

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ  
Факультет інженерних систем і екології  
Кафедра теплотехніки**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ М.А. Кириченко  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023р.

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**Вплив точності завдання метеорологічних даних на вибір обладнання  
комбінованих джерел теплоти з повітряними тепловими насосами**

Виконав: студент групи ТВ-6н  
Спеціальність: 192 «Будівництво та цивільна інженерія»  
Освітня програма: «Теплогазопостачання і вентиляція»  
Козячина Богдан Ігорович

Науковий керівник:  
Гламаздін Павло Михайлович

Рецензент:  
Скочко Володимир Ігорович

Київ 2023р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: Інженерних систем та екології

Кафедра: Теплотехніки

Освітній рівень: «магістр за ОНП»

Спеціальність: 192«Будівництво та цивільна інженерія»

Спеціалізація: «Теплогазопостачання і вентиляція»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ М.А. Кириченко

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Козячина Богдан Ігорович

1. Тема роботи: «Вплив точності завдання метеорологічних даних на вибір обладнання комбінованих джерел теплоти з повітряними тепловими насосами» затверджена наказом ректора КНУБА № 878/2 від 02.05.2023 р.
2. Керівник роботи: доцент кафедри теплотехніки Гламаздин Павло Михайлович.
3. Строк подання студентом роботи до захисту: 25 травня 2023 р.
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:
  - Розділ 1. Комбіновані джерела теплоти – основний тренд розвитку джерел теплоти для систем теплопостачання.
  - Розділ 2. Вибір обладнання для комбінованих джерел теплоти. Використання графіка Росандера для вибору обладнання.
  - Розділ 3. Врахування змін клімату при побудові графіку Росандера.
  - Розділ 4. Особливості режимів роботи систем інженерного обладнання будівель вищих навчальних закладів, які обумовлюють вибір обладнання комбінованих джерел теплоти для цих об'єктів.
  - Розділ 5. Розрахунок теплових навантажень.
  - Розділ 6. Вибір обладнання комбінованого джерела теплоти для КНУБА.
  - Розділ 7. Екологічні аспекти використання теплових насосів.

5. Перелік графічного матеріалу: 13 плакатів з графічним представленням результатів досліджень кожного з розділів.

6. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Вступ – аналіз актуального стану розвитку теплонасосних установок в Україні та світі.	01/09 – 18/09
Розділ 1 – детальне вивчення складнощів вибору обладнання для комбінованих джерел теплоти, аналіз можливих комбінованих схем та визначення меж їх застосування.	19/09 – 09/10
Розділ 2 – розбір можливих підходів для вибору джерел теплоти, визначення особливостей побудови графіку Росандера, розробка методики з використання методів чисельного інтегрування для визначення співвідношень часток теплогенерації джерел теплоти, порівняння та вибір чисельних методів.	10/10 – 29/10
Розділ 3 – розкриття проблеми відсутності температурних даних, літературний аналіз попередніх досліджень, пошук та обробка погодинних температурних даних, розробка спрощених температурних даних, аналіз багаторічного ходу середніх за опалювальний період температур, формулювання висновків.	31/10 – 08/01
Розділ 4 – аналіз особливостей теплових навантажень вищих навчальних закладів, розробка ефективних технічних рішень для кожного з можливих блоків.	09/01 – 12/02
Розділ 5 – розрахунок теплових навантажень об'єкту проектування, порівняння методів визначення навантаження системи ГВП, проведення натурних спостережень за дійсним режимом водоспоживання та формулювання висновків.	13/02 – 12/03
Розділ 6 – застосування температурних даних та розробленої методики для вибору обладнання комбінованого джерела теплоти для головного корпусу КНУБА, розробка методики для врахування змінного режиму систем опалення при техніко-економічному аналізі.	13/03 – 02/04
Розділ 7 – визначення впливу теплових насосів на забруднення навколишнього середовища, проведення розрахунків обсягів шкідливих викидів комбінованого джерела теплоти головного корпусу КНУБА та порівняння можливих варіантів, аналіз результатів та формулювання висновків.	03/04 – 23/04
Висновок – аналіз результатів та підбиття підсумків виконаного дослідження.	24/04 – 30/04
Остаточне оформлення роботи	01/05 – 21/05
Направлення роботи на перевірку на плагіат	22/05

7. Дата видачі завдання: 1 вересня 2022р.

Зав. кафедри \_\_\_\_\_ Кириченко М. А.

Керівник \_\_\_\_\_ Гламаздин П. М.

Студент \_\_\_\_\_ Козячина Б. І.

## Зміст

Вступ.....	5
1. Комбіновані джерела теплоти – основний тренд розвитку джерел теплоти для систем теплопостачання .....	9
2. Вибір обладнання для комбінованих джерел теплоти. Використання графіка Росандера для вибору обладнання.....	23
3. Врахування змін клімату при побудові графіка Росандера .....	35
4. Особливості режимів роботи систем інженерного обладнання будівель вищих навчальних закладів, які обумовлюють вибір обладнання комбінованих джерел теплоти для цих об'єктів.....	65
4.1 Загальна концепція будови комбінованого джерела теплоти головного корпусу КНУБА.....	73
5. Розрахунок теплових навантажень.....	76
5.1 Розрахунок трансмісійних втрат теплоти головного корпусу.....	77
5.2 Розрахунок витрати теплоти для нагріву припливного повітря.....	83
5.3 Розрахунок витрати теплоти для нагріву гарячої води .....	86
6. Вибір обладнання комбінованого джерела теплоти для КНУБА .....	111
7. Екологічні аспекти використання теплових насосів .....	125
Висновок.....	130
Перелік використаних інформаційних джерел .....	133

## Вступ

Сучасний період у світі характеризується загостренням вже наявних та появою нових енергетичних та екологічних проблем. Передумовою такому розвитку подій слугує стрімке збільшення загального рівня енергоспоживання з кожним роком. Саме тому однією з найважливіших умов майбутнього успішного існування та розвитку людства стає необхідність економії традиційних паливно-енергетичних ресурсів та пошук нових джерел енергії [1]. Внаслідок сформованих передумов, використання альтернативних джерел енергії набуває все більшої актуальності. До найперспективніших напрямків альтернативної теплової енергетики відноситься використання низькопотенційної відновлювальної енергії навколишнього середовища та утилізаційної теплової енергії промислових підприємств. Ефективність та доцільність впровадження цих напрямків вже доведена в усьому світі та дуже широко використовується в системах теплопостачання великої кількості країн Європи, Азії та США [2]. Основними технічними засобами, що дозволяють успішно використовувати низькопотенційну теплоту для забезпечення потреб систем теплопостачання, є теплові насоси та геліосистеми.

Теплові насоси або як їх ще називають термотрансформатори, здатні трансформувати низькопотенційну теплоту геотермальної, аеротермальної та гідротермальної енергії в енергію вищого температурного потенціалу, яку вже можливо застосовувати для систем теплопостачання. Натомість принцип роботи геліосистем заснований на поглинанні інфрачервоного випромінювання сонця та передачі його теплоти системам теплопостачання. І теплонасосні установки і геліосистеми мають свої переваги та недоліки, а також конкретні межі застосування, але попри це активно впроваджуються та вже використовуються на безлічі об'єктів в усьому світі.

Завдяки різноманіттю джерел низькопотенційної теплоти, теплові насоси можуть з достатньо високим рівнем ефективності застосовуватись у більшості кліматичних зон, натомість на ефективність геліосистем значною мірою впливає інтенсивність сонячного випромінювання та тривалість сонячного часу, що залежить від географічних координат об'єкту та змінюється упродовж року. Тому

найбільший енергетичний потенціал мають геліосистеми, що використовуються в країнах з високим рівнем сонячної активності, таких як: Греція, Ізраїль, Іспанія, загалом для покриття теплових навантажень теплопостачання в Західній Європі вже впроваджено близько 14 млн. м<sup>2</sup> сонячних колекторів, зокрема в Данії вже експлуатується геліосистема максимальною тепловою потужністю 6 МВт·год [3]. Хоча кліматичні умови України не відрізняються такою особливістю, попри це, все ж є можливість за рахунок застосування сонячних колекторів практично повністю покрити навантаження гарячого водопостачання житлово-комунального сектору в теплий період року [4], але в даний час реальне впровадження цих заходів залишається на низькому рівні [5].

Енергетична ефективність теплових насосів вже підтверджена досвідом експлуатації десятків мільйонів установок різного функціонального призначення. Їх впровадження у теплоенергетичний сектор забезпечує часткове вирішення економічних, енергетичних та екологічних проблем, які виникали під час використання вуглеводневого палива. Сьогодні перше місце за кількістю функціонуючих теплових насосів у Європі займає Швеція, де вони почали застосовуватись з початку 80-х років минулого століття, а в даний час вже використовуються великі установки одиничною тепловою потужністю більше 30МВт, джерелом теплоти для яких є морська вода, очищені стічні води, утилізаційна теплота промислових підприємств. Найбільші з них розташовані в містах: Стокгольм (32МВт), Мальме (40МВт), Упсала (39МВт), Еребру (42МВт) [2]. Загальна кількість теплоти, що виробляється тепловими насосами в Швеції, досягає близько 50% від загальної потреби у теплоті країни, при цьому слід зазначити, що в країні широко використовується централізоване теплопостачання.

Україна також належить до країн з широким використанням централізованого теплопостачання, але через технологічну застарілість та зношеність існуючого обладнання його вклад у загальне постачання теплової енергії з кожним роком дедалі зменшується. Оновленою енергетичною стратегією України на період до 2035 року передбачено стале розширення використання всіх видів відновлюваної енергетики та переведення споживачів на індивідуальні джерела

теплоти, де це є економічно доцільним. Прогнозується зростання частки відновлюваної енергетики до рівня 25 % від загального первинного постачання теплової енергії до 2035 року [6]. При реалізації такої стратегії в теплопостачанні велику роль можуть відіграти теплові насоси.

Впровадження теплових насосів в економіку нашої країни відбувається досить повільно і з великими труднощами через ряд таких факторів, як значна тривалість окупності капіталовкладень, високі тарифи на електроенергію та сумніви щодо їх ефективності в умовах клімату України. Але незважаючи на існуючі складнощі, в Україні все ж є приклади успішного використання теплових насосів для систем опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування [7].

Температурний потенціал атмосферного повітря в Україні і справді є недостатнім для ефективного використання теплових насосів типу «повітря-повітря» та «повітря-вода» для цілей опалення протягом усього холодного періоду року, але це не стосується інших типів теплових насосів, які можуть для цього використовуватись. Крім того, дана проблема успішно вирішується шляхом комбінування повітряних теплових насосів з традиційними піковими джерелами теплоти, що значно здешевлює капітальні затрати в порівнянні з моновалентним джерелом теплоти на основі теплового насосу «грунт-вода» або «вода-вода» і при цьому забезпечує значну економію енергоресурсів у порівнянні з традиційним джерелом теплоти. Тому недооцінювати роль теплових насосів типу «повітря-вода» і «повітря-повітря» не слід. І досвід Фінляндії, в якій клімат суворіший ніж в Україні є яскравим доказом цього [2]. На сьогодні відомо багато прикладів схемних рішень систем теплопостачання з гібридними джерелами теплоти, де застосовуються теплові насоси у сумісній роботі з іншими теплогенераторами [8]. Вибір тієї чи іншої схеми залежить від джерела теплоти для теплового насоса, наявних інших джерел теплової енергії, теплотехнічних параметрів споживачів та інших факторів.

Загалом можна стверджувати, що впровадження альтернативних джерел теплової енергії в кліматичних умовах України є доцільним та енергоефективним рішенням, що в перспективі зможе в більшій мірі частково, а за певних умов повністю замінити традиційні теплогенератори. Проблему великого терміну

окупності капіталовкладень можливо зменшити шляхом налагодження виробництва джерел альтернативної енергії в Україні, введення спеціальних тарифів на електроенергію для споживачів, які використовують теплові насоси, та інших пільгових заходів державного значення, направлених на підтримку впровадження відновлювальної теплової енергетики [7]. З достатньою точністю можна стверджувати, що рано чи пізно, але ці заходи будуть впроваджуватись в нашій країні, а тому тенденція до використання теплових насосів матиме зростаючий характер. Враховуючи, що найбільш доступними у встановленні є повітряні теплові насоси, можна стверджувати, що вони застосовуватимуться найширше, а отже широкого застосування набудуть і комбіновані схеми джерел теплоти. В свою чергу використання комбінованих схем призводить до складнощів у виборі співвідношень потужностей джерел теплоти, пов'язаних з такими факторами, як особливості роботи теплових насосів, співвідношення тарифів на енергоносії, специфіка теплових навантажень та кліматичних умов об'єктів проектування, які обов'язково необхідно враховувати.



## **1. Комбіновані джерела теплоти – основний тренд розвитку джерел теплоти для систем теплопостачання**

На сьогоднішній день ефективність теплових насосів вже доведена роками експлуатації в багатьох країнах світу. Їх вартість поступово знижується, а надійність та потужність підвищуються, натомість тарифи на енергоносії невпинно зростають. Внаслідок поєднання усіх цих факторів економічна доцільність використання теплових насосів, а отже і кількість продажів та встановлених одиниць зростає швидкими темпами з кожним роком [2].

Енергетична та економічна ефективність теплонасосних установок головним чином залежить від типів джерел низькопотенційної теплоти, що безпосередньо доступні в географічних та кліматичних умовах об'єкту проектування. Найбільш ефективними джерелами вважаються скидна теплота промислових підприємств, відпрацьоване вентиляційне повітря великих будівель та складів з холодильним обладнанням, теплота «умовно чистих» стічних вод міст, теплота великих річок та морів, теплота геотермальних вод. Тепловий потенціал перелічених джерел є надзвичайно великим, а тому може використовуватись у промислових масштабах, забезпечуючи теплотою цілі міста [9]. Якщо такі джерела низькопотенційної теплоти присутні, то їх потрібно обов'язково використовувати, але в більшості випадків їх немає або недостатньо, тому доводиться застосовувати теплоту джерел з меншим енергетичним потенціалом. До таких джерел відносяться теплота ґрунту, невеликих поверхневих водойм, підземних вод та атмосферного повітря. Не зважаючи на менший температурний потенціал перелічених джерел, його все ще достатньо, щоб частково, а іноді і повністю замінити традиційні джерела теплоти в системах теплопостачання більшості будівель для більшості кліматичних районів, забезпечуючи цим значну економію органічного палива.

Кожен з перелічених низькотемпературних джерел має свої переваги та недоліки, але всі вони знаходять своє практичне застосування при конкретних умовах. Основною перевагою теплових насосів «ґрунт-вода» та «вода-вода», які трансформують теплоту ґрунту та підземних чи надземних вод, відповідно, є достатньо висока і стабільна температура цих джерел у порівнянні з атмосферним

повітрям [9]. Завдяки даній особливості одинична потужність цих теплових насосів може бути значно вищою за теплові насоси «повітря-вода». Однак їх вагомим недоліком можна вважати необхідність наявності водойми достатніх розмірів, або ж необхідність великого об'єму дороговартісних земляних робіт з буріння свердловин, що значною мірою підвищує початкові капіталовкладення в порівнянні з повітряними тепловими насосами такої ж потужності. Не кажучи про те, що для законного буріння свердловин потрібно отримати спеціальний дозвіл від державних служб. Крім того, перед бурінням обов'язково потрібно проводити геодезичні вишукування, для визначення теплотехнічних характеристик ґрунту в конкретній місцевості, адже склад та вологість ґрунту значною мірою впливає на інтенсивність теплопередачі від ґрунту до зондів, а отже і на потужність ґрунтових теплових насосів [10]. При цьому глибина свердловин може обмежуватись близьким до поверхні ґрунту розташуванням водоносних пластів питної води. Необхідно також додати, що для теплових насосів «ґрунт-вода» та «вода-вода», що використовують теплоту надземної водойми, додаються ще й витрати на розчини етиленгліколю або пропіленгліколю, які необхідно замінювати раз на 5-10 років експлуатації. Ці розчини використовуються, щоб не допустити замерзання теплоносія в трубопроводах, що може виникнути якщо використовувати в якості теплоносія воду. Цей недолік стосується і теплових насосів «повітря-вода» моноблочного типу, які вміщують усі ключові компоненти теплового насосу в одному корпусі, що розміщується ззовні будівлі. На відміну від моноблочних, повітряні теплові насоси у спліт виконанні складаються з двох блоків – внутрішнього та зовнішнього, які з'єднуються фреонопроводами, завдяки чому ці теплові насоси позбавлені описаного недоліку.

Головною перевагою повітряних теплових насосів є значно менші початкові капіталовкладення в порівнянні з ґрунтовими та водяними тепловими насосами, пов'язані з відсутністю необхідності буріння свердловин. Крім того, їх встановлення не потребує додаткових дозволів, тому є дуже поширеним в умовах міста. Повітряні теплові насоси ідеально підходять для нагріву гарячої води в теплий період року, натомість використання теплових насосів, які відбирають теплоту із свердловин для

цієї мети в теплий період є небажаним, адже свердловинам потрібен час на регенерацію, щоб забезпечити тепловий насос стабільною теплою в майбутній опалювальний період. До головних недоліків повітряних теплових насосів можна віднести шумність та суттєву залежність їх потужності від температури низькопотенційного джерела теплоти – атмосферного повітря. Через дану особливість, зазвичай вони не здатні самотужки повністю покрити теплові навантаження усього опалювального періоду. Саме тому їх комбінують з піковими генераторами теплоти, які спалюють органічне паливо або споживають електричну енергію для вироблення теплоти [11]. Пікові теплогенератори вмикаються в роботу тільки після того як теплове навантаження споживачів перевищить теплову потужність повітряних теплових насосів. Тому, не зважаючи на необхідність встановлення пікового джерела теплоти в комбінації з тепловим насосом, майбутній економічний потенціал залишається високим, адже тривалість стояння низьких температур зовнішнього повітря, при яких може вмикатися пікове джерело теплоти є незначною [17]. При цьому вартість традиційних джерел теплоти, зокрема газових конденсаційних котлів, або електричних котлів, нижча за вартість будь-якого з видів теплових насосів, при однаковій номінальній потужності. Завдяки даному факту початкові капіталовкладення зменшуються, а отже і термін окупності також. Це стосується не лише повітряних теплових насосів, а і ґрунтових та водяних в тому числі, враховуючи, що загальна вартість їх встановлення суттєво перевищує вартість встановлення повітряних теплових насосів такої ж потужності. Однак про доцільність того чи іншого технічного рішення можливо стверджувати лише після аналізу усіх факторів, які впливають на вибір джерела теплоти, зокрема таких факторів, як кліматичні умови, географічне розташування об'єкту, специфіка теплових навантажень та режиму теплоспоживання, а також актуальні ціни на генератори теплоти. Тільки після детального аналізу та техніко-економічних розрахунків можливо вибрати найбільш доцільну схему та склад джерела теплоти.

Загальну класифікацію схем джерел теплоти та їхній склад, що можливий для застосування в кліматичних умовах України зображено на рис. 1.1.

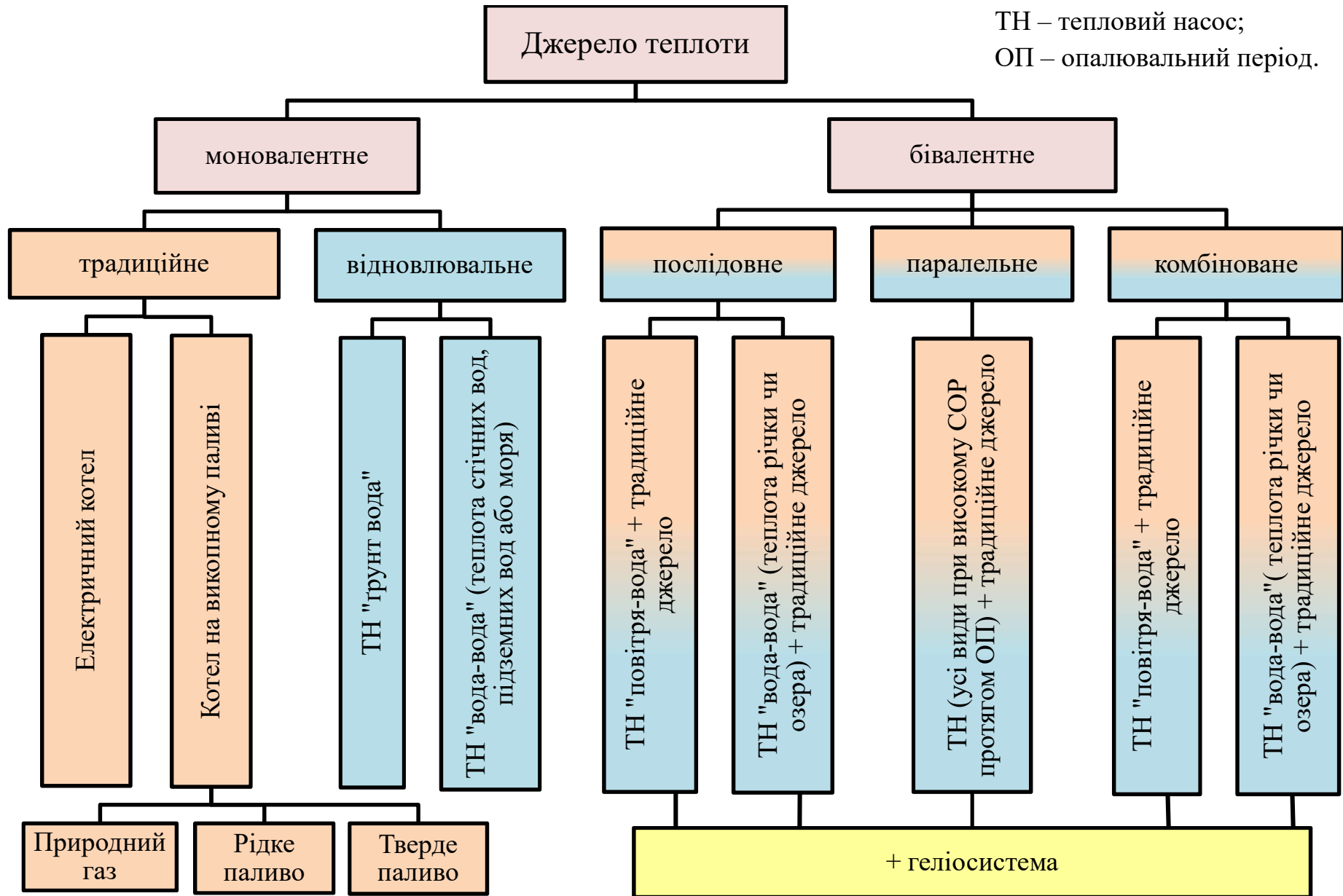


Рисунок 1.1 – Класифікація схем джерел теплоти, можливих для застосування в кліматичних умовах України

Загалом існує дві основних схеми джерел теплоти [13]:

- моновалентна схема;
- бівалентна схема;

Моновалентна схема джерела теплоти передбачає, що усе теплове навантаження, яке здійснюють споживачі на джерело теплоти, покривається теплогенераторами на одному виді енергоносія. При цьому кількість теплогенераторів може бути великою та складатися з каскаду котлів чи теплових насосів, але всі вони споживають один вид енергоресурсу, наприклад природний газ. Приклад моновалентного джерела теплоти з газовим конденсаційним котлом зображено на рис. 1.2. У такій схемі все теплове навантаження споживачів теплоти покривається теплогенератором на природному газі.

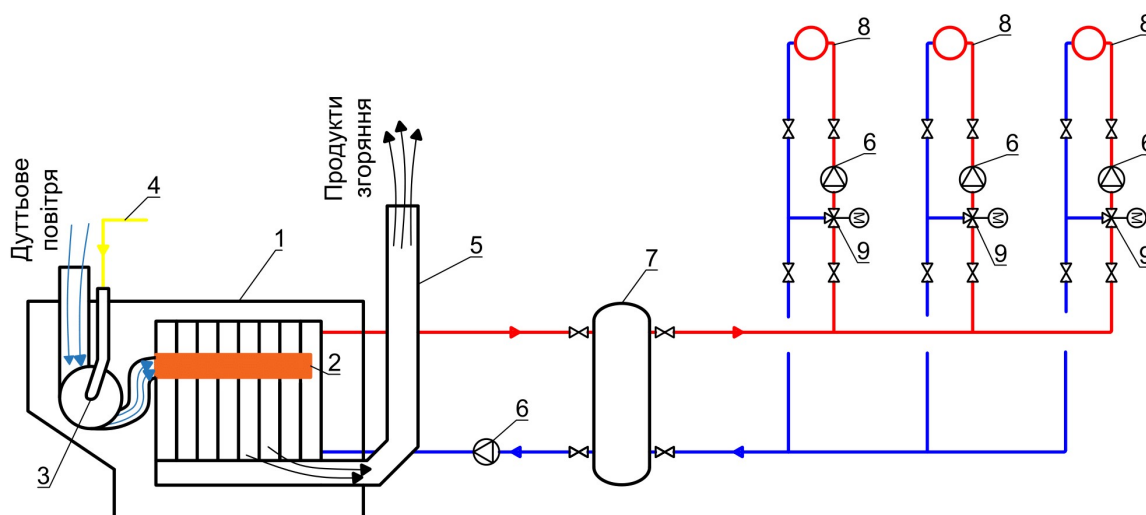


Рисунок 1.2 – Приклад моновалентного джерела теплоти

1 – газовий конденсаційний котел; 2 – пальник; 3 – дуттьовий вентилятор; 4 – підвід газу;  
5 – димова труба; 6 – циркуляційний насос; 7 – гідралічний розділювач; 8 – споживачі теплоти;  
9 – триходові змішувальні клапани.

На відміну від моновалентної, бівалентна схема передбачає комбінацію джерел теплоти, що споживають для вироблення теплової енергії різні енергоносії. Зазвичай з метою економії енергоресурсів в якості основного джерела теплоти використовуються відновлювальні джерела енергії, такі як теплові насоси та геліосистеми, а в якості допоміжних або пікових – традиційні джерела теплоти, які підключаються до роботи лише коли потужності відновлювального джерела теплової енергії по тим чи іншим причинам стає недостатньо, або його робота є

небажаною. Бівалентні схеми в залежності від типів комбінацій та співвідношення потужностей джерел теплоти можуть поділятися на кілька підвидів:

- бівалентна послідовна схема;
- бівалентна паралельна схема;
- бівалентна комбінована схема;

Приклад бівалентного паралельного джерела теплоти, що складається з повітряних теплових насосів, газових конденсаційних котлів та геліосистеми зображено на рис.1.3.

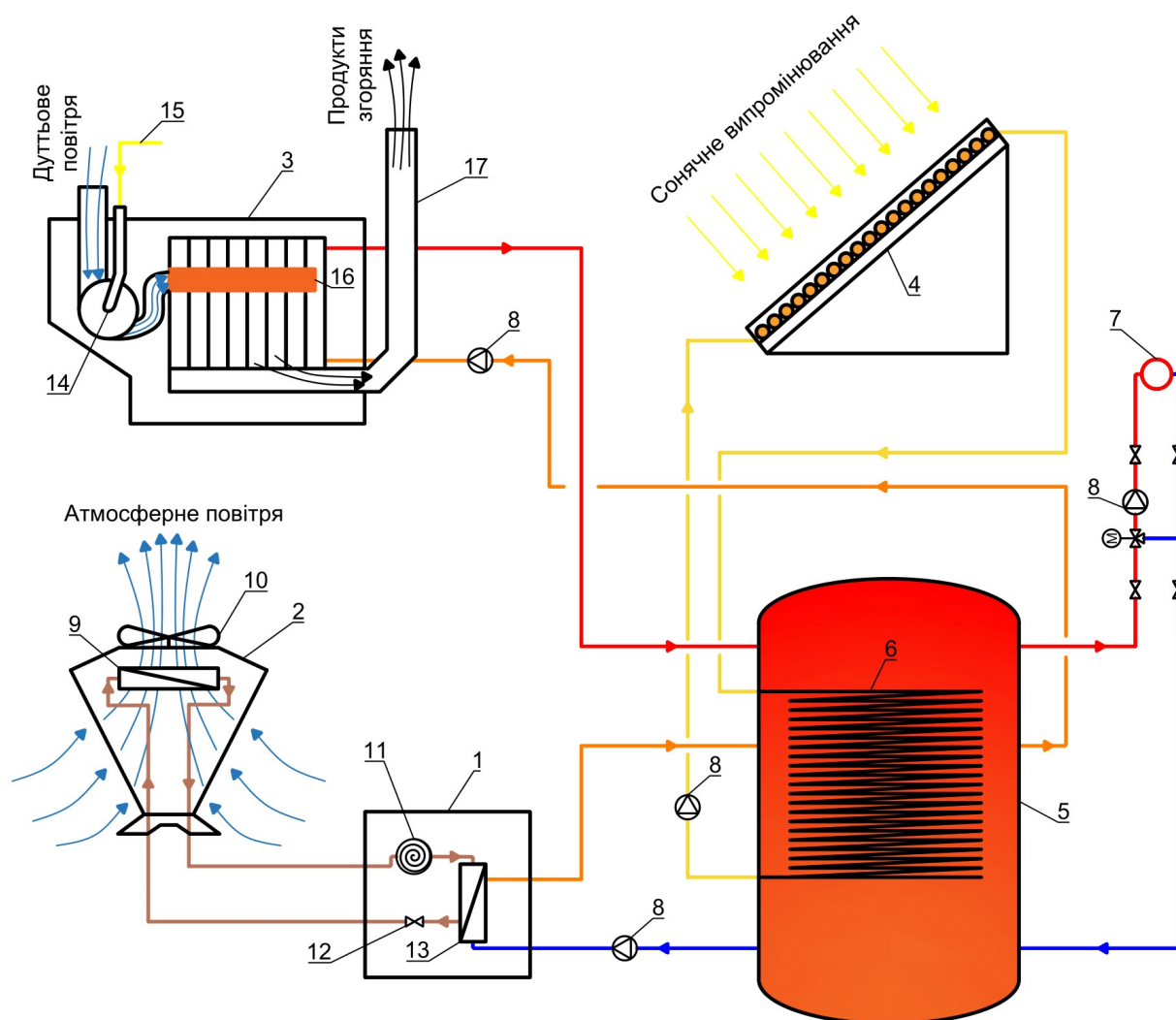


Рисунок 1.3 – Приклад бівалентного паралельного джерела теплоти

1 – внутрішній блок повітряного ТН; 2 – зовнішній блок повітряного ТН; 3 – газовий конденсаційний котел; 4 – геліоколектор; 5 – буферний бак; 6 – теплообмінник буферного баку (змієвик); 7 – споживачі теплоти; 8 – циркуляційні насоси; 9 – випарник ТН; 10 – вентилятор ТН; 11 – компресор ТН; 12 – електронний розширювальний клапан ТН; 13 – конденсатор ТН; 14 – дуттьовий вентилятор газового котла; 15 – підвід газу; 16 – палбник газового котла; 17 – димова труба.

Основним джерелом теплоти в наведеній схемі виступає повітряний тепловий насос, який покриває усе теплове навантаження більшу частину опалювального періоду, але після зниження його потужності внаслідок зниження температури зовнішнього повітря до теплової генерації підключається газовий конденсаційний котел. Його задачею є догрів теплоносія після теплових насосів. Геліоколектор в даній схемі призначений для забезпечення теплотою системи ГВП у теплий період року, а також для допомоги тепловим насосам у виробленні теплоти під час перехідних періодів. В даній схемі передбачено, що тепловий насос працює протягом усього опалювального періоду. Однак можлива і інша схема, за якої повітряний тепловий насос вимикатиметься при певній температурі зовнішнього повітря, а надалі усе теплове навантаження покриватиметься газовим конденсаційним котлом. Описана схема називатиметься бівалентною послідовною або ж бівалентною паралельною, в залежності від моменту вимкнення теплових насосів.

При проектуванні джерел теплоти для визначення їх потужностей, можливих комбінацій та режимів роботи протягом опалювального періоду використовують графік витрати теплоти за опалювальний період або, іншими словами, графік Росандера [13]. Приклад графіку Росандера для моновалентного джерела теплоти, зображено на рис. 1.4.

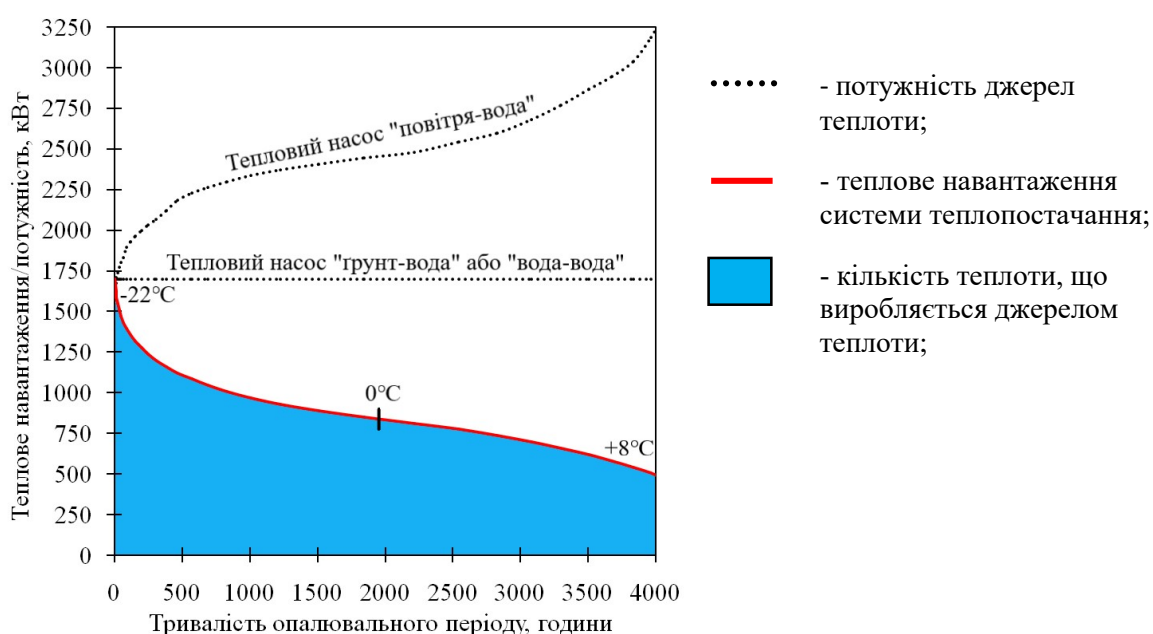


Рисунок 1.4 – Приклад графіку витрати теплоти моновалентного джерела теплоти

Даний графік побудований для кліматичних умов міста Києва, а за максимальне теплове навантаження прийнято величину в 1,7 МВт·год. Крива червоного кольору на даному графіку відображає теплове навантаження системи тепlopостачання на джерело теплоти протягом опалювального періоду. Область синього кольору відображає кількість теплоти, що покривається певним типом джерела теплоти. В даному випадку все теплове навантаження покриває тепловий насос, тому вся область під кривою позначена синім кольором. Натомість пунктирними лініями позначено загальну потужність джерел теплоти, необхідну для покриття усього розрахункового теплового навантаження у випадку використання для цього теплових насосів «повітря-вода» або ж «грунт-вода» чи «вода-вода». Для того, щоб будь-яке джерело теплоти було здатне повністю покрити увесь розрахунковий графік витрати теплоти, його потужність в момент максимального навантаження – розрахункової температури повітря на опалення – повинна бути не меншою, ніж максимальне розрахункове теплове навантаження. Однак необхідно враховувати, що потужність деяких джерел теплоти може значною мірою змінюватись в залежності від тих чи інших чинників, зокрема, як було згадано раніше, потужність повітряного теплового насосу сильно залежить від температури атмосферного повітря. Графічно цю залежність зображено на графіку (рис. 1.4), де видно, що потужність повітряної теплонасосної установки при досягненні розрахункової температури на опалення зменшилась на 30% у порівнянні з його потужністю при температурі 0°C, що знаходиться в середині графіку. Натомість наприкінці опалювального періоду потужність теплонасосної установки збільшилась на 30%. Даний графік відіграє лише візуальну роль, але слід зауважити, що він був побудований в масштабі, а дані щодо залежності потужності повітряних теплових насосів від температури зовнішнього повітря для його побудови були взяті з технічної документації повітряних теплових насосів із проміжним впорскуванням робочого тіла від виробника Watak [14]. З представленого графіку можна зробити висновок, що використання повітряних теплових насосів без заходів щодо підвищення їх ефективності, наприклад шляхом використання теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря, є недоцільним через те, що їх повний



потенціал потужності при роботі в моновалентному режимі ніколи не буде використаний. Щодо теплових насосів «грунт-вода» або «вода-вода» (при використанні теплоти підземних вод), то з графіку (рис. 1.4) видно, що їх максимальна потужність практично не залежить від температури зовнішнього повітря, вона стабільна протягом усього опалювального періоду, тому їх можна та доцільно використовувати в моновалентному режимі. Однак проблема великих капіталовкладень залишається актуальною. Слід зазначити, що потужність теплових насосів «вода-вода» при використанні теплоти надземних водойм також буде дещо знижуватись відповідно до зміни температури зовнішнього повітря. Величина зменшення потужності в цьому випадку залежатиме від об'єму водойми, глибини та хімічного складу води. Ці фактори обов'язково необхідно враховувати при проектуванні такого джерела теплоти шляхом відповідних спостережень, вимірювань та розрахунків.

Сутність будь-якої бівалентної схеми джерела теплоти полягає у комбінації джерел теплоти, що споживають для вироблення теплоти різні енергоносії. При цьому зазвичай одне з них відновлювальне, а друге – традиційне. Момент, коли потужності відновлювального джерела теплоти стає недостатньо або його подальша робота є неефективною чи неекономічною, називають точкою бівалентності [11]. Від розташування цієї точки залежить співвідношення вкладів джерел теплоти у загальну теплогенерацію. Її розташування визначається в результаті техніко-економічних розрахунків на стадії проектування та може змінюватись на стадії експлуатації при зміні тарифів на енергоресурси. Бівалентні схеми джерел теплоти ще називають комбінованими. Існує кілька різновидів бівалентних схем, які головним чином відрізняються співвідношенням потужностей джерел теплоти та алгоритмом їх роботи.

При роботі комбінованих джерел теплоти за принципом бівалентної послідовної схеми, теплові насоси повністю перестають працювати при досягненні точки бівалентності, а їм на заміну підключаються допоміжні джерела теплоти (рис.1.5). Дана схема була розроблена з метою економії коштів шляхом відключення теплових насосів в момент, коли їх коефіцієнт перетворення стане занадто низьким.

Коефіцієнт перетворення теплових насосів показує відношення корисної виробленої теплової енергії до спожитої приводом компресора теплового насосу електричної енергії. Чим більшим є коефіцієнт перетворення – тим ефективнішою є робота теплового насосу. Цей варіант бівалентної схеми може бути ефективним для країн з високими цінами на електроенергію, в яких робота теплового насосу ефективна лише до досягнення певного коефіцієнта перетворення, після якого робота допоміжного джерела теплоти є економічнішою.

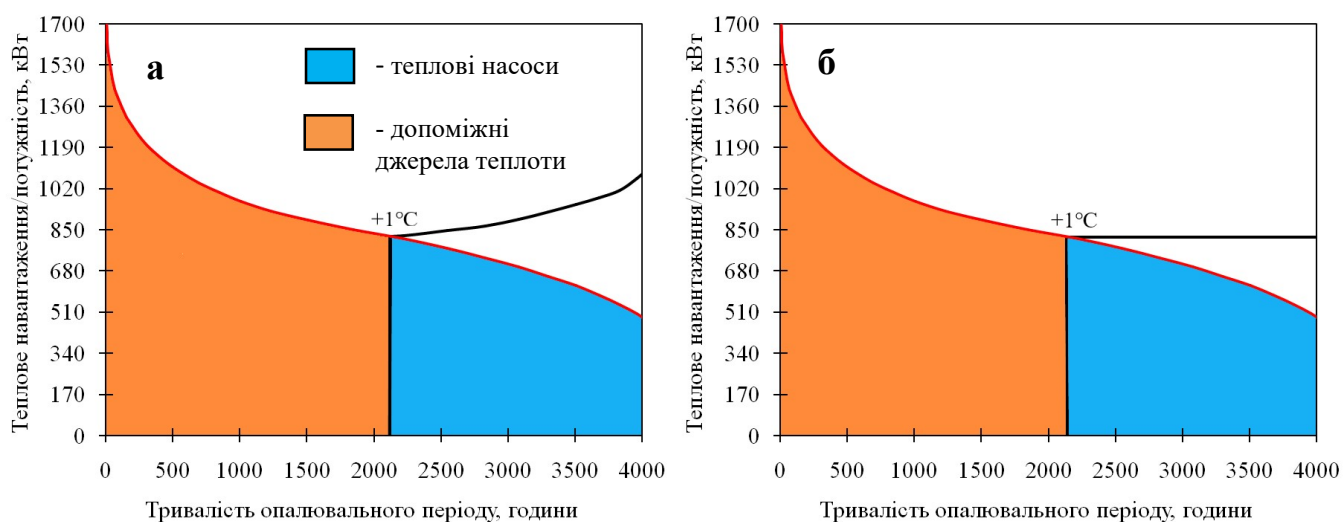


Рисунок 1.5 – Приклад графіку бівалентного послідовного джерела теплоти  
**а** – при використанні теплових насосів «повітря-вода»; **б** – при використанні теплових насосів «грунт-вода» або «вода-вода»;

Ця схема зазвичай застосовується для теплових насосів «повітря-вода» та «повітря-повітря», коефіцієнт перетворення яких змінюється протягом опалювального періоду в широких межах. Однак слід враховувати, що при такій схемі допоміжне джерело теплоти повинно самотужки забезпечити максимальне розрахункове теплове навантаження, тому капітальні витрати будуть вищими, ніж в наступній схемі.

При роботі комбінованих джерел теплоти за принципом бівалентної паралельної схеми передбачається, що теплові насоси продовжують працювати упродовж усього опалювального періоду, незважаючи на зниження коефіцієнта перетворення (у випадку повітряних теплових насосів або теплових насосів, що використовують теплоту невеликих надземних водойм). Допоміжне джерело теплоти при цьому підключається до вироблення теплоти при досягненні точки

бівалентності паралельно (рис. 1.6). Слід зазначити, що у випадку бівалентної паралельної схеми допоміжне джерело теплоти в залежності від типу системи опалення може виробляти теплоносій з такою ж температурою, як теплові насоси, або ж догрівати теплоносій після них. При використанні даної схеми теплові насоси вироблятимуть більшу кількість теплоти, ніж при використанні бівалентної послідовної схеми, що значної мірою вплине на зменшення терміну окупності.

