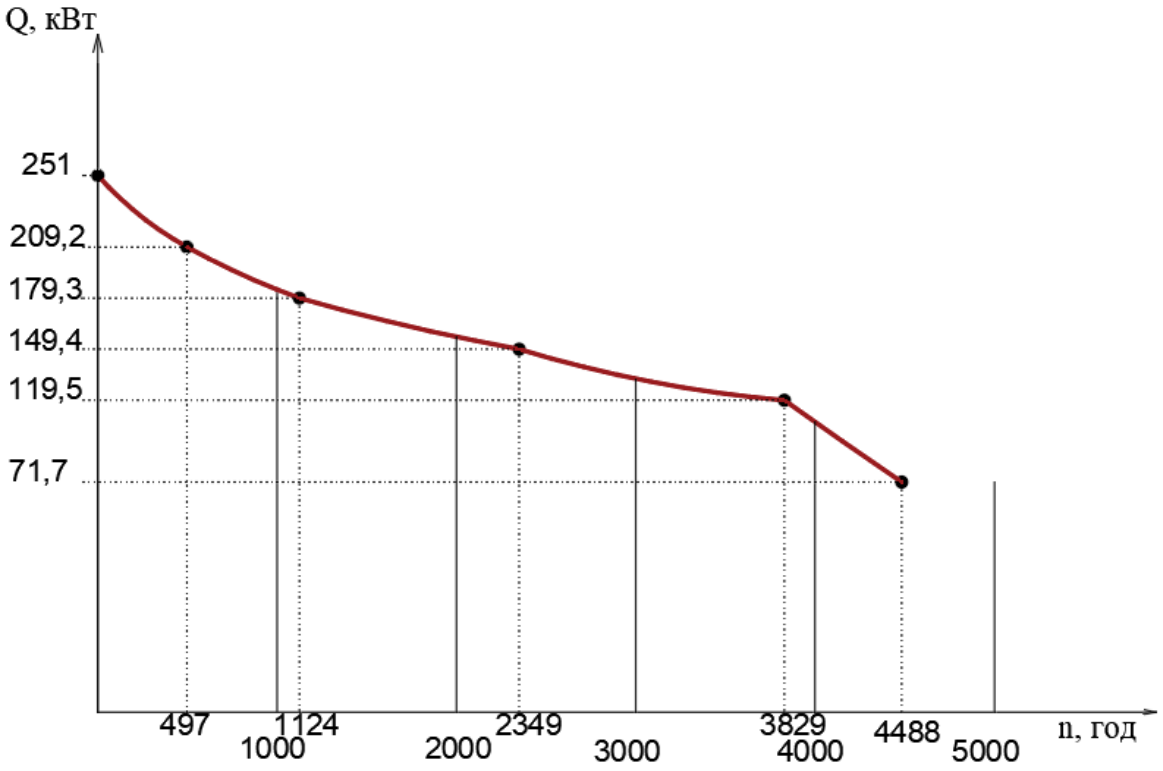


Рис 4.3. Графік Росандера для температурного графіка 95/70°С.

При зниженому температурному графіку графік Росандера набуде наступного виду (рис.4.4.).

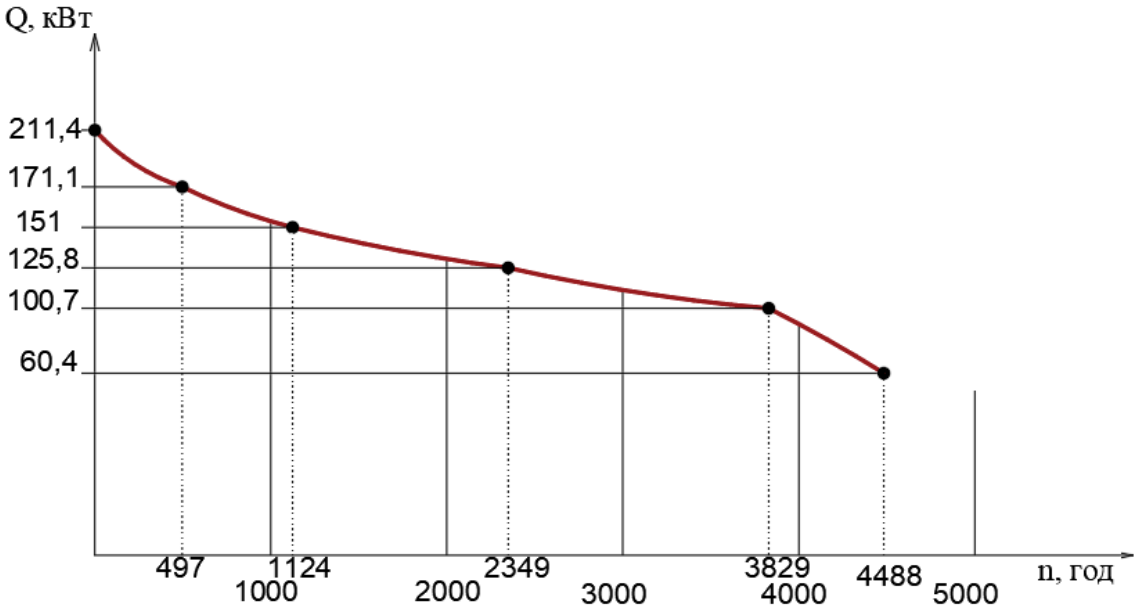


Рис 4.5. Графік Росандера для температурного графіка 80/60°С.