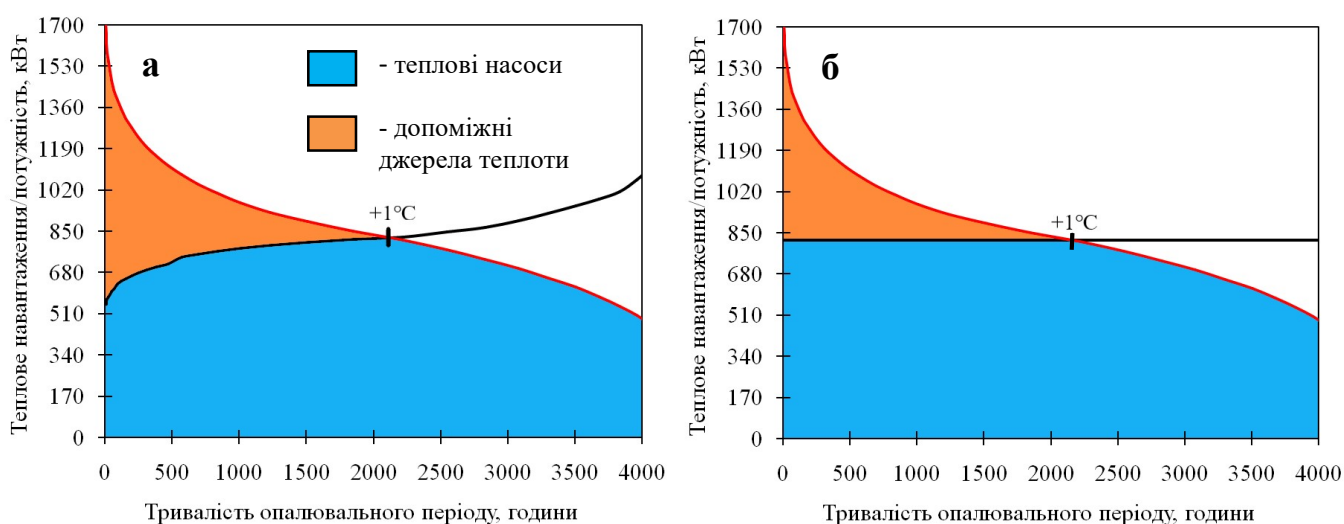


Рисунок 1.6 – Приклад графіку бівалентного паралельного джерела теплоти  
**а** – при використанні теплових насосів «повітря-вода»; **б** – при використанні теплових насосів «грунт-вода» або «вода-вода»;

У випадку встановлення ґрунтових та водяних теплових насосів, що використовують низькопотенційну теплоту ґрунту чи підземних вод з глибоких свердловин, температура яких є більш-менш стабільною та не залежить від коливань температур зовнішнього повітря, ця схема є найбільш доцільною.

Остання схема називається бівалентною комбінованою, адже вона поєднує в собі деякі риси, характерні бівалентній послідовній та паралельній схемам. При роботі комбінованого джерела теплоти в бівалентному комбінованому режимі, теплові насоси продовжують працювати деякий час після досягнення точки бівалентності та увімкнення допоміжного джерела теплоти як і в паралельній схемі, але вимикаються при досягненні певної температури зовнішнього повітря (рис. 1.7). Тобто в даному випадку допоміжне джерело теплоти також повинно бути в змозі покрити максимальне розрахункове навантаження як і в послідовній схемі, але кількість теплоти виробленої тепловими насосами при цьому буде більшою, а отже

термін окупності – меншим. Можна з достатньою точністю стверджувати, що ця схема доцільна тільки для повітряних теплових насосів або водяних теплових насосів, що забирають теплоту у надземної водойми.

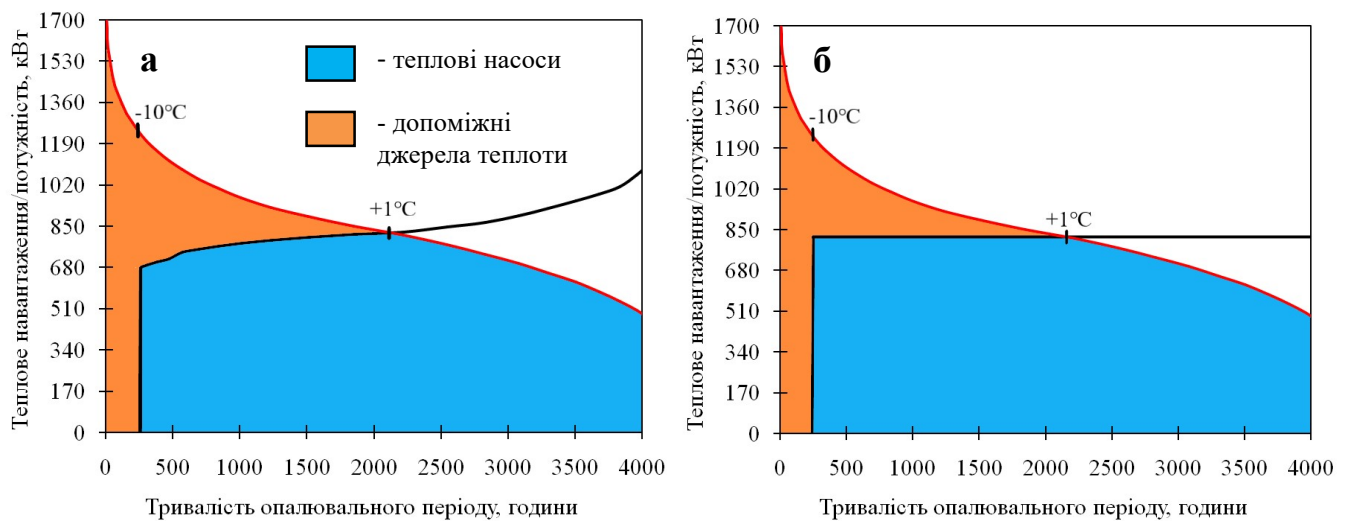


Рисунок 1.7 – Приклад графіку бівалентного комбінованого джерела теплоти  
**а** – при використанні теплових насосів «повітря-вода»; **б** – при використанні теплових насосів  
 «грунт-вода» або «вода-вода»;

Температура, при якій відбувається вимкнення теплових насосів, визначається в результаті аналізу кліматичних умов географічної місцевості об'єкту проектування та проведення техніко-економічних розрахунків.

Загалом впровадження альтернативних джерел енергії, таких як геліоколектори та теплові насоси, в системи теплопостачання будівель є дуже перспективним напрямком, що дозволяє зменшити витрату енергоресурсів. Вибір того чи іншого джерела відновлювальної теплової енергії залежить від безпосередньої наявності його з достатнім енергетичним потенціалом в географічних та кліматичних умовах об'єкту проектування. Щодо геліосистем, то найбільшу ефективність вони показують в країнах з високою сонячною активністю протягом усього року. В умовах України ж зазвичай теплового потенціалу сонячного випромінювання недостатньо для повного забезпечення систем теплопостачання в холодний період року [3], але геліосистеми можуть ефективно використовуватись в комбінації з традиційними джерелами теплоти та тепловими насосами. При цьому можливі варіанти їх роботи як в паралельному режимі, коли вони виробляють деяку частку теплоти для системи теплопостачання або ж в

послідовному, коли вони підвищують ефективність теплових насосів [15]. В теплий період за допомогою геліоколекторів можливо повністю покрити теплове навантаження системи гарячого водопостачання. На відміну від геліосистем при проектуванні джерела теплоти з тепловими насосами є можливість вибору джерела низькопотенційної теплоти. Тип джерела низькопотенційної теплоти необхідно обирати, відштовхуючись від географічного розташування об'єкту проектування. При наявності поблизу об'єкту великої надземної водойми, річки або моря та при наявності відповідного дозволу на відбір цієї теплоти, найкращим рішенням буде встановлення теплового насосу «вода-вода». Враховуючи значний потенціал низькотемпературного джерела теплоти, в даному випадку доцільним буде вибір моновалентної або бівалентної паралельної схеми.

Якщо ж водойм поблизу об'єкту немає, але наявна земельна ділянка достатніх розмірів та дозвіл на буріння свердловин, то найкращим рішенням буде встановлення теплового насосу «грунт-вода» або «вода-вода», що використовуватимуть теплоту ґрунту або підземних вод. Однак обов'язковою умовою є проведення геодезичних вишукувань для визначення характеристик ґрунту та глибини підземних вод. На основі цих досліджень приймаються остаточні рішення щодо типу низькопотенційного джерела теплоти (підземні води чи ґрунт) та визначається кількість і глибина свердловин. Теплові насоси «грунт-вода» або «вода-вода» також найефективніше застосовувати в моновалентному або ж бівалентному паралельному режимі.

Якщо ж можливості буріння свердловин немає через щільну міську забудову, замалу земельну ділянку, низький коефіцієнт теплопровідності ґрунту або ж відсутність дозволів на буріння, то завжди є можливість використати теплоту атмосферного повітря. Ефективність теплових насосів в даному випадку значною мірою залежатиме від кліматичних умов місцевості об'єкту. В кліматичних умовах України повітряні теплові насоси зазвичай не доцільно використовувати в моновалентному режимі через доволі низькі розрахункові температури зовнішнього повітря в холодний період та їх невелику тривалість. Адже при виборі потужності повітряного теплового насосу для покриття максимальних теплових навантажень

його повний теплоенергетичний потенціал буде використовуватись приблизно дві доби на рік, при цьому іншу частину опалювального періоду його потужність буде надмірною (рис 1.4). Тому найкращим рішенням буде вибір комбінованої схеми джерела теплоти, у складі традиційного пікового джерела теплоти та теплових насосів. Для комбінованих джерел теплоти з повітряними тепловими можуть насосами можуть застосовуватись усі типи бівалентних схем.

Підбиваючи підсумок можна зробити висновок, що вибір джерела теплоти та його режиму роботи залежить від багатьох факторів, зокрема таких як: особливості географічного розташування об'єкту, його кліматичні умови, режими теплоспоживання, величини теплових навантажень та актуальні ціни на енергоресурси і обладнання. Усі ці фактори необхідно обов'язково враховувати при проектуванні джерел теплоти.

## **2. Вибір обладнання для комбінованих джерел теплоти.**

### **Використання графіка Росандера для вибору обладнання**

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. Особливо важливо знайти оптимальну комбінацію потужностей при використанні теплових насосів повітря-вода. Дана обставина обумовлена тим, що теплові насоси, які використовують в якості низькотемпературного джерела теплоту ґрунту або води в водоймах та річках, працюють в більш-менш вузькому та стабільному діапазоні температур ґрунту чи води [9]. В той же час повітряні теплові насоси працюють в більш широкому діапазоні температур зовнішнього повітря, і відповідно, зі зміною потужності та коефіцієнта перетворення в широких межах. Перелічені вище причини роблять задачу оптимізації потужностей повітряних теплових насосів і теплогенераторів на органічному паливі при їх спільній роботі достатньо складною.

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 [16]. 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 [16]. 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 комбінованого джерела теплоти у складі повітряних теплових насосів та конденсаційних газових котлів зображено на рис.2.1. Максимальне розрахункове теплове навантаження на представлене джерело теплоти при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення становить 1,7 МВт, на графіку це значення прийняте за 100% навантаження. Теплонасосна установка в даному прикладі складається з шести повітряних теплових насосів, потужністю 140 кВт·год кожний (при температурі зовнішнього повітря +2°C), зібраних в єдиний каскад. В якості конденсаційних газових котлів вибрані котли підлогові потужністю 700 кВт·год та 450 кВт·год.

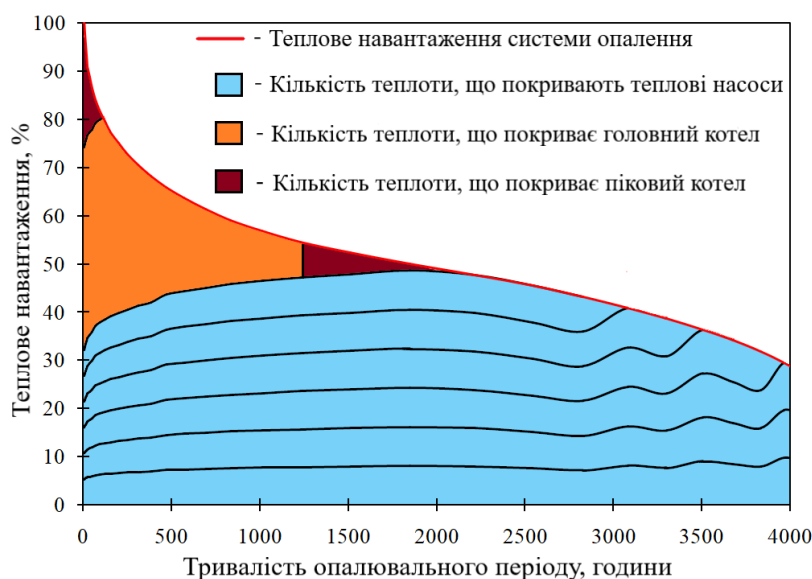


Рисунок 2.1 – Приклад графіку Росандера для комбінованого джерела теплоти

Алгоритм роботи представленого джерела теплоти наступний: з початком опалювального сезону, почнуть працювати три повітряні теплові насоси, трансформуючи, необхідну для функціонування систем опалення, вентиляції та



гарячого водопостачання кількість теплоти. При наступному зниженні температури зовнішнього повітря потужності вже працюючих теплових насосів стане недостатньо для покриття зростаючого навантаження, тому до каскаду підключатимуться по одному додаткові теплові насоси.

В момент їх підключення загальна потужність установки перевищуватиме необхідну, тому для зниження рівня електроспоживання та забезпечення рівномірної тривалості роботи теплових насосів між собою, відбуватиметься урівнювання частки теплоти, що вироблятиметься кожним з теплових насосів, шляхом зниження потужності попередніх одиниць. Після проходження точки бівалентності підключиться піковий газовий котел меншої потужності. По мірі зниження температури зовнішнього повітря і відповідно, зниження потужності теплових насосів для підтримання коефіцієнта перетворення на високому рівні, поступово збільшуватиметься частка навантаження, що покриватиметься піковим газовим котлом і при досягненні навантаження, що відповідатиме мінімальному рівню модуляції базового котла, ця частка перенесеться на базовий котел з відключенням пікового. При наближенні до розрахункового максимального навантаження знову підключиться піковий котел і в цей період навантаження покриватиметься одночасно всіма тепловими насосами та обома газовими котлами. Використання графіку Росандера для вибору обладнання представленого комбінованого джерела теплоти дозволило виявити необхідність в котлі меншої потужності, завданням якого є покриття частки теплоти, що залишається непокритою тепловими насосами після проходження точки бівалентності. Дана частка теплоти виходить поза нижню межу діапазону модуляції основного котла, а отже якщо вона покриватиметься ним, то доведеться або знижувати потужність теплових насосів, або ж миритися з періодом надмірного опалення, що триватиме близько 700 годин на опалювальний період, збільшуючи тим самим загальну витрату палива.

Крива теплового навантаження з графіку Росандера показує загальну теплову потужність джерела теплоти, необхідну для забезпечення теплотою його споживачів в кожен момент часу протягом опалювального періоду. При цьому площа, яку

обмежує разом з осями координат ця крива, виражає загальну кількість теплоти, що може бути спожитою за опалювальний сезон [13]. Натомість площа під кривими джерел теплоти дорівнює кількості теплоти, що може бути ними виробленою за цей період. Визначення величин навантаження і кількості спожитої та виробленої теплоти є надважливим не тільки при виборі обладнання та техніко-економічних розрахунках терміну окупності на стадії проектування комбінованих джерел теплоти, а й на стадії експлуатації при регулюванні частки теплоти, що вироблятиметься кожним його джерелом, з метою зрівняння тривалості їх роботи між собою, або ж з метою зміни розподілу генерації теплоти для забезпечення економії коштів при зміні тарифів на енергоресурси, або ж з метою регулювання при короткочасному підключенні чи відключенні додаткових споживачів теплоти.

Для визначення частки теплоти, що вироблятиметься кожним джерелом у складі комбінованого джерела теплоти, по відношенню до загальної кількості теплоти, що може бути спожитою за опалювальний період, у роботах [17, 12, 18, 19] пропонується використовувати інтегральний графік теплового навантаження. Інтегральний графік дозволяє визначити відсоток від загальної необхідної кількості теплоти, що зможе покрити джерело теплоти в залежності від своєї потужності. Приклад такого графіку зображено на рис. 2.2 [13].

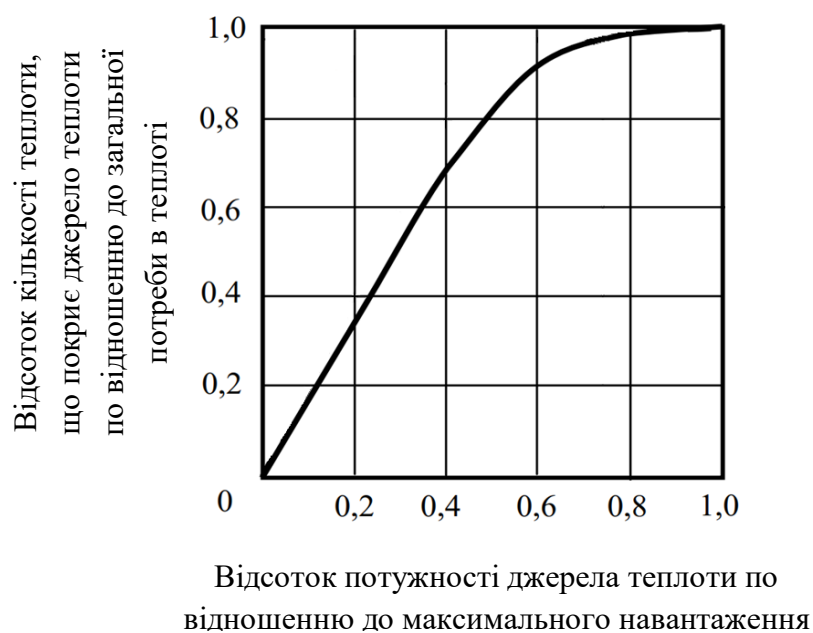


Рисунок 2.2 – Приклад інтегрального графіка Росандера

Інтегральний графік будується на основі графіку Росандера шляхом інтегрування кривої теплового навантаження. Оскільки в представлених роботах [17, 12, 18, 19] не описані методи, за якими проводиться інтегрування цих кривих для знаходження площ під ними, але зображено розбиття площ під кривими на велику кількість квадратів однакового розміру, то можна зробити висновок, що це інтегрування було виконане «графічним способом» з подальшим аналітичним розрахунком приблизної суми площ цих квадратів. Точність такого розрахунку не можна вважати високою, але головна проблема даного методу полягає не в цьому. Використання інтегрального графіку не передбачає, що потужність джерела теплоти може змінюватись протягом опалювального періоду, тому точно визначити частку теплоти, яку виробить таке джерело, врахувавши його потужність тільки в певний момент опалювального періоду, неможливо. До прикладів таких джерел теплоти можна віднести повітряні теплові насоси та сонячні геліосистеми, потужність яких змінюється протягом опалювального періоду в залежності від температури зовнішнього повітря та інсоляції. Якщо в складі комбінованого джерела теплоти є хоч одне таке джерело, то і кількість теплоти, що вироблятиметься іншими джерелами, навіть якщо їхня потужність не змінюватиметься упродовж опалювального періоду, буде визначена некоректно. Крім того, навіть якщо потужність джерела теплоти не змінюється або змінюється несуттєво, але при цьому застосовується бівалентна послідовна або бівалентна комбінована схема, замість бівалентної паралельної схеми, то визначити частку генерації теплоти кожним джерелом в залежності від його потужності також не вийде. Тому межі використання даного методу обмежуються моновалентними або бівалентними паралельними джерелами теплоти, за умов, що їх потужність не змінюється протягом опалювального періоду та при належному інтегруванні кривої навантаження. Але насправді в переході від графіку Росандера до інтегрального графіку зовсім немає ніякої необхідності, адже побудувавши графік Росандера та проінтегрувавши криві навантаження і джерел теплоти, можна визначити частку теплоти, що виробляється кожним з них при будь-яких комбінованих схемах. Для

інтегрування цих кривих можна застосовувати методи чисельного інтегрування, які дозволяють з високою точністю розрахувати площу під ними. Наприклад, методи прямокутників, трапецій, Сімпсона [21].

При розрахунку площі криволінійної трапеції – площі, що обмежується кривою теплового навантаження або кривими генераторів теплоти в певному часовому проміжку, за допомогою методів чисельного інтегрування, відбувається заміна площі цієї складної геометричної фігури, площами великої кількості простіших фігур. Оскільки фактична сума площ цих фігур не дорівнює справжній площі криволінійної трапеції, то результатом розрахунку є лише наближене значення інтегралу [20]. Але якщо дотримуватись мінімального кроку інтегрування, а саме від кроку залежить точність інтегрування чисельними методами, досягається точність, яка цілком задовольняє вимоги поставленої задачі. Серед великої кількості таких методів найбільш розповсюдженими через їх відносну простоту можна виділити наступні: метод прямокутників, метод трапецій та метод Сімпсона [21]. Найбільш точним з перелічених методів прийнято вважати метод Сімпсона [22], хоча насправді всі вони мають свої переваги і недоліки та знаходять своє застосування при конкретних типах задач. Геометричну інтерпретацію цих методів зображено на рис. 2.3.

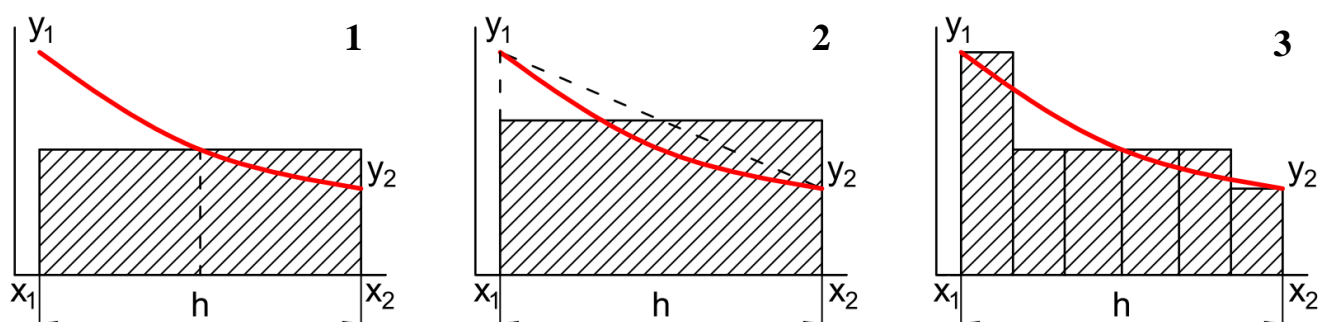


Рисунок 2.3 – Геометрична інтерпретація методів чисельного інтегрування

**1** – метод середніх прямокутників; **2** – метод трапецій; **3** – метод Сімпсона

Вибір методу для вирішення задачі із розрахунку теплоти під кривими вироблення та кривою споживання головним чином залежить від кліматичних даних повторюваності температур, адже кроком інтегрування в цій задачі слугує саме тривалість стояння різних проміжків температур. Ці дані можуть бути тільки

емпіричними, адже вони визначаються шляхом багаторічних спостережень за кліматом, тому немає ніякого рівняння, яке б описувало залежність функції (температури повітря) від аргументу (тривалості утримування цієї температури), але вони можуть поділятися на спрощені та повні зі сталим часовим кроком фіксації температури, що має безпосередній вплив на розрахунок.

При використанні методу чисельного інтегрування прямокутників, площа під кривою замінюється площами прямокутників. Існує декілька різновидів цього методу: методи лівих, правих та середніх прямокутників [23]. Різниця між ними полягає у виборі точки, за якою розраховується функція. Для лівих прямокутників функція розраховується для аргументу лівої крайньої точки  $i$ -го прямокутника, для правих – для правої точки, а для середніх для середнього арифметичного значення аргументу з лівої та правої точок. Найбільш точним з них вважається метод середніх прямокутників. Розрахувати значення визначеного інтегралу методами прямокутників можна за формулами [23], за методом лівих прямокутників:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n h \cdot f(x_1) \quad (2.1)$$

методом правих прямокутників за формулою:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n h \cdot f(x_2) \quad (2.2)$$

методом середніх прямокутників за формулою:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n h \cdot f\left(\frac{x_1 + x_2}{2}\right) \quad (2.3)$$

де  $h$  – крок інтегрування, що розраховується за формулою:

$$h = \frac{b - a}{n} \quad (2.4)$$

де  $a, b$  – межі інтегрування;

$n$  – кількість прямокутників, на яку розбивають криволінійну трапецію.

На відміну від методів лівих та правих прямокутників, метод середніх прямокутників неможливо застосувати для будь-яких емпіричних даних, адже

відсутнє рівняння, яке б описувала криву, тому неможливо точно визначити значення функції, що відповідає значенню аргументу всередині  $i$ -го прямокутника. Тому для розрахунку кількості виробленої теплоти методом прямокутників можливе застосування тільки лівих і правих, адже нам завжди відомі значення потужності в крайніх точках діапазонів інтегрування. Можливим рішенням цієї проблеми є апроксимація емпіричних даних функцією з високим коефіцієнтом детермінації, що дозволить наближено описати криві потужностей математичною залежністю, а отже дасть змогу визначити значення потужності в будь-який момент опалювального періоду та скористатися методом середніх прямокутників. Однак слід зазначити, що точно повторити ці криві неможливо, тому завжди матиме місце деяка похибка, величина якої залежатиме від виду функції та проміжку інтегрування. Тобто при інтегруванні кривої навантаження за увесь опалювальний період похибка буде меншою ніж при інтегруванні невеликого проміжку цього періоду.

При чисельному інтегруванні методом трапеції площа під кривою замінюється площею прямокутної трапеції. Хоча насправді сутність розрахунку площі прямокутної трапеції полягає в заміні її прямокутником з довжиною, що дорівнює середньому арифметичному з двох основ трапеції. Оскільки в цьому методі залежність між функцією та аргументом в окремих проміжках є лінійною, то даний метод інтегрування є універсальним та може бути застосований з будь-якими емпіричними даними. Розрахувати площу під кривою методом трапецій можна за допомогою формули [23]:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n h \cdot \left( \frac{f(x_1) + f(x_2)}{2} \right) \quad (2.5)$$

При розрахунку визначеного інтегралу методом Сімпсона, фрагмент кривої кожного проміжку інтегрування апроксимується параболою, що проходить через три точки [21]. Хоча насправді сутність розрахунку площі під кривою цим методом полягає у розбитті кожного проміжку на шість прямокутників, висота першого з них визначається аналогічно до методу лівих прямокутників, висота чотирьох центральних прямокутників визначається аналогічно до методу середніх

прямокутників і висота шостого визначається за методом правих прямокутників. Сума площ цих прямокутників і буде наближеним значенням інтеграла. Розрахувати площу під кривою методом Сімпсона можна за допомогою формули [23]:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \sum_{i=1}^n \frac{h}{6} \cdot \left( f(x_1) + f\left(\frac{x_1 + x_2}{2}\right) + f(x_2) \right) \quad (2.6)$$

Аналогічно до методу середніх прямокутників розрахунок площі під кривою за допомогою методу Сімпсона вимагає наявності функції для точного визначення потужності в певний момент опалювального періоду. Тому без апроксимації його неможливо застосувати для спрощених емпіричних даних з нерівномірним кроком інтегрування, але можливо застосувати для повних емпіричних даних зі сталим часовим кроком фіксування температури, скориставшись дещо іншою формулою. Хоча формула дещо змінюється, сутність методу залишається незмінною. Розрахувати площу під кривою навантажень за допомогою методу Сімпсона при використанні повних даних стояння температур зі сталим часовим кроком можна за допомогою формули [21]:

$$\int_a^b f(x)dx \approx \frac{h}{3} \cdot (f(x_1) + 2f(x_2) + 4f(x_3) + \dots + f(x_n)) \quad (2.7)$$

В цій формулі замість значення функції від аргумента всередині окремого проміжку використовується подвійна сума функцій від парних аргументів та чотири суми функції від непарних аргументів усього проміжку інтегрування, а крок розбиття ділиться не на шість, а на чотири частини.

Для того, щоб порівняти ці методи між собою було проведено розрахунок площ під кривою теплового навантаження та кривими генерування теплоти усіма представленими методами. Для порівняння були використані графіки Росандера, побудовані на основі апроксимованих поліномом 4-го порядку спрощених емпіричних даних з кроком інтегрування в 1 годину та на основі повних погодинних даних стояння температур зовнішнього повітря, також з кроком в 1 годину. Ці типи даних були обрані через можливість використання на них більшої кількості методів, для безпосереднього порівняння методів між собою. Загальне максимальне теплове

навантаження та склад комбінованого джерела теплоти для графіків Росандера прийняті такими ж, як і на рис. 2.1. Повні погодинні дані стояння температур зовнішнього повітря за опалювальні періоди 1982-2022 були отримані від метеорологічної компанії, що спеціалізується на моделюванні клімату [24]. За результатом аналізу цих даних було розроблено спрощені дані про повторюваність проміжків температур в  $1^{\circ}\text{C}$ . Апроксимація спрощених даних була виконана з метою підвищення точності інтегрування у випадку відсутності повних погодинних температурних даних. Детальний опис використаних кліматичних даних та методи якими вони були оброблені представлений в розділі 3.

На порівняльній гістограмі рис. 2.4 зображено відхилення результатів розрахунку кількості теплоти методами трапецій та прямокутників від найбільш точного методу Сімпсона для апроксимованих спрощених температурних даних.

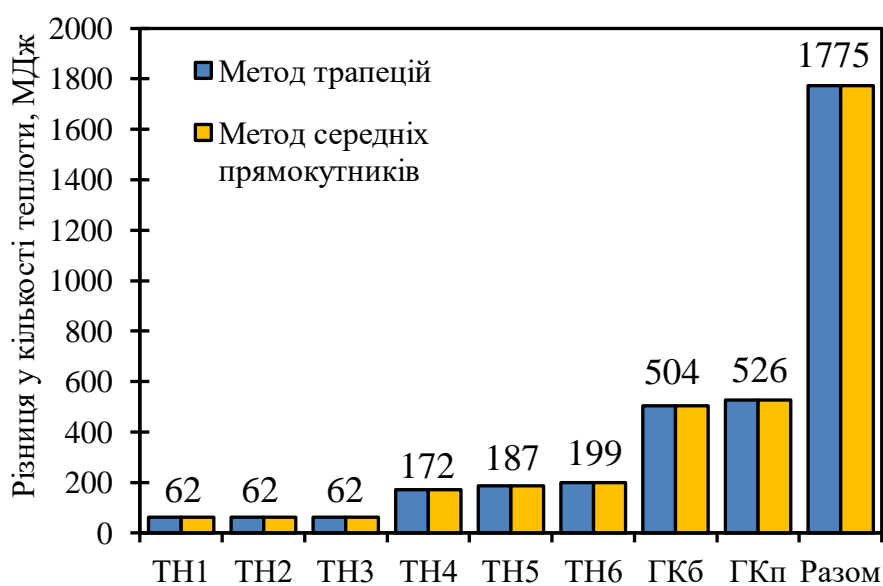


Рисунок 2.4 – Відхилення методів прямокутників та трапецій від методу Сімпсона для апроксимованих спрощених температурних даних

ТН – тепловий насос; ГКб – базовий газовий котел; ГКп – піковий газовий котел;

З рис. 2.4 видно, що найбільша різниця результатів розрахунку між методами трапецій та прямокутників становить всього 85 Вт, що є несуттєвим для даного розрахунку, тому на гістограмі стовпчики цих методів знаходяться на одному рівні. Різниця між результатами розрахунку загальної кількості теплоти методу трапецій та методу Сімпсона при використанні апроксимованих спрощених даних становить



1775 МДж, що еквівалентно 35 хвилинам теплового навантаження при температурі зовнішнього повітря 0°C. При розрахунку кількості теплоти, виробленої кожним джерелом теплоти, найбільша різниця між методами трапецій та Сімпсона виникла для пікового котла. Вона становить 526 МДж, що рівноцінно 20 хвилинам його роботи на максимальній потужності.

Різницю результатів розрахунку площі під кривими споживання та генерування теплоти методом трапецій від методу Сімпсона, за графіком Росандера, побудованим на основі повних погодинних температурних даних, зображено на рис. 2.5

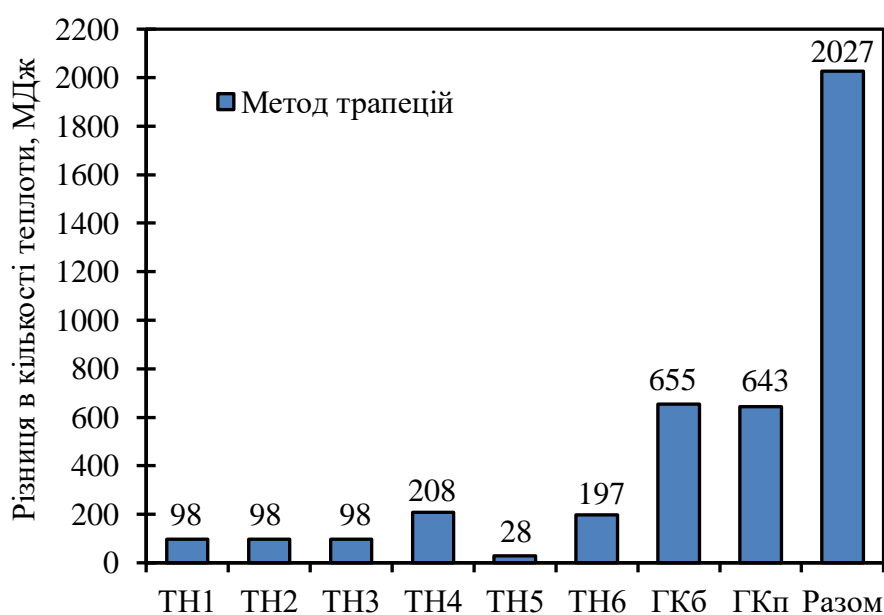


Рисунок 2.5 – Відхилення методу трапецій від методу Сімпсона для повних погодинних температурних даних

Різниця між результатами розрахунку загальної кількості теплоти методом трапецій від методу Сімпсона при використанні для повних погодинних температурних даних становить 2027 МДж, що еквівалентно 40 хвилинам загального теплового навантаження при температурі зовнішнього повітря 0°C. При розрахунку кількості теплоти, виробленої кожним джерелом теплоти найбільша різниця між методами трапецій та Сімпсона виникла для базового котла, вона становить 655 МДж, що рівноцінно 15 хвилинам його роботи на максимальній потужності.

Отримані відхилення в результатах розрахунків площ методами прямокутників та трапецій від методу Сімпсона є незначними, тому з достатньою точністю можна стверджувати, що для чисельного інтегрування кривої теплового навантаження та кривих джерел теплоти при дотриманні мінімального кроку розбиття можливе застосування усіх представлених методів з прийнятною для практичного застосування точністю. Визначивши вплив вибору методу чисельного інтегрування на точність розрахунку площ під кривими графіку Росандера, необхідно визначити, як на цей розрахунок впливає тип прийнятих кліматичних даних.

### 3. Врахування змін клімату при побудові графіка Росандера

Кліматичні умови мають безпосередній вплив на проектування та режими експлуатації більшості інженерних систем. Так само як кількість опадів впливає на проектування систем водовідведення [25], інтенсивність сонячного випромінювання впливає на проектування фотоелектричних систем та геліосистем [26], так і температура атмосферного повітря впливає на проектування та показники енергетичної ефективності усіх елементів систем теплопостачання. Її мінливість значною мірою впливає на витрату теплоти та палива з дня в день, з місяця в місяць та з року в рік. Динаміка цих змін визначається впливом широкої групи геофізичних явищ, що складним чином взаємодіють між собою, передбачити вплив та зміни яких є дуже непростою задачею [27].

Інформація про повторюваність температур зовнішнього повітря протягом опалювального періоду є невід'ємною складовою графіку Росандера, без якої його побудова неможлива, адже величина теплових навантажень прямопропорційно залежить від температури зовнішнього повітря, а загальна кількість теплоти, виробленої та спожитої, залежить від тривалості стояння цих температур протягом опалювального періоду. Ці дані розробляються в результаті безперервних багаторічних спостережень за кліматом та можуть бути спрощеними, тобто з інформацією про тривалість стояння певних проміжків температур (зазвичай ці проміжки в 1-5°C) зовнішнього повітря, або ж повними з рівномірним часовим кроком фіксації температур. Від типу цих даних залежить точність побудови графіку Росандера, а отже і точність вибору обладнання та розрахунку спожитої і виробленої теплоти.

Спрощені дані отримуються шляхом сортування по величині повних температурних даних з наступним розрахунком їхньої повторюваності. Точність розроблених спрощених даних залежить від часового кроку фіксації повних температурних даних. Тобто при аналізі погодинних даних стояння температур, точність розроблених за ними спрощених даних буде вищою ніж, у випадку використання для цього середньодобових температур. Це пояснюється тим, що

погодинні дані враховують температуру кожної години, натомість середньодобові – лише середню арифметичну за 24 години, не враховуючи зміни величин проміжних температур. За такою ж аналогією використання похвилинних даних буде точнішим ніж погодинних. Проте, враховуючи, що потужність джерел теплоти та теплові навантаження систем прийнято розраховувати в одиницях кількості теплоти за одну годину [13], то і використання погодинних даних є цілком прийнятним та забезпечує достатньо високу точність.

Іншою якісною ознакою спрощених даних є величина інтервалу температур, для якого підраховується тривалість. Тобто, якщо спрощені дані стояння температур розроблені для інтервалів температур в  $1^{\circ}\text{C}$ , то побудований за ними графік Росандера буде детальнішим та точнішим в розрахунку, ніж при використанні даних для інтервалів температур в  $5^{\circ}\text{C}$ . Це пояснюється тим, що температурні дані, за якими будується графік, є емпіричними. А отже при побудові графіку відомі навантаження тільки при температурах, вказаних в кліматичних даних. Чим більша кількість цих температур відома, тим, відповідно більше відомих точок навантажень на графіку і тим детальнішим він буде. Графік з нанесеними прикладами кривих навантаження Росандера при використанні спрощених даних стояння температур з інтервалами  $5^{\circ}\text{C}$  та повних погодинних даних зображено на рис. 3.1.

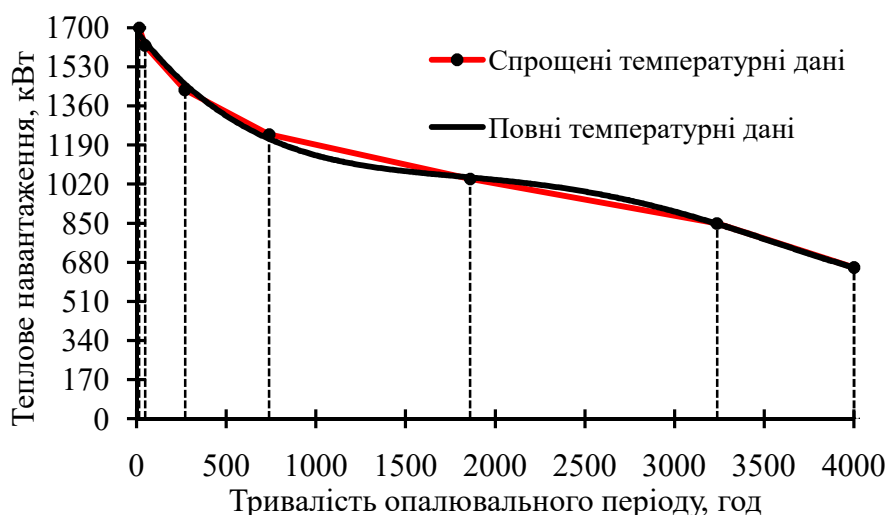


Рисунок 3.1 – Приклад кривої Росандера при використанні спрощених даних

З рисунку видно, що крива побудована за спрощеними даними не повністю повторює криву, побудовану за погодинними. Цей факт може вплинути на визначення точки бівалентності, а отже і на правильність вибору обладнання

комбінованих джерел теплоти. Крім того, при чисельному інтегруванні кривої Росандера, побудованої за спрощеними температурними даними, кроком інтегрування слугують проміжки між проекціями точок навантаження. Враховуючи значну тривалість цих проміжків та їх нерівномірність, можна зробити висновок про низьку точність майбутнього розрахунку кількості спожитої та виробленої кожним джерелом теплоти, що в свою чергу вплине і на результат техніко-економічного розрахунку. Щоб підвищити точність розрахунку кількості виробленої та спожитої теплоти, необхідно зменшити крок розбиття кривої навантаження та кривих джерел теплоти.

Для зменшення кроку розбиття кривої навантаження та кривих теплогенераторів, побудованих на основі спрощених температурних даних, можливе застосування методу апроксимації. Зазвичай найкраще описує криву навантаження поліном з 3 по 5 степінь. Наступне підвищення степеня не призводить до значного підвищення точності апроксимації [28]. Окрім степеня полінома на точність апроксимації також впливатиме величина інтервалу температур прийнятих спрощених даних, іншими словами – кількість відомих точок навантаження. Приклад апроксимованих поліномом 4-порядку спрощених даних з рис. 3.1, зображено на рис. 3.2.

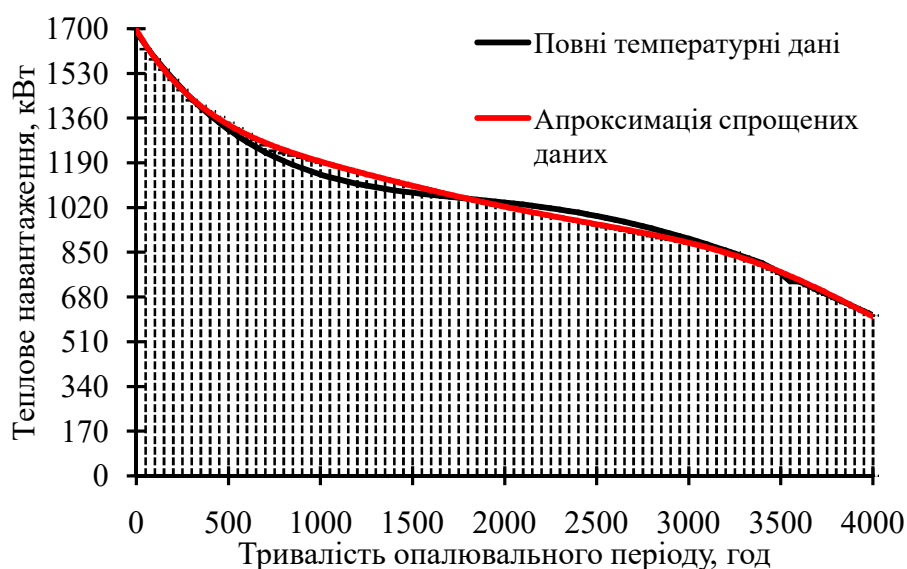


Рисунок 3.1 – Приклад кривої Росандера при використанні апроксимованих спрощених даних

Результатом апроксимації є рівняння, яке з деякою точністю описує залежність теплового навантаження від певного моменту опалювального періоду. Цю точність називають коефіцієнтом детермінації. Коефіцієнт детермінації для даного поліному становить 99%. Іншими словами – це означає, що залежність 99% навантажень з кривої описується розрахованим рівнянням, а відповідно 1% не описується. Однак, слід враховувати, що даний коефіцієнт детермінації розраховується відносно спрощених даних, а отже поліноміальна модель, так само як і спрощені дані, не повторить повністю деталізовані погодинні дані. Але завдяки апроксимації можливо досягти рівномірного кроку інтегрування. Вертикальними пунктирними лініями на графіку (рис. 3.2) позначено крок інтегрування кривої, який в даному випадку становить 50 годин, що зможе значно підвищити точність чисельного інтегрування в порівнянні з спрощеними даними, крок інтегрування яких коливається від 15 до 1400 годин (рис. 3.1). Таким чином крок при інтегруванні поліноміальної моделі можливо зменшити і до 1 години, але не варто забувати, що площа під кривою поліноміальної моделі все одно не дорівнюватиме площі деталізованих погодинних даних, а отже завжди матиме місце похибка. Тому, враховуючи усі перелічені недоліки спрощених даних, можна зробити висновок, що використання повних погодинних температурних даних є пріоритетним, адже дозволяє врахувати навантаження кожної години розрахункового опалювального періоду. У випадку відсутності повних температурних даних можливе використання спрощених, але з їх подальшою апроксимацією для зменшення кроку інтегрування.

Спрощені емпіричні дані про повторюваність температур зовнішнього повітря для конкретного регіону зазвичай можна знайти в нормативних документах та довідниках. На відміну від спрощених, повні дані можна отримати лише від метеорологічних служб чи компаній, які досліджують та фіксують кліматичні зміни.

Окрім повноти кліматичних даних, надважливою їх ознакою, що безпосередньо впливає на правильність вибору обладнання джерел теплоти, можна вважати їх актуальність, яка залежить від характеру кліматичних змін, що відбулись з моменту розробки або останнього уточнення спрощених температурних даних до моменту проектування джерела теплоти. Цей фактор більшою мірою стосується

спрощених даних, адже вони отримуються шляхом ранжування та усереднення повних детальних даних за певний часовий проміжок. Спрощення відбувається з метою зменшення обсягу інформації, що дозволяє розміщувати ці дані в нормативних документах та довідниках. Оскільки повні емпіричні дані стояння температур не можна знайти в довідниках – для їх отримання доводиться звертатися до метеорологічних компаній, в яких зазвичай наявні найактуальніші дані. Однак існує інший важливий фактор, що впливає на точність побудови графіку Росандера за повними детальними даними повторюваності температур. Цим фактором є часовий проміжок, що приймається для побудови графіку. Проаналізувавши графік багаторічного ходу температур атмосферного повітря в місті Києві [29], можна зробити висновок, що він складається з областей зростання та спадання, що хаотично замінюють одна одну. Тому, якщо часовий проміжок, прийнятий до аналізу буде замалим, збільшується ймовірність того, що він охопить значною мірою тільки область потепління або похолодання, а тому результати дослідження не відобразатимуть дійсний температурний хід опалювальних періодів, що в даному випадку може призвести до вибору джерела теплоти заниженої чи надмірної потужності або ж неоптимальної комбінації джерел теплоти. В нормативних документах цей часовий проміжок зазвичай приймається не менше 45 років [30, 31], тому при можливості потрібно його витримувати.

Звернувшись до чинного ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія», з метою визначення спрощених даних про повторюваність температур при необхідності побудови графіка Росандера, було виявлено, що в даному документі відсутні ці дані [19]. В ньому наявна інформація про розрахункову температуру зовнішнього повітря на опалення, розрахункову тривалість опалювального періоду, середньомісячні температури та кількість градусодіб для більшості міст України, що дозволяє розрахувати величину максимального теплового навантаження та визначити приблизну кількість теплоти, що може бути спожитою за опалювальний період, але немає даних про повторюваність температур зовнішнього повітря.

В попередньому нормативі СНіП 2.01.01.82 «Строительная климатология и геофизика» наявні дані про повторюваність температур зовнішнього повітря, але

вони базуються на кліматичних спостереженнях, проведених в період 1925-1975 рр., тому, враховуючи кліматичні зміни останніх десятиліть, їх можна вважати застарілими. З даною проблемою зіштовхнулися і інші дослідники [17, 12, 18].

Дослідження в [17, 12] відбувалися ще до виходу ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія», тому головною метою даної роботи було виявлення впливу фактичних кліматичних умов на системи теплопостачання з ціллю впровадження додаткових заходів збереження енергоресурсів та внесення поправок до чинного в той час 2.01.01.82 «Строительная климатология и геофизика». Сутність дослідження полягала в аналізі добових та середньомісячних температур опалювальних періодів (терміни опалювальних періодів були прийняті з 15 жовтня по 15 квітня) 1996-2010 рр. для міста Києва, отриманих від Укргідрометеоцентру і порівняння результатів з даними чинного в той час нормативного документу. Отримані середньодобові температури були відсортовані за величиною з подальшим розрахунком їх повторюваності з розбиттям на проміжки в  $5^{\circ}\text{C}$ . Результати розрахунку показали, що тривалість стояння усіх проміжків температур до  $+8^{\circ}\text{C}$  відхиляється від нормативних значень у меншу сторону, натомість повторюваність температур вище  $+8^{\circ}\text{C}$  відхиляється в більшу сторону, що засвідчує про деяке потепління. Було також визначено, що розрахункова температура на опалення (для Києва  $-22^{\circ}\text{C}$ ), на яку за нормами проектується обладнання систем теплопостачання, утримується всього протягом декількох годин за опалювальний період, тобто потенціал вибраного обладнання буде повністю використовуватись лише один день на рік в середньому. Для вирішення цієї проблеми в роботі пропонується створення комбінованих систем, які включатимуть базові елементи для забезпечення опалення до настання тих температур, нижче яких частота стояння знижується (для умов Києва це близько  $-1^{\circ}\text{C}$ ) та пікові джерела.

В ході дослідження було виявлено, що деяку частину опалювального періоду тривають температури вище ніж  $+8^{\circ}\text{C}$ , але врахувавши наявність коливань як в більший так і в менший бік, що зазвичай виникали в перехідні періоди, було запропоновано рішення цієї проблеми шляхом місцевого обмеження подачі теплоти в ці періоди, замість скорочення терміну опалювального періоду. Однак, слід



зазначити, що в подальшому скорочення офіційного терміну опалювального періоду все ж відбулось. В минулому нормативному документі тривалість опалювального періоду для міста Києва була близько 4450 годин, а в чинному нині документі її було скорочено до 4220 годин, що менше приблизно на 11 діб.

Також в роботі було розраховано та порівняно кількість градусодіб проаналізованих опалювальних періодів з нормативними значеннями. В результаті порівняння було виявлено, що фактична кількість градусодіб менша за нормативну, а отже фактична необхідна витрата теплоти також є меншою.

Підбиваючи підсумок можна сказати, що тема даного дослідження, а також зроблені в його результаті висновки, є дуже актуальними і дотепер. Зокрема про важливість врахування актуальних кліматичних даних для більш точного проектування систем теплопостачання та необхідність встановлення комбінованих джерел теплоти. Але, враховуючи малий часовий відрізок прийнятий до аналізу та інтервали температур в 5°C для розроблених даних, можна зробити висновок про їх недостатню точність та достовірність, що може значною мірою вплинути на правильність вибору обладнання та якість техніко-економічного розрахунку. Спрощені дані про повторюваність температур для міста Києва, розроблені в результаті цього дослідження представлено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Спрощені дані про тривалість стояння температур зовнішнього повітря, розроблені в результаті аналізу опалювальних періодів 1996-2010 рр. [12]

Кількість годин з температурою в даному інтервалі									
Кількість годин з температурою, нижчою за дану									
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	<-20	-20	-15	-10	-5	0	+5	+8	
	-20	-15	-10	-5	0	+5	+8	>+8	Разом
2	13	34	223	468	1121	1378	622	547	4406
3	13	47	270	738	1859	3237	3859	4406	

Щодо підходу використання градусодіб при розрахунку кількості теплоти, що споживатиметься за розрахунковий опалювальний період, то можна зробити висновок, що він аналогічний до методу чисельного інтегрування трапецій, адже його сутність так само передбачає розбиття опалювального періоду на часові проміжки з певним кроком, температура яких відома та приймається до розрахунку.

Чим меншим є часовий проміжок, для якого усереднена температура, тим більшою буде точність. Тобто використання середньодобових температур при розрахунку кількості спожитої теплоти за кількістю градусодіб рівноцінно до розрахунку площі під кривою навантаження з кроком в 24 години. Перевагою даного методу є відсутність в необхідності побудови графіку Росандера для розрахунку кількості теплоти, що може бути спожитою за розрахунковий опалювальний період. А значним недоліком є неможливість розрахунку кількості теплоти, що виробляється кожним джерелом теплоти, пов'язану з відсутністю графіку Росандера. Тому даний метод не підходить для проектування комбінованих джерел теплоти, але цілком придатний для застосування при енергетичному аудиті будівель. На рахунок використання інтегрального графіку при проектуванні комбінованих джерел теплоти можна сказати про його значні обмеження для використання при проектуванні комбінованих схем, що вказує про недоцільність його побудови у більшості випадків. Детальніше його недоліки обґрунтовано в розділі 2.

Дослідження іншого автора, описане в [18], було проведене вже після виходу та набуття чинності ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія», тому метою даної роботи було заповнення прогалини в цих нормах – відсутності даних про повторюваність температур зовнішнього повітря. Для цього було проведено аналіз температур зовнішнього повітря за опалювальні періоди 2005-2018 рр., отримані від метеорологічних станцій в різних обласних центрах України. Терміни опалювальних періодів приймалися згідно [30], відповідно для кожної області. В ході даного дослідження, так само як і в попередньому [12], було виявлено, що не всі температури протягом опалювального періоду були нижче  $+8^{\circ}\text{C}$ . Для того, щоб уникнути надмірного опалення в ці періоди, пропонується впровадження погодозалежного регулювання. В результаті дослідження було розроблено спрощені дані про повторюваність температур зовнішнього повітря для різних областей України. Спрощені дані про повторюваність температур для міста Києва представлено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Спрощені дані про тривалість стояння температур зовнішнього повітря, розроблені в результаті аналізу опалювальних періодів 2005-2018 рр. [18]

Кількість годин з температурою в даному інтервалі											
Кількість годин з температурою, нижчою за дану											
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	<-22	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-12	-10
	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-12	-10	-7
2	7	4	3	5	8	15	15	19	99	94	203
3	7	11	14	19	27	42	57	76	175	269	472

№	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	-7	-5	-2	-1	0	+1	+2	+3	+5	Разом
	-5	-2	-1	0	+1	+2	+3	+5	+8	
2	182	505	248	300	389	334	294	473	528	3725
3	654	1159	1407	1707	2096	2430	2724	3197	3725	

Тема представленої роботи фактично продовжує тему попередніх досліджень [17, 12], але має більш вузьконаправлену мету – аналіз температур зовнішнього повітря. Враховуючи, що інтервали температур розроблених спрощених даних становлять від 1 до 3 °С, можна стверджувати, що вони є більш деталізованими ніж отримані в попередньому дослідженні, що дозволяє побудувати точніший графік Росандера. Однак в роботі не згадано, які саме температури були прийняті до аналізу – середньодобові чи погодинні, що впливає на точність розроблених даних. Крім того, з таблиці 3.2 видно, що тривалість розрахункового опалювального періоду для Києва становить 3725 годин, замість вказаних у [30] 4224 годин. Це пояснюється тим, що початок та закінчення опалювального періоду для систем централізованого опалення відбувається при утримуванні середньодобової температури на рівні +8°C протягом 3 діб, тому автором було скорочено тривалість опалювального періоду через встановлення цієї температури раніше. В попередніх дослідженнях [12] також було зафіксовано цей факт, але ще було зазначено, що в ці періоди спостерігається значне коливання середньодобових температур як в більшу так і в меншу сторони, тому доцільнішим рішенням є місцеве обмеження подачі теплоти замість скорочення опалювального періоду. Крім того, слід враховувати, що в будівлях з автономними джерелами теплоти опалювальний період може починатись та закінчуватись при інших температурах зовнішнього повітря, в

залежності від вподобань щодо теплового комфорту мешканців та відвідувачів. Тому загальна витрата теплоти за розрахунковий опалювальний період, визначена за даними стояння температур, що обмежуються  $8^{\circ}\text{C}$  буде неповною. Це вплине на тривалість роботи джерел теплоти протягом опалювального періоду, а отже, і на техніко-економічний розрахунок. Тому, враховуючий цей недолік, а також малий часовий відрізок, прийнятий до аналізу, що становить всього 13 років, можна зробити висновок про невисоку точність розроблених спрощених даних стояння температур.

Аналіз попередніх досліджень [17, 12, 18] показав, що необхідність розроблення спрощених даних про тривалість стояння температур зовнішнього повітря, яка спричинена відсутністю цих даних в чинному нормативному документі [30], досі залишається актуальною, адже наявні спрощені дані, розроблені іншими авторами, не можуть суттєво збільшити точність побудови графіку Росандера та техніко-економічних розрахунків комбінованих джерел теплоти. Тому необхідно провести нове дослідження температур зовнішнього повітря протягом опалювальних періодів за більший часовий проміжок та з більшою деталізацією, тобто з використанням для аналізу погодинних даних стояння температур замість середньодобових. Проаналізувавши описаний масив даних, необхідно розробити спрощені дані стояння температур зовнішнього повітря для інтервалів температур в  $1^{\circ}\text{C}$ , врахувавши при цьому усі температури, що охоплюють нормативні межі опалювальних періодів, тобто температури вищі за  $+8^{\circ}\text{C}$ . Дане дослідження дозволить актуалізувати, уточнити та доповнити результати проведених раніше досліджень.

Для проведення цього дослідження нам був наданий доступ до архіву погодинних кліматичних даних для географічних координат головного корпусу КНУБА в місті Києві від метеорологічної компанії Meteoblue [24]. До складу метеорологічного архіву цієї компанії входять погодинні дані про температуру зовнішнього повітря, температуру ґрунту, швидкість вітру, інтенсивність випромінювання сонячної радіації, кількість опадів для географічних координат майже будь-якого місця на Землі, починаючи з 1982 року. Висока повнота та якість

цих даних пояснюється тим, що вони є результатом моделювання клімату, тобто цей архів містить збережені прогнози, а не вимірювання.

Погодні моделі Meteoblue ділять світ або регіон на маленькі комірки сітки. Кожна комірка має ширину від 4 до 40 км та висоту від 0,1 до 2 км. Моделі містять 60 атмосферних шарів і досягають висоти стратосфери (висота 60 км над рівнем моря). Погода моделюється шляхом вирішення складних математичних рівнянь між усіма комірками сітки кожні кілька секунд. Змінні погоди, такі як температура, швидкість вітру або хмарність, зберігаються за кожну годину. Крім великої кількості власних моделей, Meteoblue інтегрує також відкриті дані з різних джерел у загальну базу даних погоди. Усі моделі обчислюються двічі на день у спеціальному високопродуктивному кластері. Крім того, при наявності даних кліматичних вимірювань, Meteoblue додатково порівнюють їх з результатами моделювання для досягнення найбільш реалістичного опису погодних явищ [24].

Оскільки офіційних і надійних метеостанцій мало, і більшість вимірювань, які вони отримують, корисні лише для радіусу від 3 до 12 км, можна стверджувати, що дані моделювання клімату мають перевагу над даними вимірювань, адже моделювання охоплює будь-яке місце на землі в будь-який момент часу, на відміну від вимірювань з метеостанцій, площа покриття яких охоплює менше 1% поверхні світу. Крім того, моделювання буде більш точним ніж вимірювання, зроблені на відстані 20 км чи більше, від об'єкту.

З кліматичного архіву [24] для географічних координат головного корпусу КНУБА були прийняті до аналізу змодельовані дані температур за період 1985-2022 рр. (модель NEMS) та змодельовані і уточнені за допомогою вимірювань дані температур за період 1982-2022 рр. (модель ERA5T). Окрім змодельованих кліматичних даних Meteoblue до аналізу були прийняті також дані вимірювань температури зовнішнього повітря з метеостанції в аеропорту «Київ» за період 1998-2021 рр, що знаходяться у вільному доступі [32]. Метеостанція розташована на відстані приблизно 3,5 км від будівлі головного корпусу КНУБА, що говорить про достатню достовірність результатів її вимірювань відносно університету. Однак, на відміну від даних Meteoblue, дані вимірювань використовувались середньодобові, а

не погодинні, що вносить деяку похибку. Для обробки масиву даних використовувалась програма Excel з програмного пакету Microsoft Office. Алгоритм обробки даних зображено на рис. 3.3.

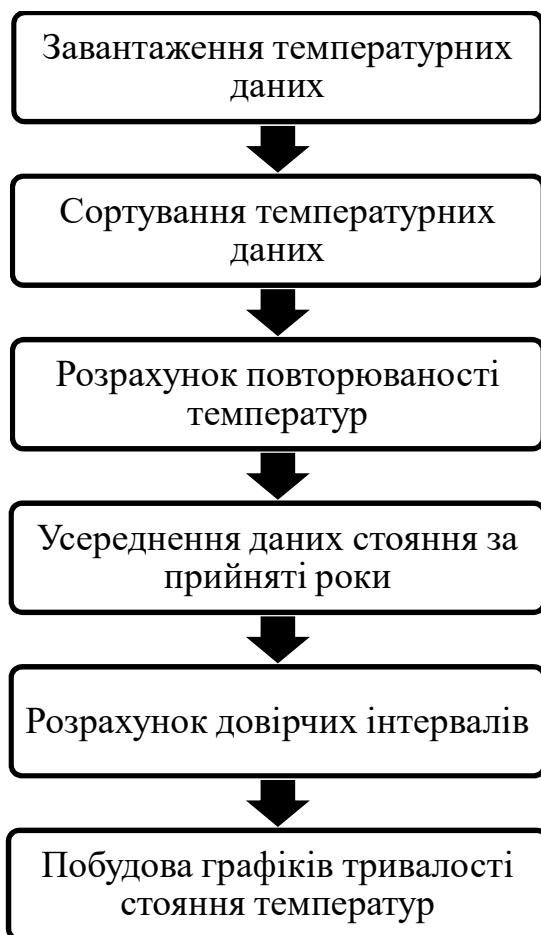


Рисунок 3.3 – Алгоритм обробки температурних даних

Обробка даних починається з їх завантаження. При завантаженні температурних даних Meteoblue, масив даних за обраний часовий проміжок одразу можливо завантажити у форматі Excel, що значно пришвидшує цей процес. При завантаженні даних вимірювань з аеропорту «Київ» їх доводилось копіювати вручну. В якості часових проміжків для завантаження було обрано періоди з 15 жовтня по 15 квітня для кожного року, з метою охоплення нормативних меж опалювального періоду з деяким «запасом». Загалом тривалість цього часового проміжку становить 4392 години для звичайного та 4416 годин для високосного року, що перевищує тривалість нормативного опалювального періоду на 7 або 8 діб відповідно. Наступним кроком здійснювалось сортування масиву температур по

величині, тобто за спаданням температур, окремо для кожного року та для кожного різновиду даних. Після цього проводився розрахунок тривалості стояння проміжків температур в 1°C, також окремо для кожного року та різновиду даних. Далі розраховувалося середнє арифметичне значення тривалості стояння проміжків температур за прийняті роки, для кожного різновиду даних окремо. Наступним кроком проводився розрахунок довірчих інтервалів за формулою [33]:

$$\Delta = t \cdot \sqrt{\frac{\sigma^2}{n}} \quad (3.1)$$

де  $t$  – квантиль розподілу Стюдента, прийнятий для ймовірності 95% та  $n - 1$  ступенів свободи згідно [33];

$\sigma^2$  – вибіркова дисперсія;

$n$  – кількість членів вибірки;

Вибіркова дисперсія розраховувалась за формулою [33]:

$$\sigma^2 = \frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \quad (3.2)$$

де  $x_i$  – значення тривалості стояння  $i$ -го проміжку температур;

$\bar{x}$  – середнє арифметичне значення тривалості стояння за прийняті роки;

Результати розрахунку тривалості стояння проміжків температур та середнє значення тривалості кожного проміжку разом з довірчими інтервалами зображено на графіках тривалості стояння проміжків температур: для температурних даних моделі NEMS на рис. 3.4, для даних уточненої моделі ERA5T на рис. 3.5, для даних вимірювань з метеостанції в аеропорту «Київ» на рис. 3.6. На графіках представлено криві розподілу частот повторюваності кожного проміжку температур за відповідні опалювальні періоди згідно різних моделей [34].

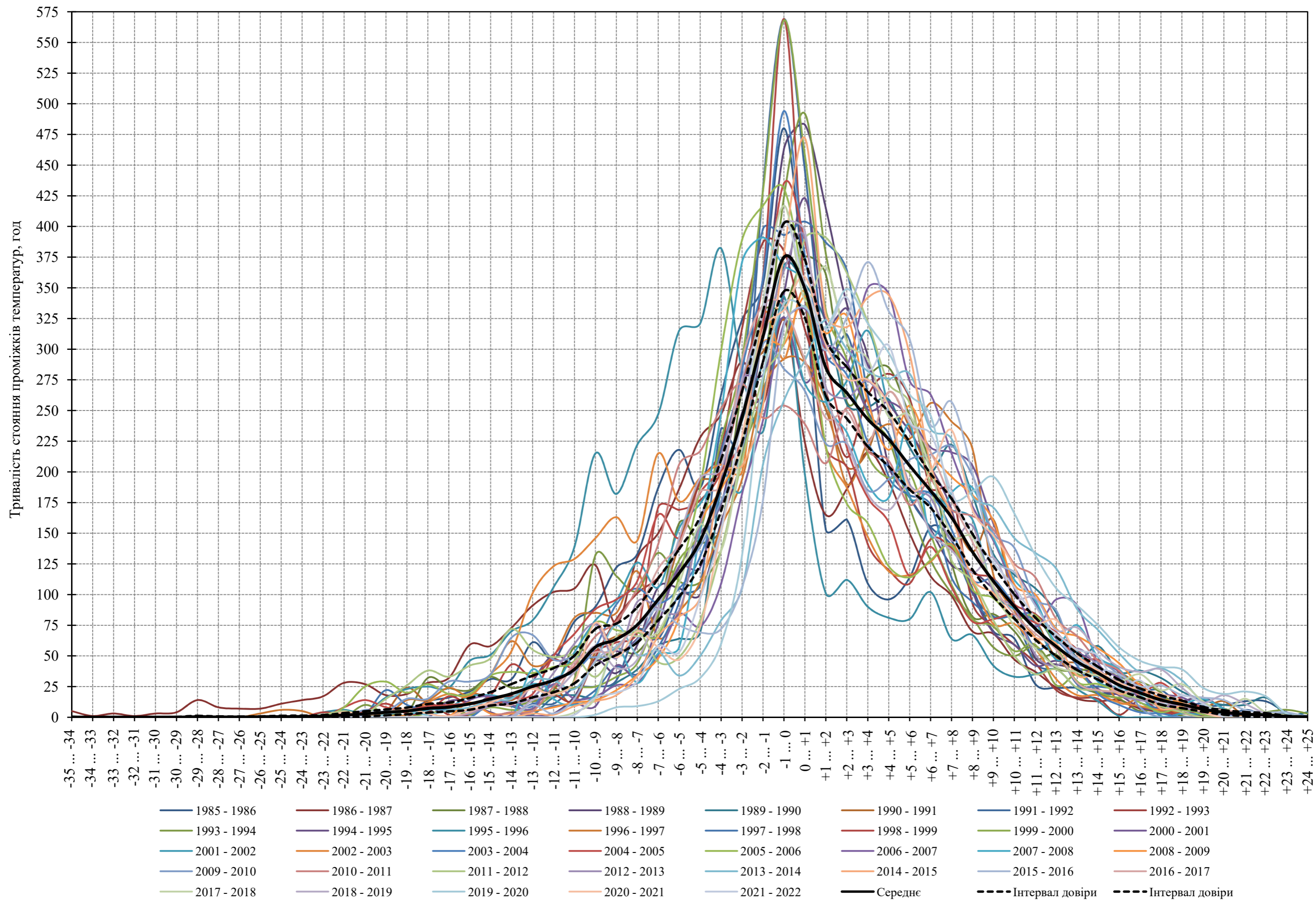


Рисунок 3.4 – Графік тривалості стояння проміжків температур протягом опалювальних періодів 1985 – 2022 рр. згідно з моделлю NEMS [24]



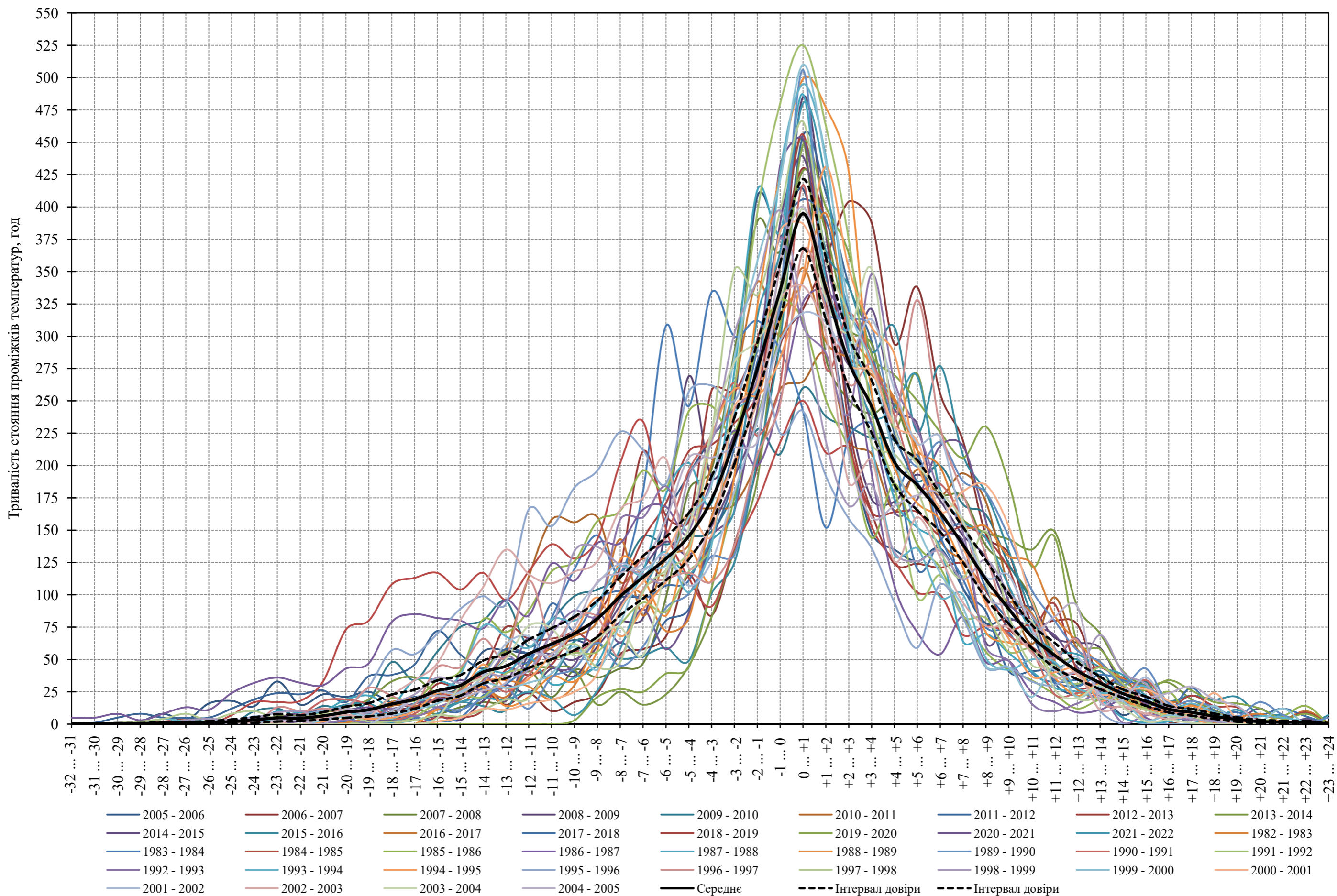


Рисунок 3.5 – Графік тривалості стояння проміжків температур протягом опалювальних періодів 1982 – 2022 рр. згідно з моделлю ERA5T [24]

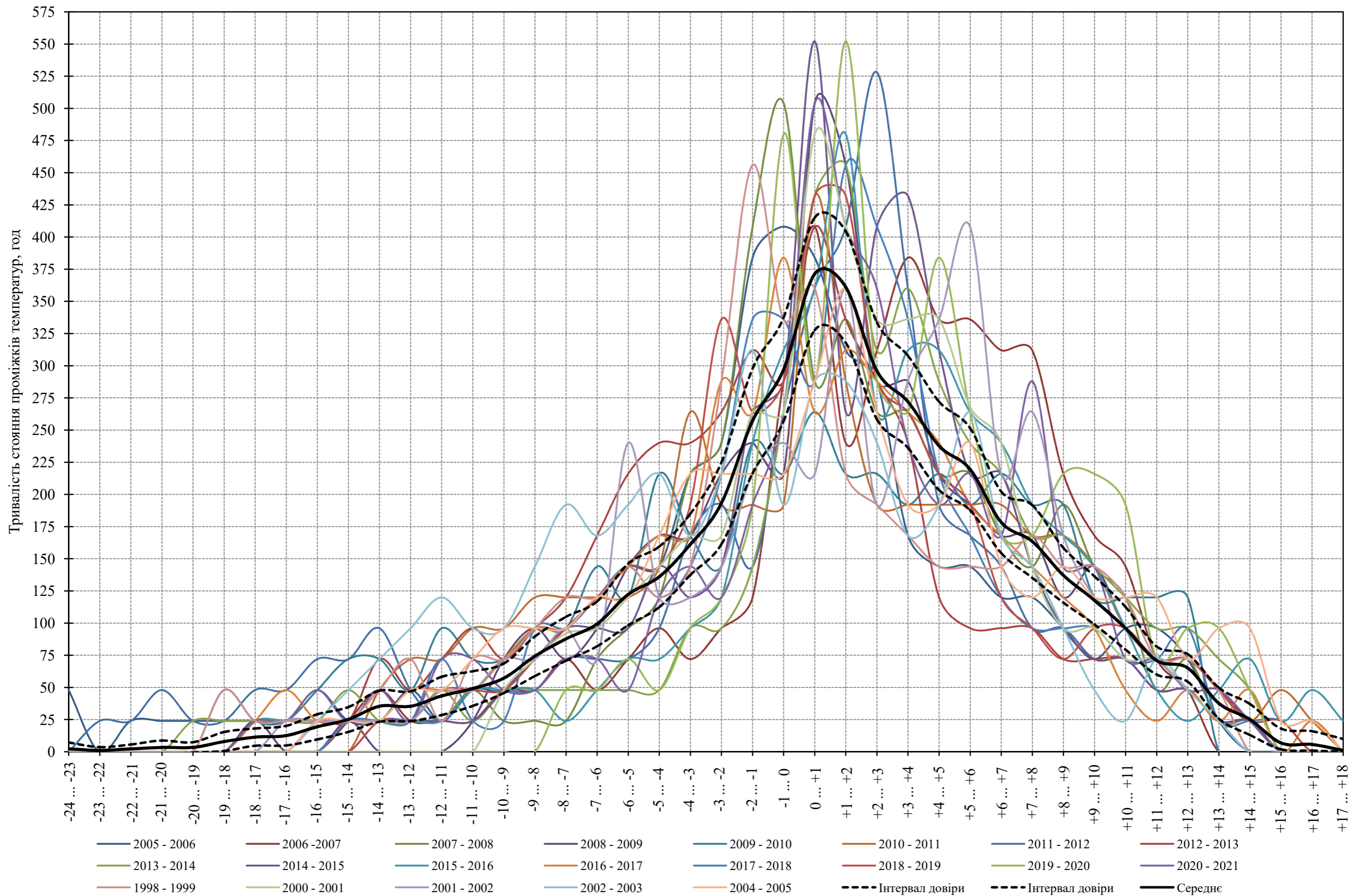


Рисунок 3.6 – Тривалість стояння проміжків температур протягом опалювальних періодів 1998 – 2021 рр.

згідно результатів метеорологічних вимірювань в аеропорту «Київ» [32]

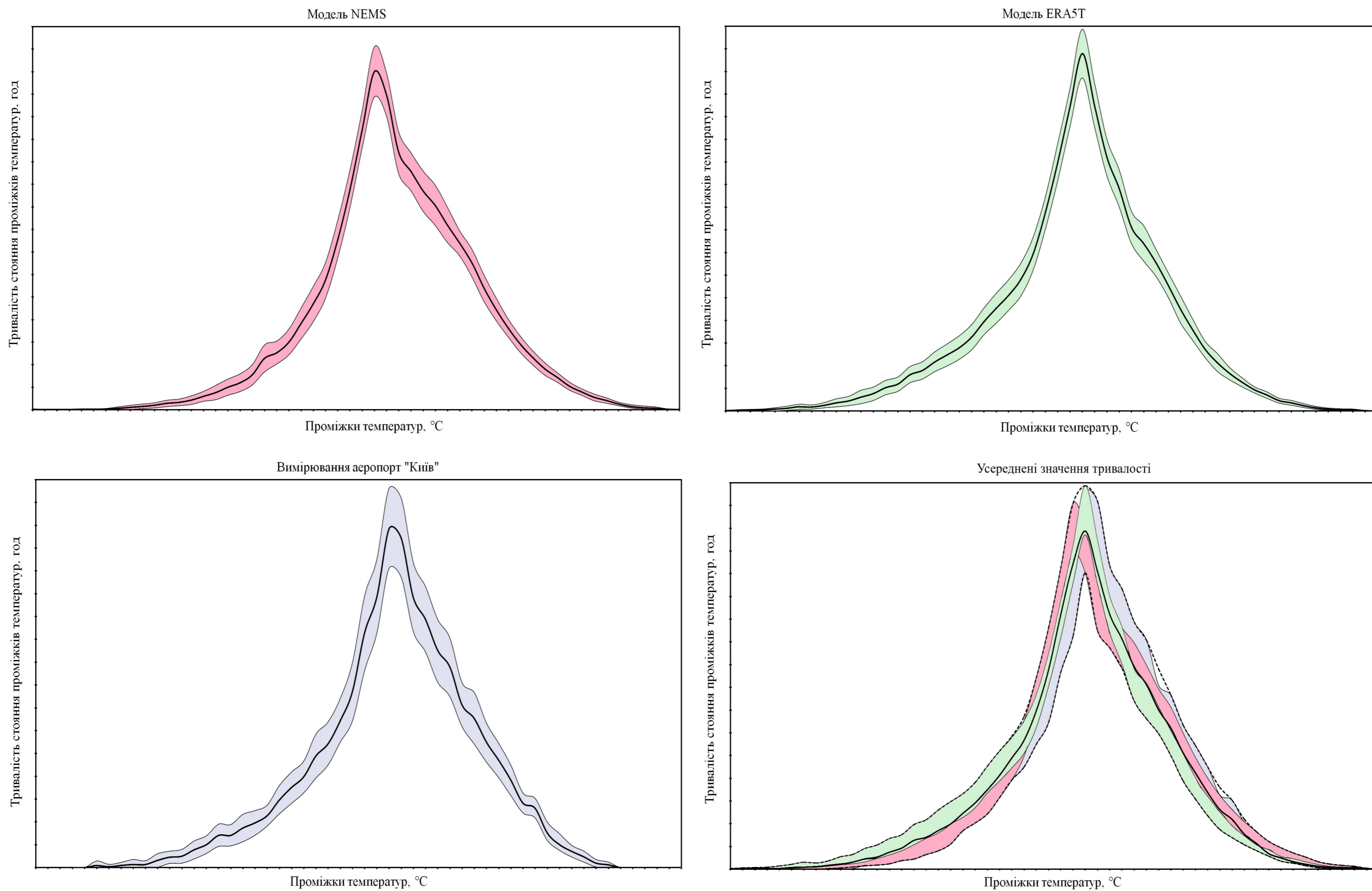


Рисунок 3.7 – Порівняння середніх тривалостей і довірчих інтервалів стояння проміжків температур, визначених за різними кліматичними даними та їх усереднення

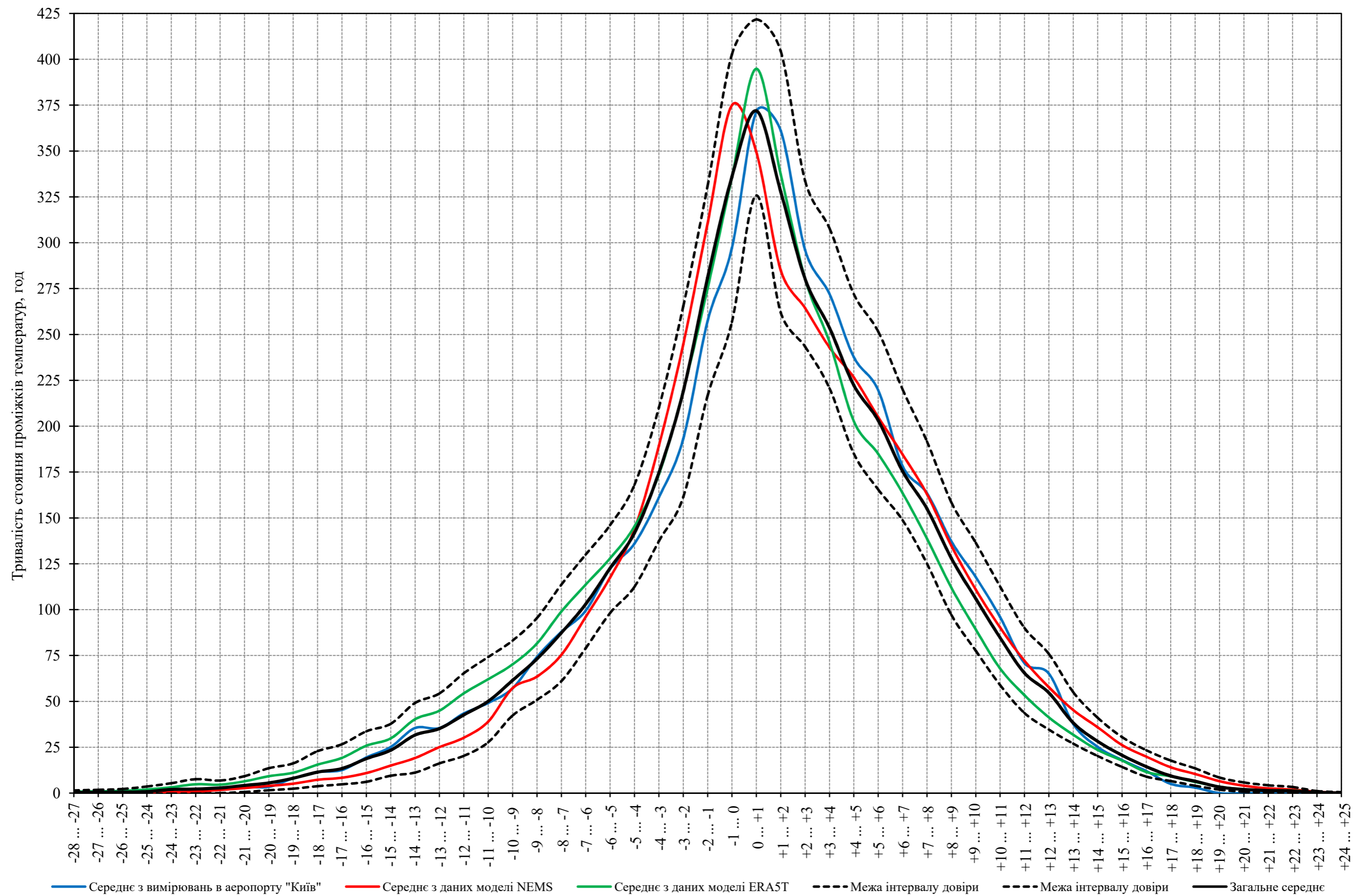


Рисунок 3.8 – Порівняння середніх тривалостей стояння проміжків температур, визначених за різними кліматичними даними та їх усереднення

З представлених графіків видно, що розмах тривалостей стояння температур окремих опалювальних періодів відносно одне одного доволі великий, для деяких проміжків температур він досягає 300 годин, що рівноцінно 12 добам стояння цього проміжку. Найбільший розмах тривалостей спостерігається для проміжків температур, які утримуються найдовше, тобто проміжків від  $-1$  до  $+1^{\circ}\text{C}$ , що підтверджується інтервалами довіри в цих проміжках. Зображені довірчі інтервали показують межі, які з 95% ймовірністю охоплюють істинне середнє значення тривалості кожного проміжку температур. Довірчі інтервали в проміжках, що стоять найдовше, мають ширші межі, але навіть при цьому найбільше можливе відхилення від середнього не перевищує 2 дб. Якщо поглянути на тривалість стояння низьких температур моделей NEMS (рис. 3.4) та ERA5T (рис. 3.5), то стане зрозуміло, що більшість кривих потрапляють в довірчі інтервали або навіть знаходяться близько до середнього значення. І тільки в поодинокі роки криві в цих проміжках температур сильно відхиляються. При проектуванні систем тепlopостачання найважливішою є тривалість низьких температур, адже в ці періоди витрати теплоти є найбільшими і саме на них розраховуються обладнання.

Найбільший розкид даних по всім проміжкам температур спостерігається на графіку, побудованому на основі результатів вимірювань (рис. 3.6), що підтверджується також і ширшим, порівняно з іншими моделями, довірчим інтервалом. Це пояснюється використанням середньодобових температур замість погодинних при розрахунку тривалості стояння температур та майже в 2 рази меншим часовим проміжком даних, доступних до аналізу, в порівнянні з моделями NEMS (рис. 3.4) та ERA5T (рис. 3.5). Враховуючі перелічені недоліки, представлені дані вимірювань з метеостанції можна вважати більш «грубими» в порівнянні з моделями. Але це не є проблемою, адже головною метою їх аналізу є не розроблення спрощених даних стояння температур, а виявлення моделі, що є більш наближеною до дійсності.

Принцип визначення інтервалів довіри для усередненої між усіма типами даних кривої зображено на рис. 3.7. З рисунку видно, що довірчий інтервал усередненої кривої складається з довірчих інтервалів усіх видів даних.

Порівняльний графік кривих усіх даних між собою та усереднену криву разом з її довірчим інтервалом зображено на рис. 3.8. З представленого порівняльного графіку видно, що «найхолоднішою» моделлю, через найбільшу тривалість низьких температур, виявилась модель ERA5T. Але, враховуючи, що вона не занижує тривалість стояння низьких температур відносно даних вимірювань з метеостанції, так як це робить модель NEMS, можна стверджувати, що вона є найточнішою з представлених. Даний факт підтверджується також і розробниками даних моделей [24]. Тому для розробки спрощених температурних даних були прийняті результати розрахунків за даними моделі ERA5T. Розроблені в результаті аналізу погодинних даних температур зовнішнього повітря опалювальних періодів 1982-2022 рр. за моделлю ERA5T [24] спрощені емпіричні дані стояння температур з проміжками в 1°C представлено в таблиці 3.3. Хоча представлені спрощені дані були розроблені для географічних координат головного корпусу КНУБА в місті Києві, з достатньою точністю можна стверджувати, що вони будуть актуальними для усієї правобережної частини міста Києва або для всього міста, але з меншою точністю.

Таблиця 3.3 – Спрощенні емпіричні дані стояння температур зовнішнього повітря, розроблені в результаті аналізу погодинних температурних даних

Кількість годин з температурою в даному інтервалі													
Кількість годин з температурою, нижчою за дану модель													
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	-26	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14
	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13
2	1	2	3	4	5	6	9	11	15	19	26	30	40
3	1	3	6	10	15	21	30	41	56	75	101	131	171

Продовження таблиці 3.3												
№	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	
	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	
2	45	54	62	70	81	99	114	128	145	173	219	
3	216	270	332	402	483	582	696	824	969	1142	1361	

Продовження таблиці 3.3											
№	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
1	-2	-1	0	+1	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8
	-1	0	+1	+2	+3	+4	+5	+6	+7	+8	+9
2	276	337	396	338	280	247	203	186	164	139	112
3	1637	1974	2370	2708	2988	3235	3438	3624	3788	3927	4039

Продовження таблиці 3.3												
№	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47
1	+9	+10	+11	+12	+13	+14	+15	+16	+17	+18	+19	Разом
	+10	+11	+12	+13	+14	+15	+16	+17	+18	+19	+20	
2	89	69	54	41	32	22	16	11	9	6	4	4392
3	4128	4197	4251	4292	4324	4346	4362	4373	4382	4388	4392	

Для порівняння розроблених в ході дослідження температурних даних з тими, що були отримані в роботах інших авторів [12, 18], а також температурними даними з попереднього нормативного документу [31] був проведений розрахунок загальної кількості спожитої теплоти за розрахункові опалювальні періоди перелічених температурних даних за допомогою методу чисельного інтегрування трапецій. В якості максимального теплового навантаження була прийнята величина 1,7 МВт, така ж як і на прикладі кривої навантаження за повними та спрощеними даними (рис. 3.1). Розрахунок проводився для двох варіантів тривалості опалювального періоду: для нормативної тривалості згідно [30] та для варіанту закінчення опалювального періоду на середньодобовій температурі  $+8^{\circ}\text{C}$ . Результати розрахунку зображено на порівняльній гістограмі рис. 3.9.

З гістограми видно, що найбільша розрахункова витрата теплоти виникає при використанні застарілих температурних даних згідно [31]. При цьому протягом усієї нормативної тривалості опалювального періоду згідно з цими даними утримується температура нижче  $+8^{\circ}\text{C}$ . Натомість при використанні для розрахунку усіх інших даних виникає деяка різниця у кількості теплоти між розрахунками за прийнятою нормативною тривалістю та за тривалістю до досягнення  $+8^{\circ}\text{C}$ , що пояснюється наявністю в нормативному опалювальному періоді температур вище  $+8^{\circ}\text{C}$ , тепловтрати при яких все ще мають місце.

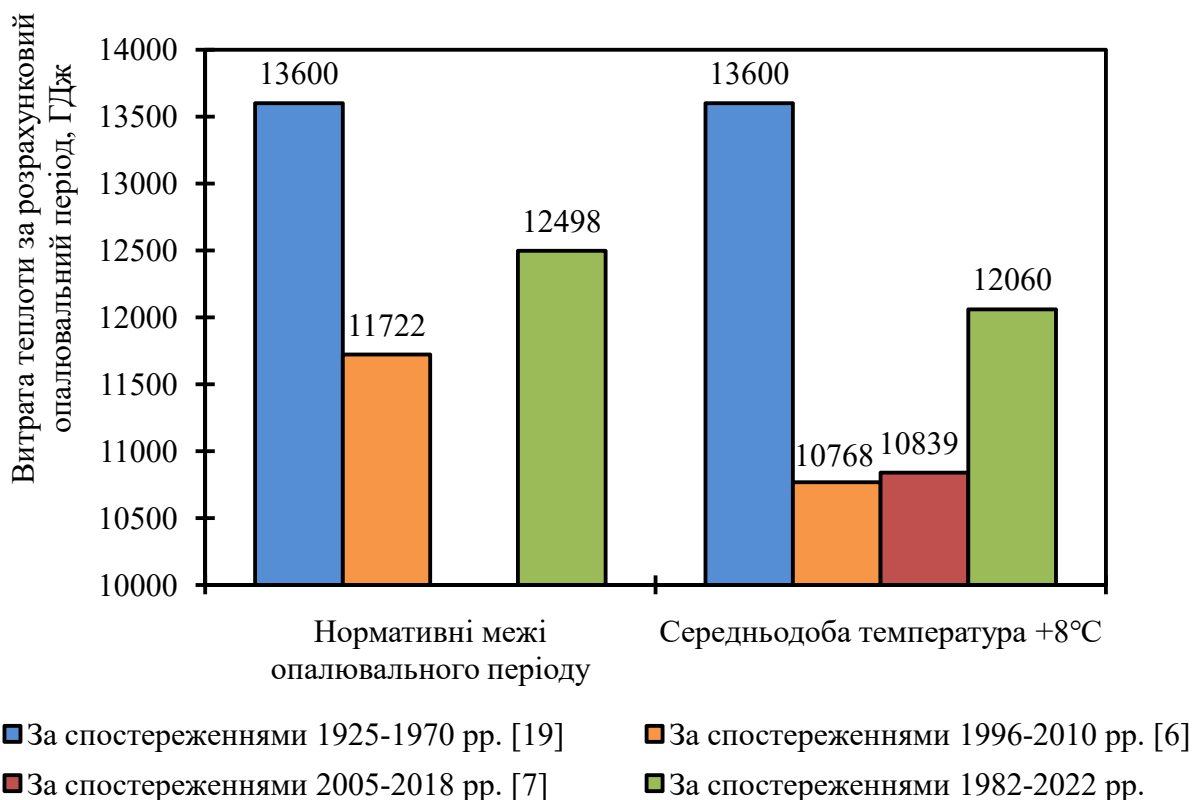


Рисунок 3.9 – Порівняння кількості теплоти спожитої за розрахунковий опалювальний період за різними спрощеними температурними даними

Загалом різницю у витраті теплоти, між результатами розрахунку за даними застарілого нормативу з іншими даними можна пояснити кліматичними змінами, що відбулись за ці роки, які характеризуються деяким потеплінням. Даний факт також підтверджуються в роботах інших дослідників [12, 18]. Однак в перелічених дослідженнях величина цього потепління дещо переоцінена, що можна побачити з гістограми, звернувши увагу на їх величину у порівнянні з актуальними даними за більший часовий відрізок. Ця різниця становить від 776 - 1292 ГДж, що еквівалентно від 5,2 до 9 діб максимального теплового навантаження або ж від 10 до 17 діб теплового навантаження при температурі зовнішнього повітря 0°C. Таку значну різницю можна пояснити надто малим часовим проміжком, прийнятим до аналізу (13 та 15 років), та використанням середньодобових температур зовнішнього повітря в дослідженнях [12, 18].

Визначивши вплив актуальності та підходу до розроблення спрощених температурних даних на побудову кривої Росандера та загальну витрату теплоти,



необхідно визначити, як впливає на ці розрахунки деталізація або іншими словами – тип температурних даних. Для визначення цього впливу та порівняння типів даних між собою був проведений розрахунок витрати теплоти за спрощеними актуальними, повними погодинними актуальними та апроксимованими спрощеними актуальними даними за допомогою методу чисельного інтегрування трапецій. За максимальне навантаження прийнято 1,7МВт, а за тривалість опалювального періоду були прийняті його нормативні межі для міста Києва, тобто 4224 години. Результати розрахунку зображено на рис. 3.10.

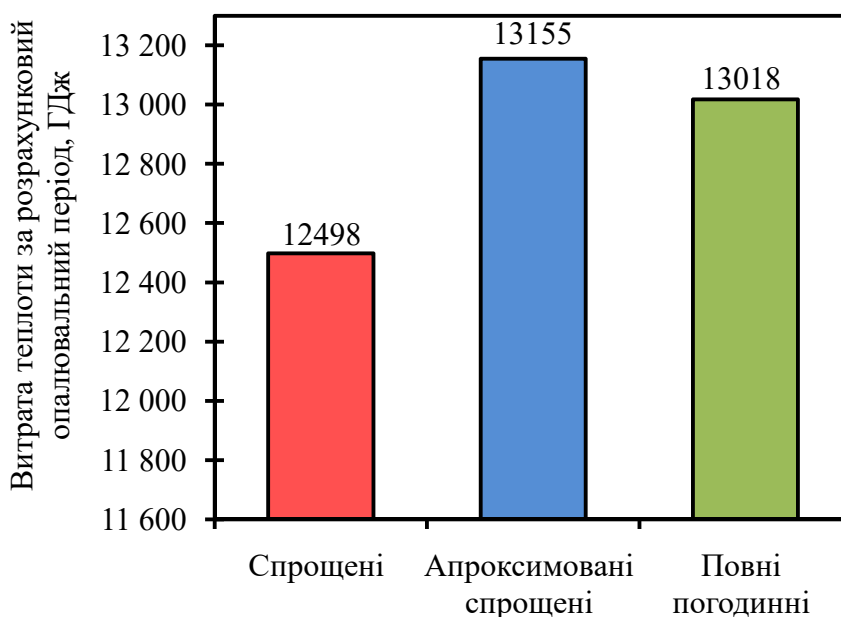


Рисунок 3.10 – Порівняння результатів розрахунку загальної витрати теплоти при використанні різних типів температурних даних

З гістограми видно, що витрата теплоти при використанні спрощених температурних даних на 520 ГДж менша ніж при використанні повних погодинних температурних даних, що рівноцінно 3,5 добам максимального теплового навантаження або 7 добам навантаження при температурі зовнішнього повітря 0°C. Дана різниця є наслідком великого та нерівномірного кроку інтегрування, що виникає при використанні спрощених даних для побудови графіку Росандера (рис. 3.1). В даному випадку спрощені дані являють собою інформацію про тривалість стояння проміжків температур в 1°C, якщо ці проміжки будуть більшими, як в роботах [12, 18], то і похибка буде також ще більшою. Але якщо апроксимувати

спрощені дані поліномом з високим коефіцієнтом детермінації (в даному випадку використаний поліном 4-го порядку з коефіцієнтом детермінації 99%), то дану похибку можливо зменшити.

Для того, щоб перевірити наскільки тип температурних даних впливає на розрахунок кількості виробленої теплоти кожним теплогенератором у складі комбінованого джерела теплоти було виконане чисельне інтегрування кривих генераторів теплоти з графіків Росандера, побудованих на основі спрощених, повних погодинних та апроксимованих спрощених даних. Склад та потужності джерел теплоти були прийняті з прикладу комбінованого джерела теплоти (рис. 2.1). Максимальне теплове навантаження становить 1,7 МВт, а межі опалювального періоду прийняті згідно [30]. Відхилення результатів розрахунку за спрощеними та апроксимованими спрощеними даними від результатів розрахунку за повними погодинними даними зображено на рис. 3.11.

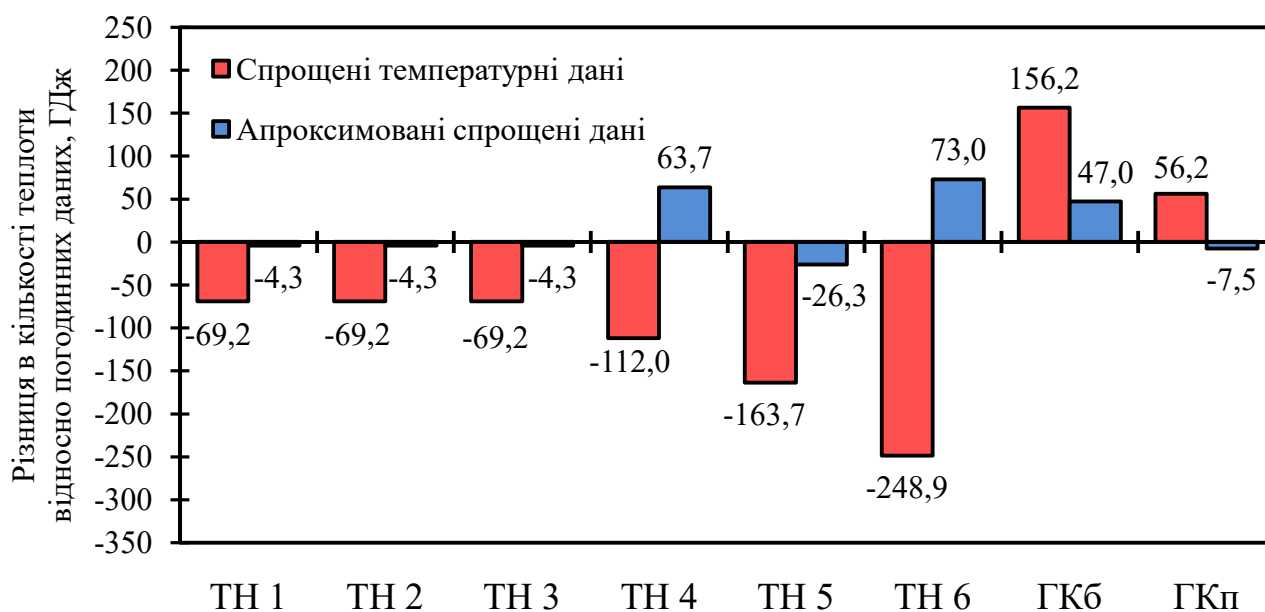


Рисунок 3.11 – Порівняння типів температурних даних при розрахунку кількості виробленої кожним теплогенератором теплоти

ТН – тепловий насос; ГКб – базовий газовий котел; ГКп – піковий газовий котел;

Від’ємними значеннями на гістограмі позначені відхилення в меншу сторону, а додатними – в більшу. Найбільше відхилення в розрахунку за спрощеними даними виникає для шостого теплового насоса, та становить 248,9 ГДж. Якщо ж актуальні

спрощені дані інтерполювати, то найбільше відхилення виникає при розрахунку площі під кривою п'ятого теплового насосу, воно становить 73 ГДж.

З результатів розрахунку кількості спожитої та виробленої кожним джерелом теплоти можна зробити висновок, що тип температурних даних також має безпосередній вплив на точність побудови графіку Росандера, а отже і на вибір обладнання та техніко-економічні розрахунки джерел теплоти. Тому пріоритетним при проектуванні комбінованих джерел теплоти є використання повних погодинних температурних даних за тривалий часовий відрізок з наступним їх усередненням. При відсутності погодинних даних використання спрощених також є прийнятним, за умови дотримання вимоги їх актуальності та з подальшою апроксимацією для зменшення кроку інтегрування. Але варто розуміти, що поліноміальна модель не здатна повністю повторити криві джерел теплоти чи криву навантаження, що може призвести до деякої похибки при виборі потужностей джерел теплоти.

З метою детальнішої оцінки величини потепління, що відбулося за період з 1982 по 2022 рік було визначено середні температури опалювальних періодів за ці роки та побудовано поліноміальну модель 6-го порядку за моделлю ERA5T (рис.3.12).

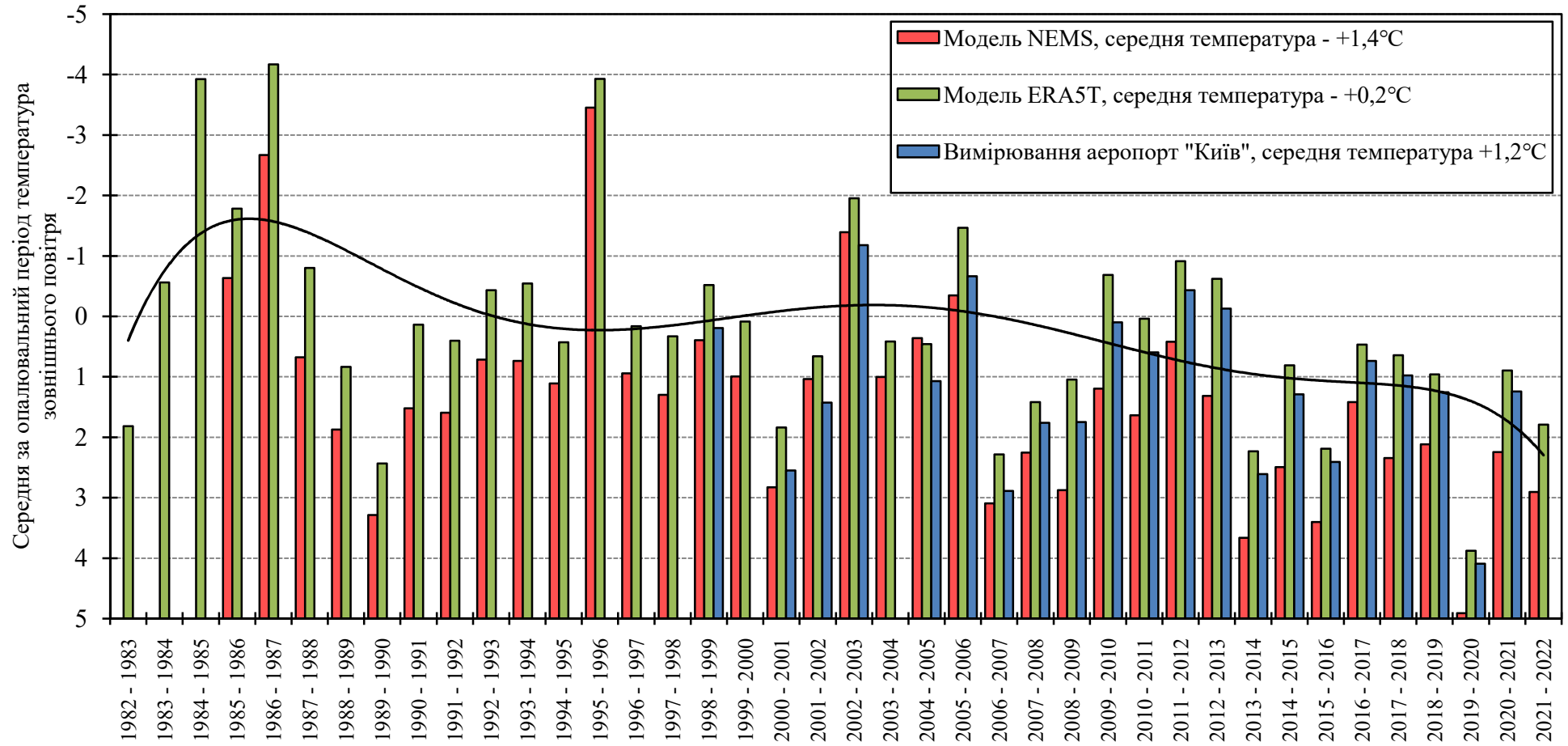


Рисунок 3.12 – Середні температури опалювальних періодів 1982-2022 рр.

Загалом поліноміальну модель 6-го порядку можна описати рівнянням типу [28]:

$$y = b_6x^6 + b_5x^5 + b_4x^4 + b_3x^3 + b_2x^2 + b_0 \quad (3.3)$$

Для того щоб побудувати дану модель потрібно знайти наступні коефіцієнти:  $b_6, b_5, b_4, b_3, b_2, b_0$ . Для цього необхідно вирішити наступну систему рівнянь [28]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Nb_0 + b_1 \sum_i x_i + b_2 \sum_i x_i^2 + b_3 \sum_i x_i^3 + b_4 \sum_i x_i^4 + b_5 \sum_i x_i^5 + b_6 \sum_i x_i^6 = \sum_i y_i \\ b_0 \sum_i x_i + b_1 \sum_i x_i^2 + b_2 \sum_i x_i^3 + b_3 \sum_i x_i^4 + b_4 \sum_i x_i^5 + b_5 \sum_i x_i^6 + b_6 \sum_i x_i^7 = \sum_i x_i y_i \\ b_0 \sum_i x_i^2 + b_1 \sum_i x_i^3 + b_2 \sum_i x_i^4 + b_3 \sum_i x_i^5 + b_4 \sum_i x_i^6 + b_5 \sum_i x_i^7 + b_6 \sum_i x_i^8 = \sum_i x_i^2 y_i \\ b_0 \sum_i x_i^3 + b_1 \sum_i x_i^4 + b_2 \sum_i x_i^5 + b_3 \sum_i x_i^6 + b_4 \sum_i x_i^7 + b_5 \sum_i x_i^8 + b_6 \sum_i x_i^9 = \sum_i x_i^3 y_i \\ b_0 \sum_i x_i^4 + b_1 \sum_i x_i^5 + b_2 \sum_i x_i^6 + b_3 \sum_i x_i^7 + b_4 \sum_i x_i^8 + b_5 \sum_i x_i^9 + b_6 \sum_i x_i^{10} = \sum_i x_i^4 y_i \\ b_0 \sum_i x_i^5 + b_1 \sum_i x_i^6 + b_2 \sum_i x_i^7 + b_3 \sum_i x_i^8 + b_4 \sum_i x_i^9 + b_5 \sum_i x_i^{10} + b_6 \sum_i x_i^{11} = \sum_i x_i^5 y_i \\ b_0 \sum_i x_i^6 + b_1 \sum_i x_i^7 + b_2 \sum_i x_i^8 + b_3 \sum_i x_i^9 + b_4 \sum_i x_i^{10} + b_5 \sum_i x_i^{11} + b_6 \sum_i x_i^{12} = \sum_i x_i^6 y_i \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Для розв'язання даної системи рівнянь був застосований матричний метод Крамера [20]. Сутність цього методу полягає в знаходженні головного та другорядних визначників матриць, за відношеннями яких можна розрахувати невідомі коефіцієнти рівнянь:

$$b_i = \frac{\Delta}{\Delta_{b_i}} \quad (3.5)$$

де  $\Delta$  – головний визначник;

$\Delta_{b_i}$  – другорядний визначник  $i$ -го коефіцієнта;

Знайти головний визначник можна, розв'язавши матрицю [20]:

$$\Delta = \begin{vmatrix} N & \sum_i x_i & \sum_i x_i^2 & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 \\ \sum_i x_i & \sum_i x_i^2 & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 \\ \sum_i x_i^2 & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 \\ \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 \\ \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} \\ \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} & \sum_i x_i^{11} \\ \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} & \sum_i x_i^{11} & \sum_i x_i^{12} \end{vmatrix} \quad (3.6)$$

Другорядні визначники розраховуються шляхом підстановки останнього стовпця після знаку « $\Rightarrow$ » із системи рівнянь замість кожного із стовпців матриці:

$$\Delta_{b_0} = \begin{vmatrix} \sum_i y_i & \sum_i x_i & \sum_i x_i^2 & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 \\ \sum_i x_i y_i & \sum_i x_i^2 & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 \\ \sum_i x_i^2 y_i & \sum_i x_i^3 & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 \\ \sum_i x_i^3 y_i & \sum_i x_i^4 & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 \\ \sum_i x_i^4 y_i & \sum_i x_i^5 & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} \\ \sum_i x_i^5 y_i & \sum_i x_i^6 & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} & \sum_i x_i^{11} \\ \sum_i x_i^6 y_i & \sum_i x_i^7 & \sum_i x_i^8 & \sum_i x_i^9 & \sum_i x_i^{10} & \sum_i x_i^{11} & \sum_i x_i^{12} \end{vmatrix} \quad (3.7)$$

Після знаходження усіх визначників, за допомогою формули (3.3) здійснюється розрахунок невідомих коефіцієнтів рівняння. В результаті виконання усіх перелічених дій були визначені коефіцієнти поліноміальної моделі, що описує зміну середньої температури опалювальних періодів 1982-2022 рр.:

$y = 0,00000024x^6 - 0,00003181x^5 + 0,00161572x^4 - 0,03947425x^3 + 0,46822013x^2 - 2,30573978x + 2,27640527$ ; з коефіцієнтом детермінації  $D = 26\%$ ;

Коефіцієнт детермінації розраховувався за формулою [28]:

$$D = \left( \frac{N \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\sqrt{(N \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2)(N \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2)}} \right)^2 \quad (3.8)$$

Величина коефіцієнта детермінації показує відсоток з яким побудована модель описує залежність функції від аргументу. В даному випадку цей коефіцієнт показує відсоток, з яким побудована модель описує залежність середньої за опалювальний період температури від порядкового номеру року. Оскільки величина цього коефіцієнту для представленої моделі дуже низька, нею не можна здійснювати прогноз майбутньої зміни температури. Це й не дивно, бо багаторічну зміну температур зовнішнього повітря неможливо описати такою простою моделлю, адже її мінливість залежить від великої кількості геофізичних факторів. Однак, в даному випадку це не є проблемою, тому що головною метою цієї моделі є оцінка інтенсивності процесу потепління, для чого її точності буде цілком достатньо.

Загалом побудована поліноміальна модель зміни середньої за опалювальний період температури зовнішнього повітря (рис. 3.12) характеризується хвилями потепління та похолодання, що почергово замінюють одна одну. Але все ж таки хвилі потепління переважають, тому вектор зміни температур направлений в бік підвищення, а отже загалом можна стверджувати про тенденцію до потепління. При цьому варто зазначити, що це потепління відбувалося поступово. Даний факт підтверджується також результатами аналізу в більш ранніх дослідженнях температури за період 1861-1970 рр. [29], з побудованого в дослідженнях тренду багаторічного ходу температур видно, що більше ніж за 100 років спостережень середня температура зимового періоду підвищилась всього на 2°C. Оскільки потепління відбувалося поступово, рік за роком, з достатньою вірогідністю можна стверджувати, що можливе майбутнє похолодання [35] буде також поступовим. Зважаючи на зменшення тривалості стояння низьких температур протягом опалювального періоду та загальну тенденцію до потепління з проаналізованої гістограми середніх за опалювальний період температур можна стверджувати про необхідність перевірки актуальної температури найхолоднішої п'ятиденки та доби.

Кліматичні дані є одним з ключових факторів, що безпосередньо впливають на енергоефективність систем теплопостачання, тому ні в якому випадку не можна приймати до розрахунків застарілі температурні дані. Якщо ж актуальні температурні дані відсутні або ж є сумніви до дійсної актуальності наявних даних, то обов'язково необхідно проводити власні дослідження та розробляти їх шляхом аналізу погодинних температурних даних за тривалий часовий проміжок для географічних координат об'єктів проектування.



#### **4. Особливості режимів роботи систем інженерного обладнання будівель вищих навчальних закладів, які обумовлюють вибір обладнання комбінованих джерел теплоти для цих об'єктів**

Діяльність будь-якого вищого навчального закладу можна розділити на п'ять напрямлень:

- учбовий (основний);
- організаційно-обслуговуючий;
- науково-дослідний;
- спортивний;
- культурно-розважальний;

Організаційно-обслуговуючий в свою чергу можна поділити на адміністративний (він же організаційний), фінансовий, технічної підтримки. Інші також розділюються. Структурна схема напрямків діяльності вищих навчальних закладів представлена на рис. 4.1. Для функціонування кожного з цих напрямків необхідно мати спеціалізовані приміщення. При цьому кожний напрямок функціонує в своєму режимі відносно часу доби та дня тижня.

Простіше за все в цьому плані зазвичай організований режим роботи адміністративного напрямку, до якого можна віднести організаційні підрозділи, а саме керівництво університету (ректор, проректори з помічниками, відділи практики, підвищення кваліфікації тощо) та деканати, фінансові підрозділи (бухгалтерія) та технічні служби (служби головного енергетика, головного механіка та інші), а також науково-дослідного. Режими роботи цих напрямків схожі на режим роботи будь-якої адміністративної установи, тобто п'ять робочих днів на тиждень і робочий день протягом восьми годин. Відповідно всі приміщення, в яких розміщується персонал цього напрямку, функціонують в офісному режимі. Але інші приміщення, особливо ті, що забезпечують функціонування в учбовому напрямку, задіяні в роботі за іншим режимом. Цей режим не є постійним в часі упродовж дня. Він залежить від розкладу занять.

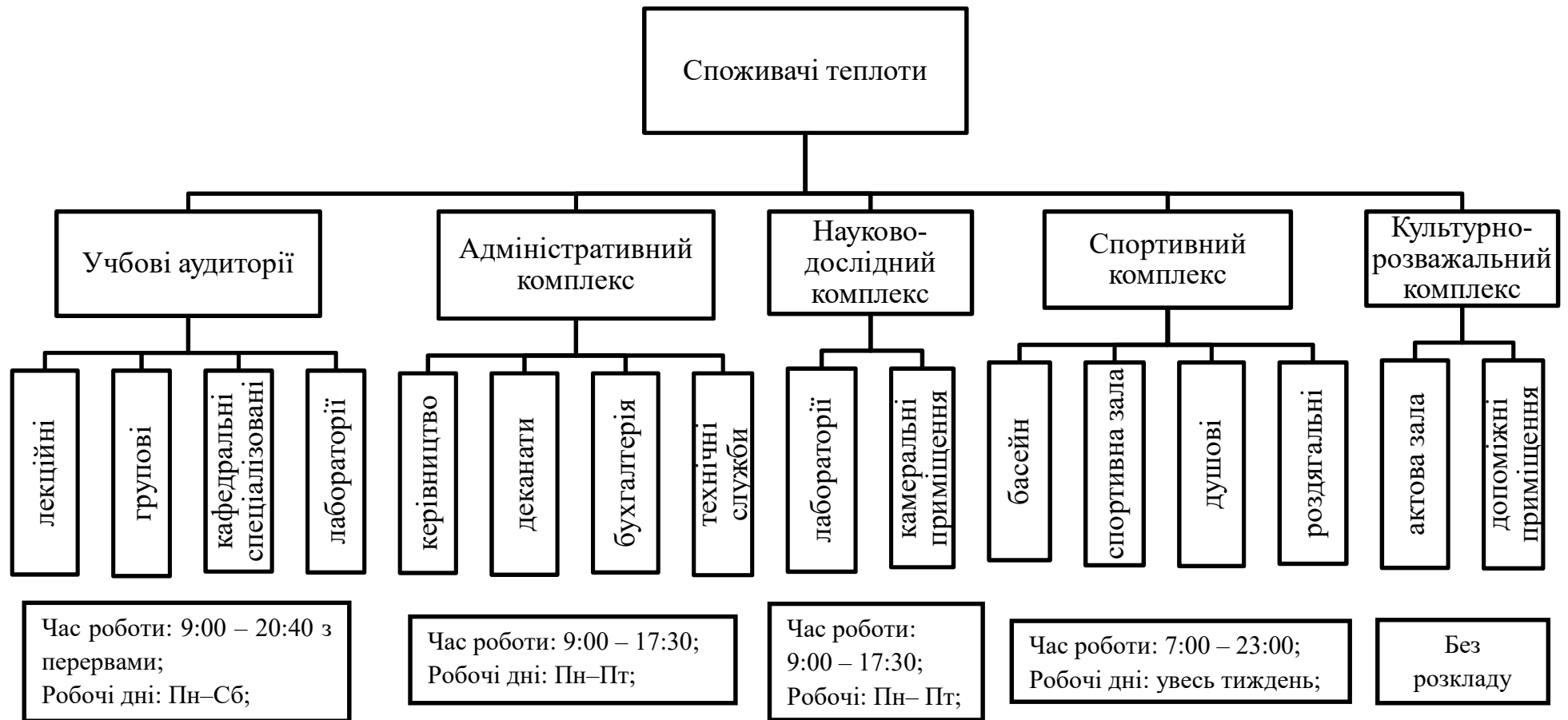


Рисунок 4.1 – Структурна схема споживачів теплоти вищих навчальних закладів

Згідно розкладу занять учбові аудиторії та лабораторії можуть бути задіяні протягом декількох годин з невеликими перервами між заняттями, а можуть бути задіяні у режимах, коли між заняттями можуть бути тривалі перерви. Наприклад, у випадку, коли після закінчення першого заняття о 10:20 в аудиторії виникає «вікно» (перерва між заняттями тривалістю дві академічні години та більше), але о 13:50 у ній вже заплановане наступне заняття. При цьому заняття можуть проводитися у дві зміни. В такому випадку аудиторія може бути зайнята дванадцять годин на добу. Такий режим може бути використаний як для звичайних учбових аудиторій, так і для спеціалізованих аудиторій і для різних лабораторій. Також дуже часто учбові аудиторії можуть використовуватись і по суботах для організації занять зі студентами заочної форми навчання. Єдина відмінність від звичайного графіка використання аудиторій по суботах – це відсутність потреби у використанні великих поточних лекційних аудиторій через меншу кількість студентів заочної форми навчання в порівнянні із студентами стаціонару.

Для реалізації спортивного напрямку діяльності вищі навчальні заклади у своєму складі зазвичай мають спортивні комплекси, в яких часто наявні басейни. Спортивні комплекси частіше за все функціонують всі сім днів на тиждень і зранку до пізнього вечора, а басейни можуть функціонувати з сьомої ранку до двадцять третьої години.

Нарешті напрямок культурно-розважальний функціонує теж за своїм графіком. Він може функціонувати іноді в робочі дні і майже постійно у вихідні дні, в спеціально призначених для цієї мети приміщеннях – актових залах з допоміжними приміщеннями.

Різне функціональне призначення приміщень, в яких розміщуються визначені напрямки діяльності вищих учбових закладів, обумовлюють різні вимоги до параметрів мікроклімату в них. Найпростіші вимоги висуваються до приміщень, в яких реалізуються адміністративно-організаційні функції. Для них діють вимоги ДБН В.2.2-28:2010 «Будинки адміністративного та побутового призначення», ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». Це означає, що в них необхідно підтримувати взимку температуру повітря на рівні  $+20^{\circ}\text{C}$  та

неорганізовану вентиляцію з природнім спонуканням повітря. Підтримувати ці вимоги необхідно упродовж всього робочого дня. В неробочі години, а також в суботу і неділю бажано переходити на черговий або фоновий режим. Згідно вказаних нормативних документів, ця температура може бути меншою на 4°C за розрахункову результуючу температуру повітря в приміщеннях.

В учбових приміщеннях вимоги до параметрів мікроклімату відрізняються в частині вентиляції. Температура в учбових приміщеннях має підтримуватись на рівні 20°C незалежно від того чи приміщення лекційне на 150 студентів, чи аудиторія для групових занять на 25 студентів, чи це спеціалізована аудиторія на 10-15 студентів, чи це спеціалізована учбова лабораторія. А от вимоги до системи вентиляції можуть бути різними. По-перше, для учбових аудиторій необхідно підтримувати повітрообмін на рівні 20 м<sup>3</sup>/год, що можна забезпечити тільки системами з механічним спонуканням повітря. А по-друге, в лабораторіях система вентиляції та повітрообмін залежатимуть від призначення лабораторії. Учбові аудиторії та лабораторії, як зазначалося вище, на відміну від адміністративно-офісних приміщень, можуть бути задіяні не весь робочий день, а з паузами, які визначаються плануванням диспетчерської. Крім того, наповненість аудиторій може коливатися в широкому діапазоні – від групи в повному складі – 25 студентів до 5-6 студентів, які прийшли на консультацію з курсового проекту. Це також стосується і великих лекційних аудиторій, наповненість яких також може коливатись у великих межах.

Для спортивних комплексів також існують специфічні вимоги до мікроклімату їх окремих приміщень. Особливо це стосується басейнів, в яких висока вологість повітря вимагає особливих рішень з вентиляції. Вимоги до спортивних комплексів регламентуються нормами: ДБН В.2.2-13-2003 «Спортивні та фізкультурно-оздоровчі споруди».

Так само є особливі вимоги до інженерних систем споруд або приміщень для проведення культурно-розважальних або урочистих заходів, які обумовлюються відповідними нормами: ДБН В.2.2-16:2019 «Культурно-видовищні та дозвілєві заклади».

Зважаючи на відмінності у вимогах до параметрів мікроклімату приміщень різного призначення та їх великі відмінності у режимах роботи в часі можна зробити висновок, що для покриття теплових навантажень оптимально улаштувати індивідуальні джерела теплоти для спеціальних будівель з особливими режимами роботи як, наприклад, будівля спортивного комплексу. Так, для КНУБА, можна запропонувати в першому наближенні деякий розподіл джерел теплоти для будівель, що знаходяться на території університету, приймаючи до уваги, що на території університету знаходяться наступні будівлі: головний корпус та з'єднані з ним корпус науково-дослідного комплексу та актові зали з допоміжними будівлями. До актових залів під'єднаний через перехід архітектурний навчальний корпус, що має специфічну архітектуру, яка забезпечує рівномірне освітлення усіх учбових аудиторій незалежно від часу доби. Окремо розташовані учбові корпуси №3 та №4, спортивний комплекс з басейном. Учбовий корпус №3 знаходиться в одній будівлі з гуртожитком та прибудови з комплексом дослідницьких лабораторій науково-дослідної частини. Крім того, на території зайнятого університетом кварталу знаходяться три будівлі гуртожитків для студентів (№1, 5, 6).

Вочевидь, що всі будівлі можна розділити за особливостями теплового навантаження. При цьому одразу необхідно виділити для аналізу сезонну специфіку роботи окремих будівель.

В деяких з них зменшується активність експлуатації двічі на рік у зв'язку з наявністю канікул, тобто перерв у виконанні основної функції – учбового процесу. Це зимові канікули упродовж трьох тижнів та літні канікули упродовж двох місяців [36].

В гуртожитках значно скорочується кількість студентів. Це означає значне зниження навантаження на гаряче водопостачання. На жаль, адміністрація університетів не може на час канікул, особливо зимових, повністю звільнити гуртожитки від студентів і через це опалення потрібно здійснювати у повному обсязі. Гаряче водопостачання в гуртожитках має яскраво виділені піки водоспоживання – вранці та ввечері і трохи менший на початку другої половини дня після закінчення занять. Особливо цей денний пік виділяється в літній період з

високою температурою зовнішнього повітря, що пов'язано з активним використанням душевих. У зв'язку з цими особливостями гуртожитки мають великий потенціал використання теплоти скидної води, при умові розділення каналізації на «умовно чисту» та фекальну, а також явно тяжіють до улаштування акумуляторів теплоти для згладжування піків споживання гарячої води.

Лабораторний корпус експлуатується упродовж року незалежно від зміни сезонів.

Так само виконують свої функції незалежно від зміни сезонів і всі служби, що забезпечують організаційно-обслуговуючий напрямок діяльності університету.

Три окремо стоячі гуртожитки мають однакову структуру навантаження, отже і принципово однакові системи опалення та гарячого водопостачання. Для них можливе улаштування одного джерела теплоти, наприклад дахової котельні з повітряними тепловими насосами.

Для архітектурного корпусу та навчального корпусу №4 також можна рекомендувати індивідуальні комбіновані дахові котельні з тепловими насосами.

Так само окреме джерело теплоти можемо рекомендувати для будівлі учбового корпусу №3. Воно може бути комбінованим з ґрунтовими тепловими насосами. В цьому випадку можлива комбінація з ґрунтовими тепловими насосами та з геліосистемою для гарячого водопостачання.

Безумовно окреме джерело теплоти необхідне для спортивного комплексу.

Не дивлячись на те, що науково-дослідний лабораторний корпус фактично є частиною головного корпусу, бажано кожному з них передбачити своє джерело теплоти, оскільки теплове навантаження на них має суттєву різницю – лабораторний корпус – це фактично офісна будівля з прибудованою залою випробування будівельних конструкцій, а головний корпус – це конгломерат учбових аудиторій різного об'єму, учбових лабораторій, адміністративних приміщень, їдальні та буфету із зимовим садом, включно із великою бібліотекою з читальною залою.

В головному корпусі поєдналася найбільша кількість різних теплових навантажень як за режимом роботи, так і за вимогами до температури теплоносія,

що подається в інженерні системи. В головному корпусі мають місце всі три види теплових навантажень:

- опалення;
- вентиляція;
- гаряче водопостачання.

При цьому вентиляція в сучасному вигляді з механічним примусовим рухом повітря по учбовим аудиторіям, як того вимагають сучасні будівельні норми, фактично відсутня. Опалення забезпечується за рахунок приєднання до міської теплової мережі. В сучасному вигляді система опалення являє собою однотрубну вертикальну систему з опалювальними приладами у вигляді чавунних секційних приладів типу МС. В системі відсутні прилади гідравлічного балансування, а опалювальні прилади не оснащені терморегуляторами. Для підвищення енергоефективності будівлі необхідно провести термомодернізацію системи опалення для виконання вимог ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» та ДБН В.2.2-3:2018 «Заклади освіти», для чого організувати примусову вентиляцію учбових приміщень. Зважаючи на режими роботи учбових аудиторій та лабораторій з можливими перервами на тривалий час протягом робочого дня, необхідно організувати комбіноване опалення аудиторій та лабораторій – фонове (чергове) при відсутності занять та повітряне, суміщене з вентиляцією, на додаток до фонового при наявності занять. При цьому система повинна оснащуватись глибокою системою автоматизації вентиляції. Система повинна мати в кожній аудиторії датчик присутності людей та датчик концентрації двоокису вуглецю ( $\text{CO}_2$ ). Перші датчики відкривають або закривають клапани подаючи повітропроводів на вході в аудиторію, а другі забезпечують підтримання кратності повітрообміну в залежності від кількості людей в аудиторії.

Розташування головного корпусу по сторонам світу таке, що один фасад спрямований майже повністю на південь, а інший – на північ, що диктує необхідність забезпечення пофасадного регулювання системи опалення.

Нарешті, майже всі допоміжні служби розташовані в головному корпусі в різних місцях. Зважаючи на режим роботи цих служб, що відрізняється від режиму

учбового процесу, можна зібрати всі служби в одній локації, наприклад в семиповерховій частині учбового корпусу на південній його стороні та організувати окремий контур для опалення цієї частини будівлі без механічної вентиляції.

Всі особливості роботи інженерних систем окремих будівель вищих навчальних закладів обумовлюють будову джерела теплоти для забезпечення роботи подібних закладів.

Таким чином особливості режимів роботи та вимог до інженерних систем окремих будівель не дивлячись на можливість улаштування одного джерела теплоти для всіх будівель обумовлюють необхідність улаштування індивідуальних джерел теплоти для будівель з особливими режимами теплоспоживання або окремого джерела теплоти для групи будівель з подібними режимами теплоспоживання. Наприклад для трьох розташованих поруч гуртожитків.

При виборі обладнання для джерел теплоти необхідно приймати до уваги сьогоденний світовий тренд на якнайбільше використання поновлюваних джерел теплоти. В нашому випадку це може бути сонячна енергія, геотермальна енергія або низькотемпературне тепло повітря. Для кліматичних умов Києва сонячна енергія економічно прийнятна для гарячого водопостачання з квітня по вересень [5]. Виходячи з цього оптимальним може бути використання сонячного тепла для забезпечення гарячого водопостачання для гуртожитків та спорткомплексу, які активно споживають гарячу воду цілорічно. Геотермальні системи у вигляді теплових насосів в поєднанні з свердловинними зондами [37] глибиною близько 100 метрів можливо використовувати для тепlopостачання головного корпусу, третього учбового корпусу, спортивного комплексу через наявність біля них достатньо великих майданчиків з газонами, де можна розмістити свердловинні зонди. Однак відносно головного корпусу є обставина, яка стримує використання геотермальної системи через небезпеку порушити при улаштуванні зондів підземні міські комунікації (газопровід, електричні кабелі, мережі зв'язку тощо). Тому для головного корпусу простішим виглядає улаштування дахової газової котельні, в якій саме газові котли використовуватимуться в якості пікових джерел теплоти, а основним джерелом теплоти виступатимуть повітряні теплові насоси. Дах головного



корпусу має велику площу. На ньому можна розмістити велику кількість сонячних електричних панелей, а вироблену ними електроенергію використовувати для приводів компресорів теплових насосів.

Таким чином можна сформулювати наступні рекомендації з улаштування систем теплопостачання університетських кампусів. Системи повинні бути помірно децентралізовані. Джерела теплоти можуть бути або індивідуальні для окремих будівель в залежності від особливості режимів теплоспоживання, або групові для декількох будівель з подібними типами навантажень та режимами теплоспоживання. Самі джерела теплоти повинні бути комбінованими з використанням геліосистем для гарячого водопостачання та тепловими насосами з використанням низькотемпературного тепла ґрунту або повітря. При цьому для приводу компресорів теплових насосів може використовуватися електроенергія від фотоелектричних панелей.

#### **4.1 Загальна концепція будови комбінованого джерела теплоти головного корпусу КНУБА**

Як було показано вище, повністю забезпечити відновлювальним теплом об'єкти теплоспоживання з відносно великим споживанням теплоти в умовах щільної міської забудови та кліматичних умовах Києва проблематично. Вочевидь, джерела теплоти в таких умовах повинні мати комбінований характер. Структура таких джерел повинна містити в собі елементи, що споживають теплоту від навколишнього середовища та додаткові елементи, які використовують традиційні органічні палива. Ясна річ, в умовах щільної міської забудови, основним паливом повинен виступати природній газ через його екологічну придатність. Джерелом відновлювальної теплоти можуть виступати теплота повітря, теплота ґрунту та сонячне випромінювання, а також теплота, утилізована від стічних вод та викидного повітря потужних систем вентиляції.

В даній роботі в якості прикладу представлено концепцію комбінованого джерела теплоти для теплопостачання головного корпусу КНУБА.

Об'єкт обраний по двом причинам. Одна з них пов'язана зі складністю об'єкту з точки зору характеру теплових навантажень. Об'єкт має всі три види навантажень: опалення, вентиляція, гаряче водопостачання. До того в головному корпусі приміщення задіяні як в учбовому процесі, так і в організаційно-допоміжному напрямку. Він має учбові лабораторії різного профілю, в тому числі зі специфічними вимогами до вентиляції (хімії, будівельних матеріалів та інші), харчовий блок, які працюють в різних часових режимах. Друга причина – це пряме доручення ректорату щодо розроблення подібної концепції.

Виходячи з результатів попереднього аналізу можна запропонувати наступний склад котельні: основне джерело теплоти – це теплові насоси «повітря-вода», в якості так званого «дублера» або додаткового джерела для покриття пікових навантажень використовуються конденсаційні водогрійні котли. Теплогенеруюче обладнання може бути розташоване на даху центральної семиповерхової частини корпусу над технічним поверхом. Для зменшення додаткового навантаження на несучі будівельні конструкції від теплогенеруючого обладнання на даху розташовуються саме газові котли з арматурою та зовнішні блоки теплових насосів. Зовнішні блоки теплових насосів можуть бути рівномірно розподілені по усій поверхні даху (не тільки семиповерхової частини будівлі), а відповідні їм внутрішні блоки розташовані на технічних поверхах з дотриманням рекомендованого виробниками перепаду висот та довжини фреонових труб між блоками. Інше допоміжне обладнання котельні може бути розміщене в існуючому індивідуальному пункті. При цьому це якраз важке водонаповнене обладнання: розширювальні ємності, буферний бак, обладнання системи гарячого водопостачання, циркуляційні насоси тощо. Реалізації такої концепції сприяє архітектура головного корпусу, а також наявність поблизу нього міського газопроводу достатньої потужності, що проходить на відстані приблизно 100 метрів по вулиці Преображенській. Можливість підключення до нього узгоджена з Київгазом.

Для зменшення капітальних вкладень в улаштування джерела теплоти шляхом оптимізації теплових навантажень на нього доведеться провести термомодернізацію інженерних систем – опалення, гарячого водопостачання та

улаштувати систему вентиляції в учбових аудиторіях. Термомодернізація інженерних систем повинна складатися з наступних заходів.

В системі опалення необхідне улаштування автоматичних балансувальних клапанів на зворотніх стояках. Крім того, зважаючи на орієнтацію головного корпусу по сторонам світу, необхідно систему опалення перевести в пофасадну. Бажано також всі допоміжні служби розмістити в одному місці через особливості спрощених вимог до їх мікроклімату. Найкращим місцем для їх локалізації виглядає південний фасад центральної семиповерхової частини корпусу.

Система гарячого водопостачання в дійсний час тупікова. Вона підлягає модернізації в наступному обсязі – оснащення циркуляційними трубопроводами, циркуляційними насосами, системою автоматичного регулювання. Для спрощення задачі комплектування цього обладнання оптимальним рішенням є придбання так званої фреш-станції ГВП, яка містить в собі усі необхідні вузли (крім циркуляційних трубопроводів).

Найбільший обсяг робіт необхідно виконати при улаштуванні системи вентиляції. Однак термін окупності цих робіт виглядає достатньо коротким зважаючи на економію теплоти при реалізації цього заходу через особливості комбінованого опалення учбових аудиторій, яке стає можливим при улаштуванні системи вентиляції, поєднаної з повітряним опаленням

Нарешті газифікація корпусу також не є проблемою через коротку відстань між корпусом та найближчим газопроводом по вулиці Преображенській. Більше того, є альтернативне джерело газопостачання – газопровід середнього тиску по Повітрофлотському проспекту. Єдина обставина, що не робить цей варіант газифікації головного корпусу пріоритетним – це вихід приєднувального газопроводу із землі на парадний фасад.

## 5. Розрахунок теплових навантажень

Для проектування будь-якого джерела теплоти необхідні дані про теплове навантаження об'єкту, для якого воно проектується. Загальне теплове навантаження головного корпусу КНУБА складається з таких компонентів: витрата теплоти на компенсацію трансмісійних тепловтрат, витрата теплоти на нагрів припливного вентиляційного повітря та витрата теплоти на нагрів гарячої води для системи гарячого водопостачання. В наступних трьох підрозділах представлені розрахунки кожного з цих компонентів для будівлі головного корпусу КНУБА. Тривимірну модель будівлі зображено на рис. 5.1.

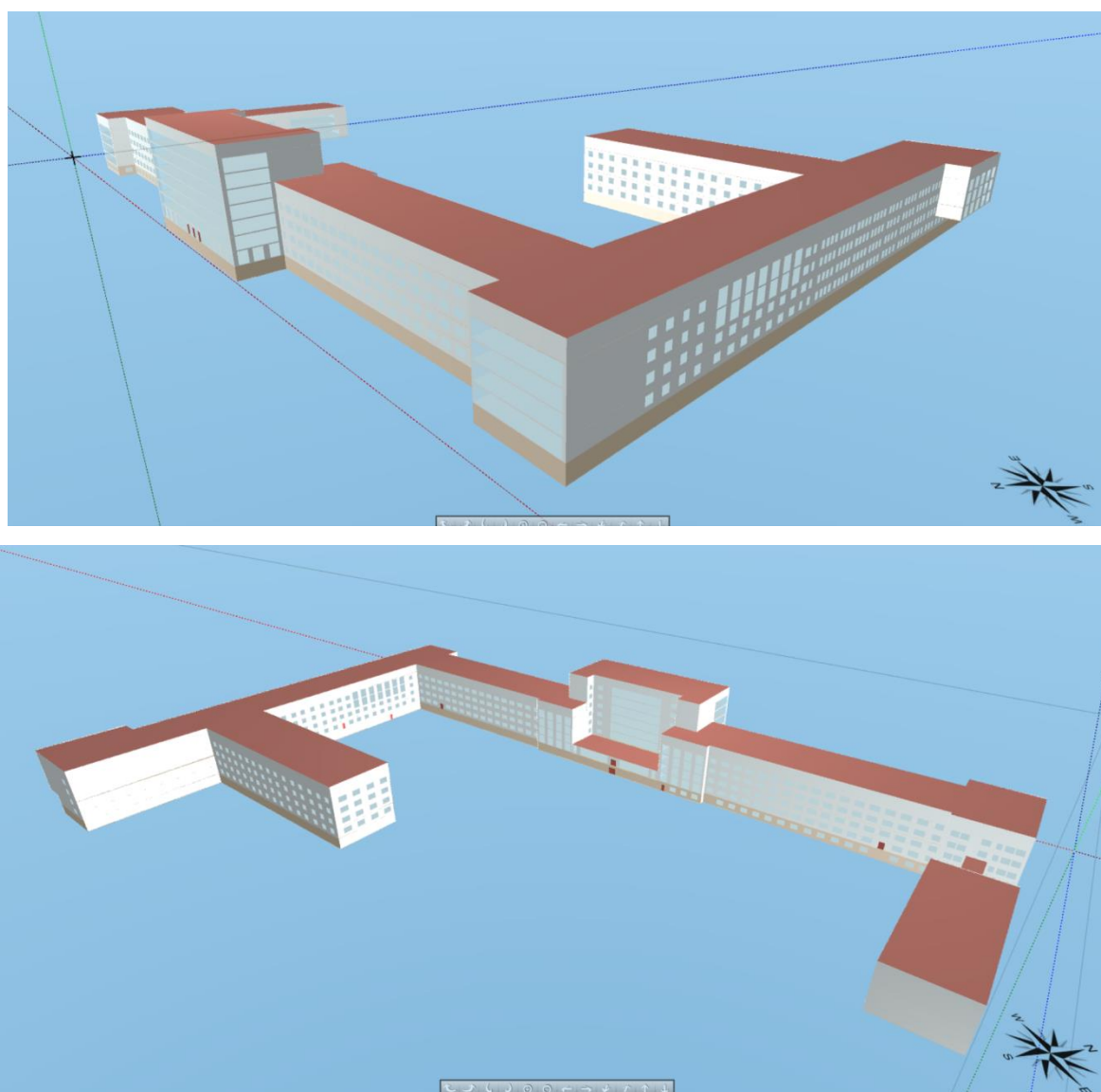


Рисунок 5.1 – Тривимірна модель будівлі головного корпусу КНУБА

## 5.1 Розрахунок трансмісійних втрат теплоти головного корпусу

Величина трансмісійних втрат теплоти будівлею залежить від опору теплопередачі огорожувальних конструкцій, а також від різниці температур між зовнішнім атмосферним повітрям та внутрішнім повітрям в приміщеннях будівлі.

Для розрахунку теплового потоку крізь зовнішні стіни, вікна та покрівлю,  $Вт \cdot год$ , можна скористатися формулою [38]:

$$Q_{ог} = \frac{1}{R_{пр}} \cdot A \cdot (t_{в} - t_{з}^p) \quad (5.1)$$

де  $R_{пр}$  – приведений опір теплопередачі огороження,  $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$ ;

$A$  – площа огороження,  $м^2$ ;

$t_{з}^p$  – розрахункова температура внутрішнього повітря, приймається за [39];

$t_{з}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря, приймається за [30];

При цьому приведений опір теплопередачі кожного огороження,  $м^2 \cdot ^\circ C / Вт$ , розраховується за формулою [38]:

$$R_{пр} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{з}} \quad (5.2)$$

де  $\alpha_{в}$  та  $\alpha_{з}$  – коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огорожувальної конструкції,  $Вт / м^2 \cdot ^\circ C$ , приймаються за [40];

$\delta_i$  – товщина шару, м;

$\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності шару,  $Вт / м \cdot K$ , за [40].

Для знаходження опору теплопередачі огорожень необхідні дані про їх конструкцію та теплотехнічні характеристики кожного шару. Конструкція існуючих зовнішніх стін будівлі зображена на рис. 5.2.

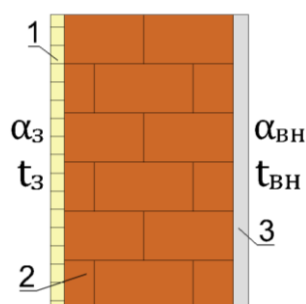


Рисунок 5.2 – Конструкція зовнішніх стін  
1 – керамічна плитка, 2 – кладка з повнотілої цегли,  
3 – опоряджувальна штукатурка

Конструкцію існуючого покриття представлено на рисунку 5.3.

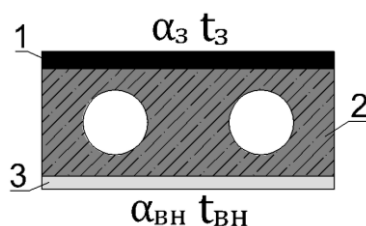


Рисунок 5.3 – Конструкція покриття

1 – руберойд, 2 – залізобетонна плита,  
3 – опоряджувальна штукатурка

Товщина цегляної кладки в конструкції зовнішніх стін відрізняється в залежності від поверху. На рис. 5.4 представлено фрагмент фасаду будівлі, на якому горизонтальними осями позначені відмітки поверхів. З підвалу по 4-й поверх будівлі (осі А – Д) товщина цегляної кладки зовнішніх стін становить  $\delta = 0,64\text{м}$ , а з 5-го по 8-й (технічний поверх, осі Д – З) товщина становить  $\delta = 0,38\text{м}$ . Враховуючи описану різницю в конструкції зовнішніх стін, навіть без попереднього розрахунку можна стверджувати, що тепловтрати приміщень з 5-го по 7-й поверх будуть більшими, а теплова інерція меншою.

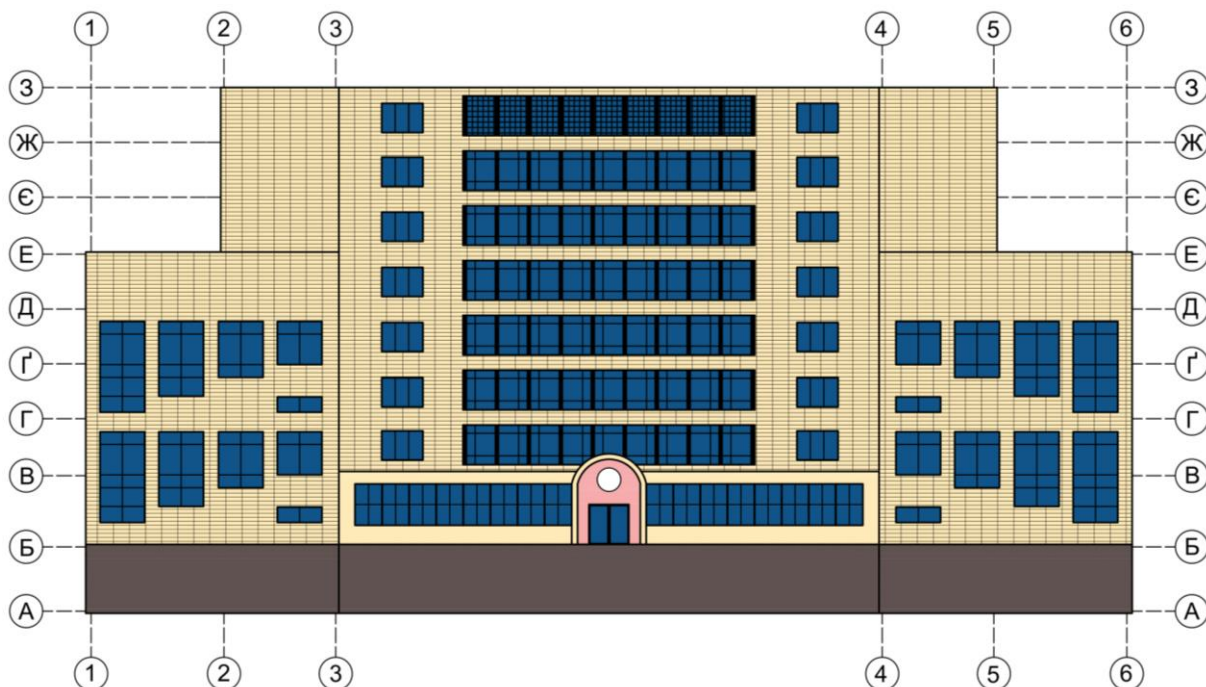


Рисунок 5.4 – Фрагмент фасаду будівлі

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів зовнішніх стін та покриття приймаємо згідно [40]. Опір теплопередачі для вікон з двокамерним склопакетом

4M<sub>1</sub>-10-4M<sub>1</sub>-10-4M<sub>1</sub> приймаємо згідно [41]. Підставляємо відповідні значення в формулу (5.2) та знаходимо приведеній опір теплопередачі огорожень, всі отримані результати заносимо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Основні характеристики огорожень

Назва огорожж.	Назва шару	Густина матеріалу, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина шару, $\delta$ , м	Коефіцієнт теплопровідн., $\lambda$ , Вт/м · К	Приведений опір теплоп., $R_{пр}$ , м <sup>2</sup> · °С/Вт	Мінімальний опір теплоп. за [42], $R_{min}$ , м <sup>2</sup> · °С/Вт
Зовнішні стіни	Цементно-піщана штукатурка	1600	0,015	0,81	0,65	4
	Кладка з повнотілої цегли на цементно-піщаному розчині	1800	0,38	0,81		
			0,64		0,97	
	Облицювання керамічною плиткою	2000	0,008	1,1		
Покриття	Вапняно-піщана штукатурка	1800	0,010	0,93	0,44	7
	Залізобетонні плити	2500	0,22	1,92		
	Руберойд	600	0,02	0,17		
Вікна	Двокамерний склопакет 4M <sub>1</sub> -10-4M <sub>1</sub> -10-4M <sub>1</sub>	—	—	—	0,47	0,9

Примітка – В стовпчику «Товщина шару» для зовнішніх стін вказано два значення навпроти шару цегляної кладки, для 1-4 поверхів товщина шару більша за товщину для 5-7 поверхів, відповідно приведені опори теплопередачі конструкцій теж відрізняються.

Визначивши опір теплопередачі огорожень, розраховуємо тепловий потік через кожне з них за допомогою формули (5.1).

Таблиця 5.2 – Трансмісійні тепловтрати стін, покриття та вікон

Назва огороження	Приведений опір теплоп., $R_{пр}$ , м <sup>2</sup> · °С/Вт	Площа, А, м <sup>2</sup>	Температура внутрішнього повітря, $t_{в}$ , °С	Температура зовнішнього повітря, $t_{з}^p$ , °С	Тепловий потік, Q, Вт·год
Зовнішні стіни товщиною 0,38 м	0,65	582	+22	-22	39397
Зовнішні стіни товщиною 0,64 м	0,97	6734	+22	-22	305481
Покриття	0,44	7312	+22	-22	731200
Вікна	0,47	5047	+22	-22	472485

Втрати теплоти крізь підлогу та стіни підвалу, Вт·год, також визначаємо для двох варіантів розрахункових температур зовнішнього повітря, за формулою [38]:

$$Q_{\text{п}} = \left( \frac{A_1}{R_1} + \frac{A_2}{R_2} + \frac{A_3}{R_3} + \frac{A_4}{R_4} \right) \cdot (t_{\text{в}} - t_3^{\text{п}}) \quad (5.3)$$

де  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – площа першої, другої, третьої та четвертої зони,  $\text{м}^2$ ;

$R_1, R_2, R_3, R_4$  – опір теплопередачі відповідно першої, другої, третьої та четвертої зони,  $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ .

Для неутеплених стін та підлоги, що контактують з ґрунтом, опір теплопередачі становить [38]:  $R_1 = 2,15$ ;  $R_2 = 4,3$ ;  $R_3 = 8,6$ ;  $R_4 = 14,2 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$ .

Рівень ґрунту відносно будівлі розподіляється нерівномірно, частина підвалу заглиблена на всю висоту приміщення, а інша частина – лише на третину цієї висоти. Будемо вважати, що підвал заглиблений на 1 м по всьому периметру будівлі. Це рішення дозволить суттєво спростити розрахунки, але в результаті тепловтрати крізь підлогу будуть дещо більшими. Принцип розбиття поверхні підлоги на зони та результати розрахунку площі цих зон зображено на рис. 5.5.

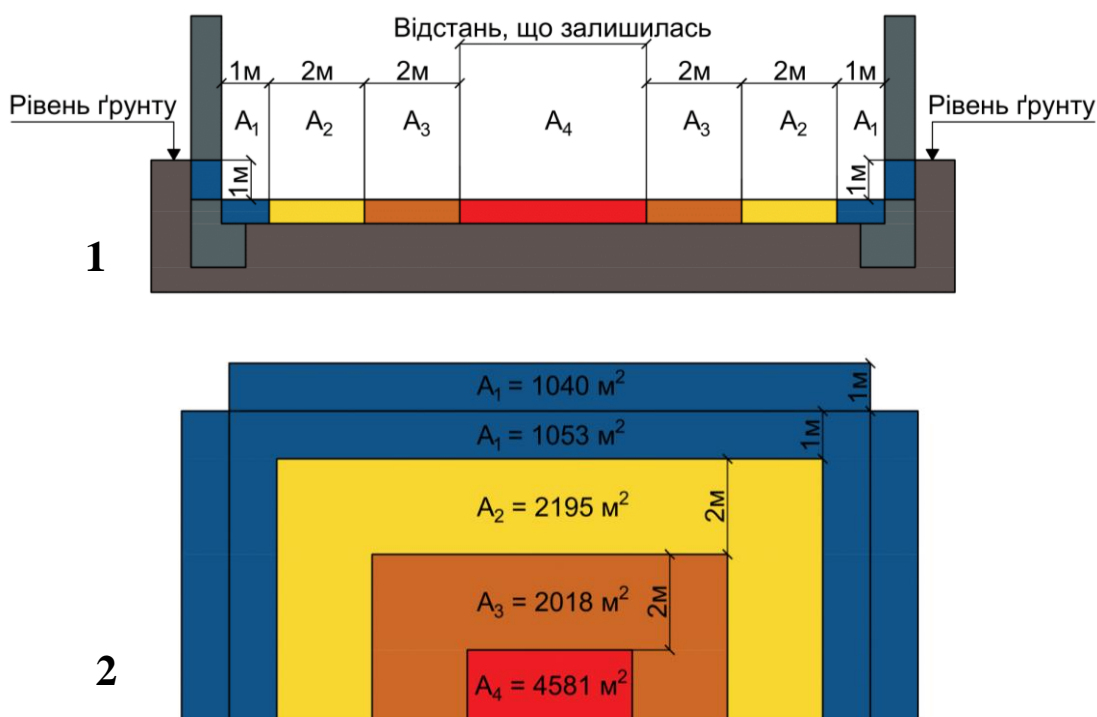


Рисунок 5.5 – Розподіл поверхні огорожень на зони

1 – розріз, 2 – вид зверху,  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – розрахункові зони



Визначивши площу кожної зони, та підставивши значення опору та площі в формулу (5.3), маємо:

$$Q_{\text{п}}^{-22} = \left( \frac{2187}{2,15} + \frac{2195}{4,3} + \frac{2018}{8,6} + \frac{4581}{14,2} \right) \cdot (22 - (-22)) = 91737 \text{ Вт} \cdot \text{год}$$

Сумуємо результати розрахунків теплових потоків крізь огорожувальні конструкції та заносимо їх до таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Загальні трансмісійні тепловтрати головного корпусу КНУБА при розрахунковій температурі зовнішнього повітря  $t_3^{\text{п}} = -22^{\circ}\text{C}$

№	Поверх	Крізь стіни (Вт·год)	Крізь вікна (Вт·год)	Крізь підлогу (Вт·год)	Крізь покрівлю (Вт·год)	Разом (Вт·год)
1	7-й	14877	22438	–	84100	121415
2	6-й	14877	22438	–	–	37315
3	5-й	9623	22438	–	–	32096
4	4-й	73283	85989	–	542700	701972
5	3-й	77915	103768	–	67000	248703
6	2-й	77028	103803	–	–	180831
7	1-й	77255	95726	13002	37400	223383
8	Підвал	–	15885	78735	–	94620
9	Разом	344878	472485	91737	731200	1640300

З таблиці 5.1 можна зробити висновок, що приведений опір теплопередачі усіх існуючих огорожень не відповідає мінімальному нормативному значенню  $R_{q \text{ min}}$  згідно ДБН В.2.6–31:2021, результатом цьому є значні втрати теплової енергії, представлені в таблиці 5.3. Для зовнішніх стін і покрівлі цю проблему можна вирішити шляхом встановлення шару теплоізоляції. На відміну від них, світлопрозорі конструкції неможливо теплоізолювати, а заміна такої великої площі вікон на більш якісні вимагає надто великих капіталовкладень. Доцільніше залишити існуючі вікна, встановивши спеціальні жалюзі або термоплівку, ці заходи допоможуть зменшити радіаційні втрати теплоти в нічний час.

Для порівняння розрахуємо якими будуть трансмісійні втрати теплоти після проведення теплоізоляційних робіт. Для цього спочатку визначимо необхідну товщину шару теплоізоляції, щоб умова  $R_{\text{пр}} \geq R_{\text{min}}$  виконувалась. Для зовнішніх

стін приймаємо в якості шару теплоізоляції пінополістирольні плити, з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_T = 0,034 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ , а для покриття – плити базальто-волокнисті з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_T = 0,037 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ .

При відомому нормативному опорі теплопередачі огороження, мінімальну товщину теплоізоляції, м, можна визначити за формулою:

$$\delta_{T \min} = \lambda_T \cdot \left( R_{q \min} - \frac{1}{\alpha_B} - \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3} \right) \quad (5.4)$$

де  $\lambda_T$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції,  $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$ ;

$R_{q \min}$  – мінімальний нормативний опір теплопередачі огороження [42],  $\text{м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$ .

Для зовнішніх стін мінімальна товщина теплоізоляції становить 10см, для покриття – 25см. Перераховуємо теплові потоки крізь зовнішні стіни та покриття, враховуючи новий приведений коефіцієнт теплопередачі, результати заносимо до порівняльної таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Порівняння втрат теплоти в теперішній час та після утеплення огорожень

Назва огорожень	Втрати в теперішній час, Вт·год	Втрати після утеплення, Вт·год	Економія теплоти, Вт·год
Покриття	731200	45961	685239
Вікна	472485	472485	0
Зовнішні стіни	344878	90035	254843
Стіни та підлога підвалу	91737	91737	0
Разом	1640300	700218	940082

Якщо виразити дані таблиці 5.4 у відсотках, то ми побачимо, що в результаті підвищення опору теплопередачі огорожень до нормативного, втрати теплоти знизяться на 57%, що призведе до значної економії енергоресурсів та коштів в майбутньому. Розподіл тепловтрат між огорожувальними конструкціями в теперішній час та після термомодернізації зображено на рис. 5.6.

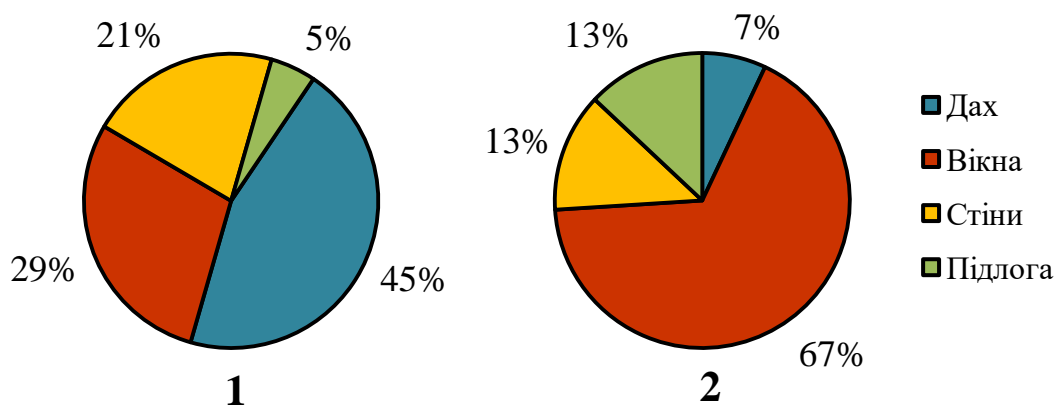


Рисунок 5.6 – Розподіл тепловтрат будівлі

1 – в теперішній час, 2 – після утеплення

Перед проведенням термомодернізації обов'язково потрібно здійснити техніко-економічний розрахунок та визначити термін окупності цих заходів, але навіть на даному етапі, враховуючи результати розрахунку трансмісійних втрат теплоти, можна стверджувати, що ці заходи є необхідними.

## 5.2 Розрахунок витрати теплоти для нагріву припливного повітря

Величина витрати теплоти на нагрів припливного повітря головним чином залежить від розрахункового повітрообміну та температури, на яку даний об'єм повітря потрібно нагріти, тобто від різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря. Розрахунковий повітрообмін залежить від типу та обсягу шкідливостей, що можуть виділятися, а отже залежить від призначення будівлі, виду та кількості забрудників. Основним джерелом шкідливостей в будівлі головного корпусу КНУБА є люди, а основними видами шкідливостей, які вони виділяють – теплота, водяна пара та діоксид вуглецю. Крім людей забрудниками також є будівельні матеріали, хімічні сполуки та реагенти, що використовуються в хімічних лабораторіях та електронне обчислювальне обладнання.

Як правило при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітрообмін розраховується для кожного приміщення окремо, враховуючи проектну кількість людей, що постійно в ньому перебувають та шкідливості, що виникають. Однак головною метою нашої роботи є розробка комбінованого джерела теплоти для головного корпусу КНУБА, тому для визначення максимального

навантаження системи вентиляції, яке вона створюватиме на джерело теплоти, достатньо спрощеного розрахунку за збільшеними показниками. Розрахувати це навантаження, кВт·год, можна за формулою [13]:

$$Q_B = V_3 \cdot q_B \cdot (t_B - t_3^p) \quad (5.5)$$

де  $V_3$  – об'єм будівлі за зовнішніми обмірами, м<sup>3</sup>;

$q_B$  – питома теплова характеристика будівлі на вентиляцію, Вт/(м<sup>3</sup>·°C), визначають в залежності від призначення будівлі та її об'єму згідно додатками [13];

$t_B$  – температура внутрішнього повітря, °C;

$t_3^p$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °C;

Загальний об'єм будівлі за зовнішніми обмірами становить  $V_3 = 98000$  м<sup>3</sup>, а питома теплова вентиляційна характеристика будівлі згідно [13] становить  $q_B = 0,62$  Вт/м<sup>3</sup> · °C. Підставивши відповідні значення до формули (5.5) маємо:

$$Q_B^{-22} = 98000 \cdot 0,62 \cdot (22 - (-22)) = 2673 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Знайшовши розрахункове навантаження системи вентиляції, можна визначити наближене значення загальної витрати вентиляційного повітря, м<sup>3</sup>/год, нагрів якої зможе забезпечити підібране з врахуванням визначеного навантаження джерело теплоти при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення за допомогою формули [13]:

$$L = \frac{Q_B \cdot 3600}{\rho_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot (t_B - t_3^p)} \quad (5.6)$$

де  $\rho_{\text{п}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$c_{\text{п}}$  – теплоємність повітря, кДж/кг·°C;

Підставивши відповідні значення до формули, (5.6) маємо:

$$L_{\text{заг}} = \frac{2673 \cdot 3600}{1,3 \cdot 1 \cdot (22 - (-22))} = 168267 \text{ м}^3/\text{год}$$

Загальний основний об'єм будівлі, до складу якого входять аудиторії, кабінети, приміщення викладачів та бібліотека становить 73000 м<sup>3</sup>, а отже при розрахованій максимальній об'ємній витраті, повітря в усіх приміщення замінюватиметься свіжим 2,3 рази за годину. Тепер розрахуємо яку частку з цієї загальної витрати повітря становить витрата, спрямована на розбавлення

будівельних забруднень. Згідно [39] для оптимальних умов мікроклімату при низькому рівні забруднення повітря мінімальна витрата зовнішнього повітря на розбавлення будівельних забруднень становить  $l = 0,7 \text{ дм}^3/\text{с} \cdot \text{м}^2$ . Помноживши її на загальну основну площу будівлі, отримуємо частку витрати вентиляційного повітря, спрямовану на розбавлення будівельних забруднень:

$$L_{\text{буд}} = 24333 \cdot 0,7 \cdot 3,6 = 61319 \text{ м}^3/\text{год}$$

Таким чином частка загальної розрахункової витрати, що залишилась, спрямована на забезпечення свіжим повітрям людей:

$$L_{\text{люд}} = 168267 - 61319 = 106948 \text{ м}^3/\text{год}$$

Згідно [43] мінімальний повітрообмін в аудиторіях вищих навчальних закладів повинен забезпечуватись з розрахунку  $20 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{людину}$ , а отже розрахована витрата вентиляційного повітря зможе забезпечити свіжим повітрям:

$$n = \frac{106948}{20} = 5347 \text{ людей}$$

Отже, при розрахованому за збільшеними показниками вентиляційному тепловому навантаженні, нормативною витратою свіжого повітря буде забезпечено 5347 людей. Нам невідома точна проектна кількість людей, однак з достатньою точністю можна припустити, що вона не перевищить розраховану. Крім того, слід зазначити, що при вищих температурах зовнішнього повітря потужності джерела теплоти буде достатньо для нагріву до результуючого значення більшої витрати повітря, якщо це буде потрібно.

Розрахувавши приблизну кількість людей, що постійно перебуватимуть в будівлі, можна визначити кількість теплоти, що вони виділятимуть за годину. Згідно [13] кількість явної теплоти, що виділяється однією людиною упродовж години при сидячій діяльності та температурі в приміщенні  $t_{\text{в}} = +22^\circ\text{C}$ , становить  $75 \text{ Вт} \cdot \text{год}$ . Для того, щоб надмірно не занижити навантаження системи вентиляції, приймемо для розрахунку теплонадходжень від людей, 50% від розрахованої їхньої проектною кількості. Приблизна кількість теплоти, що виділяється студентами, викладачами та працівниками головного корпусу КНУБА становить:

$$Q_{\text{люд}} = \frac{5347 \cdot 0,5 \cdot 75}{1000} = 200 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Окрім надходжень теплоти від людей фактором, який зменшує розрахункове навантаження системи вентиляції є встановлення рекуператора. Рекуператор це теплообмінник, який забезпечує передачу деякої кількості теплоти від витяжного відпрацьованого повітря до свіжого припливного, зменшуючи при цьому втрати теплоти через вентиляційне повітря в опалювальний період. Коефіцієнт корисної дії рекуператорів може коливатися в широкому діапазоні – від 36 до 95 % [44, 45]. Цей показник визначається видом використовуваного рекуператора, швидкістю руху повітряного потоку крізь теплообмінник і різницею температур між припливним та витяжним повітрям. Найчастіше використовуються пластинчасті та роторні рекуператори, коефіцієнти корисної дії яких коливається в межах від 40 до 85%. Для того, щоб не допустити зниження вентиляційних втрат теплоти, приймаємо середнє значення коефіцієнта корисної дії на рівні 50%. Загальне навантаження системи вентиляції на джерело теплоти, кВт·год, з врахуванням надходження теплоти від людей та встановлення рекуператора в системі вентиляції, становить:

$$Q_{\text{в}}^{-22} = (2673 \cdot 0,5) - 200 = 1137 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

### 5.3 Розрахунок витрати теплоти для нагріву гарячої води

При визначенні кількості теплової енергії, необхідної для функціонування системи ГВП для будь-якої будівлі виникає питання вибору способу нагріву. Можливі два способи приготування гарячої води: в накопичувальному баці та в проточному теплообміннику [46].

Нагрів води в ємнісному теплообміннику вимагає значно меншої потужності джерела теплоти в порівнянні з проточним, адже він передбачає акумулювання гарячої води для покриття піків режиму водоспоживання. Величина потужності джерела теплоти має безпосередній вплив на його вартість та вартість супутнього обладнання. Крім того, підбір джерела теплоти надмірної потужності призведе до додаткових втрат теплоти, спричинених надмірним опаленням в перехідні періоди. Через це спосіб нагріву води в ємнісному теплообміннику доцільно застосовувати в

тих випадках, коли миттєве теплове навантаження системи ГВП значно перевищує навантаження системи опалення. Також цей спосіб добре підходить для будівель, режим водоспоживання яких характеризується короткими проміжками високого і середнього рівня водоспоживання та довготривалими проміжками низького або відсутнього водоспоживання. При такому режимі вода нагріватиметься протягом проміжків мінімального або відсутнього водорозбору. Тобто даний спосіб доцільно використовувати для будівель з фіксованим графіком роботи, без постійного перебування людей в неробочий час. Однак, відсутність постійного водорозбору при недостатній автоматизації призведе до додаткових втрат теплової енергії, адже закумульована вода буде поступово охолоджуватись. Цей спосіб не здатен забезпечувати задану температуру води при тривалих водорозборах, а отже не підходить для будівель, які характеризуються таким режимом споживання гарячої води. Крім того, бойлер має значний об'єм та матеріалоємність в порівнянні з проточним теплообмінником.

Система ГВП з нагрівом в проточному теплообміннику має значно менший об'єм, а отже меншу інерційність та втрати теплоти. Через швидкісний нагрів води цей спосіб підходить для будівель як з постійним так і з нерівномірним характером водоспоживання. Однак, він вимагає значної потужності джерела теплоти через необхідність швидко нагріти потрібну кількість води, а тому зазвичай його не доцільно використовувати в тих випадках, коли теплове навантаження системи опалення менше за навантаження системи ГВП. Однак, він вимагає значно більшої потужності теплообмінника, а отже і значно більшої потужності джерела теплоти через необхідність швидко нагріти потрібну кількість води. Тому зазвичай його не доцільно використовувати в тих випадках, коли миттєве теплове навантаження системи опалення менше за навантаження системи ГВП. Крім того, таке обладнання вимагає встановлення проміжної буферної ємності (проміжний акумулятор теплоти), в якій акумулюватиметься деяка кількість теплоти, необхідна для забезпечення роботи проточного теплообмінника до моменту запуску джерела теплоти під час неопалювального періоду. Слід зазначити, що немає необхідності у

великому об'ємі буферної ємності, адже час відгуку джерела теплоти (час запуску та виходу на номінальний режим) зазвичай становить близько 5 хв [47].

Існує і третій спосіб – комбінований, він поєднує в собі переваги першого і другого способів [48]. Комбінований спосіб передбачає встановлення і бака акумулятора і швидкісного теплообмінника одночасно. Тобто вода нагріватиметься в проточному теплообміннику і акумулюватиметься в баці. В цьому випадку проточний теплообмінник може бути меншої потужності через можливість закумуляувати необхідну кількість води для проходження піку водоспоживання. При цьому система здатна забезпечити більш тривалий водорозбір, адже швидкісний теплообмінник буде постійно підживлювати бак щойно нагрітою водою. Отже, така система задовольнить потреби будівлі як з постійним, так і з нерівномірним режимом водоспоживання. Але вартість такої системи буде значно вищою.

Враховуючи, що в головному корпусі університету не передбачено душових чи ванних кімнат, тому єдиними споживачами гарячої води є умивальники. Найбільший водорозбір відбувається під час коротких проміжків часу (перерв) і дуже малий або зовсім відсутній після закінчення занять та у вихідні дні. Орієнтовний графік водоспоживання протягом робочого дня університету зображено на рис. 5.7.

З рис. 5.7 можна зробити висновок, що режим водоспоживання будівлі нерівномірний, йому характерні короткочасні піки з максимальною і середньою витратою та довготривалі проміжки з мінімальним та нульовим споживанням води. Під ці умови добре підходить спосіб нагріву в накопичувальному баці, але слід враховувати, що до складу комбінованого джерела теплоти будуть входити повітряні теплові насоси для правильної роботи яких необхідний буферний бак [49].



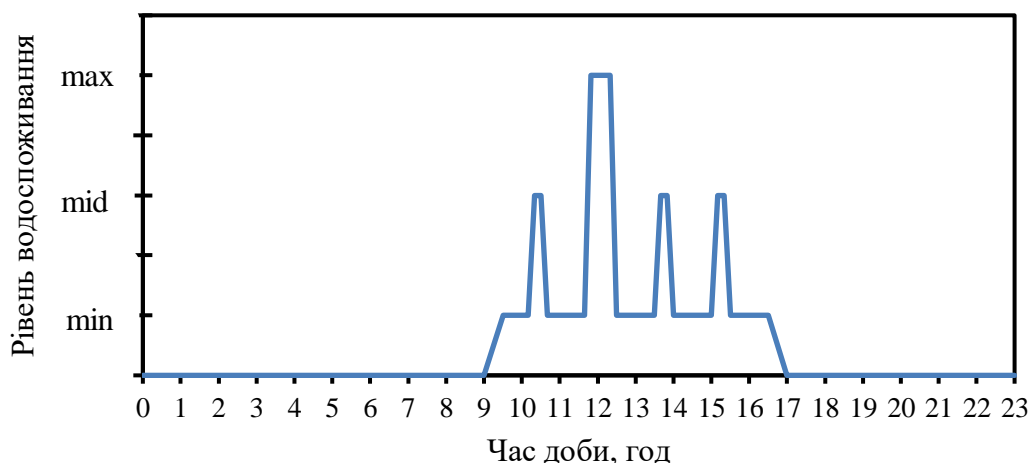


Рисунок 5.7 – Орієнтовний графік режиму водоспоживання університету  
 min – під час занять, mid – під час звичайної перерви,  
 max – під час великої перерви

В баці акумулюватиметься деяка кількість теплоти, що використовуватиметься для забезпечення систем опалення та вентиляції і в будь-який момент, коли з'явиться водорозбір, може бути використана для нагріву води в проточному теплообміннику. Тому немає сенсу встановлювати ще й акумулятор гарячої води, теплота з якого тільки втрачатиметься при відсутності водорозбору в неробочий час та вихідні дні. Крім того, хоч проточний нагрів і вимагає більшої потужності джерела теплоти, він не вплине на його вибір через значне навантаження систем опалення та вентиляції, що точно перевищуватиме навантаження системи ГВП. Враховуючи також короткочасність періодів водоспоживання, для даного об'єкту доцільніше обрати повністю проточний спосіб нагріву води, без акумулювання. При цьому джерело теплоти працюватиме за пріоритетом системи ГВП [46]. Тобто при появі водорозбору теплоносій в більшості надходитиме до теплообмінника ГВП. Враховуючи короткочасність періодів водоспоживання та інерційність системи опалення і огорожувальних конструкцій будівлі, такий режим не призведе до значного зниження температури повітря в приміщеннях [51].

Будь-який водонагрівач потрібно підбирати таким чином, щоб він був здатен забезпечити необхідну для розрахункового водорозбору витрату гарячої води. Методика розрахунку водонагрівача відрізнятиметься в залежності від типу

прийнятого способу нагріву води. Оскільки проточний спосіб передбачає нагрів води в момент водорозбору, то для підбору такого обладнання важлива саме максимальна можлива секундна витрата гарячої води, щоб запроектований теплообмінник був здатен нагріти цю витрату під час піків режиму водоспоживання.

Розрахункова максимальна секундна витрата складається з витрат окремих водорозбірних приладів, які працюють одночасно [50]:

$$q_{max}^h = q_i^h \cdot n \quad (5.7)$$

де  $q_{заг}^h$  – загальна витрата гарячої води системою, л/с;

$q_i^h$  – витрата гарячої води одним приладом, л/с;

$n$  – кількість одночасно працюючих приладів, штук.

Отже, найбільша витрата гарячої води буде в момент, коли з усіх приладів почне розбиратися вода. Ймовірність такого перебігу подій стрімко зменшується із збільшенням кількості водорозбірних приладів, а складність точного визначення загальної витрати зростає [46]. Чим більше водорозбірних приладів передбачено в системі ГВП, тим важливіше враховувати неодноразовість їх використання. Адже при завищеній розрахунковій витраті капітальні витрати будуть більшими, а потенціал підбраного обладнання ніколи не буде використаний, натомість при заниженій витраті водонагрівач не зможе забезпечити систему ГВП необхідною кількістю гарячої води.

Кількість теплоти, необхідну для нагріву води в проточному режимі, кВт, можна визначити за формулою [46]:

$$Q_{ГВП} = \frac{q_{max}^h \cdot c \cdot (t^h - t^c)}{3600} \quad (5.8)$$

де  $q_{max}^h$  – загальна витрата гарячої води, з урахуванням неодноразовості використання водорозбірних приладів, кг/год;

$c$  – теплоємність води, кДж/кг · °С;

$t^h$  – температура гарячої води, °С;

$t^c$  – температура холодної водопровідної води, °С.

Потужність теплообмінника прямопропорційно залежить загальної витрати гарячої води та різниці температур між гарячою та холодною водою. А від

потужності теплообмінника в свою чергу залежать площа теплообмінної поверхні, температура та витрата теплоносія.

Український ДБН «Внутрішній водопровід і каналізація» і європейські норми DIN 1988 сходяться на тому, що температура гарячої води в точках водорозбору повинна становити не нижче 55°C, а температура циркуляційної води не нижче 50°C в будь-якій точці системи. При цьому система повинна забезпечувати проведення сезонної термічної дезінфекції при температурі не нижче 70°C. Дані вимоги висунуті, щоб запобігти появі бактерії Legionella. Здатність бактерії до розмноження зберігається при температурі від 15°C до 46°C, при підвищенні температури до 48°C та вище бактерії гинуть [46].

Температуру холодної води при розрахунку та підборі теплообмінника слід приймати для зимового періоду, тобто рівною 5°C. Якщо прийняти температуру холодної води для літнього періоду, то різниця температур, а отже і визначена потужність буде меншою, тобто в такому випадку теплообмінник не зможе нагріти розрахункову кількість води під час зимового періоду [17].

Наступним кроком після визначення температур потрібно визначити максимальну можливу витрату гарячої води системою, що враховуватиме неодноразовість використання водорозбірних приладів. Потужність теплообмінника прямопропорційно залежить від витрати, тому дуже важливо вибрати таке її значення, щоб під час пікових водорозборів кожен споживач отримав необхідну кількість гарячої води з заданою температурою. Щоб визначити цю витрату, необхідно звернутись до нормативних документів і зазвичай її величина залежить від призначення будівлі, кількості та типу водорозбірних приладів та кількості споживачів. Слід зазначити, що для таких об'єктів, як вищі навчальні заклади, цю витрату визначити дуже складно через значну проектну кількість споживачів та кількість приладів, тому для визначення найбільш точного значення максимально можливої секундної витрати необхідно визначити її за кількома нормативними документами та в результаті порівняльного аналізу прийняти найбільш доцільне значення

### 5.3.1 Загальна витрата за ДБН В.2.5-64:2012

В чинному нормативі йдеться, що загальну розрахункову витрату води за секунду потрібно приймати за додатками в залежності від проектної кількості споживачів та розрахункової середньої витрати води на добу для однієї людини або в залежності від кількості водорозбірних приладів та середніх витрат цими приладами за годину. Проектна кількість людей в даному випадку досить велика і точно можна сказати, що значна її частина за добу водою не скористається, і взагалі, враховуючи найменшу максимальну середньодобову витрату (150л/добу. на 1 людину), запропоновану в додатках, можна зробити висновок, що цей спосіб визначення секундної витрати призначений для житлових будівель. Отже потрібно відштовхуватись від кількості водорозбірних приладів. Спочатку визначаємо розрахункову середню за годину витрату гарячої води з додатку А, таблиці А.3 [52], для раковини зі змішувачем в навчальному закладі вона становить  $q_T^h = 12$  л/год. Далі з додатку А, таблиці А.5 [52] навпроти 62 приладів та середньої витрати за годину  $q_T^h = 12$  л/год, знаходимо загальну секундну витрату гарячої води –  $q_{max}^h = 1,06$  л/с. Це значення вже враховує неодночасність використання умивальників. Однак в документі нічого не йдеться про методику за якою була визначена неодночасність використання приладів.

### 5.3.2 Загальна витрата за СНП 2.04.01–85

В СНП 2.04.01-85, що був чинним до прийняття ДБН В.2.5-64:2012 представлена, методика розрахунку загальної витрати з врахуванням неодночасності використання в залежності від проектної кількості людей, кількості приладів та витрат гарячої води одним приладом і середньої за годину на одну людину. Названі витрати представлені в додатках документу, але вони визначені для вищих навчальних закладів з душовими кімнатами. Згідно з [53] загальну секундну витрату, л/с, можна визначити за формулою:

$$q_{max}^h = 5 \cdot q_i^h \cdot \alpha \quad (5.9)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що приймається за додатками [53], в залежності від загальної кількості приладів  $N$  та ймовірності їх використання  $P$ .

Ймовірність використання приладів можна визначити за формулою[53]:

$$P = \frac{q_{hr,u} \cdot U}{q_i^h \cdot N \cdot 3600} \quad (5.10)$$

де  $q_{hr,u}$  – середня за годину витрата води на одну людину, л/год, приймається за додатком [53];

$U$  – загальна кількість споживачів;

$q_i^h$  – витрата гарячої води одним приладом, л/с;

$N$  – загальна кількість водорозбірних приладів.

В головному корпусі встановлено 62 умивальники. Щодо кількості споживачів, то відомі тільки застарілі дані: близько 10000 студентів. Враховуючи, що це значення не є актуальним та той факт, що воно включає в себе студентів заочної форми, студентів архітектурного і геодезичного корпусів, та не включає викладачів та працівників адміністративних поверхів, можна прийняти приблизне значення:  $U = 5000$  осіб. Це значення ймовірніше завищене за дійсне, однак через відсутність уточнюючих даних було прийнято його. Середню за годину витрату та витрату одним приладом визначаються за додатками [53],  $q_{hr,u} = 1,2$  л/год.,  $q_i^h = 0,09$  л/с. Підставивши відповідні значення в формулу (5.9), маємо:

$$P = \frac{1,2 \cdot 5000}{0,09 \cdot 62 \cdot 3600} = 0,299$$

За додатком 4 [53] залежно від значень  $P$  та  $N$ , за допомогою лінійної інтерполяції визначається  $\alpha = 5,92$ , отже загальна витрата становить:

$$q_{max}^h = 5 \cdot 0,09 \cdot 5,92 = 2,66 \text{ л/с}$$

### 5.3.3 Загальна витрата за DIN1988

Для розрахунку загальної витрати з урахуванням неодноразовості використання приладів згідно DIN1988, спочатку слід визначити витрату гарячої води одним приладом. Значення приймається за таблицею [54], для умивальнику становить  $q_i^h = 0,07$  л/с. Таким чином при максимальному піковому водорозборі,

коли всі 62 змішувачі будуть відкриті, витрата становитиме  $\sum q_i^h = 4,34$  л/с. Загальна розрахункова витрата для адміністративних будівель, л/с, при сумарній секундній витраті  $\sum q_i^h \leq 20$  л/с визначається за формулою [54]:

$$q_{max}^h = 0,682 \cdot \left( \sum q_i^h \right)^{0,45} - 0,14 \quad (5.11)$$

Підставивши значення сумарної витрати в формулу (5.11), маємо:

$$q_{max}^h = 0,682 \cdot (4,34)^{0,45} - 0,14 = 1,18 \text{ л/с}$$

При цьому в даному стандарті вказано, що витрати одним умивальником гарячої води  $q_i^h = 0,07$  л/с та холодної  $q_i^c = 0,07$  л/с дійсні при температурах гарячої води  $t^h = 55^\circ\text{C}$  та холодної  $t^c = 15^\circ\text{C}$ . Тобто розрахована вище витрата дійсна для літнього періоду. Слід перерахувати її для зимового періоду. Для цього необхідно визначити температуру змішаної води,  $^\circ\text{C}$ , за формулою [55]:

$$t_{mix} = \frac{t^h \cdot m^h \cdot c^h + t^c \cdot m^c \cdot c^c}{m^h \cdot c^h + m^c \cdot c^c} \quad (5.12)$$

де  $m^h, m^c$  – маса гарячої та холодної води, кг;

$c^h, c^c$  – теплоємність гарячої та холодної води, кДж/кг  $\cdot$   $^\circ\text{C}$ .

Оскільки густина води в діапазоні температур від  $+5^\circ\text{C}$  до  $+55^\circ\text{C}$  наближено дорівнює  $\rho \approx 992$  кг/м<sup>3</sup>, тому можна прийняти, що об'єм води в 1л наближено має масу в 1кг. Теплоємність води в даному діапазоні температур також сильно не змінюється, вона наближено дорівнює  $c \approx 4,19$  кДж/кг  $\cdot$   $^\circ\text{C}$ . Отже, без втрати достатньої точності розрахунків, формулу (5.12) можна спростити до вигляду:

$$t_{mix} = \frac{t^h \cdot q_i^h + t^c \cdot q_i^c}{q_i^h + q_i^c} \quad (5.13)$$

де  $q_i^h, q_i^c$  – об'ємна витрата гарячої та холодної води, одним приладом, л/с.

Підставивши відповідні значення, маємо:

$$t_{mix} = \frac{55 \cdot 0,07 + 15 \cdot 0,07}{0,07 + 0,07} = 35^\circ\text{C}$$

Потім шляхом вирішення оберненої задачі, підставивши в формулу (5.13) температуру холодної води в зимовий період та отриману температуру суміші, знаходиться витрата холодної та гарячої води для зимового періоду при тій же загальній витраті та температурі суміші.

$$t_{mix} = \frac{55 \cdot 0,085 + 5 \cdot 0,055}{0,085 + 0,055} = 35,3^{\circ}\text{C}$$

Таким чином для того, щоб отримати таку ж загальну витрату але при температурі холодної води  $t^c = 5^{\circ}\text{C}$ , необхідно змішати витрати  $q_i^h = 0,085$  л/с гарячої та  $q_i^c = 0,055$  л/с холодної води.

Сумарна витрата при максимальному піковому водорозборі в зимовий період становитиме  $\sum q_i^h = 5,27$  л/с, а отже загальна розрахункова витрата, л/с, дорівнюватиме:

$$q_{max}^h = 0,682 \cdot (5,27)^{0,45} - 0,14 = 1,3 \text{ л/с}$$

### 5.3.4 Загальна витрата за апроксимуючою залежністю

Ще один метод для визначення загальної секундної витрати гарячої води при відомій кількості водорозбірних приладів наведено в [46]. Оскільки, з економічної точки зору недоцільно проектувати систему для такого рівня споживання води, яке буде виникати дуже рідко або взагалі не настане, загальну витрату можна визначити, припустивши як часто вона буде перевищена. Загальне секундне споживання гарячої води, л/с, визначають на підставі кількості водорозбірних приладів за формулою [46]:

$$q_{max}^h = a\sqrt{N} + bN \quad (5.14)$$

де  $a$  та  $b$  – коефіцієнти апроксимуючих залежностей;

$N$  – кількість водорозбірних приладів в межах від 40 до 300.

Коефіцієнти  $a$  та  $b$  були розраховані для кривих максимального секундного споживання гарячої води з прийнятою ймовірністю перевищення, на підставі досліджень водоспоживання, проведених в 2001-2003 роках в місті Щецин, Польща. Коефіцієнти  $a$ ,  $b$  та розраховані витрати гарячої води наведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Коефіцієнти  $a$ ,  $b$  та розраховані за ними загальні витрати:

№	Ймовірність перевищення загальної витрати, %	Коефіцієнти		Загальна витрата, $q_{max}^h$ , л/с
		$a$ , л/с·прилад <sup>0,5</sup>	$b$ , л/с·прилад	
1	0,1	0,1379	0,00102	1,15
2	1,0	0,1227	0,00102	1,03
3	10	0,1041	0,00102	0,88

В результаті розрахунку максимально можливої секундної витрати за чотирма різними джерелами було виявлено, що отримані значення коливаються в діапазоні від 1,03 л/с до 2,66 л/с, тобто в доволі широких межах. Для визначення методики, що є найбільш близькою до дійсності необхідно визначити максимальну можливу секундну витрату шляхом спостережень за режимом водоспоживання безпосередньо на об'єкті.

### 5.3.5 Визначення максимальної секундної витрати гарячої води методом спостережень за режимом водорозбору

Максимально можлива секундна витрата гарячої води залежить від двох факторів: середньої витрати гарячої води одним приладом та максимальної кількості приладів, що можуть працювати одночасно.

Тому спочатку необхідно визначити середню витрату гарячої води одним приладом, вимірявши та усереднивши її між усіма поверхами, усіма вбиральнями та при різному відсотку відкритості змішувачів. Найзручнішим та найочнішим методом для вимірювання витрати кожного приладу є використання накладних ультразвукових витратомірів накладного або ж вмонтованого типу. В нашому випадку такої можливості не було тому довелося вдатися до вимірювань об'ємним методом, а для зменшення похибки вимірювань була прийнята кількість вимірювань витрати кожним приладом рівною десяти, з наступним розрахунком похибки вимірювань.

Слід зазначити, що при визначенні витрати одним приладом за допомогою об'ємного методу, відбуваються вимірювання саме змішаної води, а вже за допомогою розрахунків з визначення співвідношення витрат холодної та гарячої води визначається витрата саме гарячої води одним приладом. Перед початком



вимірювань необхідно задатися температурою змішаної води, адже безпосередньо від неї залежить, в якому відношенні змішуватимуться витрати холодної та гарячої води. Дослідження, про які йдеться в [46] свідчать про те, що вподобання людей щодо комфортної температури води досить різняться. В середньому воду з температурою 33°C людські руки сприймають як «нейтральну», з температурою 40°C – як «теплу» і при 48°C – як «гарячу». Теплосприйняття людини майже лінійно залежить від температури води. Була прийнята температура змішаної води рівною  $t_{mix} = 37^\circ\text{C}$ , адже це значення знаходиться посередині діапазону від «нейтрально» до «тепло».

Для вимірювання витрати були використані мірні посудини, об'ємом 3л та 5л, термометр та секундомір. Спершу за допомогою термометра окремо вимірювалась температура холодної та гарячої води і встановлювалось таке положення змішувача, при якому термометр занурений в струмину води показував значення температури на рівні 37°C. Мірна посудина встановлювалась в раковину так, щоб струмина води була напрямлена всередину посудини. В момент відкриття крану починався відлік секундоміру та закінчувався після наповнення мірної посудини до 3 чи 5 літрів (через особливості встановлення деяких приладів, неможливо було всюди провести вимірювання посудиною з об'ємом 5л). Таким чином були проведені вимірювання на 7-му, 4-му, 3-му та 1-ому поверхах, по 10 разів в кожному санвузлі та при відкритості кранів 50% та 100%. Результати вимірювань представлені в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Витрата змішаної води одним приладом, виміряна об'ємним методом в головному корпусі КНУБА

№	Витрата змішаної води, л/с							
	1-й поверх		3-й поверх		4-й поверх		7-й поверх	
	100%	50%	100%	50%	100%	50%	100%	50%
1	0,209	0,101	0,169	0,090	0,167	0,094	0,073	0,034
2	0,204	0,103	0,172	0,093	0,161	0,086	0,075	0,029
3	0,197	0,096	0,169	0,087	0,160	0,080	0,070	0,028
4	0,195	0,107	0,180	0,097	0,167	0,066	0,079	0,032
5	0,205	0,109	0,181	0,091	0,160	0,071	0,075	0,028

6	0,204	0,107	0,174	0,100	0,164	0,065	0,069	0,031
7	0,204	0,108	0,170	0,091	0,151	0,068	0,082	0,030
8	0,190	0,108	0,185	0,096	0,146	0,077	0,077	0,028
9	0,192	0,109	0,177	0,078	0,163	0,089	0,072	0,034
10	0,202	0,105	0,175	0,080	0,159	0,066	0,079	0,028

Наступним кроком виміряні витрати змішаної води усереднювались (середнє арифметичне) та розраховувалась середньоквадратична похибка вимірювань. Середньоквадратичну похибку вимірювань можна знайти за формулою [56]:

$$\sigma_m \approx \sqrt{\frac{\sum d_i^2}{n(n-1)}} \quad (5.14)$$

де  $d_i$  –  $i$ -те відхилення від середнього арифметичного;

$n$  – загальна кількість вимірювань.

Величину значення  $d_i$  можна розрахувати за формулою [56]:

$$d_i = q_i - \bar{q} \quad (5.15)$$

де  $q_i$  –  $i$ -те вимірне значення витрати змішаної води, л/с;

$\bar{q}$  – середнє арифметичне значення вимірної витрати, л/с.

Результати розрахунків середньоквадратичної похибки вимірювань представлені до таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Усереднені значення витрати змішаної води одним приладом та середньоквадратична похибка вимірювань

№ поверху	Витрата змішаної води, л/с	
	100%	50%
1-й	0,200 ± 0,002 л/с	0,100 ± 0,001 л/с
3-й	0,170 ± 0,002 л/с	0,090 ± 0,002 л/с
4-й	0,160 ± 0,002 л/с	0,076 ± 0,003 л/с
7-й	0,075 ± 0,001 л/с	0,030 ± 0,001 л/с

З результатів розрахунку похибки вимірювань рис. 6.8 можна зробити висновок, що похибка вимірювань є незначною, тому точність вимірювань задовольняє поставлену мету. За допомогою розрахунку оберненої задачі за формулою (5.13) були визначенні витрати гарячої води одним приладом для усіх вбиралень, для яких проводились вимірювання. Результати розрахунку наведені в таблиці 5.8.

Таблиця 58 – Співвідношення у якому змішуватимуться витрати холодної та гарячої води, при відкритті крану на 100% та 50%

№ пов	Кран відкрито на 100%			Кран відкрито на 50%		
	Змішана, л/с	Холодна, л/с	Гаряча, л/с	Змішана, л/с	Холодна, л/с	Гаряча, л/с
1-й	0,200	0,070	0,130	0,100	0,035	0,065
3-й	0,170	0,060	0,110	0,090	0,030	0,060
4-й	0,160	0,055	0,105	0,076	0,026	0,050
7-й	0,075	0,025	0,050	0,030	0,010	0,020

Розраховані витрати гарячої води одним приладом представлені на гістограмі рис. 5.8. З гістограми видно, що через різницю тисків витрата на 1-ому поверсі на 60% більша ніж на 7-му. З представленого діапазону витрат необхідно прийняти таке значення, яке буде справедливим для усієї системи. Якщо прийняти витрату 1-го поверху, то значення загальної витрати буде завищеним, а якщо 7-го, то навпаки – заниженим, тому необхідно знайти середнє арифметичне представлених значень. Але слід враховувати, що на 7-му поверсі немає навчальних аудиторій, а отже вбиральнями там користуються значно рідше. Тому доцільніше не враховувати витрату 7-го поверху при визначенні усередненого значення.

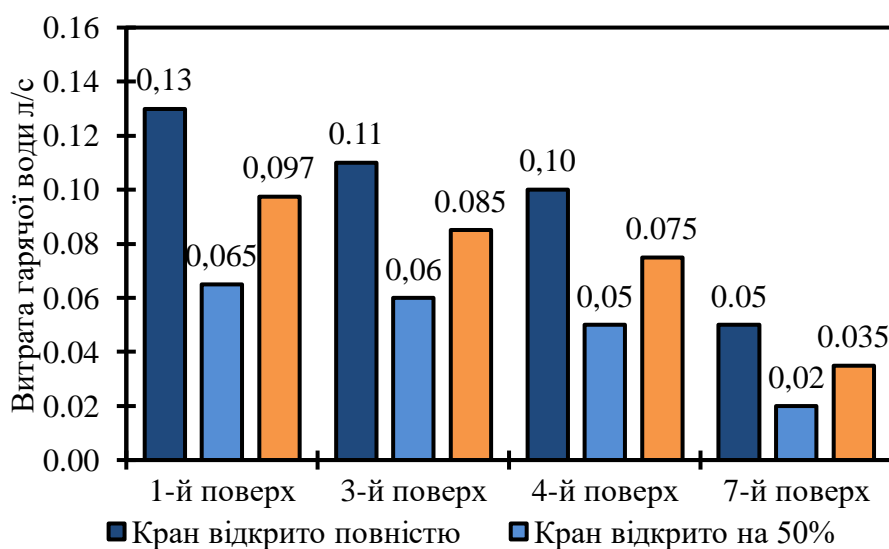


Рисунок 5.8 – Усереднені секундні витрати гарячої води одним приладом в головному корпусі університету

Щодо відкритості крану, то з достатньою точністю можна припустити, що більшість людей відкривають кран не менше ніж на 50%, прагнучи помити руки

швидше, але і не на 100%, щоб краплі води не розбризкувались. Усереднену витрату гарячої води одним приладом можна розрахувати за формулою:

$$q_i^h = \frac{\sum \frac{q_i^{100} + q_i^{50}}{2}}{n} \quad (5.16)$$

де  $q_i^{100}$ ,  $q_i^{50}$  – витрати на  $i$ -ому поверсі, при відкритті крану 100% та 50% відповідно, л/с;

$n$  – кількість поверхів на яких проводились вимірювання, крім 7-го.

Підставивши відповідні значення в формулу (6.16) маємо:

$$q_i^h = \frac{\frac{0,13 + 0,065}{2} + \frac{0,11 + 0,06}{2} + \frac{0,1 + 0,05}{2}}{3} = 0,086 \text{ л/с}$$

Наступним кроком після визначення середньої витрати гарячої води одним приладом, необхідно визначити максимально можливу вірогідність використання приладів. Загальна кількість водорозбірних приладів, встановлених у вбиральнях головного корпусу становить 62 умивальники. Найбільша витрата буде в момент, коли з усіх приладів почнеться водорозбір. Якщо враховувати, що в головному корпусі встановлені тільки умивальники та що на миття рук люди витрачають не більше хвилини, ймовірність такого перебігу подій наближається до нуля. Найзручнішим та найточнішим методом визначення максимально можливої секундної витрати є використання ультразвукових витратомірів загальних трубопроводах гарячої води. В нашому випадку облік витрати гарячої води здійснюється за допомогою тахометричних об'ємних лічильників, які вимірюють загальний об'єм води, що протікає через їх переріз, але за їхньою допомогою неможливо визначити точну миттєву витрату гарячої води, потрібну для визначення навантаження системи ГВП з проточним нагрівом. Через це довелося вдатися до визначення максимальної одночасності використання водорозбірних приладів шляхом проведення спостережень за користуванням водорозбірними приладами під час найбільших періодів водоспоживання – перерв між заняттями. З достатньою точністю можна стверджувати, що основними споживачами гарячої води в головному корпусі КНУБА є студенти, тому максимальний рівень водорозбору виникатиме під час перерв (рис. 5.7). Усі спостерігачі слідкували за часом відкриття

і закриття водорозбірних приладів та за ступенем відкритості змішувачів і фіксували дані в таблицях. Слід зазначити, що для фіксації часу відкриття та закриття змішувачів спостерігачі користувались точним синхронізованим часом в місті Києві з сайту TIME.IS. За допомогою отриманих таблиць з результатами спостережень будувались графіки режиму водоспоживання будівлі, представлені на рис. 5.9 та рис. 5.10. З графіків видно, що найбільшу тривалість мали періоди водорозбору другої (великої) та третьої перерв. При цьому найбільший рівень водоспоживання виникав лише під час великої перерви, в цей момент одночасно відбувався водорозбір з чотирьох приладів, а його загальна тривалість становила всього 20 секунд. В ході спостережень було виявлено, що в більшості випадків змішувачі відкривались в межах від 50% до 100%, як і очікувалось. При цьому час, який споживачі витрачали на миття рук становив у середньому близько 10 секунд, однак у вбиральнях з наявними засобами для миття рук, водорозбірні прилади працювали трохи довше. Також вагомим фактором, що впливає на тривалість користування водорозбірними приладами є наявність рециркуляційного трубопроводу та насоса рециркуляції гарячої води. В головному корпусі КНУБА система рециркуляції гарячої води відсутня, тому більшість із споживачів так і не дочекалися гарячої води. Це пояснюється особливостями режиму водоспоживання вищих навчальних закладів, якому характерні тривалі проміжки мінімального або нульового водорозбору (під час занять), за які гаряча вода в трубопроводах встигає охолонути. Враховуючи значний об'єм системи, та низький рівень водоспоживання, гаряча вода починає надходити до приладів у вбиральнях лише під кінець перерв. Інтенсивність та величина втрат теплоти трубопроводами пов'язана з відсутністю теплової ізоляції на них.

Підставивши значення усередненої витрати гарячої води одним приладом та максимальну зафіксовану кількість водорозбірних приладів, що працювали одночасно у формулу (5.6), була визначена максимальна зафіксована витрата гарячої води за робочий день університету, л/с:

$$q_{max}^h = 0,086 \cdot 4 = 0,344 \text{ л/с}$$

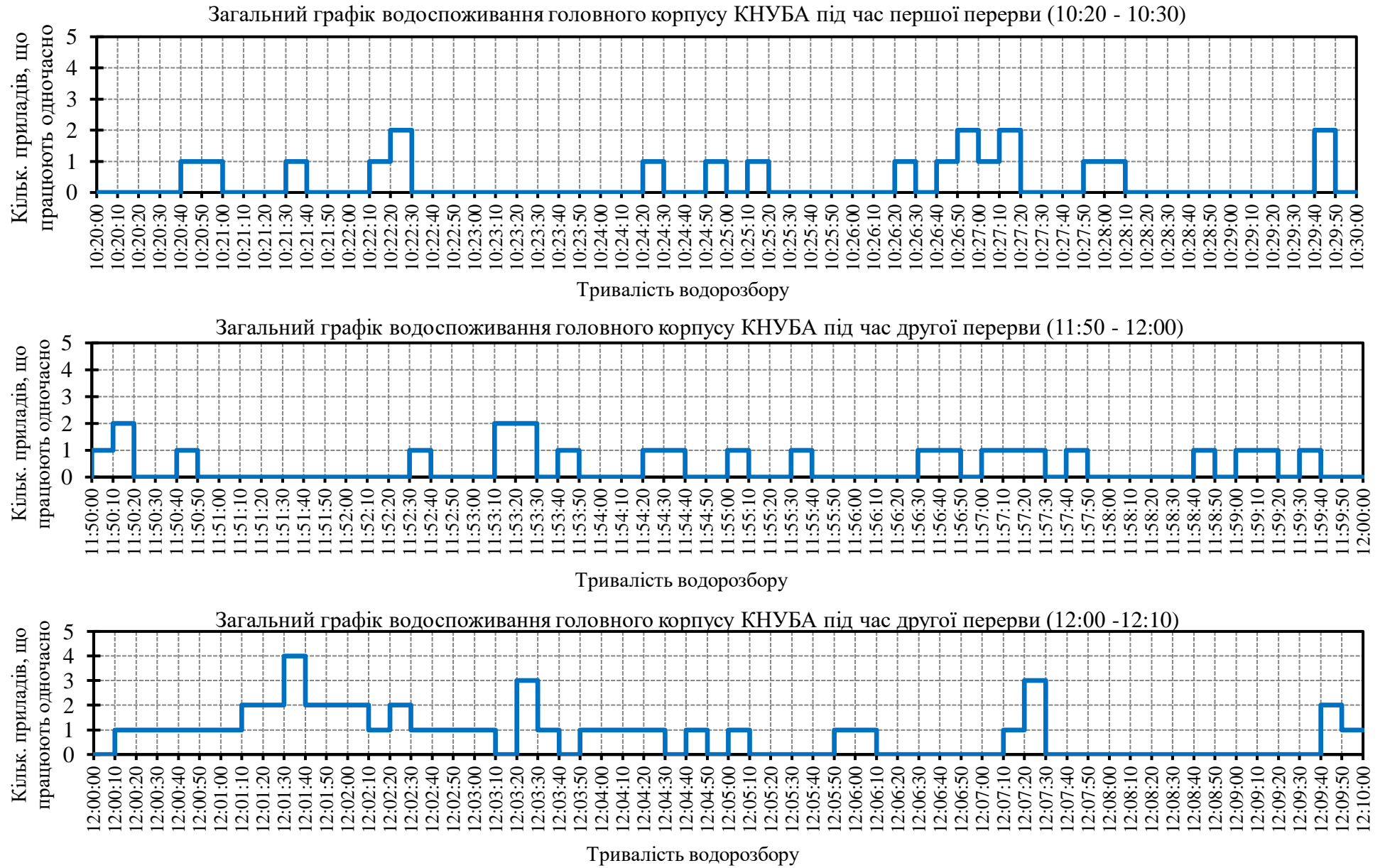


Рисунок 5.8 – Графік водоспоживання головного корпусу КНУБА протягом першої перерви та частини другої перерви

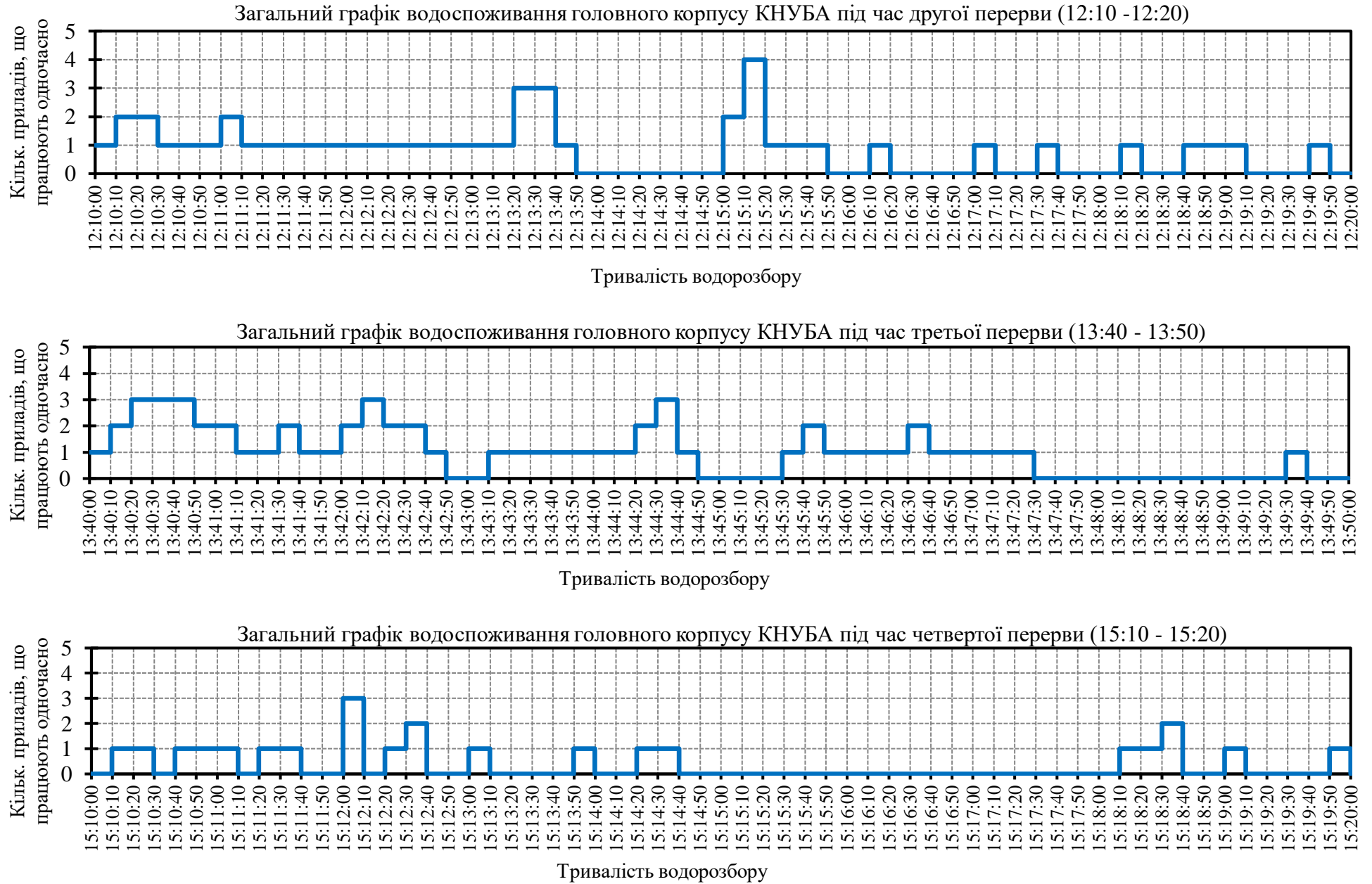


Рисунок 5.9 – Графік водоспоживання головного корпусу КНУБА протягом другої, третьої та четвертої перерви

Наступним кроком виконувався розрахунок мінімальної потужності теплообмінника, необхідної для нагріву, визначеної різними методами максимально можливої секундної витрати гарячої води за формулою (5.8). Усі отримані результати представлені в порівняльній таблиці 5.19.

Таблиця 5.9 – Порівняння отриманих значень витрати гарячої води, визначених різними методами та потужність теплообмінника при цих значеннях

№	Метод визначення витрати		Витрата одним приладом, $q_i^h$ , л/с	Загальна витрата, $q_{max}^h$ , л/с	Кількість одночасно прац. приладів	Потужність теплообмінника, $Q_{ГВП}$ , кВт·год
1	За ДБН В.2.5-64:2012		–	1,06	12/62	220
2	За СНіП 2.04.01-85		0,090	2,66	29/62	553
3	За DIN1988		0,085	1,30	15/62	270
4	За апроксимуючою залежністю [46]	0,1%	–	1,15	13/62	239
		1,0%		1,03	11/62	214
		10%		0,88	10/62	182
5	За результатами спостережень за дійсним режимом водоспоживання		0,086	0,344	4/62	71
Примітка: в стовпчику «Кількість одночасно працюючих приладів» для тих методів, що не передбачають визначення витрати гарячої води одним приладом, для розрахунку прийнята витрата, що була визначена об'ємним методом $q_i^h = 0,086$ л/с.						

Максимально можлива кількість одночасно працюючих приладів, при визначенні загальної витрати за різними нормативними документами представлена на гістограмі рис. 5.9.

При визначенні загальної витрати гарячої води  $q_{max}^h$  для головного корпусу університету за чинним ДБН В.2.5-64:2012, одночасно, без зниження температури гарячої води, зможуть працювати 12 з 62 умивальників. В документі не вказана секундна витрата гарячої води одним приладом  $q_i^h$  та не описана методика розрахунку неодноразовості використання приладів, адже витрата визначається за допомогою таблиць. Якщо порівнювати дану витрату з тими, що визначені за апроксимуючою залежністю згідно [46], то різниця буде всього в кілька відсотків.



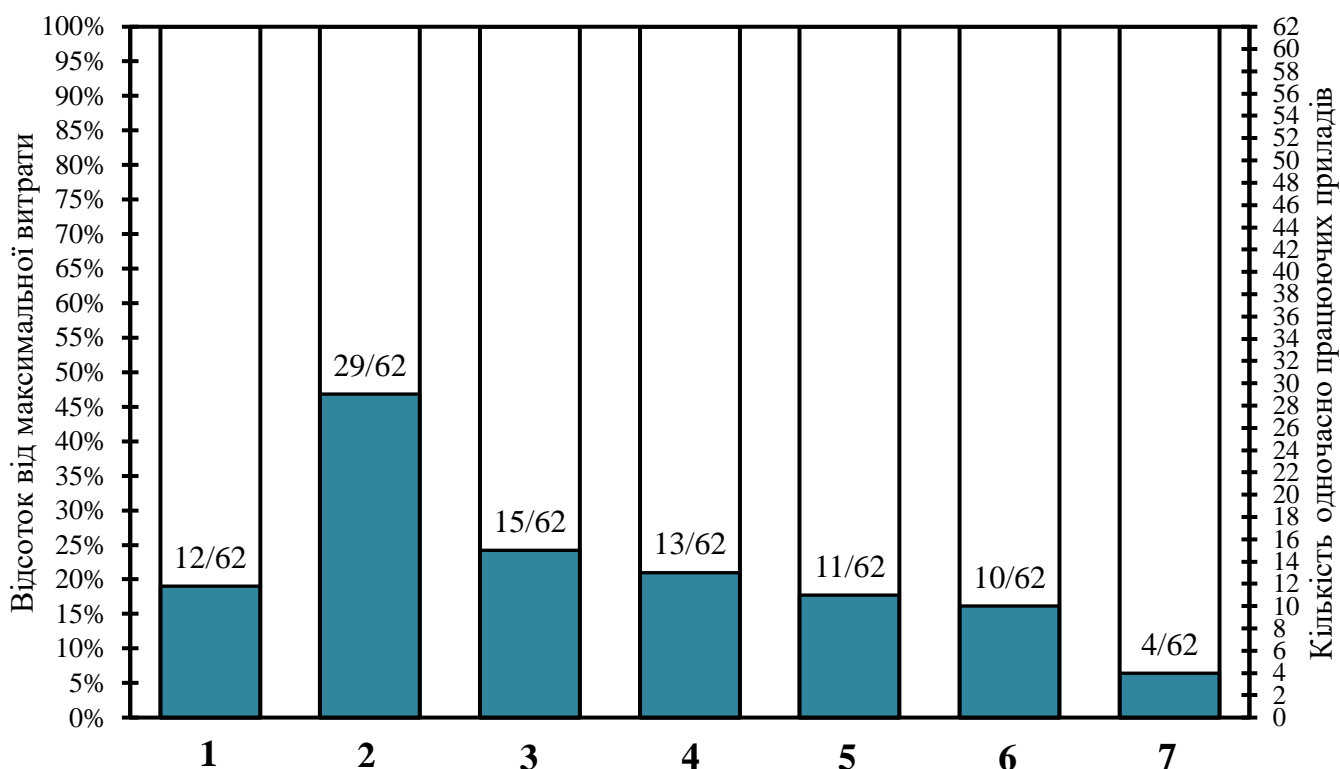


Рисунок 5.8 – Кількість одночасно працюючих приладів при визначенні витрати гарячої води за різними методами

1 – ДБН В.2.5-64:2012; 2 – СНІП 2.04.01-85; 3 – DIN1988; 4 – апроксимуюча залежність з ймовірністю перевищення 0,1%; 5 – апроксимуюча залежність з ймовірністю перевищення 1%; 6 – апроксимуюча залежність з ймовірністю перевищення 10%; 7 – спостереження за дійсним режимом водоспоживання;

А отже ймовірність перевищення витрати, визначеної за ДБН В.2.5-64:2012 також становитиме менше 1%. Однак, слід зазначити, що дослідження, описані в [46] проводились на житлових багатоквартирних будівлях, тому не можна стверджувати, що розраховані коефіцієнти так само підходять і для учбових корпусів університетів. Житловим будівлям також характерні піки водоспоживання, навіть більш довготривалі, але відношення кількості споживачів до кількості приладів в них зовсім відрізнятяться, що безпосередньо впливатиме на одночасність використання приладів.

В нормах DIN 1988 наведені значення секундної витрати одним приладом для літнього період (при  $t^c = 15^\circ\text{C}$ ), для зимового (при  $t^c = 5^\circ\text{C}$ ) їх необхідно перераховувати. Визначена за методикою DIN витрата всього на 5% перевищує витрату за ДБН. Однак, слід зазначити, що через відсутність коефіцієнтів для

учбових корпусів, для розрахунку були прийняті коефіцієнти для адміністративних будівель. На відміну від режиму споживання учбових корпусів, режим водоспоживання в адміністративних будівлях має більш рівномірний характер, тому не можна вважати отримане за цією методикою значення більш точним.

В методиці, що представлена в СНП 2.04.01-85, значення загальної витрати гарячої води безпосередньо залежить від кількості споживачів та розрахункової витрати гарячої води на одну людину. Представлена в документі розрахункова витрата гарячої води на одну людину визначена для вищих навчальних закладів з душовими кімнатами, а отже є завищеною для даного об'єкту, в якому вони відсутні. Необхідність вказувати точну кількість споживачів свідчить про орієнтованість даного методу на розрахунок витрати для житлових будівель. Адже при проектуванні системи ГВП для житлових будівель відома кількість квартир, а отже і більш точна кількість споживачів, які з великою ймовірністю постійно користуватимуться встановленими приладами. Для учбових корпусів визначити точну кількість споживачів значно складніше. Через значну складність розрахунку точної кількості споживачів, пов'язану з великою загальною кількістю споживачів та непередбачуваністю відвідування ними санвузлів, для розрахунку була прийнята приблизна кількість споживачів: 5000 осіб. Внаслідок завищеної витрати гарячої води на одну людину та ймовірно завищеної кількості споживачів загальна витрата гарячої води, розрахована за СНП 2.04.01-85, на 27% перевищує витрату, визначену за ДБН. Отже, отримане за цим методом значення, також не можна вважати більш точним.

Максимально можлива витрата гарячої води, визначена в результаті моніторингу за дійсним режимом водоспоживання виявилась майже на 70% меншою за витрату чинного ДБН В.2.5-64:2012. Однак, хоч дана витрата була визначена безпосередньо на об'єкті, це ще не означає, що даний результат є найбільш точним, адже в момент проведення спостережень навчання в університеті відбувалось у змішаній формі через воєнний стан в країні. Хоча для моніторингу і був обраний час, коли в більшості студентів були заплановані практичні заняття в університеті, але при цьому в значній частині в цей момент проходили лекційні

заняття, які проводились дистанційно. Крім того, часовий відрізок, за який було проведено спостереження, занадто малий для того, щоб робити остаточні висновки.

На даному етапі неможливо сказати який з наведених методів слід використовувати для будівель вищих навчальних закладів. Адже кожен з них має свої недоліки. Щоб вирішити дану проблему необхідно детальніше та за більший період дослідити режим водоспоживання учбових корпусів. Для проведення даного дослідження, необхідно встановити ультразвукові витратоміри на трубопроводі гарячої та холодної води та прослідкувати за зміною витрати упродовж усього навчального року. Це дозволить внести поправки до існуючих методик та визначити найбільш точну з них.

Найкращим рішенням в даний момент можна вважати вибір нормативної витрати, визначеної згідно ДБН В.2.5-64:2012 ( $q_{max}^h = 1,06$  л/с).

Для забезпечення даної витрати гарячої води в проточному режимі, потужність теплообмінника повинна становити не менше:

$$Q_{гвп} = \frac{3785 \cdot 4,19 \cdot (55 - 5)}{3600} = 220 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Після визначення загальної витрати системою, необхідно вибрати станцію приготування гарячої води. Станція ГВП, або фреш-станція, являє собою автоматизовану та готову до використання систему швидкісного нагріву гарячої води. Перш ніж зробити вибір потрібно переглянути характеристики станцій від різних виробників, що представлені на ринку та порівняти. Для порівняння були обрані найпродуктивніші з моделей фреш-станцій від Vaillant, Oventrop, Meibes та Magma Energy. Їх характеристики наведені в таблиці 5.10. Витрата гарячої води, яку може забезпечити фреш-станція ГВП, тобто її продуктивність, залежить від температури холодної водопровідної води та температури теплоносія зі сторони гріючого контуру. З закінченням опалювального періоду температура холодної води буде підвищуватись, а отже підвищуватиметься і продуктивність фреш-станції. Частину опалювального періоду від його початку та до досягнення точки бівалентності, навантаження системи опалення та ГВП повністю покриватимуть теплові насоси.

Таблиця 5.10 – Порівняння характеристик станцій приготування гарячої води

№	Характеристика	Виробник та модель станції				
		Vaillant aqua FLOV exclusiv	Meibes LogoFresh Electronic XL-Line 120	Oventrop Regumaq X-80	Magma Module Fresh MAXI	Magma ModuleFresh MEGA
1	Продуктивність при температурі подачі $t_{п} = 65^{\circ}\text{C}$	0,52 л/с	1,32 л/с	0,75 л/с	0,99 л/с	1,90 л/с
2	Кільк. одночасно прац. приладів	6/62 шт	15/62 шт	8/62 шт	11/62 шт	22/62 шт
3	Потужність при температурі подачі $t_{п} = 65^{\circ}\text{C}$	109 кВт	273 кВт	157 кВт	192 кВт	468 кВт
4	Продуктивність при температурі подачі $t_{п} = 80^{\circ}\text{C}$	0,76 л/с	2,08 л/с	1,25 л/с	1,28 л/с	2,47 л/с
5	Кільк. одночасно прац. приладів	8/62 шт	24/62 шт	14/62 шт	14/62 шт	28/62 шт
6	Потужність при температурі подачі $t_{п} = 80^{\circ}\text{C}$	147 кВт	432 кВт	262 кВт	267 кВт	478 кВт

Максимальна температура теплоносія, що надходить до фреш-станції в цей період становитиме  $t_{п} = 65^{\circ}\text{C}$ . Після досягнення точки бівалентності теплові насоси не зможуть покрити все навантаження, через падіння потужності в зв'язку з пониженням температури зовнішнього повітря. Тому ввімкнуться газові котли, які догріватимуть теплоносій (у випадку бівалентної паралельної схеми комбінованого джерела теплоти) до температури  $t_{п} \leq 80^{\circ}\text{C}$ . Отже після досягнення точки бівалентності до фреш-станції може надходити теплоносій з температурою в межах  $65^{\circ}\text{C} < t_{п} \leq 80^{\circ}\text{C}$ , через що її продуктивність зросте. Залежність продуктивності фреш-станцій від температури теплоносія та температури холодної водопровідної води зображено на рис. 5.10.

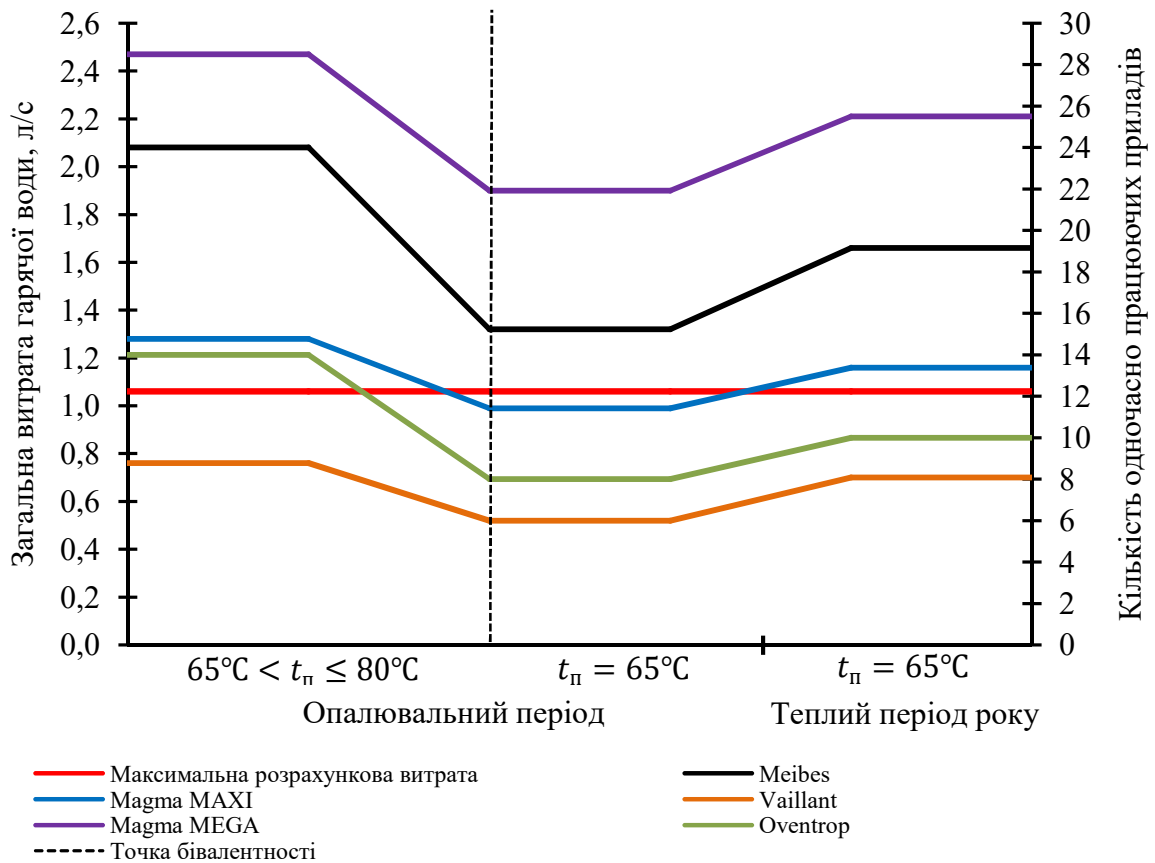


Рисунок 5.10 – Графік залежності продуктивності фреш-станцій від температури теплоносія та температури холодної водопровідної води

З графіку рис. 5.10 видно, що найпродуктивніші фреш-станції виробників Vaillant і Oventrop, не зможуть забезпечити систему ГВП розрахунковою витратою гарячої води. Продуктивність станцій Magma MEGA та Meibes LogoFresh перевищує необхідну розрахункову в будь-якій області графіку, особливо в неопалювальний період та в опалювальний, після досягнення точки бівалентності. З достатньою точністю можна стверджувати, що їх потенціал не буде використано повністю, більшість часу їх висока продуктивність буде непотрібною. Доцільніше обрати фреш-станцію від виробника Magma модель MAXI, її продуктивності вистачить, щоб покрити більшу частину площі графіку, а в дійсності з високою ймовірністю вона покриє площу графіку повністю. Якщо ж продуктивності даної фреш-станції все ж буде недостатньо або з'явиться необхідність в підключенні додаткових споживачів, то завжди буде можливість придбати ще одну таку станцію та об'єднати

їх роботу в каскаді. Принципова схема фреш-станції ГВП Магма модель МАХІ зображена на рис. 5.11.

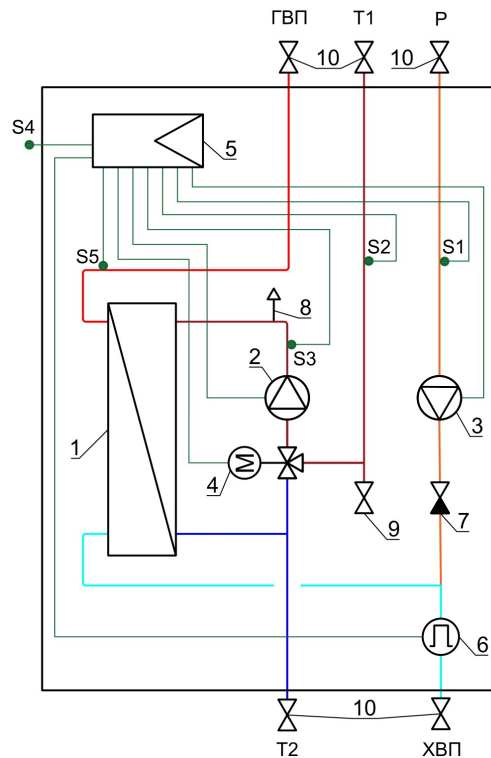


Рисунок 5.11 – Принципова схема фреш-станції Магма МАХІ

1 – пластинчастий теплообмінник; 2 – циркуляційний насос теплоносія; 3 – циркуляційний насос санітарної води; 4 – 3-ходовий змішувач з електроприводом; 5 – електронний контролер; 6 – датчик витрати; 7 – зворотній клапан; 8 – повітровідвідник; 9 – зливний кран; 10 – відсічні крани;

S1–датчик температури лінії рециркуляції; S2 – датчик температури подаючої лінії (перед змішувачем); S3 – датчик температури подаючої лінії (після змішувача); S4 – датчик температури буферного баку; S5 – датчик температури гарячої води;

Дана фреш-станція дозволяє реалізувати систему рециркуляції гарячої води для існуючої системи гарячого водопостачання. Це дозволить усунути проблему довгого очікування надходження гарячої води та загальних перевитрат води. Крім того в ході прокладання рециркуляційних трубопроводів буде можливість належним чином теплоізулювати трубопроводи холодної та гарячої води, що дозволить значно зменшити втрати теплоти. Для більш ощадного використання електроенергії, що споживатиметься рециркуляційним насосом, його роботу можна налаштувати таким чином, щоб він працював тільки протягом робочого дня або тільки під час перерв.

## 6. Вибір обладнання комбінованого джерела теплоти для КНУБА

Враховуючи, що будівля головного корпусу КНУБА розташована в умовах щільної міської забудови з великою кількістю підземних інженерних мереж, і при цьому теплопровідність ґрунту є невисокою, а підземні води знаходяться на значній глибині, то найбільш доступним джерелом низькопотенційної теплоти для теплового насосу залишається атмосферне повітря. Тому найкращим рішенням джерела теплоти для даного об'єкту є комбінація повітряних теплових насосів з газовими конденсаційними котлами.

Основними вихідними даними для вибору обладнання будь-якого джерела теплоти є інформація про теплові навантаження об'єкту проектування. В будівлі головного корпусу КНУБА присутні усі три види теплових навантажень: навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Всі вони в умовах даного об'єкту мають певні особливості алгоритмів роботи, які головним чином пов'язані з призначенням та режимами експлуатації наявних приміщень. Детальніше особливості роботи інженерних систем будівель вищих навчальних закладів описано в розділі 4.

Враховуючи особливості режиму експлуатації приміщень головного корпусу КНУБА, якому характерні тривалі проміжки без постійного перебування людей, найбільш енергоефективним та економічно доцільним рішенням можна вважати розділення роботи системи опалення на два режими – черговий (фоновий) та робочий [57]. Під час робочого режиму в приміщеннях, що експлуатуються підтримуватиметься розрахункова температура внутрішнього повітря на рівні  $+22^{\circ}\text{C}$  та розрахунковий повітрообмін, величина якого залежатиме від кількості людей, адже визначатиметься за допомогою датчиків присутності і діоксиду вуглецю та змінюватиметься VAV регуляторами. Під час чергового режиму механічна система вентиляції не функціонуватиме, а отже деякий повітрообмін відбуватиметься лише за рахунок інфільтрації, а температура повітря при цьому буде зниженою до  $+16^{\circ}\text{C}$ . Величина температури повітря чергового режиму була прийнята згідно [39], шляхом зниження розрахункової температури на  $4^{\circ}\text{C}$  (розрахункова температура внутрішнього повітря згідно [39] становить  $22\pm 2^{\circ}\text{C}$ ).

Для забезпечення більшої гнучкості в регулюванні система опалення складатиметься з двох систем – водяного та повітряного опалення суміщеного з вентиляцією. Під час чергового режиму працюватиме лише водяна систем опалення, а під час робочого – водяна та повітряна разом. Завдяки системі повітряного опалення розігрів повітря в приміщеннях перед приходом людей відбуватиметься швидше, ніж у випадку використання для цього водяного опалення [58]. Таким чином основне навантаження на джерело теплоти під час чергового режиму здійснюватимуть трансмісійні втрати теплоти. Натомість в робочому режимі теплове навантаження на джерело теплоти складатиметься з трансмісійних втрат теплоти будівлею, витрати теплоти на нагрів припливного повітря та витрати теплоти на нагрів гарячої води. Радіаційні втрати теплоти не було враховано в даній роботі, але з достатньою точністю можна стверджувати, що вони будуть невеликими, адже всі світлопрозорі огороження в приміщеннях, що не експлуатуються в робочий час та в усіх приміщеннях в неробочий час будуть закриватись за допомогою жалюзів.

Через короткотривалість періодів водорозбору та, в більшості випадків низький рівень водоспоживання, витрату теплоти на нагрів гарячої води можна не враховувати при виборі потужності джерела теплоти. Максимальна теплова потужність вибраної в розділі 5.3 фреш-станції в момент найбільшого рівня водорозбору становитиме 267 кВт·год, що значно менше розрахункового навантаження системи опалення, тому більшу частину опалювального періоду вода може нагріватись в паралельному до системи опалення режимі, а при близьких до розрахункового навантаження температурах – в пріоритетному режимі ГВП. В пріоритетному режимі більша частина теплоносія надходитиме до фреш-станції, що, враховуючи короткотривалість періодів водоспоживання (тривалість перерв 10-30 хвилин) та зменшення теплового навантаження систем вентиляції у ці періоди (під час перерв повітрообмін аудиторій знижується до мінімального) не призведе до значного зниження температури повітря в приміщеннях.

Теплове навантаження на джерело теплоти під час чергового режиму, що здійснюватиметься трансмісійними втратами теплоти буде меншим за трансмісійні



втрати теплоти робочого режиму, визначені в розділі 5.1 на розрахункову температуру внутрішнього повітря  $t'_B = +22^\circ\text{C}$ . Перерахувати трансмісійні тепловтрати на інші температури зовнішнього та внутрішнього повітря, можна за допомогою формули [13]:

$$Q_{\text{тр.}} = Q_{\text{тр.}}^{\text{рознр.}} \cdot \frac{t'_B - t'_3}{t_B^{\text{р}} - t_3^{\text{р}}} \quad (6.1)$$

де  $Q_{\text{тр.}}^{\text{рознр.}}$  – розрахункові трансмісійні втрати теплоти, з розділу розділу 5.1;

$t_B^{\text{р}}$  – розрахункова температура внутрішнього повітря,  $^\circ\text{C}$ , згідно [39];

$t_3^{\text{р}}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря,  $^\circ\text{C}$ , згідно [30], або з розділу 3;

$t'_B$  – температура внутрішнього повітря, при якій розраховується навантаження,  $^\circ\text{C}$ ;

$t'_3$  – температура зовнішнього повітря, для якої перераховується навантаження,  $^\circ\text{C}$ .

Розрахункові теплові навантаження чергового та робочого режимів опалення при існуючому термічному опорі огорожень і після термомодернізації представлено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Розрахункові теплові навантаження режимів опалення при двох варіантах термічного опору огорожень

Режим роботи системи опалення	Розрахункове теплове навантаження, кВт·год.	
	Існуючий термічний опір огорожень	Термічний опір огорожень після термомодернізації
Робочий режим $t_B^{\text{р}} = +22^\circ\text{C}$ (фонове опалення + повітряне суміщене з вентиляцією)	2777	1837
Черговий режим $t_B^{\text{р}} = +16^\circ\text{C}$ (фонове опалення)	1416	605

Оскільки однією із складових комбінованого джерела теплоти, що проектується будуть повітряні теплові насоси, коефіцієнт перетворення яких

залежить від температури зовнішнього повітря, необхідно визначити температуру зовнішнього повітря, до досягнення якої, робота повітряних теплових насосів буде економічно доцільною. Момент опалювального періоду, в який буде досягнута ця температура, називається точкою бівалентності. Вибір потужності теплових насосів та типу бівалентної схеми безпосередньо залежить від значення даної температури. Для визначення точки бівалентності потрібно порівняти вартість умовної кількості теплоти при її виробленні тепловим насосом чи газовим конденсаційним котлом та при отриманні цієї теплоти з централізованої теплової мережі, використовуючи актуальні тарифи на енергоносії. За умовну кількість теплоти приймається 3,6МДж. Актуальні ціни на енергоносії для головного корпусу КНУБА за даними бухгалтерії становлять:

- вартість електричної енергії – 4,40 грн./кВт·год;
- вартість природного газу – 14 грн./м<sup>3</sup>;
- вартість теплоти – 2042 грн./Гкал.

Таким чином вартість 3,6 МДж теплоти при її генерації газовим конденсаційним котлом можна визначити за формулою:

$$C_{гк} = \frac{36 \cdot p_{г}}{Q_{н}^p \cdot \left(1 + \left(1 - \frac{\eta}{100}\right)\right)} \quad (6.2)$$

де  $p_{г}$  – вартість 1 м<sup>3</sup> природного газу, грн./м<sup>3</sup>;

$Q_{н}^p$  – нижча теплота згоряння природного газу, МДж/м<sup>3</sup>;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії газового котла;

Приблизна нижча теплота згоряння природного газу приймається рівною  $Q_{н}^p = 32,94$  МДж/м<sup>3</sup>. Коефіцієнт корисної дії газового котла приймається за технічною документацією конденсаційних котлів WOLF MGK [59], становить  $\eta \approx 98\%$ ;

Підставивши відповідні значення до формули (6.2) маємо:

$$C_{гк} = \frac{3,6 \cdot 14}{32,94 \cdot \left(1 + \left(1 - \frac{98}{100}\right)\right)} = 1,5 \text{ грн.}$$

Вартість такої ж кількості теплоти, отриманої з теплової мережі можна визначити за формулою:

$$C_{\text{ТМ}} = \frac{3,6 \cdot p_{\text{T}}}{4187} \quad (6.3)$$

де  $p_{\text{T}}$  – вартість 1 Гкал теплоти з теплової мережі, грн./Гкал;

Підставивши вартість однієї гігакалорії теплоти в формулу (6.3) маємо:

$$C_{\text{ТМ}} = \frac{3,6 \cdot 2042}{4187} = 1,76 \text{ грн.}$$

На відміну від вартості теплоти, що постачається з теплової мережі та теплоти, що виробляється теплогенератором на газовому паливі, вартість теплоти, що трансформується повітряним тепловим насосом змінюється протягом опалювального періоду в залежності від коефіцієнту перетворення, що в свою чергу залежить від різниці температур між зовнішнім повітрям та теплоносієм в подавальному трубопроводі. Тому для визначення температури зовнішнього повітря, до досягнення якої робота теплового насосу буде економічно ефективною, необхідно розрахувати вартість теплоти, що генеруватиметься ним при усіх можливих коефіцієнтах перетворення протягом опалювального періоду та при усіх температурах теплоносія в подавальному трубопроводі системи опалення. Визначити вартість 3,6МДж теплоти, виробленої тепловим насосом при певному коефіцієнті перетворення (COP), можна за формулою:

$$C_{\text{ТН}} = \frac{3,6 \cdot p_{\text{ел}}}{3,6 \cdot K} \quad (6.4)$$

де  $p_{\text{ел}}$  – вартість 1 кВт·год електричної енергії, грн./кВт·год.;

$K$  – коефіцієнт перетворення повітряного теплового насосу;

Інформація про зміну коефіцієнта перетворення теплового насосу від температури зовнішнього повітря була прийнята з технічної документації повітряних теплових насосів із проміжним впорскуванням робочого тіла від виробника Watak [14]. За допомогою цих даних та формули (6.4) була розрахована вартість вироблення 3,6 МДж теплоти при різних температурах зовнішнього повітря та трьох температурах теплоносія в подавальному трубопроводі систем опалення: 45°C, 55°C та 65°C. Результати розрахунку вартості теплоти виробленої тепловим

насосом та її порівняння з вартостями теплоти виробленої газовим конденсаційним котлом та отриманої з теплової мережі зображено на графіках рис. 6.1.

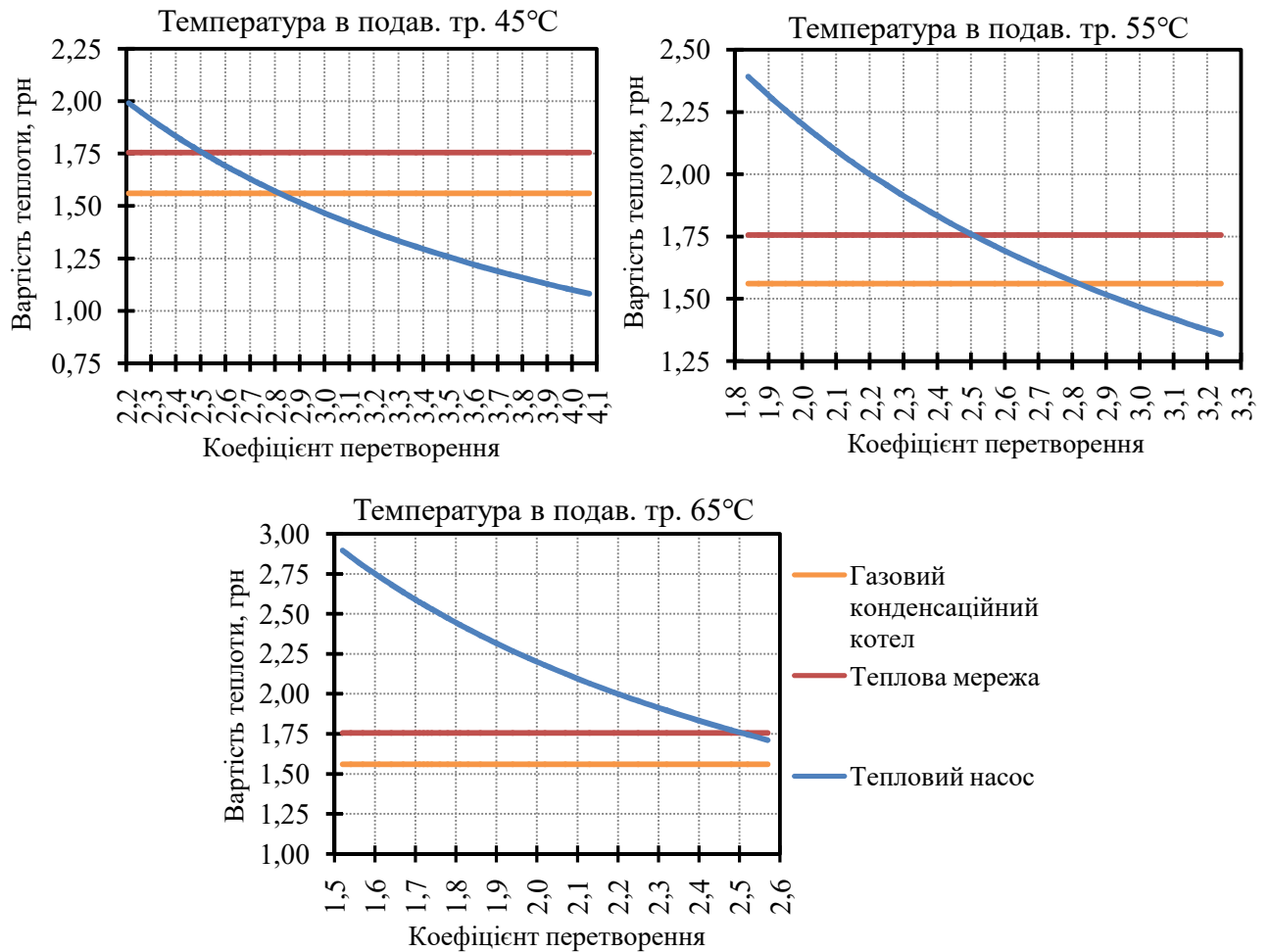


Рисунок 6.1 – Порівняння вартості теплоти при отриманні її від різних джерел

На графіках синіми кривими зображено залежність вартості теплоти від коефіцієнта перетворення теплового насосу при його роботі з різними температурами теплоносія в подавальному трубопроводі. Прямі помаранчевого та червоного кольору відображають вартість теплоти, отриманої від газового конденсаційного котла та від теплової мережі відповідно. З графіків видно, що при актуальних тарифах на енергоносії теплота, що виробляється тепловим насосом дешевша за теплоту з теплової мережі до моменту досягнення коефіцієнту перетворення  $COP = 2,5$ , а в порівнянні з газовими конденсаційними котлами до досягнення коефіцієнту перетворення  $COP = 2,8$ . При подальшому зниженні коефіцієнту перетворення теплового насосу його робота стає економічно не вигідною в порівнянні з іншими представленими джерелами теплоти.

Температуру зовнішнього повітря, якій відповідають визначені коефіцієнти перетворення теплового насоса можна визначити за допомогою графіку залежності коефіцієнта перетворення від температури зовнішнього повітря, представленого на рис. 6.2.

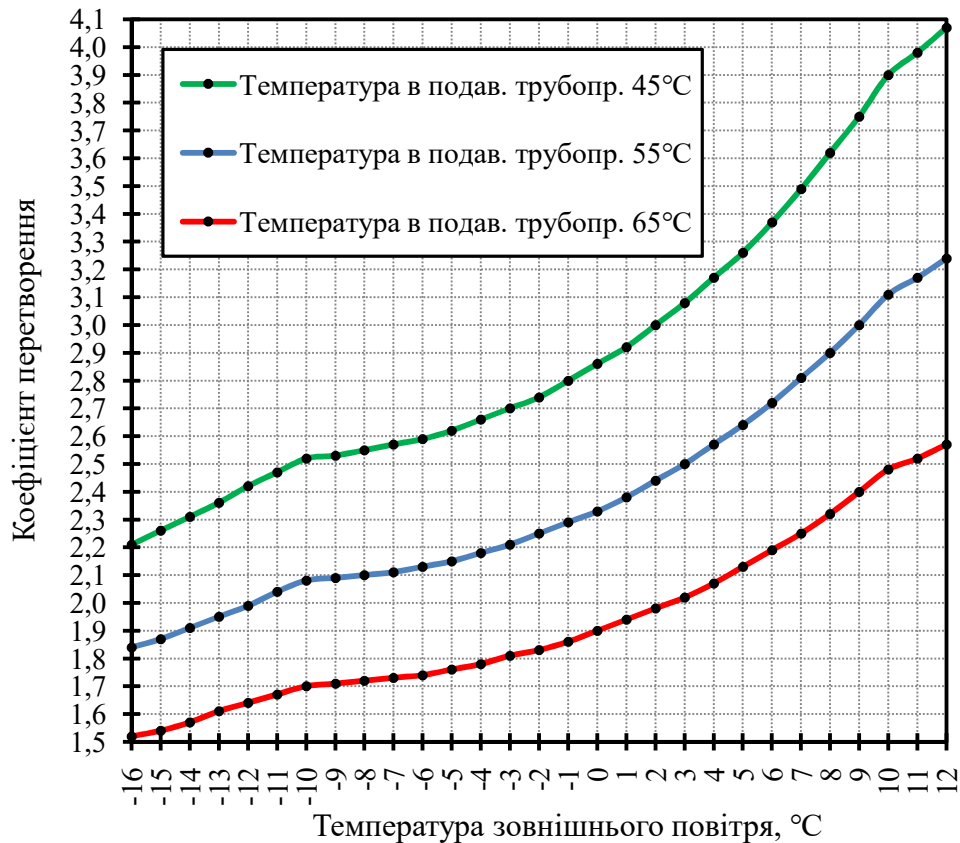


Рисунок 6.2 – Залежність коефіцієнта перетворення теплового насоса від температури зовнішнього повітря

З графіку видно, що коефіцієнту перетворення  $COP = 2,5$  відповідають температури зовнішнього повітря  $-10^{\circ}C$ ,  $+3^{\circ}C$ ,  $+10^{\circ}C$  для температур теплоносія в подавальному трубопроводі  $45^{\circ}C$ ,  $55^{\circ}C$ ,  $65^{\circ}C$  відповідно. Натомість коефіцієнту перетворення  $COP = 2,8$  відповідають температури зовнішнього повітря  $-1^{\circ}C$ ,  $+7^{\circ}C$  для температур теплоносія в подавальному трубопроводі  $45^{\circ}C$ ,  $55^{\circ}C$  відповідно. Тобто в порівнянні з теплотою від теплової мережі, робота теплового насоса є економічно доцільною при температурі теплоносія  $45^{\circ}C$  до температури зовнішнього повітря  $-10^{\circ}C$ , при температурі теплоносія  $55^{\circ}C$  до температури повітря  $+3^{\circ}C$ , а при температурі теплоносія  $65^{\circ}C$  – лише до температури повітря  $+10^{\circ}C$ . Якщо порівнювати теплоту, вироблену тепловим насосом з теплотою від газового

конденсаційного котла, яка дешевша від вартості теплоти з теплової мережі, то робота теплового насосу є економічно доцільною до температури зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$  та  $+7^{\circ}\text{C}$  при температурах теплоносія  $45^{\circ}\text{C}$  та  $55^{\circ}\text{C}$  відповідно.

Для того, щоб встановлення повітряних теплових насосів було доцільним для даного об'єкту, необхідно, щоб їх робота була економічно ефективніша за роботу газових конденсаційних котлів протягом як можна тривалішого проміжку опалювального періоду. Тому приймається, що при актуальних тарифах на енергоносії робота теплового насосу ефективна до моменту досягнення коефіцієнту перетворення  $\text{COP} = 2,8$ . А тому єдиним доцільним варіантом температури теплоносія в подавальному трубопроводі залишається температура  $45^{\circ}\text{C}$ , при роботі на яку теплота з теплового насосу дешевша за інші джерела теплоти до моменту досягнення температури зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$ . При цьому необхідно враховувати, що існуюча система водяного опалення була розрахована на температурний графік  $95^{\circ}/70^{\circ}$ , а тому необхідно перевірити чи достатньо температури теплоносія  $45^{\circ}\text{C}$  для компенсації існуючими опалювальними приладами трансмісійних втрат теплоти до температури зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$ .

Оскільки водяне опалення має лише фоновий характер, то його основною задачею є компенсація трансмісійних втрат теплоти, підтримуючи температуру повітря в приміщеннях на рівні  $+16^{\circ}\text{C}$ . Визначити трансмісійні втрати теплоти при температурі зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$  та температурі внутрішнього  $+16^{\circ}\text{C}$  можна за допомогою формули (6.1):

$$Q_{\text{тр}}^{-1} = 1640 \cdot \frac{16 - (-1)}{22 - (-22)} = 634 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Наступним кроком необхідно визначити, чи зможуть існуючі чавунні опалювальні прилади типу МС, розраховані на температурний графік  $95^{\circ}/70^{\circ}$ , забезпечити компенсацію трансмісійних втрат теплоти при температурі зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$ , використовуючи теплоносій з температурним графіком  $45^{\circ}/38^{\circ}$  (різницю температур в  $7^{\circ}\text{C}$  рекомендують виробники теплових насосів [14]). Визначити, яким буде потужність існуючих опалювальних приладів при температурному графіку, що пропонується можна за допомогою формули [60]:

$$Q'_{\text{прил.}} = Q_{\text{прил.}}^{\text{р.}} \cdot \left( \frac{\Delta t'}{\Delta t^{\text{р.}}} \right)^{1,3} \quad (6.5)$$

де  $Q_{\text{прил.}}^{\text{р.}}$  – розрахункова потужність опалювального приладу, при розрахунковому температурному напорі  $\Delta t^{\text{р.}}$ , кВт·год;

$\Delta t^{\text{р.}}$  – розрахунковий температурний напір, °С;

$\Delta t'$  – температурний напір для якого здійснюється перерахунок, °С.

Температурний напір являє собою різницю між середньою температурою в опалювальному приладі та температурою в приміщенні, розрахувати його можна за формулою [60]:

$$\Delta t = \frac{t_{\text{под.}} + t_{\text{зв.}}}{2} - t_{\text{в.}}^{\text{р.}} \quad (6.6)$$

де  $t_{\text{под.}}$  – температура теплоносія в подавальному трубопроводі, °С;

$t_{\text{зв.}}$  – температура теплоносія в зворотньому трубопроводі, °С;

$t_{\text{в.}}^{\text{р.}}$  – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С.

Таким чином розрахунковий температурний напір існуючих опалювальних приладів становить при температурному графіку 95°/70°:

$$\Delta t^{\text{р.}} = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5^{\circ}\text{C}$$

Температурний напір при низькотемпературного графіку 45°/38° становить:

$$\Delta t' = \frac{45 + 38}{2} - 16 = 25,5^{\circ}\text{C}$$

потужність існуючих опалювальних приладів при зміні температурного графіку на 45°/38° становитиме:

$$Q'_{\text{прил.}} = 1640 \cdot \left( \frac{25,5}{62,5} \right)^{1,3} = 511 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Визначеної потужності опалювальних приладів недостатньо для компенсації трансмісійних втрат теплоти при температурі зовнішнього повітря -1°С, адже  $Q'_{\text{прил.}} < Q_{\text{тр.}}^{-1}$ , але її цілком достатньо до температури +3°С:

$$Q_{\text{тр.}}^{+3} = 1640 \cdot \frac{16 - 3}{22 - (-22)} = 484 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Оскільки існуючі опалювальні прилади зможуть повністю компенсувати трансмісійні втрати теплоти чергового режиму та частково робочого режиму тільки до температури зовнішнього повітря  $+3^{\circ}\text{C}$ , приймається бівалентний комбінований режим роботи джерела теплоти для водяної системи опалення. Тобто зі зниженням температури зовнішнього повітря нижче  $+3^{\circ}\text{C}$  теплоносій догріватиметься газовими конденсаційними котлами та подаватиметься до опалювальних приладів. Але при зниженні температури нижче ніж  $-1^{\circ}\text{C}$  теплові насоси припинять повністю свою роботу через економічну неефективність. В цей момент усе теплове навантаження водяної системи опалення перейде на газові конденсаційні котли. Щодо системи повітряного опалення, то площа теплообмінних поверхонь повітрянагрівачів проектуватиметься таким чином, щоб її було достатньо для нагріву розрахункової витрати повітря з температурним графіком  $45^{\circ}/35^{\circ}$ , а тому для системи повітряного опалення приймається бівалентна послідовна схема роботи джерел теплоти. Тобто до досягнення температури зовнішнього повітря  $-1^{\circ}\text{C}$  усе теплове навантаження повітряної системи опалення покриватимуть теплові насоси, але при подальшому зниженні температури зовнішнього повітря усе теплове навантаження приймуть на себе газові конденсаційні котли, натомість теплові насоси припинять свою роботу.

Визначившись із температурою точки бівалентності комбінованого джерела теплоти, можна переходити до побудови графіку Росандера та вибору потужностей джерел теплоти. При цьому для визначення величини впливу зменшення розрахункової температури повітря на опалення та підвищення термічного опору огорожень до нормативного на співвідношення потужностей джерел теплоти, необхідно побудувати графіки Росандера для усіх варіантів навантажень, представлених в таблиці 6.1. Побудовані для цих навантажень графіки представлено на рис. 6.3.



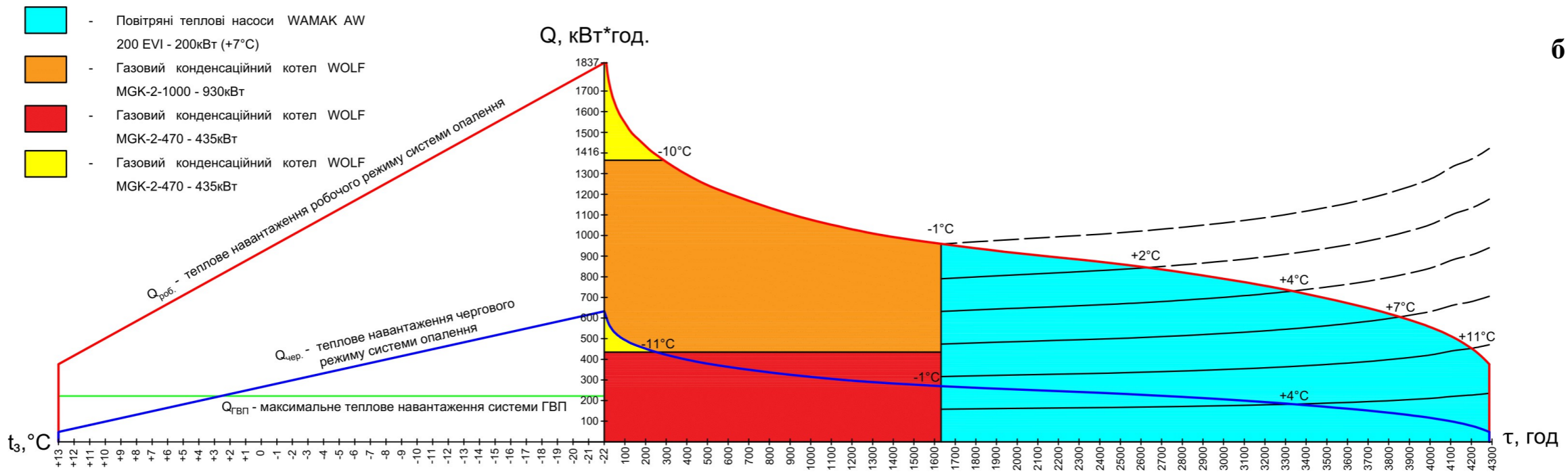
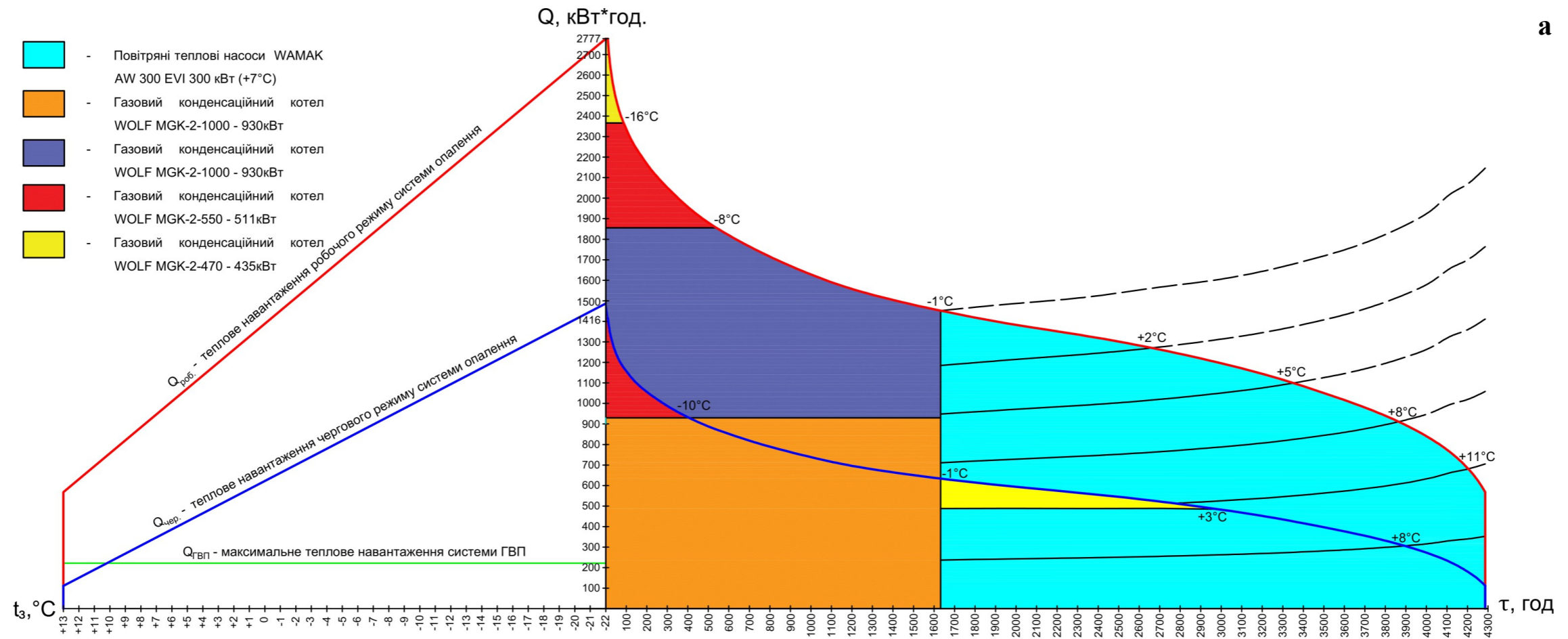


Рисунок 6.3 – Графік Росандера для комбінованого джерела теплоти головного корпусу КНУБА

**а** – існуючий термічний опір огорожень; **б** – нормативний термічний опір огорожень.

**а**  
**б**

Для побудови графіків Росандера були використані повні погодинні дані стояння температур, усереднені за 40 років. Червоними кривими на графіках зображено криві навантаження робочого режиму опалення. Під час цього режиму теплове навантаження на джерело теплоти здійснюється системами водяного, повітряного опалення та системою гарячого водопостачання. При цьому, враховуючи, що навантаження системи ГВП має короткочасний характер, його не було враховано при визначенні потужностей джерел теплоти. Синіми лініями позначено криві навантаження чергового режиму, що здійснюється лише системою водяного опалення. Оскільки періоди робочого та чергового режиму постійно замінюють одне одного, графіки цих режимів були об'єднані спільними осями координат. Схеми джерел теплоти для водяного та повітряного опалення при існуючих трансмісійних втратах теплоти дещо відрізняються, адже площі існуючих опалювальних приладів недостатньо для покриття трансмісійних втрат теплоти до досягнення точки бівалентності з температурним графіком теплоносія, при якому робота теплового насосу є економічно доцільною. Тому, починаючи з температури  $+3^{\circ}\text{C}$ , теплоносій після теплових насосів догріватиметься піковим газовим котлом меншої потужності. Такий режим роботи є більш вигідним, ніж перехід теплового насосу на вищу температуру теплоносія із зниженням коефіцієнта перетворення. Але після термомодернізації трансмісійні втрати теплоти зменшаться і потужності існуючих опалювальних приладів буде достатньо для компенсації трансмісійних втрат теплоти до моменту досягнення точки бівалентності, тому догрів теплоносія буде непотрібним.

Порівнюючи графіки Росандера для існуючих огорожень та для огорожень з нормативним термічним опором можна зробити висновок, що термомодернізація дозволить зменшити розрахункову потужність комбінованого джерела теплоти на 800 кВт·год., що значно мірою вплине на величину початкових капіталовкладень при будівництві джерела теплоти.

Для оцінки величини економічного ефекту встановлення енергоефективного комбінованого джерела теплоти у порівнянні з використанням теплоти з централізованої теплової мережі або у порівнянні з встановленням котельні у складі

тільки газових конденсаційних котлів був проведений розрахунок теплового навантаження кожної години опалювальних періодів 1982-2022 рр. Для розрахунку використовувався масив погодинних даних температур опалювальних періодів цього проміжку років. Масив погодинних температурних даних являє собою таблицю, в якій для кожної температури опалювального періоду відповідає година доби, день тижня та місяць, в який вона була зафіксована, що дозволяє врахувати різницю навантажень змінного та робочого режимів. Перерахунок навантажень відповідно до кожної температури зовнішнього повітря та режиму роботи здійснювався за формулою (6.1). Після визначення навантажень кожної години проводився розрахунок витрати енергоносіїв, що споживають теплогенератори, в кожну годину їх роботи. При цьому в залежності від того, чи  $i$ -та температура перевищувала або була нижчою за точку бівалентності, відбувався розрахунок витрати енергоносія для відповідного типу джерела теплоти. Якщо  $i$ -та температура була нижча за точку бівалентності, то здійснювався розрахунок витрати природного газу, необхідної для генерації теплоти конденсаційними газовими котлами за формулою:

$$B_{г.} = \frac{Q_i}{Q_n^p \cdot \left(1 + \left(1 - \frac{\eta}{100}\right)\right)} \quad (6.7)$$

де  $Q_i$  – теплове навантаження в  $i$ -ту годину опалювального періоду, кВт·год;

$Q_n^p$  – нижча теплота згоряння природного газу, кВт·год/м<sup>3</sup>;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії газового котла.

Якщо ж  $i$ -та температура була вищою за точку бівалентності, то здійснювався розрахунок витрати електроенергії тепловими насосами в залежності від їх коефіцієнту перетворення при цій температурі, за формулою:

$$B_{ел.} = \frac{Q_i}{K} \quad (6.8)$$

де  $K$  – коефіцієнт перетворення повітряного теплового насоса.

При цьому для більш точного розрахунку кількості електричної енергії, що споживається тепловим насосом за кожну годину, залежність коефіцієнта

перетворення теплових насосів від температури зовнішнього повітря була інтерпольована поліномом 4-го порядку з коефіцієнтом детермінації 99%.

Наступним кроком було підраховано загальний об'єм спожитого газу та обсяг спожитої електричної енергії для кожного опалювального періоду. Ці загальні витрати енергоносіїв були усереднені між усіма опалювальними періодами, в результаті чого було знайдено середню витрату газу та електричної енергії за опалювальні періоди 1982-2022 рр. Помноживши ці витрати на актуальні тарифи енергоносіїв, було знайдено середню вартість теплопостачання для комбінованого джерела теплоти, що проектується. Для проведення описаних розрахунків з погодинними температурними даними за останні 40 опалювальних періодів, було розроблено програму в середовищі Microsoft Excel. В результаті розрахунків було виявлено, що в середньому теплопостачання за допомогою комбінованого джерела теплоти дозволяє економити 890 тис. грн. за опалювальний період у порівнянні з теплою з централізованої теплової мережі. Якщо порівнювати вартість теплопостачання за допомогою комбінованого джерела теплоти з моновалентним джерелом теплоти з газовими конденсаційними котлами то економія коштів складе 240 тис. грн. за опалювальний період. Якщо ж в майбутньому вартість природного газу зросте, а вартість електроенергії при цьому залишиться незмінною, то економічний потенціал теплових насосів також збільшиться. При такому розвитку подій схема джерела теплоти може бути зміненою на бівалентну комбіновану, а у випадку підвищення вартості газу до 22 грн/м<sup>3</sup> економічно доцільною стане навіть бівалентна паралельна схема джерела теплоти з вищим температурним графіком теплоносія (55°C).

Підбиваючи підсумок можна зробити висновок, що відсутність можливості покрити усе теплове навантаження одним типом теплового насосу не означає, що його встановлення є недоцільним. Навпаки – зазвичай поєднання традиційних енергоефективних джерел теплоти з відновлювальними джерелами не тільки забезпечує економію енергоресурсів, а й зменшує початкові капіталовкладення. Але слід зауважити, що комбінування не вирішує проблему високих капіталовкладень повністю. Для її вирішення необхідний комплекс заходів державного рівня [61],

таких як покриття частини вартості теплових насосів та введення спеціальних тарифів на електроенергію для споживачів, які їх використовують. Важливу роль також може відіграти налагодження виробництва джерел альтернативної енергії в Україні.

## **7. Екологічні аспекти використання теплових насосів**

На перший погляд використання теплових насосів сприяє зменшенню антропогенного впливу на атмосферне повітря, оскільки в конструкції самого теплового насоса не відбувається процесу спалювання органічного палива для отримання теплової енергії. Але натомість він споживає електричну енергію, а вона сьогодні може отримуватись декількома способами. Традиційними джерелами електроенергії є теплові електростанції, гідроелектростанції та атомні електростанції. Крім того, в Україні досить велика частка електроенергії генерується сонячними та вітровими електростанціями. Якщо два останніх джерела електроенергії не призводять до генерування шкідливих викидів в атмосферу, як і атомні та гідроелектростанції, то теплові електростанції натомість є активними джерелами шкідливих викидів [62]. При цьому саме на теплових електростанціях генерується в Україні близько 36% електроенергії [63]. Це означає, що при споживанні електроенергії тепловими насосами антропогенний вплив на атмосферне повітря має місце.

Для оцінки антропогенного впливу комбінованого джерела теплоти головного корпусу КНУБА, що проектується (рис. 6.3), на атмосферне повітря був проведений розрахунок обсягів спожитого природного газу та електричної енергії за опалювальні періоди 1982-2022 рр. (був використаний масив температурних даних за моделлю ERA5T [24] за опалювальні періоди цього часового проміжку). Інформація по споживанню електроенергії тепловими насосами, які були прийняті в розрахунку, отримані від словацького виробника Watak для повітряних теплових насосів з проміжним впорскуванням робочого тіла [14]. Коефіцієнт перетворення будь-якого теплового насоса, а отже і величина кількості спожитої ним електричної енергії значною мірою залежить від різниці температур між джерелом низькопотенційної теплоти та теплоносієм в подавальному трубопроводі. Тому крім

температури зовнішнього повітря на ефективність та економічність повітряних теплових насосів має безпосередній вплив тип системи опалення, для якої вони трансформуватимуть теплоту. Через це для більш детальної оцінки впливу комбінованого джерела теплоти, що проектується, на екологічний стан атмосферного повітря, враховуючи майбутню можливість використання теплових насосів у бівалентному паралельному режимі з вищим температурним графіком теплоносія, розрахунок обсягу електричної енергії був проведений для трьох варіантів температур теплоносія в подавальному трубопроводі: при температурі 45°C, 55°C, 65°C. Для подальшого аналізу впливу екологічних характеристик електрогенеруючого обладнання на атмосферне повітря, було прийнято три варіанти будови теплових електростанцій: на твердому паливі з ККД  $\approx 38\%$  [64], на природному газі з ККД  $\approx 40\%$  [64], із використанням парогазового циклу з ККД  $\approx 58\%$  [65]. В розрахунку кількості спожитого палива теплота згоряння була прийнята на рівні умовного палива. При цьому ККД конденсаційних котлів прийнятий згідно [59] та становить 98%. Результати розрахунків представлені на рис. 7.1.

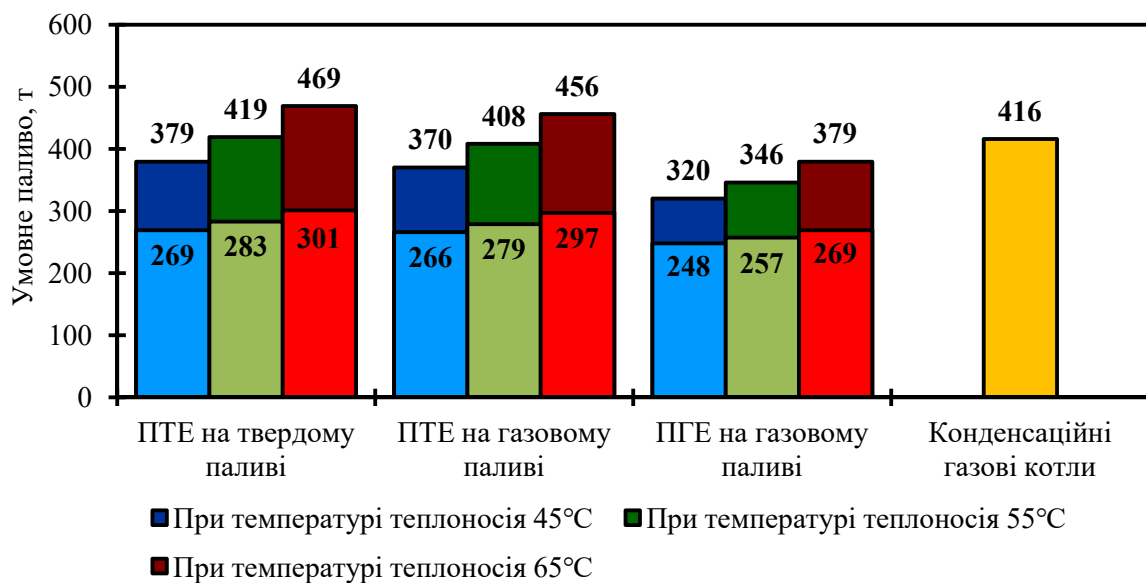


Рисунок 7.1 – Витрата умовного палива за опалювальний період

Витрати умовного палива, що можуть бути використані для генерації електричної енергії вже враховують також і частку, що спалюватиметься в газових конденсаційних котлах. Крім того, темними відтінками на рис. 7.1 позначені витрати палива, які виникнуть якщо 100% спожитої тепловими насосами електричної енергії

генеруватимуть теплові електростанції, натомість якщо тільки 36% електричної енергії генеруватиметься на теплових електростанціях, то витрати палива приблизно дорівнюватимуть стовбцям гістограми із світлими відтінками представлених кольорів. З гістограми (рис. 7.1) видно, що витрата умовного палива на теплових електростанціях для теплових насосів майже на 30% менша навіть у «найгіршому» варіанті – при спалюванні твердого палива та використання високотемпературного графіку системи опалення. Це пояснюється тим, що 93% опалювального періоду коефіцієнт перетворення теплових насосів становить  $COP \geq 2$  при температурі теплоносія  $65^{\circ}\text{C}$ . Якщо ж тепловий насос працює на низькотемпературну систему опалення з температурою теплоносія  $45^{\circ}\text{C}$ , то 100% опалювального періоду коефіцієнт перетворення становить  $COP > 2$  і навіть досягає  $COP = 4$  в кінці опалювального сезону. Крім того, важливу роль відіграє той факт, що лише 36% електроенергії в Україні генерується шляхом спалювання органічного палива.

За методикою [66] та кількістю витраченого палива були розраховані обсяги викидів  $\text{NO}_x$  для всіх трьох варіантів генерації електроенергії. Для розрахунку обсягу викидів  $\text{NO}_x$  конденсаційними газовими котлами були використані дані німецького виробника Wolf [59].

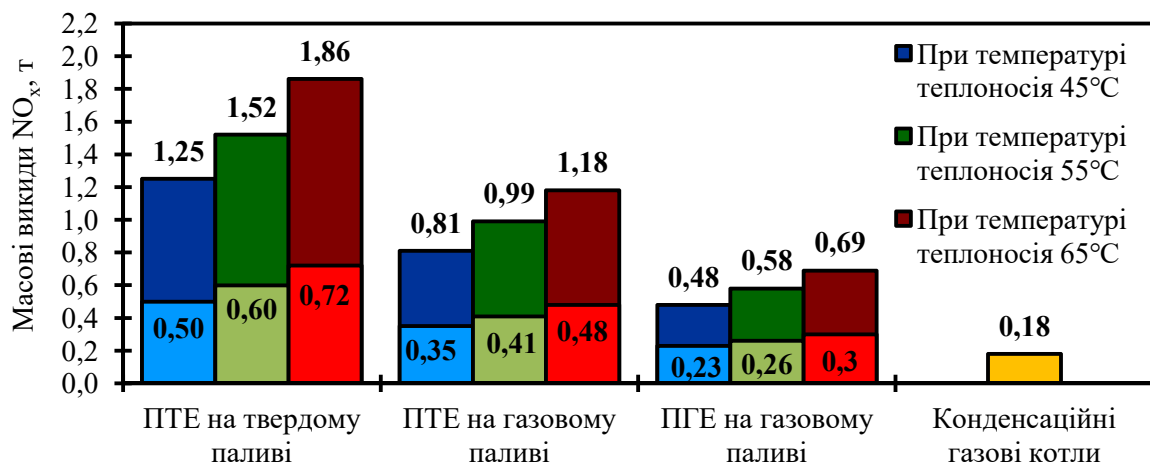


Рисунок 7.2 – Обсяг викидів оксидів азоту за опалювальний період

З рис. 7.2 видно, що навіть при 30% різниці у витраті палива, викиди оксидів азоту конденсаційними газовими котлами менші за викиди існуючих теплових електростанцій, що використовують тверде паливо на 64-75%, що говорить про їх

поганий стан та про вугілля, як джерело шкідливих викидів. Найменші обсяги викидів оксидів азоту будуть при генерації електричної енергії парогазовими теплоелектростанціями, але все одно вони будуть більшими від викидів конденсаційних котлів на 22-40%.

За методикою [66] та кількістю витраченого палива був також розрахований обсяг викидів двоокису вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) для усіх описаних варіантів (рис. 7.3).

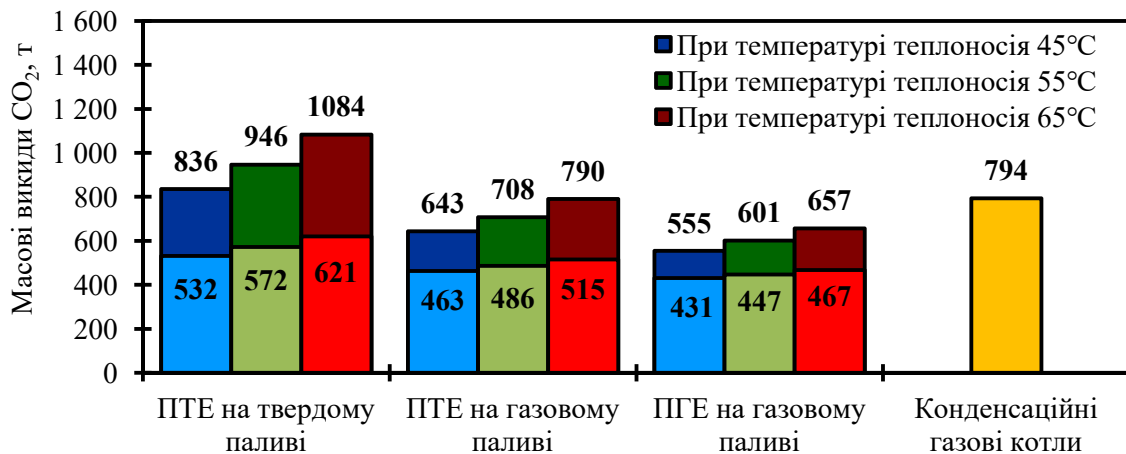


Рисунок 7.3 – Обсяг викидів вуглекислого газу за опалювальний період

З рис. 7.3 видно, що викиди двоокису вуглецю конденсаційними газовими котлами більші за викиди теплоелектростанцій на 22-46%. Це викликано більшою витратою палива при моновалентному режимі роботи газових конденсаційних котлів (рис. 7.3). Окрім описаних вище викидів при генерації спожитої тепловими насосами електроенергії теплоелектростанцією на твердому паливі до атмосфери також викидатимуться: тверді частинки в обсязі 1,0-1,6 т, діоксид сірки в обсязі 11-16 т, важкі метали в обсязі 40-70 кг за опалювальний період.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що теплові насоси, не спалюючи органічного палива, мають безпосередній вплив на забруднення атмосферного повітря. До глобальних шляхів зменшення цього впливу можна віднести заходи з модернізації існуючих теплоелектростанцій, встановлення на них сучасних пилугозоочисних установок [67], а також збільшення частки генерації інших джерел електроенергії [68]. До більш локальних напрямків зменшення цього впливу можна віднести сумісне використання теплових насосів з фотоелектричними установками та низькотемпературними системами опалення. Поєднання теплових



насосів з фотоелектричними установками дозволить замінити частку електричної енергії, що споживатиметься з об'єднаної електричної системи України, електроенергією, що генеруватиметься за допомогою фотоелементів, які поглинатимуть енергію фотонів сонячного світла, що в результаті дозволить зменшити обсяги забруднення атмосферного повітря. Величина цієї частки залежатиме від потужності сонячної електростанції та інтенсивності сонячного опромінення, що змінюватиметься в залежності від часу доби та сезону. У випадку такого поєднання для забезпечення часткового або повного живлення теплових насосів електричною енергією, згенерованою сонячною електростанцією в нічний час, слід передбачити встановлення ємнісних літій-іонних акумуляторів електричної енергії та їх зарядження в денний час при високій інтенсивності сонячного випромінювання [69]. Іншим способом акумуляції сонячної енергії можна вважати встановлення акумуляторів теплоти великого об'єму та їх зарядження в періоди інтенсивного сонячного випромінювання, коли ефективність фотоелектричних станцій є найвищою [70].

## Висновок

В даному дослідженні було розглянуто ряд проблем, які виникають при проектуванні комбінованих джерел теплоти з тепловими насосами для будівель, що характеризуються різкими змінами теплових навантажень. До цих проблем відносяться проблеми вибору низькотемпературного джерела теплоти для теплових насосів, проблеми вибору комбінації джерел теплоти, проблеми врахування актуальних кліматичних даних та необхідність пошуку особливих підходів для визначення розрахункових теплових навантажень.

В ході роботи було проаналізовано можливі варіанти комбінованих схем та запропоновано варіанти комбінацій джерел теплоти, які найбільш доцільно застосовувати з відповідними типами низькотемпературних джерел теплових насосів в кліматичних умовах України. Крім того, було розроблено методика визначення кількості теплоти, що може бути спожитою або виробленою за опалювальний період теплогенераторами у складі комбінованих джерел теплоти із застосуванням методів чисельного інтегрування до графіку Росандера. Проведено порівняльний аналіз найбільш поширених методів чисельного інтегрування між собою та запропоновано конкретні межі застосування кожного з них при вирішенні даної задачі. Було встановлено, що результати розрахунку витрати теплоти простішим методом трапецій незначною мірою відрізняються від результатів більш точного, але складнішого методу Сімпсона, тому можна стверджувати, що точність розрахунку методом трапецій цілком задовольняє вимоги поставленої задачі.

В даній роботі розкрито проблему відсутності в нормативних документах актуальних температурних даних тривалості стояння температур, важливих для побудови графіку Росандера та показано необхідність переглянути вказані в нормах розрахункові температури зовнішнього повітря для опалення. Запропоновано методика визначення цих параметрів за допомогою змодельованих погодинних температурних даних. Для аналізу були використані дві погодні моделі – NEMS та ERA5T. Верифікація точності моделювання температур зовнішнього повітря була проведена шляхом порівняння результатів моделювання з реальними даними метеостанції аеропорту «Київ» протягом опалювальних періодів 1998 – 2021pp. За

прийнятою моделлю було проаналізовано погодинні температури зовнішнього повітря опалювальних періодів 1982-2022 рр. та розроблено спрощені температурні дані часу стояння проміжків температур зовнішнього повітря в 1°C.

Крім того, в роботі проаналізовано особливості теплових навантажень університетських містечок, як яскравих представників будівель із різкими змінами теплових навантажень та запропоновано конкретні технічні рішення для кожного з можливих блоків, залежно від їх призначення. В ході аналізу було виявлено проблему з визначенням теплових навантажень учбових корпусів на гаряче водопостачання, пов'язану з короткочасністю періодів водорозбору та надзвичайно великою проектною кількістю можливих споживачів. На прикладі головного корпусу КНУБА був проведений розрахунок теплового навантаження системи ГВП, в якому було порівняно кілька різних нормативних методів, результати розрахунку за якими відрізняються. Тому додатково були проведені натурні спостереження за дійсним режимом водоспоживання учбового корпусу протягом періодів найбільшого водоспоживання та проведений аналіз його результатів. Спостереження за водорозбором показали, що найбільша витрата гарячої води виникла під час великої перерви, але вона виявилась на 70% меншою від визначеної за чинними нормативами. Однак точність витрати визначеної методом спостережень є недостатньо високою через малий часовий відрізок спостережень, тому до розрахунку теплових навантажень все ж таки була прийнята нормативна витрата.

Крім навантаження системи гарячого водопостачання, для будівлі головного корпусу КНУБА був проведений розрахунок теплових навантажень систем опалення і вентиляції. На величину цих навантажень із застосуванням погодинних температурних даних та врахуванням актуальних економічних умов було розроблено кілька варіантів комбінованого джерела теплоти в залежності від термічного опору огорожень будівлі. На прикладі цих джерел теплоти було порівняно склад та розрахункову теплову потужність вибраного обладнання при існуючому та нормативному термічному опорі огорожень. Оскільки навантаження систем опалення та вентиляції головного корпусу мають змінний характер, то для техніко-економічного розрахунку була розроблена спеціальна методика, в якій було

враховано цю зміну, шляхом розрахунку навантажень для кожної години опалювальних періодів з визначенням режиму опалення в кожну конкретну годину доби та день тижня. В результаті розрахунку було визначено економічний потенціал запропонованих комбінацій джерел теплоти та проаналізовано можливі шляхи підвищення їх ефективності при майбутніх змінах тарифів на енергоносії.

Для визначення антропогенного впливу запропонованого комбінованого джерела теплоти на атмосферне повітря були проведені відповідні розрахунки викидів продуктів згоряння у випадку генерації спожитої тепловими насосами електричної енергії на теплових електростанціях. Також був проведений порівняльний аналіз обсягів та складу цих викидів з варіантом вироблення необхідної для теплопостачання головного корпусу КНУБА теплоти за допомогою моновалентного джерела теплоти з газовими конденсаційними котлами. Результати порівняльного аналізу довели наявність антропогенного впливу теплових насосів на навколишнє середовище та необхідність впровадження відповідних запропонованих заходів для зменшення цього впливу. До глобальних шляхів зменшення антропогенного впливу теплових насосів на атмосферне повітря можна віднести заходи з модернізації існуючих теплоелектростанцій, встановлення на них сучасних пилогазоочисних установок, а також збільшення частки генерації інших джерел електроенергії. До більш локальних напрямків зменшення цього впливу можна віднести сумісне використання теплових насосів з фотоелектричними установками та низькотемпературними системами опалення.

Майбутнім напрямком продовження даного дослідження можна виділити необхідність врахування інших кліматичних характеристик на ефективність роботи джерел теплоти, зокрема таких як інтенсивність сонячного випромінювання та відносна вологість повітря, визначення актуальної температури найхолоднішої п'ятиденки та доби, а також пошук шляхів підвищення ефективності теплонасосних установок, шляхом поєднання їхньої роботи з геліосистемами різних типів.

## Перелік використаних інформаційних джерел

1. Долинский А. А. Анализ экологического фактора при использовании возобновляемых источников энергии / А. А. Долинский, В. Н. Батлук, Б. Х. Драганов // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 2. – С. 90–96.
2. Дерій В. О. Перспективи використання теплових насосів у системах централізованого теплопостачання країн світу та України / В. О. Дерій, І. С. Соколовська, О. І. Тесленко // Проблеми загальної енергетики. – 2021. – Т. 66, № 3. – С. 43–52.
3. Аналіз енергетичної ефективності комплексної модернізації типової радіаторної системи теплопостачання будівлі на базі автономного використання теплового насосу типу «повітря-вода» / Б. І. Басок [та ін.] // ScienceRise. – 2018. – Т. 50, № 9.
4. Glamazdin P. M. Solar systems with high-temperature organic heat carriers / P. M. Glamazdin, N. E. Zhuravska, E. O. Sirokhina // “Energy-saving innovations in architecture and construction ESIAC 2021” : International scientific-practical conference, Baku, 20 October 2021. – Baku, 2021. – P. 251–259.
5. Куц Г. О. Порівняльна оцінка вартості теплової енергії від діючих та прогнозованих теплогенеруючих джерел для систем теплопостачання країни / Г. О. Куц, В. В. Станиціна, В. С. Коберник // Проблеми загальної енергетики. – 2016. – Т. 46, № 3. – С. 12–18.
6. Перспективи застосування відновлювальних джерел енергії для теплопостачання громадських і житлових будівель в Україні / Д. Г. Дерев'янка [та ін.] // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2022. – № 2. – С. 41–47.
7. Бугай В. С. Техніко-економічний аналіз режимів відпуску теплової енергії для опалення від гібридного джерела теплоти «котел-тепловий насос» / В. С. Бугай, С. Л. Ліберман // Науковий вісник будівництва. – 2017. – Т. 88, № 2. – С. 207–212.

8. Долинский А. А. Тепловые насосы в системе теплоснабжения зданий / А. А. Долинский, Б. Х. Драганов // Промышленная теплотехника. – Т. 30. – 2008. – №6. – С. 71–83.
9. 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.
10. Стоянов П. Ф. Аналіз характеристик теплонасосних установок / П. Ф. Стоянов // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Т. 51, № 2. – С. 53–58.
11. Босий М. В. Теплові насоси для опалення та гарячого водопостачання / М. В. Босий, О. В. Кузик // Результати сучасних інженерних досліджень і розробок. – 2022. – С. 24–40.
12. Дешко В. І. Температурно-погодні фактори теплопостачання [Електронний ресурс] / В. І. Дешко, М. М. Шовкалюк. – С. 79–87. – Режим доступу: <http://surl.li/gscdf>.
13. Дубровська В. В. Визначення теплового навантаження будівель та вибір системи теплопостачання : навч. посіб. / В. В. Дубровська, В. І. Шкляр. – Київ : НТУУ "КПІ", 2011. – 93 с.
14. AW EVI HeavyDuty - WAMAK Heat Pumps [Electronic resource] // EN Home - WAMAK Heat Pumps. – Mode of access: <https://www.wamak.eu/en/industrial/heat-pumps/air-water/aw-evi-heavyduty>
15. Безродний М. К. Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2017. – № 4. – С. 47–57.
16. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учебник / Е. Я. Соколов. – 7-ое изд. – Москва : МЭИ, 2001. – 472 с.
17. Дешко В. И. К вопросу о влиянии погодных условий на эффективность теплоснабжения / В. И. Дешко, М. М. Шовкалюк // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т. 29, № 7. – С. 88–91.

18. Крамар В. Г. Побудова графіка тривалості теплового навантаження (графіка Росандера) для регіонів України / В. Г. Крамар // Промислова теплотехніка. – 2018. – Т. 40, № 4. – С. 41–48.
19. Шовкалюк М. М. Аналіз розрахункових параметрів зовнішнього повітря для теплопостачання / М. М. Шовкалюк, Н. О. Войналович, О. О. Войналович // Будівельні конструкції. – 2013. – № 77. – С. 157-161.
20. Вища математика: Підручник / Домбровський В.А., Крижанівський І.М., Мацьків Р.С., Мигович Ф.М., Неміш В.М., Окрепкий Б.С., Хома Г.П., Шелестовська М.Я.; за редакцією Шинкарика М.І. – Тернопіль: Видавництво Карп'юка, 2003 - 480с. - ISBN 966-7946-15-0
21. Усов А.В., Шпинковський О.А., Шпинковська М.І. Чисельні методи та їх реалізація у середовищі Scilab: Навч. посіб. для студентів вищих навч. закладів. – Київ: Освіта України. 2013. – 192 с.
22. Чисельні методи. Чисельне інтегрування функцій : навчальний посібник / Л. В. Крилик, І. В. Богач, А. І. Лісовенко. – Вінниця : ВНТУ, 2019. – 74 с.
23. Методи обчислень : підручник / І. А. Костюшко, Н. Д. Любашенко, В. В. Третиник. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2021. – 243 с. – Бібліогр. : с. 241–242.
24. History+ Weather History & Archive - meteoblue. Meteoblue. URL: <https://www.meteoblue.com/en/historyplus>.
25. Zasady formułowania probabilistycznych modeli deszczów maksymalnych / Marcin Wdowikowski [et al.] // Gaz, woda i technika sanitarna. – 2023. – Vol. 97, no. 1. – P. 24–31.
26. Лисенко Л. І. Фактори впливу на ефективність сонячних колекторів та фотоелектричних панелей в Харківській області / Л. І. Лисенко, К. В. Махотіло, Д. М. Косатий // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 59. – С. 101–111.
27. Панин А. П. Отопительный баланс районов севера / А. П. Панин. – Ленинград : "Наука", 1983. – 200 с.
28. Кучур С. С. Научные исследования и решение инженерных задач / С. С. Кучур, М. М. Болбас, В. К. Ярошевич. – Минск : Адукацыя і выхаван., 2003. – 416 с.

29. Климат Києва / ред. Л. И. Сакали. – Киев : Ленинград Гидрометеоздат, 1980. – 274 с.
30. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – [Чинний від 2011-12-01]. Вид. офіц. Укрархбудінформ, 2011. 119 с.
31. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика / Госстрой СССР. — М.: Стройиздат. 1983 — 136 с.
32. Kyiv, Ukraine Weather History | Weather Underground [Electronic resource] // Local Weather Forecast, News and Conditions | Weather Underground. – Mode of access: <https://www.wunderground.com/history/daily/ua/kyiv/UKKK>
33. Єріна А. М. Теорія статистики : Практикум / А. М. Єріна, З. О. Пальян. – Київ : Знання, 1997. – 325 с.
34. Соловьев В. А. Элементарные методы обработки результатов измерений / В. А. Соловьев, В. Е. Яхонтова. – Ленинград : Издательство Ленинградс. университета, 1977. – 72 с.
35. Долинский А. А. К вопросу экологии окружающей среды / А. А. Долинский, Б. Х. Драганов, М. Д. Мельничук // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 1. – С. 75–81.
36. Гламаздін П. М. Оптимізація теплопостачання споруд вищих учбових закладів / П. М. Гламаздін, В. С. Пінчук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2014. – Т. 6, № 1. – С. 55–58.
37. Кордас О. Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем / О. Кордас, Е. И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – Т. 16, № 1. – С. 42–52.
38. Любарець О. П. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб. / О. П. Любарець, О. М. Зайцев, В. О. Любарець. – Київ : [б. в.], 2010. – 199 с. . – Режим доступу: [https://herz.ua/wp-content/uploads/lubarets\\_zaitsev\\_ukr.pdf](https://herz.ua/wp-content/uploads/lubarets_zaitsev_ukr.pdf)
39. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування:– [Чинні від 2014-01-01] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2013. – 140 с. – (Державні будівельні норми України).



40. ДСТУ Б В.2.6-189:2013 Методи вибору матеріалу для утеплення будівель. – [Чинний від 2014-11-01]. Вид. офіц. Укрархбудінформ, 2014. 48 с.
41. ДСТУ Б EN ISO 10077-1:201X Теплотехнічні властивості вікон, дверей і жалюзі, розрахунок коефіцієнта теплопередачі. // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ. 74 с.
42. ДБН В.2.6–31:2021. Теплова ізоляція будівель:– [Чинні від 2022–09–22, на заміну ДБН В.2.6–31:2016] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 22 с. – (Державні будівельні норми України).
43. ДБН В.2.2–3:2021. Заклади освіти:– [Чинні від 2018–09–01, на заміну ДБН В.2.2–3-97 «Будинки та споруди навчальних закладів»] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2018. – 57 с. – (Державні будівельні норми України).
44. Ковальчук А. М. Ефективність використання вентиляційних установок рекуперативного типу / А. М. Ковальчук, Т. В. Листопадська // Енергозбереження, енергетика, енергоаудит. – 2015. – Т. 135, № 4. – С. 7–14.
45. Павленко В. М. Оцінювання ефективності використання рекуператора в системах вентиляції офісних приміщень / В. М. Павленко, Д. О. Ткаченко // Технології та дизайн. – 2018. – Т. 26, № 1. – С. 1–7.
46. Шафлик В. Современные системы горячего водоснабжения. – К.: ДП ИПЦ «Такі справи», 2010, – 316с.: ISBN 978-961-7208-60-8.
47. Каталог продукції та технічних рішень - Flamco Meibes [Електронний ресурс] // Flamco Meibes. – Режим доступу:  
<https://www.meibes.ua/downloads/katalog.html>
48. Барон В. Г. Горячее водоснабжение объектов с явно выраженной неравномерностью водопотребления / В. Г. Барон // Энергосбережение. – 2005. – № 3. – С. 17–20.
49. ДСТУ Б В.2.5-44:2010 Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. – [Чинний від 2010-02-02]. Вид. офіц. Укрархбудінформ, 2010. 56 с.
50. Теплоснабжение : учебник для вузов / А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая; Под ред. А. А. Ионина. – М.: Стройиздат, 1982. – 336с.

51. Богословский В. Н. Отопление / В. Н. Богословский, А. Н. Сканави. – М : Стройиздат, 1991. – 735 с.
52. ДБН В.2.5–64:2012. Внутрішній водопровід та каналізація:– [Чинні від 2013–03–01] // Мінрегіон України. – К.: Укрархбудінформ, 2013. – 121 с. – (Державні будівельні норми України).
53. СНиП 2.04.01.85. Внутренний водопровод и канализация зданий. — М.: ФГУП ЦПП, 2006 — 60 с.
54. DIN 1988: Technische Regeln für TrinkwasserInstallationen (TRWI). Auflage 3, 2005.
55. Малишев В. В. Технічна термодинаміка та теплопередача / В. В. Малишев, В. В. Кретов, Т. М. Гладка. – Київ : Ун-т Україна, 2015. – 258 с.
56. Squires G. L. Practical physics / G. L. Squires. – London : McGraw-Hill, 1968. – 241 p.
57. Круковский П. Г. Эффективность способа экономии энергии за счет периодического снижения температуры воздуха в помещении с различными системами отопления / П. Г. Круковский, О. Ю. Тадля, М. А. Метель // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 3. – С. 96–100.
58. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря / М. К. Безродний, М. А. Галан // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2012. – № 1. – С. 103–110.
59. Газові конденсаційні підлогові котли Wolf - MGK - 2 [Електронний ресурс] // Wolf.ua. – Режим доступу: <http://www.wolf-ua.com/oborudovanie/dlya-promyshlennykh-ob-ektov/otopitelnoe-oborudovanie/kondensatsionnye-kotly-mgk-2>.
60. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель : навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М. Ф. Боженко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
61. Марцевитый Ю. М. Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине / Ю. М. Марцевитый, Н. Б. Чиркин, А. С. Клепанда // Энергосбережение. – 2014. – Т. 120, № 2. – С. 2–17.

62. Вольчин І. А. Оцінка викидів забруднюючих речовин на теплових електростанціях України / І. А. Вольчин, Л. С. Гапонич // Проблеми загальної енергетики. – 2019. – Т. 59, № 4. – С. 45–53.

63. Структура електрогенерації в Україні та її зв'язок із тарифами на електроенергію. ТЕК - Постачальник електричної енергії та газу в Україні. URL: <http://surl.li/fbrix>

64. Варламов Г. Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії / Г. Б. Варламов, Г. М. Любчик. – Київ : Політехніка, 2003. – 224 с.

65. Андрющенко А. И. Парогазовые установки электростанций / А. И. Андрющенко, В. Н. Лапшов. – 5-те вид. – Москва : Энергия, 1965. – 248 с.

66. ГКД 34.02.305-2002. Викиди забруднюючих речовин в атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення: – [Чинний від 2002–07–01] // Науково-технологічний центр «Реактивелектрон» Національної академії наук України. – 47 с.

67. Коберник В. С. Економічні аспекти впровадження заходів зменшення викидів з димовими газами на тес України / В. С. Коберник // Проблеми загальної енергетики. – 2020. – Т. 60, № 1. – С. 47–54.

68. Тесленко О. І. Аналіз тенденцій та напрямів розвитку теплової електроенергетики в Україні / О. І. Тесленко, В. В. Горський, О. Є. Маляренко // Проблеми загальної енергетики. – 2020. – Т. 60, № 1. – С. 38–46.

69. Буратинський І. М. Моделювання сукупної роботи сонячної фотоелектричної електростанції та системи акумуляування електроенергії / І. М. Буратинський, Т. П. Нечаєва // Проблеми загальної енергетики. – 2020. – Т. 62, № 3. – С. 30–36.

70. Гридин С. В. Оптимизация аккумуляторной системы теплоснабжения типового жилого здания / С. В. Гридин, Н. В. Колесниченко, О. А. Носовская // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 1. – С. 101–107.