Згідно вище описаного у розділі 3 за температур зовнішнього повітря вищих $T_{\text{зовн}}$ теплове опалювальне навантаження може бути повністю покрите тепловим насосом. У зоні зовнішніх температур, нижчих за $T_{\text{зовн}} = 4{,}6°\text{C}$, додатково до теплового насоса потрібно під'єднати доводжувач або піковий підігрівач, продуктивність якого для забезпечення економної роботи системи опалення визначають як різницю продуктивності системи опалення та продуктивності теплового насоса, причому остання зменшується в міру зниження температури зовнішнього повітря. На рис. 4.4. показано заштриховану площа, при якій тепловий насос буде працювати з високим COP.

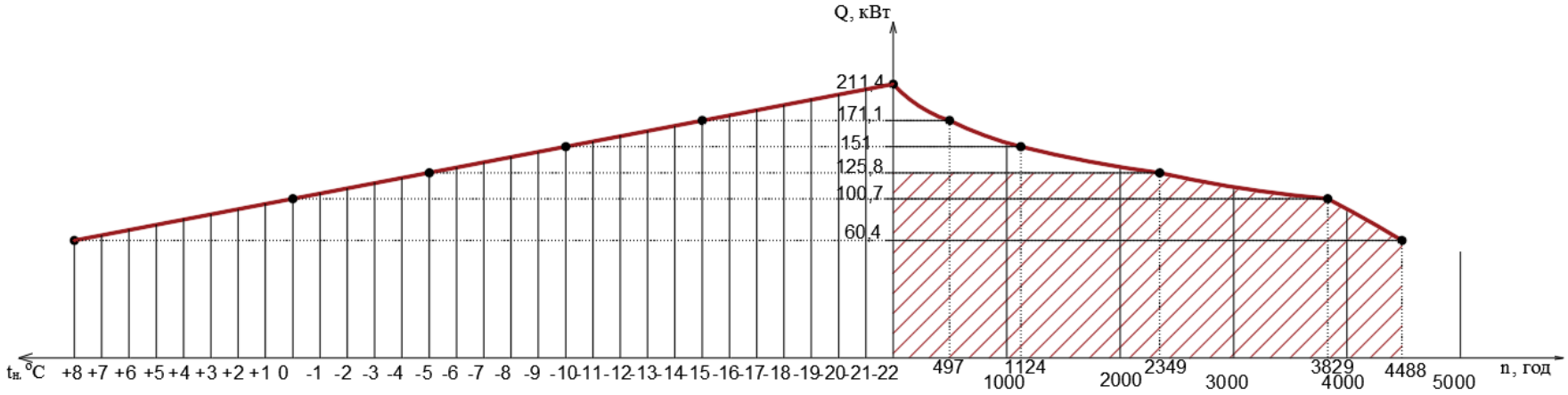


Рис 4.6. Графік залежності теплових потоків від температури зовнішнього повітря по тривалості опалювального періоду.

Висновки

Наразі існує все більша необхідність впровадження нових технологій. Робота висвітлює важливість переходу на сучасні енергоефективні системи теплопостачання, що відповідають концепції "зеленого переходу". Основною метою є зниження використання викопного палива, зменшення викидів парникових газів та впровадження відновлюваних джерел енергії, таких як теплові насоси, геліосистеми та використовувати тепло від торговельно-розважальних центрів, великих обчислювальних комплексів та промислових об'єктів. Крім того, для найбільш раціонального використання потенціала поновлювальних систем – вітрових електростанцій та сонячних, для низькотемпературних систем теплопостачання є тенденція об'єднання з системою електропостачання в єдину систему енергозабезпечення міста. Надлишки електроенергії від вітрових електростанцій та сонячних станцій будуть надходити на опалювальні прилади, теплові насоси та на генерування теплоти в акумуляторах, що є найбільш оптимальним рішенням при використанні поновлювальних джерел.

На сьогоднішній день, застосування теплових насосів в Україні все більше набирає попиту в різних галузях. Різні типи теплових насосів (ґрунт-вода, вода-вода, повітря-вода) демонструють високу ефективність у зменшенні витрат енергоресурсів та скороченні викидів. Вони здатні забезпечувати комфортні умови в приміщеннях навіть за низьких зовнішніх температур, а їх екологічна складова робить ці технології перспективними для сталого розвитку.

Однак основні бар'єри для широкого застосування низькотемпературних систем теплопостачання в Україні пов'язані із застарілою інфраструктурою, високими втратами в тепломережах, низькою енергоефективністю будівель і потребою в модернізації. Для ефективного використання теплових насосів потрібне повне оновлення існуючих систем опалення та теплопостачання. Оскільки реалізація оновлення систем опалення та теплопостачаєння є дороговартісним рішенням, трудомістким, тому є нереаціональним у даний час.

Таким чином, можливе зниження температурного графіка (наприклад, до 80/60°С або навіть 50/30°С) буде сприяти економії енергоресурсів і зменшенню тепловтрат у мережах. Для реалізації таких рішень необхідно в індивідуальному тепловому пункті встановити двоступеневий тепловий насос, оскільки він спроможний працювати з високим крефіцієнтом перетворення при великій різниці температурі між випарником та конденсатором. Крім того, оскільки клімат поступово потеплішає, такі великі перепади температур можна очікувати лише протягом декількох днів протягом опалювального сезону. Протягом решти опалювального сезону ця різниця температур буде набагато меншою.

Отже, для зменшення тепловтрат у системах централізованого теплопостачання, які в Україні перебувають у значно зношеному стані, важливо розглядати перехід на знижені температурні графіки. Це дозволить оптимізувати енерговитрати та підвищити ефективність роботи теплових мереж. У цьому випадку, впровадження двоступеневих теплових насосів в абонентські вводи стає ключовим етапом модернізації та трансформації застарілих систем централізованого теплопостачання. Такий підхід сприятиме підвищенню надійності та екологічності теплопостачання, що є актуальним у сучасних умовах.

Список використаних джерел

1. Європейська зелена угода до 2050 року.
2. ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування".
3. Max. Weishaupt. Журнал «Опалення» ст.26-29.
4. Енергозбереження у житловому фонді: проблеми, практика, перспективи: Довідник "НДІпроектреконструкція", Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena), Instituts Wohnen und Umwelt GmbH (IWU), 2006.
5. Про тепловий насос, їх типи (види). [Посилання: https://dimplex.org.ua/blog/tipy-teplovyh-nasosov-kakie-oni-byvayut].
6. Гламаздін П.М., Баранчук К.О., Приймак О.В. Нові підходи до організації централізованого теплопостачання. «Вентиляція, освітлення та теплохолодопостачання». Вип. 39, 2021, с. 38-45.
7. ДБН В.2.5-39:2008 Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі.
8. Схема теплопостачання м. Києва до 2030 року. Департамент житлово-комунальної інфраструктури КМДА. 2019р., 59 стор.
9. Гламаздін П., Швачко Н., Гламаздін Д. Вплив термомодернізації житлових будинків на роботу опалювальних котелень систем централізованого теплопостачання.
10. Наказ від 14.02.2007 №71 "Про затвердження Правил технічної експлуатації теплових установок і мереж".
11. ДБН В.2.5-22-2002 "Зовнішні мережі гарячого водопостачання та опалення".
12. ДСТУ EN 253:2016 "Трубопроводи попередньо ізольовані з металевими трубами для підземних тепломереж".
13. Степаненко В. Безпека в централізованому теплопостачанні в містах України.
14. Методичні рекомендації з розроблення енерго- та економефективних схем теплопостачання населених пунктів України, затверджені Наказом Мінбуду України від 26.04.2006р. №147.

15. Приймак О.В., Гламаздін П.М. Аналіз технічних рішень, що пропонуються при розробці оптимізованих схем теплопостачання міст України. Науковотехнічний збірник «Енерго-ефективність вбудівництві та архітектурі».К:КНУБА. 2011. № 1.С.112-114.

16. Зарубіжний досвід розвитку систем централізованого та автономного теплопостачання.

URL: http://ua.energy/wp-cont-ent/unloads/2018/01/5-tsentralizovane-ta-avtonomne-teplozabezpechennya.

17. Van Eric, Lund, Henric, Mashiesen, Brian Vad. Progression of Distring Heating 1th to 4th generation. Halborg Universitet.

18. Distribution of district heating: 4th Gen-eration. The authors: Oddgeir Gud-mundsson.Director of Danfoss. URL:http://www.linkedin.com/pulse/distribution-district-hiting-4th-generation-oddgeir-gudmundsson.

19. Гламаздін П.М, Швачко Н.А., Гламаздін Д.П. Вплив термомодернізації житлових будинків на роботу опалювальних котелень системи централізованого теплопостачання.

20. Практикум «Особливості проектування та експлуатації теплонасосних систем теплопостачання», ст. 54-60.

21. Дерій В. О. Огляд джерел низькопотенційної теплоти для теплонасосних установок систем централізованого теплопостачання / В. О. Дерій, І. С. Соколовська, О. І. Тесленко // Проблеми загальної енергетики. – 2022. – Т. 68, № 1. – С. 30–41.

22. Крамар В.Г., Побудова графіка тривалості теплового навантаження (графік Росандера) для регіонів України, ст. 41-48.

23. Остапенко О.П. Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2015. 123 с.

24. Ткаченко С.Й., Остапенко О.П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2009. 176 с.

25. Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси:основи теорії і розрахунку: навч. посібн. Суми.СДУ, 2018. 364 с.
26. ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель».