Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Ословський Сергій Олексійович

УДК 621.577; 697.1;697.9

ДИСЕРТАЦІЯ

Підвищення енергетичної ефективності теплонасосних схем опалення і кондиціонування на основі ґрунтових теплових насосів

144 – теплоенергетика

14 – електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ С. О. Ословський

Науковий керівник: Безродний Михайло Костянтинович, д. т. н., професор.

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Ословський С. О. Підвищення енергетичної ефективності теплонасосних схем опалення і кондиціонування на основі ґрунтових теплових насосів – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2023.

Підготовка здійснювалась на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України.

У **вступі** обґрунтовано актуальність підвищення енергетичної ефективності систем на базі теплових насосів (ТН), показано проблему наростаючого дефіциту енергоресурсів, подано загальну характеристику роботи ТН, сформульована мета дисертаційної роботи, основні задачі, об’єкт та предмет досліджень, наведена наукова новизна та практична цінність отриманих результатів, представлено інформацію про особистий внесок здобувача та апробацію роботи, її структуру та обсяг.

В **першому розділі** роботи проведено літературний огляд джерел та проаналізовано сучасний стан досліджень в науковому просторі стосовно теми дисертації.

Розглянуто проблему використання теплонасосних установок, яка висвітлюється в літературі. Проаналізовано основні причини низького рівня застосування ТН та геотермального теплопостачання загалом в Україні та світі. Визначено напрямки та етапи раціонального проектування систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря (ОВ і К) на базі ТН.

Проаналізовано економічні аспекти впровадження ТН та специфіку українського ринку. Показано аналоги державних програм підтримки та економічного стимулювання енергоефективних технологій ОВ і К в світі.

Проведено аналіз досліджень в напрямку конструктивних особливостей теплообмінника нижнього контуру ґрунтового ТН, який широко представлений в літературі.

Визначено та проаналізовано фактори, що впливають на енергетичну ефективність ґрунтового ТН на різних етапах впровадження. Висвітлено вплив наземного покриття, руху підземних вод, перенесення вологи, промерзання ґрунту на ефективність роботи ТН. Зроблено висновок про загальний стан досліджень в сфері теплонасосних технологій та, за результатами літературного огляду, поставлено задачі дослідження.

У **другому розділі** проведено термодинамічний аналіз розроблених схем опалення та вентиляції на базі ґрунтового ТН з використанням низькопотенційних джерел енергії та комбінації з повітряним ТН.

Розроблено комбіновану схему теплонасосного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту, стічних вод та вентиляційних викидів, теплота від яких відбирається за допомогою теплоутилізатору вентиляційної установки. Для цієї схеми розроблено термодинамічну модель, яка містить рівняння для розрахунку енергетичного балансу окремих компонентів і системи в цілому. Було запропоновано алгоритм для визначення параметрів у різних вузлових точках системи, що дозволяє числовий аналіз схеми. Результати цього аналізу представлені у вигляді графічних зображень, що ілюструють роботу схеми при різних початкових параметрах і температурах навколишнього середовища. На основі отриманих даних зроблено висновки щодо потенційного зниження капітальних та експлуатаційних витрат на опалення та вентиляцію за рахунок впровадження запропонованого рішення. Підкреслено ефективність комбінованої схеми та її спроможність сприяти енергозбереженню та збереженню навколишнього середовища в комунальному секторі.

Розглянуто систему теплопостачання, що використовується комбінацію повітряного та ґрунтового ТН, що включені в роботу каскадно. Щоб оцінити продуктивність системи, розробляється обчислювальна модель на основі набору рівнянь, які враховують тепловий і матеріальний баланси в системі. Аналіз

обчислювальної моделі дає систему рівнянь, що дозволяє перевірити два ключових показники енергоефективності: відносне теплове навантаження на ґрунтовий теплообмінник і питомі загальні витрати на зовнішню роботу, необхідну для керування системою. Ці показники вивчаються відносно глибини утилізації тепла, отриманого від вентиляційних викидів. Результати демонструють, що оптимальної енергоефективності та ефективності витрат у системі опалення та вентиляції з двома ТН можна досягти, коли глибина використання вентиляційних викидів узгоджується з умовою рівних коефіцієнтів перетворення як для повітряних, так і для ґрунтових ТН. Загалом, зроблено висновок, що позитивний вплив на енергоспоживання та інвестиційні витрати може бути досягнуто шляхом використання системи опалення та вентиляції з використанням двох ТН, за умови, що глибина використання вентиляційних викидів відповідає умові рівних коефіцієнтів перетворення для повітря і ґрунтові ТН.

У **третьому розділі** проаналізовано термодинамічну ефективність використання комбінованих схем кондиціювання повітря на базі ґрунтових ТН.

Проведено аналіз енергетичної ефективності системи кондиціонування повітря, на базі ґрунтового ТН з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником. Результати досліджень свідчать про те, що оптимальна ефективність такої системи досягається при приблизно однаковій тривалості холодного і спекотного періодів. Визначено температури в ключових точках системи та коефіцієнт корисної дії, а також встановлюються зв’язки між цими параметрами та змінними системи. Проведено порівняння між запропонованою системою та стандартною спліт-системою, що виявило значний позитивний вплив системи на базі ґрунтового ТН. Однак зазначається, що вимоги до теплоізоляції для будівель, які використовують систему кондиціонування повітря з ґрунтовим тепловим насосом, повинні будуть бути більш жорсткими. Тим не менш, використання системи протягом року може призвести до значної економії енергії для кондиціонування повітря.

Розглянуто теплонасосну систему кондиціювання повітря на базі вертикального ґрунтового теплообмінника. Визначено дві задачі дослідження: аналіз ефективності в активному та пасивному режимах кондиціювання.

Проведено термодинамічний аналіз ефективності роботи запропонованої схеми. Визначено основні параметри роботи системи у вузлових точках. За допомогою балансових рівнянь визначено рамки роботи системи в пасивному та активному режимах за основними параметрами. Побудовано та проаналізовано графічні залежності показників енергетичної ефективності від визначальних параметрів роботи системи. Показано, за яких значень параметрів система має оптимальні витрати на експлуатацію. Результати дослідження співставлено з такими ж даними для спліт-системи. Визначено переваги і недоліки використання запропонованого рішення. Визначено, що теплонасосна система з використанням теплоти ґрунту для кондиціювання повітря з вертикальним ґрунтовим теплообмінником має більш жорсткі вимоги до термічної ізоляції об’єкту кондиціювання, аніж система на базі повітряного ТН.

Четвертий розділ включає в себе дослідження практичного використання запропонованих рішень для опалення, вентиляції та кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН.

Проаналізовано енергетичну ефективність схеми теплопостачання на базі ґрунтового ТН з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод для опалення та вентиляції реального виробничого цеху в м. Черкаси. Для цього проведено розрахунок теплових втрат приміщень, підібрано теплонасосне обладнання, визначено затрати зовнішньої енергії на систему та кількість ТН. Наведено дані щодо температури за опалювальний період погодинно в досліджуваному регіоні. На основі цих даних показано частку часу за опалювальний сезон, коли працюють компресори ТН та їх кількість, проведено порівняння з традиційною системою на базі ґрунтового ТН. Зроблено висновки щодо доцільності використання запропонованого рішення та показано реальний ефект від його застосування.

Проведено аналіз термодинамічної ефективності використання системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником для охолодження приватного заміського будинку в с. Ходосівка, Київської області. Проведено розрахунок надходжень теплоти до приміщень,

обрано ТН. Визначено межі роботи ТН для кондиціювання повітря в активному та пасивному режимах, показано граничну температуру навколишнього повітря, за якої вмикається компресор ТН. Проаналізовано гідрометеорологічні дані за останній теплий сезон в м. Києві. На основі такого аналізу спрогнозовано кількість часу роботи системи в активному режимі. Зроблено порівняння запропонованого рішення з традиційною спліт-системою кондиціювання повітря. Результат порівняння наведено у вигляді графічних залежностей. Зроблено висновки про особливості роботи запропонованої системи, показано реальний ефект від її використання.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий теплообмінник, низькотемпературні джерела енергії, опалення, вентиляція, геотермальне теплопостачання, енергетична ефективність, коефіцієнт перетворення, термодинамічний аналіз, стічні води, вентиляційні викиди, атмосферне повітря, теплоутилізатор, питомі затрати зовнішньої енергії, кондиціювання, холодильний коефіцієнт.

ABSTRACT

Oslovskyi S. O. Increasing the energy efficiency of ground-source heat pump systems for heating and air conditioning. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis on completion of the Doctor of Philosophy degree on specialty 144 − Heat power engineering. National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2023.

The education was carried out at The Department of Heat and Alternative Power Engineering of the National Technical University of Ukraine "Ihor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

The **introduction** justifies the relevance of increasing the energy efficiency of systems based on heat pumps, demonstrates the growing problem of energy resource shortage, provides a general overview of the operation of heat pumps, formulates the objective of the dissertation work, outlines the main tasks, object and subject of research, presents the scientific novelty and practical value of the obtained results, provides information about the personal contribution of the researcher and the work's validation, its structure and scope.

The **first chapter** of the thesis includes a literature review of sources and an analysis of the current state of research in the scientific field regarding the topic of the dissertation.

The problem of using ground source heat pump systems and geothermal heat supply in general, as discussed in the literature, is considered. The main reasons for the low level of ground source heat pump utilization in Ukraine and worldwide are analyzed. The directions and stages of rational design for heating, ventilation, and air conditioning systems using ground source heat pumps are identified.

The economic aspects of implementing ground source heat pumps and the specifics of the Ukrainian market are analyzed. Analogues of state support programs and economic incentives for energy-efficient HVAC technologies are shown worldwide.

An analysis of research on the structural features of the lower circuit heat exchanger of ground source heat pumps, which are widely discussed in the literature, is conducted.

Factors influencing the energy efficiency of ground source heat pumps at different stages of implementation are identified and analyzed. The impact of surface coverings, groundwater movement, moisture transfer, and soil freezing on the performance of ground source heat pumps is highlighted. A conclusion is made regarding the overall state of research in the field of ground source heat pump technologies, and research objectives are set based on the results of the literature review.

In the **second chapter**, a detailed analysis was conducted on the heating and ventilation schemes that use heat of soil with low-potential energy sources. The thermodynamic analysis provided valuable insights into improving the operating conditions of the heat supply system based on ground heat pump and utilizing the heat of waste water, the heat from which is extracted using the heat recovery unit of the ventilation unit.

A combined heating and ventilation scheme was developed, utilizing heat of soil, waste water, and ventilation emissions. A thermodynamic model was created, incorporating equations to calculate the energy balance of individual components and the system as a whole. An algorithm was designed to determine parameters at different points of the system, enabling numerical analysis. The results were presented graphically, showcasing the operation of the circuit under various conditions. Based on the data obtained, it was concluded that implementing this scheme can lead to potential reductions in capital and operating costs for heating and ventilation, contributing to energy saving and environmental protection in the utility sector.

Lastly, a heat supply system using a combination of air and ground heat pumps in cascade operation was examined. A computational model was developed to evaluate system performance, taking into account heat and material balances. The analysis yielded a system of equations to assess two key indicators of energy efficiency: the relative heat load on the soil heat exchanger and the specific total costs of external work required for system control. These indicators were studied in relation to the depth of utilization of heat obtained from ventilation emissions. The results demonstrated that optimal energy efficiency and cost efficiency can be achieved when the depth of utilization of ventilation emissions aligns with the condition of equal COP for both air and ground heat pumps.

Overall, it was concluded that utilizing a heating and ventilation system with two heat pumps can positively impact energy consumption and investment costs, provided that the depth of utilization of ventilation emissions meets the condition of equal conversion factors for air and soil heat pumps.

In the **third chapter**, an analysis is conducted on the thermodynamic efficiency of combined conditioning schemes based on ground source heat pump.

A study was conducted to analyze the energy efficiency of an air conditioning system that utilizes ground heating with horizontal ground heat exchangers. The research findings indicate that the optimal efficiency of this system is achieved when cold and hot periods have approximately the same duration. Temperatures at key points of the system and efficiency are determined, and relationships between these parameters and system variables are established. A comparison was made between the proposed system and the standard split system, revealing a significant positive effect of the system based on soil HP. However, it should be noted that buildings using an air conditioning system with a ground source heat pump will require stricter thermal insulation requirements. Nevertheless, utilizing the system throughout the year can lead to substantial energy savings for air conditioning.

The heat pump air conditioning system based on a vertical soil heat exchanger is also considered. Two research tasks were defined: analyzing efficiency in active and passive modes of conditioning. A thermodynamic analysis of the efficiency of the proposed scheme was carried out, and the main operating parameters of the system at nodal points were determined. The framework of the system's operation in passive and active modes according to the main parameters was determined using balance equations. Graphical dependencies of energy efficiency indicators on the determining parameters of the system were constructed and analyzed. It is shown at which parameter values the system has optimal operating costs. The results of the study are then compared with those for the split system, determining the advantages and disadvantages of using the proposed solution. It was found that the HP system, which utilizes soil heat for air conditioning with a vertical soil heat exchanger, has stricter requirements for the thermal insulation of the air-conditioning object compared to the system based on the air heat pump.

The **fourth chapter** of the thesis focuses on the practical application of the proposed heating, ventilation, and air conditioning solutions using soil HP. In order to analyze the energy efficiency of a ground heat pump-based heat supply scheme, the heat emitted from ventilation and sewage water was utilized to heat and ventilate a real production workshop in Cherkasy. This involved calculating the heat losses of the premises, selecting appropriate heating equipment, determining the system's external energy consumption and heating requirements. Hourly temperature data for the heating season in studied region was used to determine the working time and number of heat pump compressors, and a comparison was made with a traditional ground source heat pump system. The conclusion assesses the viability of the proposed solution and demonstrates its actual impact when implemented.

An analysis focused on the thermodynamic efficiency of an air conditioning system using soil heat pumps with a horizontal soil heat exchanger for cooling a private country house in Khodosivka, Kyiv region. The calculation involved determining the heat inflow into the premises and selecting an appropriate heat pumps. The operating limits of the heat pump in active and passive modes were established, including the temperature threshold at which the heat pump compressor engages. Hydrometeorological data from the previous hot season in Kyiv was analyzed to predict the system's active mode operation time. A comparison between the proposed solution and a traditional split air conditioning system was conducted and the results were presented through graphical representations. Conclusions were drawn regarding the characteristics of the proposed system, and its real-world effectiveness was demonstrated.

Keywords: heat pump, ground heat exchanger, low-temperature energy sources, heating, ventilation, geothermal heat supply, energy efficiency, coefficient of performance, thermodynamic analysis, wastewater, ventilation emissions, atmospheric air, heat recovery unit, specific external energy costs, air conditioning, energy efficiency ratio.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА

1. Bezrodny M. Efficiency analysis of using a combination of air and ground heat pumps for heating and ventilation/ M. Bezrodny, S. Oslovskyi/ Eurasian Physical Technical Journal. – 2021. Vol. 18, No. 1, pp. 57–64 **(наукометрична база Scopus, Q3)**.

https://doi.org/10.31489/2021No1/57-64

2. Bezrodny M. Combined heat pump heating and ventilation system using heat of soil, sewage water and ventilation emissions/ M. Bezrodny, S. Oslovskyi/ Journal of Thermal Engineering. – 2022. Vol. 8, No. 4, pp. 466–476 **(наукометрична база Scopus, Q3)**.

https://doi.org/10.18186/thermal.1145522

3. Безродний М. К. Energy efficiency of using a conditioning system based on a ground heat pump / М. К. Безродний, С. О. Ословський // *Теплофізика та теплоенергетика*. – 2022. – № 1. – С. 45-54 **(фахове видання).**

https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2022.6

4. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність роботи теплонасосної системи кондиціювання на базі вертикального ґрунтового теплообмінника / М. К. Безродний, С. О. Ословський // *Енергетика і автоматика*. – 2023. – № 3. – С. 75-90 **(фахове видання)**

5. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод / М. К. Безродний, Н. О. Притула, С. О. Ословський, // *Наукові вісті НТУУ «КПІ»: міжнародний науково-технічний журнал*. – 2018. – № 1. – С. 7-16 **(фахові технічні науки).**

https://doi.org/10.20535/1810-0546.2018.1.111175

6. Безродний М. К. Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів / М. К. Безродний, С. О. Ословський // *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*. – 2018. – № 3. – С. 95-103 **(фахові технічні науки).**

https://doi.org/10.20535/1813-5420.3.2018.163643

7. Безродний М. К. Аналіз комбінованої теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку / М. К. Безродний, Н. О. Притула, С. О. Ословський, // *Енерготехнології та ресурсозбереження*. – 2018. –№ 1. – С. 3–9 **(фахові технічні науки).**

https://doi.org/10.33070/etars.1.2018.01

8. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод. Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 25-28 квітня 2017 р. С. 160.
9. Bezrodny M. K., Oslovskyi S. O. (2017) Thermodynamic analysis of the efficiency of using waste water as an additional source of heat in a heat pump heating scheme. The XVIII All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding “Science and Technology of the XXI Century”, 7 December 2017, Kyiv, P. 54.
10. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Термодинамічний аналіз теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря. Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 20-21 червня 2017 р., м. Харків. – Х.: ХНУ імені В.Н. Каразіна. – С.41.
11. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку. Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України-2017»: 25-28 жовтня 2017 р., м. Вінниця. С. 84-87.
12. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод. Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — С.

243.

13. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Система теплонасосного опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів, її енергоефективність. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції Вінницького національного технічного університету «Інноваційні технології в будівництві-2018» м. Вінниця 14-15 листопада 2018 р. -С. 112.
14. Безродний М. К., Притула Н. О., Ословський С. О. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту і вентиляційних викидів. Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2018. — С.211.
15. Безродний М. К., Ословський С. О. Система теплонасосного опалення, що використовує теплоту атмосферного повітря та стічних вод будинку, її термодинамічна ефективність. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. –С. 25.
16. Bezrodny M. K., Oslovskyi S. O. (2018) Thermodynamic efficiency of heat pump heating and ventilation scheme using the heat of ground and ventilation emissions. Science and Technology of the XXI Century : the XIX All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding, (Kyiv, November 29, 2018) / National Technical University of Ukraine „Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute“. – Part I. – Kyiv, 2018. – P. 122.
17. Безродний М. К., Ословський С. О. Комбінована теплонасосна схема опалення і вентиляції виробничої будівлі з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів. Робота на XIX Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2019: відкритий конкурс молодих енергетиків та вчених» м. Київ, 2019 р. С. 103-106.
18. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз ефективності використання теплоти ґрунту та вентиляційних викидів в теплонасосній схемі опалення і вентиляції.

Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 23–26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. –С. 25.

19. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз ефективності комбінованої теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту. Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України-2019»: 12-14 листопада 2019 р., м. Вінниця. С. 113-115.
20. Bezrodny M. K., Oslovskyi S. O. (2019) The real effect of using of heat of ventilation emissions in the heat pump heating and ventilation scheme. The Third International Scientific Multidisciplinary Conference for Students and Emerging Scientists, titled "Modern Technologies: Enhancing the Present and Shaping the Future," is dedicated to the 90th anniversary of the University. November 27, 2019 (Dnipro, Ukraine). P. 213-217.
21. Bezrodny M. K., Oslovskyi S. O. (2020) The Thermodynamic Analysis of a Soil Heat Pump Heating and Ventilation Scheme Utilizing Heat from Sewage Water and Ventilation Emissions. "Current Trends in Young Scientists' Research" - VII All-Ukrainian Scientific and Practical Conference, Book of Papers, April 16, 2020 (Zhytomyr, Ukraine). P. 223-226.
22. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз ефективності схеми опалення на базі ґрунтового теплового насосу з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод.. Матеріали XVIII міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 21-24 квітня 2020 р. С. 124-128.
23. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз термодинамічної ефективності використання теплоти ґрунту, стічних вод та вентиляційних викидів в системі опалення та вентиляції на базі теплового насосу. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ВНТУ «Інноваційні технології в будівництві» м. Вінниця 10-12 листопада 2020 р. С. 278-283.

24. Безродний М. К., Ословський С. О. Термодинамічний аналіз системи опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів на базі послідовно підключених повітряного та ґрунтового теплових насосів. Матеріали XVI міжнародної науково-технічної конференції НТУ «ХПІ» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» м. Харків 25-26 листопада 2020 р. С. 125-127.
25. Безродний М. К., Ословський С. О. Енергетична ефективність системи опалення та вентиляції на базі ґрунтового теплового насосу з використанням теплоти стічних вод та вентиляційних викид. Матеріали XIX міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 20-23 квітня 2021 р. С. 55-57.
26. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз ефективності використання комбінації повітряного та грунтового теплових насосів для опалення та вентиляції будинку. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ВНТУ «Енергоефективність в галузях економіки України» м. Вінниця 23-25 листопада 2021 р. С. 159-162.
27. Bezrodny M. K., Oslovskyi. O. (2021) Thermodynamic Analysis of a Combined Scheme Utilizing Soil and Air Heat Pumps for Heat Supply of a Public Building. The V International Scientific-Technical Conference “Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering”, 3 – 5 June 2021, Kielce, Poland. pp. 91-94.
28. Безродний М. К., Ословський С. О. Термодинамічна ефективність системи опалення та вентиляції з використанням комбінації повітряного та ґрунтового теплових насосів. Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції НУК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, 30 вересня-1 жовтня 2021 р. С. 299-305.
29. Безродний М. К., Ословський С. О. Енергетична ефективність використання системи кондиціювання на базі ґрунтового теплового насосу в активному та пасивному режимах. Матеріали XII міжнародної онлайн конференції

Інституту технічної теплофізики «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» м. Київ 26-27, жовтня 2021 р. С. 57-58.

30. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз енергетичної ефективності використання в тандемі ґрунтового та повітряного теплових насосів для опалення та вентиляції будівлі. Матеріали XX міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 26-29 квітня 2022 р. С. 85-87.
31. Безродний М. К., Ословський С. О. Аналіз термодинамічної ефективності використання системи кондиціювання на базі ґрунтового теплового насосу. Матеріали XXI міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 25-28 квітня 2023 р. С. 178-180.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

d – вологовміст, г/кг с. п.;

G – масова витрата, кг/с;

t, T – температура, °С;

K – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

φ – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

Q – тепловий потік, теплове навантаження, теплова потужність, Вт;

L – затрати енергії, робота приводу, потужність приводу, Вт;

$L_{\text{ГТО}}$ – довжина труби ґрунтового теплообмінника, м;

Re – число Рейнольдса;

ε – холодильний коефіцієнт;

c – теплоємність, кДж/(кг°С);

ρ – густина, кг/м^3;

F, S – площа, м^2;

V– об’ємна витрата повітря, м^3/с;

m – масова витрата, кг/с;

m – відношення потоку теплоти на вентиляцію до потоку теплоти на опалення;

$q_{\text{г}}$ – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 метра прокладеного в ґрунті горизонтального теплообмінника, Вт/м;

w – швидкість, м/с;

n– кількість.

Верхні та нижні індекси:

заг – загальний;

в, вип – випарник;

к, кон – конденсатор;

кз – камера змішування, коротке замикання;

відх – відхідний;

рец – рециркуляція;

вол – волога;

сп – сухе повітря;

вод – вода;

пов – повітря;

сх – схема;

хол – холодильний;

сум – суміш;

р – рециркуляційний;

д – дійсний;

п – приміщення;

сум.пр. – суміжні приміщення;

ф – фаза;

н – нульовий;

ном – номінальний;

N– кількість.

ТН – тепловий насос;

ТНС – теплонасосна система;

ТНУ – теплонасосна установка;

ҐТО – ґрунтовий теплообмінник;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КЗ – камера змішування;

ОП – опалюване приміщення;

Р – рекуператор;

ВСТУП

Сьогодні, коли світова енергетична спільнота починає усвідомлювати ризики пов’язані з безупинно зростаючим дефіцитом енергетичних ресурсів, а ціни на ці ресурси зростають динамічно та невпинно, використання альтернативних енергоресурсів стає не тільки популярним, а й надзвичайно важливим і необхідним рішенням, яке може гарантувати енергетичну та екологічну безпеку людства.

Однією з головних проблем 21 століття є постійна необхідність зменшення шкідливого впливу діяльності людини на навколишнє середовище, що спричиняється спалюванням викопного палива, а саме нафти, вугілля та природного газу. Видобуток, переробка, транспортування та спалювання цих видів палива спричиняє надходження парникових газів в атмосферу, що призводить до негативних наслідків для навколишнього середовища, таких як екстремальні погодні явища: гарячі посухи, посилення хвиль спеки, тривалі сезони лісових пожеж, інтенсивні дощі та затоплення низинних прибережних ділянок [1, 2].

Щоб протистояти цим загрозам, необхідно розповсюджувати використання відновлювальних джерел енергії. Це підтверджується прямою кореляцією, що спостерігається між зростанням населення, споживанням первинної енергії та викидами вуглекислого газу (CO_2). Прогнози передбачають збільшення споживання енергії людством на 136% і викидів CO_2 на 110% між 1990 і 2040 роками порівняно з лінійним зростанням населення на 72%. Цю тенденцію в першу чергу спричинило глобальне зростання попиту на енергію на душу населення.

Щоб задовольнити зростаючі потреби в енергії та забезпечити чисте навколишнє середовище, вкрай важливо використовувати відновлювані та стійкі джерела енергії, такі як теплота ґрунту, сонячна та вітрова енергія. Незважаючи на наявність численних відновлюваних джерел енергії, на жаль, вони все ще складають лише невеликий відсоток у світовому енергетичному виробництві.

Уряди та неурядові організації в усьому світі запровадили кілька стратегій для заохочення використання відновлюваних джерел енергії. Приклади такої політики включають Закон Великобританії про зміну клімату 2008 року [3, 4],

Каліфорнійський акт про рішення глобального потепління (AB 32) 2006 року [5–9], Закон про управління зміною клімату та Закон про чисту енергію 2011 року в Австралія [10]. Ці позитивні та багатообіцяючі тенденції слід ретельно оцінювати, підтримувати та просувати в усіх секторах енергетики, включаючи промисловість, транспорт, послуги та побутовий сектор. Це забезпечить розробку ефективних систем, які споживають менше енергії або мають виробництва на базі відновлюваних джерел енергії. Одним з таких рішень є теплонасосні технології.

Тепловий насос (ТН) є енергоефективним, екологічним, легким в автоматизації та зручним в експлуатації теплогенеруючим обладнанням, яке з точки зору вибору джерела теплоти є досить гнучким рішенням, що має високий рівень надійності в експлуатації.

Такі переваги теплонасосних технологій дали потужний поштовх для їх популярності та впровадження в багатьох країнах світу. На сьогодні в світі встановлено та експлуатується сотні мільйонів ТН, що говорить про їх популярність, надійність, енергетичну та економічну ефективність [11].

Наприклад, у побутовому секторі впровадження таких систем, як ґрунтові ТН, може замінити використання газових котлів та кондиціонерів для задоволення потреб опалення та кондиціювання повітря будівель. Завдяки цьому кількість викидів CO_2 може бути значно зменшена, оскільки системи опалення, вентиляції та кондиціювання повітря (ОВ і К) наразі споживають значну частку енергії.

Для українського комунального сектору ця проблема є особливо гострою, так як 27% палива, що використовується, йде на виробництво теплоти саме для комунальних потреб. Ця частка становить близько 55% загального енергетичного балансу України. Слід також наголосити, що дана галузь економіки є однією з найбільш технічно застарілих в країні [12].

Актуальність теми. На сьогоднішній день існує потреба в створення та удосконаленні енергетичних технологій та комбінованих схем ОВ і К з низькими викидами вуглекислого газу та високою енергоефективністю. Ці інноваційні рішення допоможуть вирішити нагальні глобальні проблеми, пов'язані з енергетичною безпекою, змінами клімату та сприятимуть економічному розвитку.

Захист навколишнього середовища та зниження викидів токсичних газів та CO_2 завдяки використанню ТН стали основними темами на останніх світових конференціях та програмах Міжнародного Енергетичного Агентства.

Однак, вирішення цієї задачі можливе лише за комплексного підходу та систематичного аналізу всіх факторів, які впливають на роботу системи та їх комбінацію.

Оцінюючи поточний стан справ, можна встановити, що впровадження технології ТН в Україні є єдиним шляхом розвитку, але протягом найближчих 4-6 років цей процес буде переважно здійснюватися за допомогою імпортного обладнання. Вже зараз український ринок насичений ТН від багатьох світових брендів, і важливо добре ознайомити вітчизняного споживача з умовами ефективного використання теплопостачання на основі таких систем [13].

Кожен проект потребує ретельних техніко-економічних розрахунків для визначення доцільності впровадження конкретного типу ТН для певного споживача з певним видом низькопотенційного теплоносія. Спрощений підхід до підбору потужностей, комплектуючих, вибір схемних рішень та процес монтажу і обслуговування дороговартісних ТН може негативно позначитися на сприйнятті вітчизняним споживачем самої ідеї використання ТН [14]. Тому на сьогоднішній день важливою стає розробка і впровадження нових схем використання ТН. Ринок потребує спеціалістів, які володіють необхідними знаннями та компетенціями для створення пропозиції в конкурентоспроможних рішеннях, а також здатні захищати ці рішення і успішно їх реалізовувати.

Провівши огляд літературних джерел за даною тематикою, було виявлено, що дослідження іноземних та вітчизняних науковців спрямовані на вирішення питань конструкцій ґрунтових теплообмінників, їх форми та розмірів, аналізу матеріалів, що використовуються для виробництва устаткування, економічного аналізу умов використання ТН в тих чи інших країнах [15]. Питання комплексного підходу до вирішення задачі на етапі проектування з точки зору термодинамічного та енергетичного аналізів ефективності використання ТН при зміні факторів, що

впливають на його роботу раніше не проводилися, тому є актуальними для вирішення конкретних задач сьогодення.

Зв'язок програми з науковими програмами, темами. Дисертацію виконано в Національному Технічному Університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» на кафедрі теплової та альтернативної енергетики. Запропонована тематика відповідає напрямку «Енергетика та енергоефективність» та Законам України «Про енергозбереження», «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки»; виконувалась у відповідності до ініціативної НДР «Розробка та дослідження ресурсозберігаючих технологій та процесів у промисловій теплоенергетиці», державний реєстраційний номер 0111U004644 та відповідає науковому напряму школи «Процеси переносу в паро-газорідинних та теплонасосних системах» під керівництвом професора Безродного М. К. на кафедрі теплової та альтернативної енергетики.

Мета і завдання дослідження. Метою даної дисертаційної роботи є підвищення енергетичної ефективності використання теплонасосних схем на базі ґрунтових ТН для опалення та кондиціювання будівель. Для досягнення мети було поставлено та виконано наступні завдання:

1. Дослідити сучасний стан та проблематику використання ґрунтових ТН в Україні та світі.
2. Проаналізувати сучасні методи підвищення енергетичної ефективності ТН в режимі опалення та кондиціювання повітря. Дослідити вплив основних параметрів та факторів на роботу теплонасосного обладнання та визначити вагомість їх впливу на експлуатаційні характеристики роботи системи.
3. Дослідити аналіз ефективності роботи комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції на базі ґрунтового ТН з використанням додаткових низькотемпературних джерел енергії:

- теплонасосні системи водяного опалення та вентиляції з додатковими низькопотенційними джерелами енергії (стічні води, вентиляційні викиди);
- комбіновані системи водяного опалення та вентиляції, що використовують ґрунтовий та повітряний ТН, підключені каскадно.

4. Проаналізувати термодинамічну ефективність роботи системи кондиціювання повітря на базі ґрунтових ТН:

- теплонасосна система кондиціювання повітря з використанням горизонтального ґрунтового теплообмінника;
- теплонасосна система кондиціювання повітря з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника.

5. Застосувати розроблені рішення до конкретних існуючих будівель та визначити їх фактичну енергетичну ефективність в режимах опалення та кондиціювання повітря.

Об'єктом дослідження є системи опалення, вентиляції та кондиціювання будівель, з використанням парокомпресійного теплового насосу як джерела енергії.

Предметом дослідження є енергетична ефективність використання різних схем та комбінацій теплонасосного обладнання з додатковими джерелами енергії.

Методи дослідження. Науково-методичну базу проведеного дослідження склали фундаментальні положення технічної термодинаміки, розрахунково-аналітичні методи аналізу та синтезу, математичного та енергетичного моделювання, числові методи вирішення задач.

Наукова новизна проведеного дослідження:

- для комбінованої теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти стічних вод визначено залежності критеріїв енергоефективності від основних параметрів схеми та співставлено їх значення з такими ж для схеми без використання додаткових джерел енергії;
- проаналізовано вплив визначальних параметрів на ефективність роботи теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та стічних вод, визначено та проаналізовано залежність питомого навантаження ґрунтового теплообмінника від зовнішньої температури, частки теплового потоку на ГВП та вентиляцію в загальному тепловому потоці на опалення;
- запропоновано розрахункову модель для визначення термодинамічної ефективності використання комбінованої системи опалення та вентиляції на базі послідовно встановлених ґрунтового та повітряного ТН; визначено ступінь

утилізації теплоти для досягнення позитивного енергетичного ефекту при використанні запропонованого рішення;

- розроблено схему кондиціювання повітря на базі ґрунтового теплового насосу з використанням горизонтального ґрунтового теплообмінника для роботи в активному та пасивному режимах кондиціювання; визначено межі роботи системи в обох режимах; показано умови досягнення суттєвого позитивного ефекту застосування схеми, порівняно зі спліт-системою;

- отримано та проаналізовано залежності енергетичної ефективності використання теплового насосу на базі вертикального ґрунтового теплообмінника для кондиціювання повітря; визначено оптимальні параметри використання запропонованого рішення.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що запропоновані рішення дозволяють підвищити енергетичну ефективність використання теплових насосів для опалення, вентиляції та кондиціювання повітря, цим самим можуть сприяти більш широкому впровадженню альтернативних джерел енергії в комунальному секторі України.

При використанні отриманих залежностей для аналізу термодинамічної ефективності на етапі проектування теплонасосних систем для будівель різного типу можливо досягти позитивного енергетичного ефекту та економії на капітальних та експлуатаційних витратах при побудові, інсталяції системи.

Застосування запропонованих підходів може мати місце в спеціалізованих програмах для підбору та проектування систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря на базі ґрунтових теплових насосів.

Особистий внесок здобувача.

В дисертаційній роботі здобувачем особисто отримані наступні результати:

- проведено термодинамічний аналіз системи теплопостачання на базі ґрунтового ТН з використанням теплоти стічних вод та вентиляційних викидів, за допомогою якого встановлені температурні параметри у вузлових точках системи, обчислені питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю теплоти та розраховано питоме навантаження ґрунтового теплообмінника. Побудовані та проаналізовані

графічні залежності критеріїв ефективності від різних параметрів, що визначають умови роботи системи. Виконано порівняння отриманих критеріїв енергоефективності з відповідними значеннями для традиційної системи теплонасосного опалення з ґрунтовим теплообмінником без використання додаткових джерел теплоти [16];

- розроблено розрахункову модель запропонованої схеми кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника на основі теплового та матеріального балансів системи. Результатом аналізу стала система рівнянь, аналіз якої дав змогу вивчити дві основні характеристики енергоефективності, а саме відносне теплове навантаження ґрунтового теплообмінника та питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на привід системи в залежності від глибини утилізації теплоти вентиляційних викидів; запропоновано алгоритм чисельного визначення параметрів у вузлових точках схеми, на основі якого виконано чисельний аналіз. За допомогою чисельного методу та запропонованого алгоритму побудовано залежності критеріїв енергетичної ефективності від параметрів роботи системи [17];

- розроблено термодинамічну модель системи, розв’язано балансові рівняння та визначено основні визначальні залежності; побудовано числовий алгоритм розв’язання системи рівнянь; поставлено дві задачі: аналіз енергоефективності роботи ТН в активному (працюючий компресор) та пасивному (працюючий насос нижнього контуру) режимах кондиціювання [18];

- за допомогою балансових рівнянь визначено рамки роботи системи в пасивному та активному режимах за основними параметрами. Побудовано та проаналізовано графічні залежності показників енергетичної ефективності від визначальних параметрів роботи системи. Показано, за яких значень параметрів система має оптимальні затрати на експлуатацію [19].

Апробація результатів дослідження. Результати проведених досліджень були представлені на 24 наукових конференціях в секціях, які мають споріднений напрямок.

Публікації. Основні положення та результати дисертаційної роботи були опубліковані в 31 науковій праці, серед яких 2 статті у міжнародних наукових виданнях, які індексуються у наукометричній базі Scopus та відносяться до третього квартилю з обраного напряму на момент публікації (Q3, Scopus); 2 статі у наукових виданнях України, які є фаховими та мають категорію В (спеціальність 144 – теплоенергетика); 3 статті у наукових виданнях України, які відносяться до видань про фахові технічні науки; 24 публікації, що видаються в формі тез доповідей у збірниках наукових праць міжнародних наукових конференцій та симпозіумів.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох основних розділів, висновків та списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації складає – 155 сторінки, у тому числі 43 – рисунки, 8 – таблиць, список використаної літератури, що включає 115 найменувань.

РОЗДІЛ 1
СУЧАСНІ ПІДХОДИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

1.1 Проблематика впровадження теплових насосів як альтернативи традиційним джерелам теплопостачання

Економічні та енергетичні фактори в сучасній Україні сприяють широкому розвитку передових технологій, які забезпечують енергоефективність окремого обладнання та об’єкта в цілому. До прикладу, для отримання сертифікації належного рівня окремих продуктів фармацевтичної галузі підприємництва необхідною умовою є високий клас енергетичної ефективності обладнання, що використовується для виробництва цих продуктів. Саме теплонасосні технології на сьогодні є енергетично ефективним та екологічним обладнанням, яке широко використовується як у житловому так і в промисловому секторах економіки України. Використання обладнання такого класу може суттєво знизити ризики, що пов’язані з сучасною ситуацією в світі, яка стосується первинних енергетичних ресурсів (газ, мазут, вугілля, нафтопродукти тощо). Однак вже на перших етапах впровадження таких рішень часто можна стикнутись з бюрократичними чинниками, одним з яких є політичний курс держави в сфері енергозбереження. Наразі ведеться багато дискусій з приводу отримання теплоти та електроенергії централізовано на електричних станціях, які в умовах кризи знову переводяться на вугільне паливо. Також ні для кого не секрет, що Україна володіє суттєвими за європейськими показниками покладами сланцевого газу, видобуток якого проводиться тільки європейськими компаніями, з залученням інвестицій тих же європейських країн, з використанням обладнання та інтелектуального ресурсу. Однак такі технології є необґрунтованими для українських реалій, з технічної, екологічної та економічної точки зору. Як альтернатива розглядається також електричне опалення, що має низьку термодинамічну ефективність, порівняно з альтернативними джерелами енергії. В умовах війни та економічної кризи в Україні, суттєві додаткові капітальні інвестиції, яких потребують такі рішення є

малоймовірними. Найбільш вдалим рішенням є децентралізації систем теплопостачання приватних та адміністративних об'єктів з використанням альтернативних, відновлювальних джерел енергії, одним з яких є ТН. Однак, внаслідок того, що державна політика спрямована на напрямки, що описані вище, теплонасосні технології в Україні не розвиваються, тому наразі вітчизняних виробників ТН налічуються лише одиниці. Відсутність законодавчої, політичної та економічної ініціативи з боку держави щодо впровадження теплонасосних технологій, а також недостатнє забезпечення державним фінансуванням пілотних проектів, виробництв, стартапів в цьому напряму призводить до низького рівня конкурентної спроможності вітчизняних виробників і, як наслідок, занепаду галузі.

Оцінюючи світову тенденцію розвитку енергетичного обладнання, можна екстраполювати результат і на Україну. З цього випливає, що широке впровадження ТН спочатку в приватному, житловому, а в подальшому і в адміністративному та промисловому секторі економіки є неминучим. Проте в найближчі 15 років він однозначно буде спиратись на імпортних виробників обладнання [11]. Наразі вкрай важливою задачею є донесення інформації та широке ознайомлення кінцевих споживачів з умовами ефективного використання обладнання, впровадження альтернативних схем теплопостачання, застосування додаткових низькопотенційних, раніше скидних, джерел енергії.

Світовими лідерами з впровадження теплонасосних технологій на енергетичному ринку вже десятки років залишаються такі країни як США, Канада, Німеччина, Іспанія, Японія. Їх енергетичні корпорації беруть активну участь у проектуванні, виробництві та впровадженні ТН в різні сектори економіки. Міжнародне енергетичне агентство (МЕА) відіграє ключову роль як головний координатор політики впровадження технологій ТН. МЕА, до складу асоційованих членів якого входять 28 енергетично розвинених країн, спрямована на забезпечення глобальної енергетичної безпеки та пошук шляхів покращення екології планети. Агентство регулярно видає міжнародний огляд «Перспективи енергетичних технологій» (ETR) і журнал «Теплові насоси», окрім того, організовує міжнародні конференції, симпозіуми, виставки та семінари, присвячені аналізу передових

технологій ТН. Наукові дослідження та прискорення інноваційних розробок у системах опалення, кондиціювання повітря, вентиляції та гарячого водопостачання проводяться в рамках різноманітних програм із фінансуванням конкретних проектів. Діяльність МЕА координується Європейською асоціацією теплових насосів (англ. EHPA) і регіональними національними комітетами майже всіх зацікавлених країн. Цей підхід дозволяє урядам, як всередині, так і за межами МЕА, об’єднувати ресурси та сприяти розробці та впровадженню передових технологій в енергетиці.

До прикладу, в оглядових доповідях трьох конференцій МЕА (Токіо 2014, Лас-Вегас 2016, Цюріх 2018) одностайно визнається, що незважаючи на незначне використання ТН, їх перспективи характеризуються як «стабільні та багатообіцяючі» [20, 21, 22].

ТН знаходять раціональне застосування в різних сферах, включаючи житлові комплекси (котеджі, одноквартирні та багатоквартирні будинки), соціальні об'єкти (адміністративні будівлі, готелі, школи, лікарні, санаторії, спортивні комплекси, торгові центри), промислові та адміністративні приміщення та об'єкти агропромислового комплексу. Останні досягнення в області високотемпературних, потужних і високоефективних ТН відкривають можливості для ширшої інтеграції в централізоване теплопостачання та енергетичний сектор.

Проте найбільша увага у світі прикута до застосування ТН технологій у комунальному генеруванні теплоти. Доповіді конференції підкреслюють постійне зростання кількості установок ТН у системах опалення житлових будинків, які є основними споживачами енергії. У Сполучених Штатах, наприклад, частка встановлених ТН у системах опалення на 22% більша порівняно з традиційними джерелами на органічному паливі [21]. Очікується, що продажі ТН у Німеччині з 2020 по 2030 роки зростуть у три рази, а продажі опалювальних котлів впадуть з на 30% [22]. Подібним чином Франція прогнозує подвоєння використання ТН у системах опалення за той самий період, тоді як продажі котлів зменшаться на 27% [22]. У 2010 році у Швеція було виготовлено близько 130 тисяч ТН, що на 5% перевищило кількість продажів газових та твердопаливних котлів. Ринок ТН у

Великобританії також стрімко розвивався, у 2010 році було продано 18 480 одиниць [22].

На європейському енергетичному ринку Франція з 2008 року обігнала Швецію як лідера впровадження ТН обладнання, незважаючи на незмінно високе використання ТН у Швеції. Країни Східної Європи, такі як країни Балтії, Чехія, Польща переживають швидке зростання своїх ринків ТН. Примітно, що передові котлобудівні компанії (Viessmann, Vaillant, Hitachi) зараз демонструють свої розробки в сфері ТН технологій як найпомітніші експонати на міжнародних виставках.

Глобальне розширення ринку ТН можна пояснити не лише енергетичними та екологічними перевагами технології, але й такими факторами: дедалі суворіші вимоги до енергоефективності теплового обладнання та ізоляції будівель, сприятливе законодавство та національні програми, запроваджені урядами для заохочення впровадження енергозберігаючого та екологічного обладнання, що використовує відновлювані джерела енергії, а також коливання цін на нафту та газ та перебої в постачанні традиційного вуглеводневого палива.

Дуже важливим фактором у світовому енергетичному господарстві з 24 лютого 2022 року стала військове вторгнення Росії на територію України. Пов’язані з цим енергетична та екологічна криза в Європі безпосередньо повпливали на думку середньостатистичного споживача теплової енергії. Весь енергетичний сектор європейських країн швидкими темпами переводиться на альтернативні джерела енергії, в той час як Російська Федерація, як завжди, використовує свої енергетичні запаси як важіль шантажу. В зв’язку з цим, основні виробництва ТН обладнання, яке за останнє десятиліття базувалось на Азійському континенті, поступово заміщують європейські бренди.

Говорячи, про популярність тих чи інших типів ТН слід зазначити, що глобальний ринок збуту складається переважно з ТН типу «повітря-повітря» та «повітря-вода», що використовують атмосферне повітря як джерело енергії; ТН «вода-вода», які використовують енергію води з природних і штучних водойм, а також геотермальних ТН, які використовують енергію ґрунту та підземних вод.

Геотермальні або ґрунтові ТН використовують теплоту з низьким потенціалом, що зберігається в приповерхневих шарах ґрунту, за допомогою горизонтальних колекторів або з більш глибоких шарів за допомогою вертикальних зондів. Це джерело є легкодоступним, універсальним, термічно стабільним і ефективним. На температуру ґрунту на глибині кількох метрів не впливають сезонні коливання температури зовнішнього повітря.

Країни ЄС у 2009 році встановили понад мільйон геотермальних ТН [22]. У Норвегії в період з 2003 по 2005 рік кількість ТН із ґрунтовими теплообмінниками подвоїлася [22]. У Канаді та Сполучених Штатах спостерігається збільшення кількості діючих геотермальних станцій, які активно підтримуються урядом. Китай також здійснює значну державну підтримку для використання геотермальних ТН [22]. Інженери Danfoss розробили та представили третє покоління геотермальних ТН, відомих як DHP-H/L Opti Pro+. Ця інноваційна технологія дозволяє споживачам скоротити витрати на опалення до 75% за рахунок використання низькопотенційної енергії зі свердловин, горизонтальних колекторів і резервуарів [23].

Останніми роками значна увага приділяється вивченню питань експлуатації, удосконаленню конструкції систем відбору теплоти та подальшому підвищенню енергоефективності ґрунтових ТН. Слід зазначити, що незважаючи на численні переваги ґрунтових ТН, замовники несуть витрати на дорогі підготовчі роботи, включаючи встановлення тисяч метрів поліетиленових труб і значних обсягів незамерзаючої рідини як теплоносія зовнішнього контуру. Крім того, необхідна земельна площа для низькопотенційної системи відводу теплоту. У результаті витрати на організацію низькопотенційної системи тепловідбору від ґрунту часто дорівнюють або перевищують вартість самого ТН. Ці фактори створюють нові виклики для розробки нових та вдосконалення існуючих схем теплопостачання за допомогою ТН, оскільки вони можуть значно вплинути на початкові капітальні інвестиції в системи опалення та загальну енергоефективність усієї схеми теплопостачання.

Сьогодні вартість теплового насоса все ще перевищує вартість традиційної системи опалення, яка працює на викопному паливі. Тому, насамперед завдяки енергоефективності, а також комплексному підходу до розробки схемних рішень інтеграції різних джерел енергії, стає доцільним забезпечити скорочення терміну окупності. У матеріалах конференцій МЕА [20, 21, 22] та журналу Heat Pump Center наводяться приклади успішно впроваджених ТНУ з терміном окупності від 9 місяців до 2 років. Однак не всі потенційні споживачі ТН мають доступ до цієї інформації.

Експерти передбачають постійне вдосконалення технологій ТН, що може привести до 2-3-кратного підвищення ефективності до 2030 року [24].

На сьогоднішній день існує нагальна необхідність розробки та вдосконалення енергетичних технологій і схем комбінованого теплопостачання з низькими викидами вуглекислого газу та високою енергоефективністю. Ці досягнення сприятимуть вирішенню глобальних проблем щодо енергетичної безпеки, зміни клімату та економічного розвитку. Останні міжнародні конференції та прикладні програми МЕА в першу чергу зосереджені на захисті навколишнього середовища, зниженні викидів токсичних газів і CO_2 за рахунок використання технологій ТН. За підрахунками експертів, встановлення ТН замість традиційних комунальних систем теплогенерації може потенційно скоротити викиди CO_2 на 770 мегатонн до 2050 року.

Метою співпраці країн-членів МЕА є розробка та освоєння ключових технологій, які сприятимуть скороченню викидів вуглекислого газу в енергетичному секторі на 50 % до 2050 року, при цьому провідну роль відіграють ТН технології.

У 2018 році Європейський Союз схвалив Директиву 2018/2001 про стимулювання використання енергії з відновлюваних джерел [25], яка включає повітряні та геотермальні ТН до систем відновлюваної енергії, які мають право на переваги з енергоефективності, поміщаючи їх у той самий клас, що й сонячні панелі та вітрові турбіни. Цей крок спонукав багато країн розробити та запровадити додаткові субсидії та пільгові програми та законодавчі ініціативи, які стимулюють

впровадження технологій ТН. Варто зазначити, що державні стимули були і залишаються основним рушієм широкого впровадження технологій ТН.

Державна програма енергозбереження Великобританії (англ. ECA Scheme) дозволяє інвесторам отримувати податкові пільги шляхом впровадження енергоефективного обладнання з SOR (сезонний загальний коефіцієнт ефективності) не менше 3,7. У Бельгії для інсталяторів ТН надається субсидія у розмірі 75 % вартості, а в Японії – у розмірі 450 доларів США на побутові ТН, а для промислових систем опалення – від 1500 до 2300 доларів США. У Франції надається податковий кредит, еквівалентний 50 % вартості ТН. Зауважимо, що заохочується лише впровадження високоефективних ТН.

Сучасні досягнення в конструюванні теплових насосів, кваліфіковане проектування та ефективна робота разом із державною підтримкою роблять ТН технології раціональним та конкурентоспроможним рішенням, що може стати технологічною заміною традиційним джерелам енергії.

1.2 Теплові насоси в економіці України та світу

Майбутні зміни в енергетичній політиці ЄС до 2025 року, які передбачають нові стандарти будівництва енергоефективних і пасивних будинків, безсумнівно, вплинуть і на Україну. Постійне та стрімке зростання цін на природний газ протягом багатьох років зробило систему централізованого теплопостачання України економічно невигідною. Найсуттєвіші зміни в найближчі 10 років очікуються в секторах житлового та цивільного будівництва [26].

Основним питанням наукових конференцій у галузі є питання революційних перетворень в житлово-комунальному секторі, що призведе до суттєвого скорочення попиту на теплову енергію в будівлях і перехід від окремих єдиних інженерних систем до комплексних інженерних систем кондиціювання повітря. В Україні одним із шляхів досягнення цієї мети є термомодернізація житлових будинків і, як наслідок, ефективне використання технології ТН. За оцінками, до 2030 року приблизно 250-300 тис. багатоповерхових житлових будинків потребуватимуть утеплення [27]. У 21-му столітті сучасні будинки більше не

залежатимуть від ТЕЦ чи районних котелень для опалення, кондиціювання повітря, вентиляції та гарячого водопостачання. Замість цього будуть використовуватися технології ТН, які є більш енергоефективними, екологічно чистими та економічно вигідними у виробництві теплоту та холоду порівняно з існуючими методами прямого спалювання вуглеводнів. Подібно до того, як двигун внутрішнього згоряння замінив паровий двигун, ТН тепер замінюють котли на ринку опалення.

Модель синхронної термомодернізації будівель та інноваційних систем теплопостачання виявляється найбільш придатною для України та світу та потребує більш серйозного підходу. Широке впровадження ТН є найпростішим і найнадійнішим шляхом до повної відмови від використання природного газу в житлово-комунальному секторі при значному зниженні тарифів на теплопостачання. Однак, незважаючи на запевнення уряду та районних адміністрацій щодо підтримки ТН технологій в Україні, їх впровадження просувається повільними темпами.

Проаналізуємо причини обмеженого попиту на ТН в Україні. Такій ситуації, як зазначають автори [28, 29], сприяли об’єктивні та суб’єктивні фактори. Здавалося б, усунуто головний об'єктивний фактор – низьку ціну на вуглеводневе паливо. За останні роки серед вітчизняних споживачів зросла обізнаність про переваги ТН технологій, відома успішна робота численних ТН установок різного призначення. Проте широкомасштабного впровадження теплових насосів ще немає.

Високі початкові капіталовкладення залишаються основною перешкодою для широкого впровадження технології ТН. Це видно з вартості ТН обладнання на українському ринку та питомих капітальних вкладень на 1 кВт встановленої теплової потужності. Суб'єктивні причини, що перешкоджають впровадженню ТН технологій, включають суперечливі інтереси енерговиробників, які прагнуть максимізувати продажі енергоресурсів, і споживачів, які прагнуть мінімізувати закупівлі цих ресурсів. Масове впровадження ТН призведе до зменшення споживання теплоти, що виділяється при спалюванні органічного палива. Виробники, природно, підвищуватимусь вартість виробленої енергії. Аналіз

систем теплопостачання авторами [30] за останні 20 років показує, що відпуск теплової енергії централізованими підприємствами теплопостачання зменшився вдвічі порівняно з 2000 роком. Надлишок теплової енергії в багатьох містах перевищує потребу на 60-70%, а централізоване гаряче водопостачання залишається працювати лише в небагатьох містах України. Широке впровадження ТН посилить цей дисбаланс, і теплокомуненерго побоюється зниження споживчого попиту на їхні послуги, що призведе до зменшення доходів. Енергозбереження, досягнуте споживачами теплової енергії, ставить під загрозу комунальні теплові мережі, змушуючи ці підприємства або підвищувати тарифи на теплову енергію, або чинити опір впровадженню енергозберігаючих технологій ТН. Таким чином, виробники електроенергії не мають стимулів заохочувати енергозбереження серед споживачів.

Іншим недоліком енергозберігаючих заходів в Україні є неможливість отримати дохід від впровадження енергозберігаючих проектів. На Заході тривалість заощаджень визначається тривалістю життя проекту, а в Україні ми успадкували принцип річних заощаджень від колишнього СРСР. Через рік вводяться нові правила, які зводять економію нанівець. Основним і невирішеним питанням залишається принцип «самоінвестування». Замість того, щоб збільшити фінансування проектів на основі реальних заощаджень, кошти погано розподіляються за залишковим принципом з різних бюджетів, починаючи від підприємства і закінчуючи державою.

Серед потенційних варіантів вирішення проблеми повсюдного впровадження ТН варто виділити науково-критичне вивчення вітчизняними фахівцями зарубіжних досягнень енергозбереження, розробку нових схем комбінованого теплопостачання на основі ТН, впровадження перевірених рішень, що покращують експлуатаційні характеристики таких систем, використання технологій ТН у комунальному секторі та їх інтеграція в повсякденне життя з суттєвими об’єктивними обґрунтуваннями.

На шляху до широкомасштабного впровадження теплового насоса чітко видно кілька перешкод:

- недостатні цільові фінансові кошти та інвестиції (державні програми енергоефективності та впровадження теплових насосів фінансуються мало);
- неефективне стимулювання учасників енергетичного ринку до розробки та впровадження енергозберігаючих проектів і технологій;
- обмежений інтерес керівників підприємств до енергозбереження та неефективна державна (законодавча) підтримка енергозбереження;
- недостатня поінформованість потенційних споживачів про досягнення енергозбереження;
- відсутність пільгових тарифів на електроенергію для користувачів ТН;
- недостатня нормативна база;
- низька кваліфікація проектувальників та монтажників ТН обладнання;
- непередбачуваність цін на електроенергію та паливо;
- застарілі методики розрахунку тарифів на теплоту та електроенергію;
- невиконання митними та податковими службами державних інструкцій щодо пільг на імпорт іноземного енергозберігаючого обладнання;
- наявність податку на прибуток при впровадженні енергозберігаючих технологій.

ТН технологія – це не просто чергова модернізація традиційних джерел енергії, а впровадження нового, прогресивного, високоефективного та екологічно чистого підходу до виробництва теплоти. Це дозволяє ефективно економити паливо, зменшує забруднення навколишнього середовища, покращує соціально-побутові умови життя населення.

Економічне значення системи ТН можна оцінити шляхом аналізу початкових інвестиційних витрат, поточних витрат та ефективності системи. Порівняно з іншими звичайними системами опалення та кондиціювання, вартість монтажу систем ТН (зокрема ґрунтового ТН) є відносно високою та залежить від типу теплообмінника та розміру системи. Термомодернізація будівель може ще більше збільшити інвестиційні витрати.

Однак розвиток технологій запровадив більш сучасні та механізовані підходи до встановлення ТН установок, що зробило системи ґрунтових ТН більш

економічно вигідними та привабливими. Крім того, збільшення кількості виробників ТН і компонентів призвело до більш конкурентного ринку, що, як очікується, призведе до зниження цін.

Іншим важливим фактором, що є суттєвою економічною перевагою системи, є її низька експлуатаційна вартість. Вдало спроектована та належним чином встановлена система ТН потребує мінімального технічного втручання, хоча зазвичай передбачається регулярне обслуговування для забезпечення ефективного функціонування ТН системи. Наприклад, ТН можна обслуговувати щороку або через кілька років після встановлення для перевірки швидкості теплоносія, потенційних витоків у вторинному блоці та інших компонентах, що забезпечує оптимальну вихідну потужність.

Крім того, різні уряди пропонують схеми стимулювання, щоб заохотити громадськість інвестувати в системи відновлюваної енергії, такі як ґрунтові ТН. Прикладом такої схеми є програма стимулювання відновлюваного тепла (англ. RHI) Великобританії. Станом на 2016 рік тариф RHI для традиційної системи ґрунтового ТН становив 19,33 пенса за кіловат-годину. До вересня 2017 року RHI зріс до 19,86 пенсів (кВт·год), що становить збільшення на 3 %. RHI для ґрунтових ТН значно вищий, ніж такі ж показники для інших відновлюваних джерел, зокрема повітряних ТН і установок, що працюють на біогазі (RHI 10,18 і 6,54 пенса (кВт·год) відповідно) [31].

Загальна ефективність системи залежить від продуктивності кожного підкомпонента. Гарантія того, що будівля добре утеплена, значно сприяє максимальній ефективності, коли система ТН працює на оптимальній потужності. Поліпшення конструктивних властивостей теплообмінника також робить систему ґрунтового ТН більш економічною [32] за рахунок підвищення вихідної потужності, використовуючи при цьому менші витрати енергії. Одним з шляхів підвищення енергетичної ефективності ґрунтових ТН є використання комбінованих схем опалення та кондиціювання повітря з кількома низькотемпературними джерелами теплоти. Це прямо корелює з коефіцієнтом ефективності (COP) системи ТН. Система ґрунтового ТН із відкритим або

замкнутим контуром, розроблена для використання 25 % вхідної енергії для отримання 75 % відновлюваної енергії з ґрунту, забезпечує значну економію порівняно з отриманням енергії з будь-яких невідновлюваних джерел. Таким чином, прагнення до підвищення продуктивності системи в поєднанні зі схемами по типу британської RHI забезпечує швидке повернення початкових інвестицій, як правило, від 2 до 10 років, залежно від розміру системи та кліматичних і геологічних умов.

Низка технічних та економічних факторів вважається вирішальною для впровадження ТН, особливо на ранніх етапах, коли мало кінцевих споживачів розуміє кінцеві переваги використання таких рішень, а інсталяційні компанії не досить компетентні, щоб ці переваги стисло і зрозуміло донести. Технічні фактори, які сприяють впровадженню ТН, випливають із їхньої природної сприятливої термодинамічної ефективності, яка є особливо важливою в кліматичних зонах з холодними зимами, як в Україні. У районах, де немає доступу до мережі природного газу, будь-який тип ТН стає привабливим варіантом. У таких ситуаціях повітряний ТН може бути найбільш рентабельним вибором. Однак такі проблеми, як обмерзання зовнішніх теплообмінників і зниження потужності за дуже низьких зовнішніх температур, роблять ґрунтові ТН оптимальним технічним рішенням. Технологія ґрунтового ТН також пропонує перевагу непомітних і тихих установок порівняно з повітряними або звичайними рішеннями для кондиціювання повітря та опалення.

З точки зору державного регулювання, будь-які шкідливі технічні фактори, пов’язані з бурінням, ґрунтовими теплообмінниками, матеріалами та обладнанням для ТН, загалом є мінімальними, за винятком можливих проблем із обмеженим однофазним джерелом живлення в деяких країнах. Хоча буріння свердловин для ґрунтових теплообмінників може викликати труднощі або невизначеність на певних ділянках, різні методи буріння можуть відповідати більшості геологічних умов. Наявність ґрунтових колекторів та площа ґрунту, яку вони покривають, можуть викликати занепокоєння залежно від щільності їх прокладання. Побутові системи, які використовують вертикальні ґрунтові теплообмінники, як правило,

потребують лише декількох свердловин, які займають невелику площу, що робить таке рішення більш привабливим. Однак існує екологічний фактор, а саме при використанні ґрунтового ТН з будь-яким теплообмінником лише в режимі опалення спричиняє вимерзання ґрунту, що робить його непридатним для будівництва та рослинництва на довгі роки. Така проблема вирішується оптимізацією системи, використанням комбінації різних низькотемпературних джерел та цілорічного використання ТН як для опалення взимку, так і для кондиціювання повітря влітку [18, 19].

Економічні фактори відіграють значну роль у розгортанні технології ґрунтових ТН як на національному рівні, так і в конкретних проектах. Необхідно врахувати витрати на буріння свердловин та комплектне обладнання для ТН, що робить такі системи менш привабливими для розробників порівняно з системами опалення на викопному паливі або комбінаціями звичайних котлів та холодильних машин з повітряним охолодженням у нежитлових приміщеннях. Демонстрація нижчих витрат протягом життєвого циклу залежить від витрат на паливо та електроенергію, які значно відрізняються в різних країнах та динамічно змінюються з плином часу. Фінансові стимули, такі як податкові знижки, зобов’язання енергетичних компаній і схеми, засновані на зменшених тарифах, можуть зробити витрати протягом життєвого циклу прийнятними [31]. Фінансові стимули вплинули на раннє зростання індустрій по інсталяції ТН в багатьох країнах, і очікується, що ця тенденція триватиме ще деякий час. Проте вплив стимулів був менш значним у США та Китаї, де витрати на інсталяцію та тарифні сітки є вищими ніж в інших країнах світу.

Початковій розробці та ранньому впровадженню технології ТН у багатьох країнах сприяли дослідницькі організації, комунальні компанії і перші прихильники відновлюваної енергії, включаючи невеликі підрядні організації з монтажу та експлуатації. Вихід за межі цього етапу потребує вирішення кількох нетехнічних факторів на додаток до заходів економічної підтримки. Ці фактори включають публічне поширення інформації про технологію, виробниче навчання та розвиток навичок для проектувальників і монтажників, розвиток

галузевих/торгових організацій, наявність досвіду буріння та інсталяції, чітко визначені нормативні рамки та відповідні стандарти на продукцію та на її встановлення. Важливість цих факторів і переваги організованої підтримки очевидні в країнах, які успішно виробляють ґрунтові ТН в промислових масштабах. Подібні фактори також були визнані в розвитку інших відновлюваних технологій [33].

1.3 Дослідження ґрунтових теплових насосів з точки зору конструкцій теплообмінника нижнього контуру

Геотермальну енергію можна розділити на поверхневу геотермальну (0-200 м під поверхнею) та глибоку геотермальну (200-3000 м під поверхнею) залежно від глибини під поверхнею ґрунту. Глибока геотермальна система в основному використовується для виробництва електричної енергії. Фундаментальний принцип передбачає використання енергії ґрунту для нагрівання підземних вод, перетворення їх у перегріту пару та використання її як робочої рідини для руху турбіни, виробляючи електроенергію [34, 35]. Процес перетворення теплоти ґрунту в механічну, а потім в електричну енергію має той самий принцип, що й виробництво електроенергії на ТЕС [36, 37]. Глибинні геотермальні системи можуть безпосередньо використовувати енергію ґрунту без необхідності перетворення на глибинах до 400 м [38].

На відміну від глибоких поверхневі геотермальні теплообмінники привернули значну увагу дослідників завдяки своїм численним перевагам, таким як економічна ефективність і чудова довгострокова продуктивність. Основне джерело енергії, що видобувається поверхневою геотермальною системою, лежить у самому верхньому шарі ґрунту, що охоплює 0–200 м. Систему поверхневого ґрунтового ТН можна розділити на типи відкритого та закритого циклу. Поверхнева система ґрунтового ТН поглинає теплову енергію з ґрунту шляхом циркуляції робочої рідини через ґрунтовий теплообмінник (ҐТО) [39]. Двома найбільш популярними типами ҐТО є вертикальний і горизонтальний типи [40].

Вертикальний ҐТО зазвичай передбачає буріння свердловин глибиною від 50 до 150 м у ґрунті. Основні конфігурації включають U-подібні труби, стрижневі теплообмінники-зонди та концентричні труби, які є дорожчими порівняно з горизонтальними ҐТО, який можна встановлювати в неглибокі горизонтальні траншеї, що досягають глибини 1-2 м. Типова конфігурація передбачає лінійну петлю чи спіральний змійовик, що вимагає більшої площі для встановлення ніж вертикальний ҐТО [41]. В даний час дослідження в напрямку теплообмінників зосереджені на числових моделях, аналізі продуктивності системи та ефективності акумулювання енергії за різних конфігурацій контуру та умов експлуатації [42].

Якщо розглянути систему поверхневого ґрунтового ТН, яка широко використовується для кондиціювання/опалення приміщень, то слід зазначити, що така система демонструє високу енергетичну ефективність та екологічність. Така система набула популярності в останні роки. Як правило, глибина горизонтального ҐТО є відносно невеликою (зазвичай менше 2 м), а вертикальні ҐТО мають меншу загальну довжину, але вимагають більшої глибини та спричиняють вищі витрати на інсталяцію [43, 44]. Вертикальний ҐТО зазвичай складається з пластикової труби, виготовленої з поліетилену або поліпропілену, холодоагенту та матеріалу для засипки. Холодоагент забезпечує чудовий контакт між матеріалами та ефективно зменшує термічний опір між трубою та землею. Виходячи з конструкції встановленого трубопроводу, вертикальні ҐТО можна загалом класифікувати на дві підкатегорії: U-подібні та коаксіальні ҐТО (рис. 1.1).

U-подібна труба зазвичай складається з однієї або кількох пар трубних з’єднань, що повертають вгору в найглибшій точці свердловини. Вертикальний ҐТО зазвичай використовує одинарну U-подібну або подвійну U-подібну конфігурацію. У коаксіальній трубці використовується принцип теплообмінника «труба в трубі», це стосується як одинарної труби так і пучка труб, які вставляються в загальну трубу (як показано на рис. 1.1).

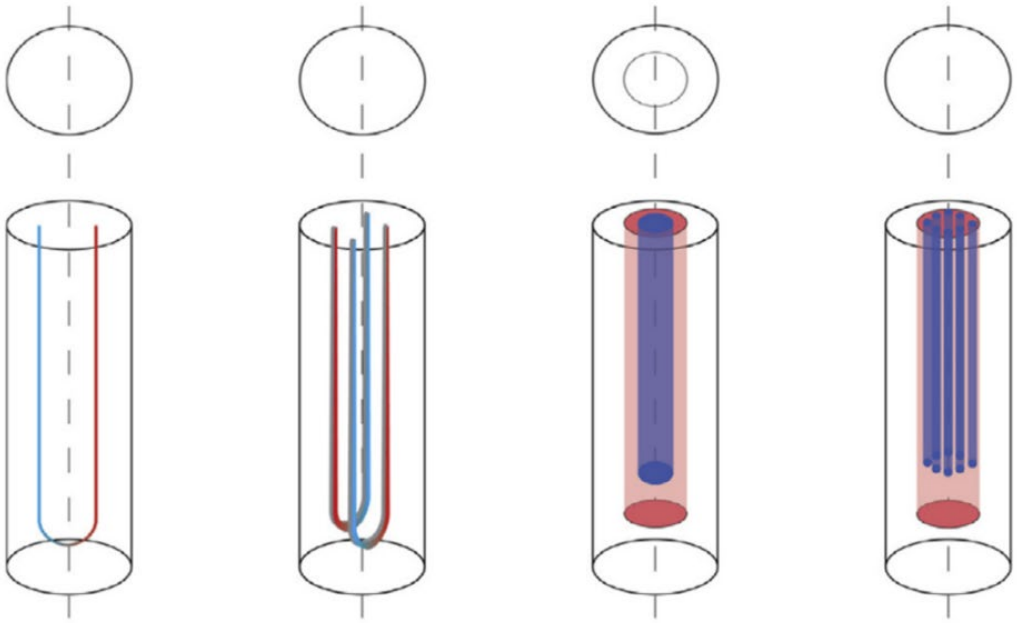


Рисунок 1.1 – Зображення основних типів вертикальних ҐТО: одинарна U-подібна труба; подвійна U-подібна труба; одинарний коаксіальний ТО; комплекс коаксіальних труб.

1.3.1 U-подібний вертикальний ҐТО

Вертикальний U-подібний ҐТО являє собою просту, надійну та економічно ефективну конструкцію. Він підходить для випадків високої температури та високого тиску в системі. Численні дослідження останніх років були зосереджені на визначенні оптимальної конфігурації та ефективного дизайну матеріалів для наповнення проміжку між стінкою свердловини та трубою ҐТО [45].

Чен та ін. провели порівняльне дослідження між конструкціями U-подібного та коаксіально ТО [46]. Використовуючи обчислювальне моделювання гідродинаміки, вони створили тривимірну (3D) модель вертикальної U-подібної труби та дослідили вплив різних факторів на температуру рідини робочого тіла. Для побудови тривимірної неоднорідної моделі використовувався метод скінченного об’єму. Вивчивши 101 випадок, було проаналізовано вплив дев’яти різних характеристик, включаючи витрату теплоносія на вході в ҐТО, швидкість та температуру води на вході, об’ємну теплоємність, пористість ґрунту,

теплопровідність і глибину свердловини, на тепловий потік. На рис. 1.2 зображено фізичну модель і сітку кінцевих елементів ҐТО, використану авторами.

За винятком проникності ґрунту та глибини свердловини, результати демонструють, що тепловіддача трубопроводу прямо пропорційна всім факторам. Крім того, автори детально описали лінійну кореляцію між водопроникністю ґрунту, об’ємною теплоємністю засипки (матеріалу наповнення), та глибиною свердловини. Автори також дійшли висновку про експоненціальну кореляцію між витратою теплоносія на вході, об’ємною теплоємністю ґрунту, теплопровідністю засипки ґрунту та швидкістю теплоносія. Серед усіх впливових факторів витрата, температура на вході в ТО, глибина свердловини та швидкість мають значний вплив на продуктивність ҐТО. Мінімальний ефект на продуктивність мають об'ємна теплоємність і водопроникність ґрунту. Використані підходи можуть бути корисними для промислового проектування U-подібних геотермальних систем.

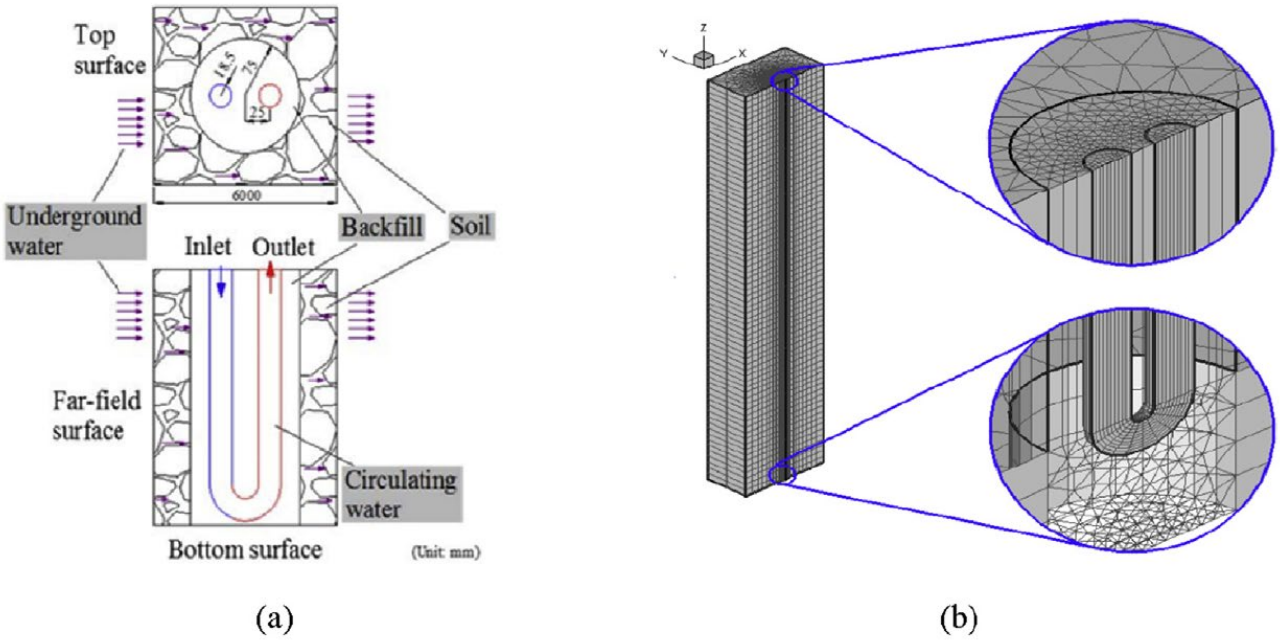


Рисунок 1.2 – Фізична модель (a) та сітка кінцевих елементів ВҐТО (b) [46].

Крім того, окрім дослідження навколишніх факторів і конкретних умов експлуатації цих трубопроводів, деякі дослідження запропонували встановлення

ізоляції трубопроводу на верхній гілці U-подібної труби для вирішення проблем теплових втрат в верхніх шарах ґрунту та зон з холодним кліматом [47].

Подвійну U-подібну трубку зазвичай використовують у двох конфігураціях: паралельне з’єднання та послідовне з’єднання [48]. При послідовному з'єднанні робоча рідина виходить з однієї труби і знову надходить в іншу трубу перед входом в випарник ТН. При паралельному з'єднанні робоча рідина надходить в обидві труби одночасно і виходить з двох інших труб, перш ніж потрапити в випарник ТН. На рисунку 1.3 (а) представлено вид зверху подвійної U-подібної труби з одним ходом.

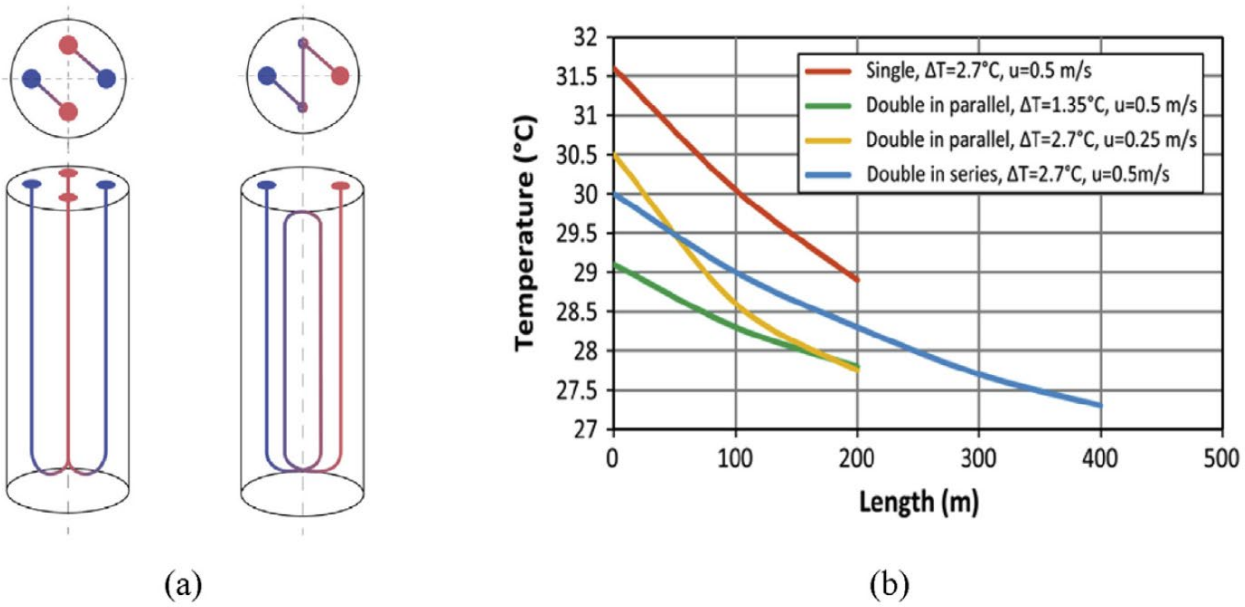


Рисунок 1.3 – Вид зверху подвійної U-подібної труби паралельного та послідовного з’єднання (а) та залежність перепаду температур в ҐТО від глибини свердловини для різних типів U-подібних труб [49].

Результати досліджень [47] вказали, що ефективність двох конфігурацій ҐТО з подвійною U-подібною трубою перевищує ефективність з одинарною U-подібною трубою, як показано на рисунку 1.3 (b). Паралельне з’єднання може передавати на 26 % більший тепловий потік, ніж одна U-подібна труба, тоді як для послідовно з’єднаних труб цей показник більший на 59 %.

Моделювання різних конструкцій U-подібних труб було проведено в численних експериментальних роботах. За різних умов експлуатації автори [49]

проаналізували продуктивність вертикального двотрубного теплообмінника. Перехідні теплові характеристики ҐТО були чисельно проаналізовані за допомогою моделі теплопередачі. На рисунку 1.4 (a) зображено 3D-модель і параметри моделі системи. Крім того, щоб досконало зрозуміти вплив на осьовий розподіл температури ґрунту, автор провів кореляційний аналіз кількох робочих параметрів, таких як швидкість і температура теплоносія на вході в ҐТО. Розбіжність у швидкості теплоносія між 0,1 і 0,3 м/с була більшою, ніж між 0,3 і 0,5 м/с при постійній температурі на вході, як показано на рисунку 1.3 (b).

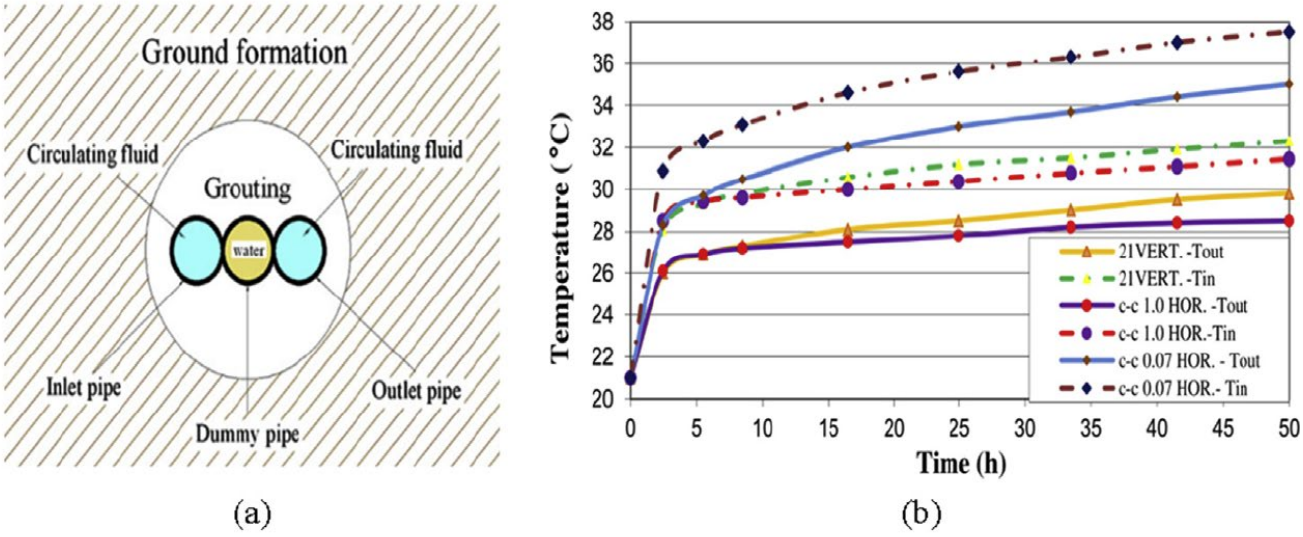


Рисунок 1.4 – Схематичне зображення тритрубної U-подібної системи (a) та залежність температур робочої рідини в ҐТО від часу для різних конфігурацій U-подібної системи [50].

Це дослідження сприятиме глибшому розумінню динамічної теплової поведінки ҐТО, дозволяючи оптимізувати робочі параметри вертикального ҐТО.

Крім того, на додаток до чисельного моделювання, велика кількість досліджень були зосереджені на підвищенні ефективності вертикальних ҐТО. Щоб зменшити втрати теплоти між вхідною та вихідною трубами, Лі та ін. запропонували нову тритрубну конфігурацію (рис. 1.4) [50].

Під час проведення досліду тритрубна конфігурація показала підвищення теплопровідності на 14,1% - 14,5 % порівняно з традиційною одинарною U-

подібною трубою. Результати досліджень показали важливість розгляду задачі підвищення ефективності вертикальних ҐТО з точки зору конструктивних рішень.

Досліджуючи міжцентрової відстані між трубами у вертикальних і горизонтальних ґрунтових ТН автори [51] порівнювали ефективність різних конфігурацій ҐТО. Визначено, що міжцентрова відстань впливає на середню температуру теплоносія нижнього контуру. Порівняно з вертикальним ҐТО, горизонтальний має більший потеніал (враховуючи, що міжцентрова відстань горизонтального ҐТО більша). Рисунок 1.4 (b) ілюструє температури рідини на вході та виході у вертикальному та горизонтальному ҐТО. Якщо міжцентрова відстань двох конфігурацій ҐТО залишається незмінною, вертикальна конфігурація має перевагу над горизонтальною.

Ці окремі дослідження можуть бути корисними для проектування U-подібних труб з точки зору чисельного моделювання та експериментальної перевірки. У вищезазначених роботах обговорювалися та перевірялися чисельні моделі, процес акумулювання енергії та продуктивність ґрунтового ТН за різних параметрів системи. Такі дослідження позитивно впливають на підвищення ефективності використання ґрунтових ТН.

1.3.2 Коаксіальний вертикальний ґрунтовий теплообмінник

На відміну від вертикальної U-подібної труби, коаксіальний ҐТО стійкий до підвищеного тиску, має низький гідравлічний опір, гнучку структуру, зручне розташування та низьку вартість.

Насправді температура теплоносія в коаксіальній трубі часто змінюється зі зміною глибини ґрунтової свердловини. Традиційні моделі аналізу рідко враховують таку зміну температури (термічний градієнт). Розглядаючи такий термічний градієнт, автори [52] представили нову модель аналізу для коаксіального ҐТО. Кільцевий простір використовується як точка входу для визначення оптимального напрямку потоку. Автори порівняли розподіл температури та тепловий потік від труби в ґрунт вздовж усього ҐТО в напрямку потоку. Враховуючи вплив градієнта температур, вони встановили нелінійну залежність

між тепловим опором свердловини та температурою рідини на виході. Це дослідження пропонує важливі рекомендації щодо проектування ҐТО. За допомогою розрахунків автори [53] перевірили діаметр коаксіальної труби та виявили, що для коаксіальних теплообмінників з великою довжиною швидкість теплоносія та теплові втрати мають значний вплив на продуктивність системи. Термодинамічна ефективність теплообмінника підвищується, коли діаметр зовнішньої кільцевої труби залишається постійним при збільшенні діаметра внутрішньої труби. Порівнюючи U-подібний та коаксіальний теплообмінники Курев'я зосередився на моделюванні таких систем та дослідженні їх ефективності [54]. У розчинах етиленгліколю з різними реологічними властивостями, автори [53] представили новий метод термодинамічного аналізу в стаціонарному стані, який прирівнює падіння тиску до опору стовпа рідини в свердловині. Цей метод дозволяє ефективно аналізувати потужність і термічний опір подвійних U-подібних і коаксіальних ҐТО під час тривалої експлуатації. Автори запропонували подібність термічного та електричного опорів і розробили схеми, які допомагають аналізувати ці величини більш точно. Це дослідження дає новий погляд на взаємозв'язок між структурою теплообмінника та тепловим потоком, який передається від ҐТО до ґрунту.

На додаток до порівнянь і вдосконалень моделей процесів, в багатьох дослідженнях також порівнювали вплив геометричних розмірів на ефективність ҐТО. У межах дослідження композитної коаксіальної моделі результати аналізу Гордон та ін. показують, що збільшення діаметра внутрішньої труби може додатково зменшити необхідну довжину теплообмінника та збільшити загальний COP ґрунтового ТН [55]. Останні дослідження розглядали термічні опори, які виникають в поверхневих зонах ҐТО під впливом сезонних факторів та динамічного теплового потоку. Прогнозуючи ефективний час роботи, що відповідає появі досліджуваного явища (опору), може бути належним чином визначена ефективна відстань між двома свердловинами [56].

Лі та ін. [57] використали покращену 3D-модель для дослідження впливу потоку ґрунтових вод на теплообмін. Було досліджено вплив кількох ключових

конструктивних і робочих параметрів на теплопередачу. Порівняно з U-подібним ҐТО, багатокамерний коаксіальний ҐТО продемонстрував збільшення коефіцієнта теплопередачі на 10,32 %. Таке рішення може знизити енергоспоживання всієї системи на 9,6 %, а також зменшити довжину ҐТО на 13,3 %.

Подібно до U-подібних труб, на коаксіальні ҐТО впливають не лише загальні фактори впливу, але й комбінований вплив градієнта температури ґрунту, тиску в свердловині та матеріалу трубопроводу. Тим не менш, як U-подібні труби, так і коаксіальні ҐТО демонструють виключно ефективну теплопередачу.

1.3.3 Горизонтальний ґрунтовий теплообмінник

На сьогоднішній день багато країн і регіонів запровадили стандартні правила, щоб сприяти розповсюдженню вертикальних ҐТО. Однак, через довгий термін окупності та невеликий економічний ефект для споживачів, використання вертикальних теплообмінників залишається переважно обмеженим, тому горизонтальні ҐТО набувають все більшої популярності та широкого використання.

Через сезонні коливання температури ґрунту на невеликій глибині термодинамічна ефективність горизонтальних ҐТО більш нестабільна, ніж у вертикальних системах. Крім того, горизонтальні ҐТО зазвичай вимагають більших земельних ділянок і довших труб нижнього контуру. Однак це обмеження не перешкоджає широкому застосуванню горизонтальних ҐТО в системах ґрунтових ТН у багатьох країнах. Через різні геологічні умови середня вартість буріння ҐТО коливається від 10 до 20 доларів США за метр [57]. Глибина закопування горизонтального ҐТО складає приблизно 3-5 м, а глибина буріння свердловини від 50 до 150 м. Отже, вертикальні ҐТО є більш дорогим рішенням.

Фактори, що впливають на ефективність горизонтальних ҐТО, включають: геометрію та матеріал трубопроводу, тип робочої рідини, глибину прокладання ТО, коефіцієнт тепловіддачі ґрунту, термічний опір, температуру навколишнього середовища, перепад тиску в ТО тощо. Серед них геометрія ҐТО має найбільш

значний вплив на ефективність системи. Типи прокладання труб в горизонтальному ҐТО були широко досліджені за останні роки (рис. 1.5).

1.3.3.1 Лінійно-контурний теплообмінник

Горизонтальна геотермальна система, що використовує теплообмінник з лінійно-контурним типом, демонструє характеристики простого укладання та монтажу. Це одна з найпростіших горизонтальних систем, що використовуються в домогосподарствах і на заводах [58] для опалення та кондиціювання приміщень різного призначення.

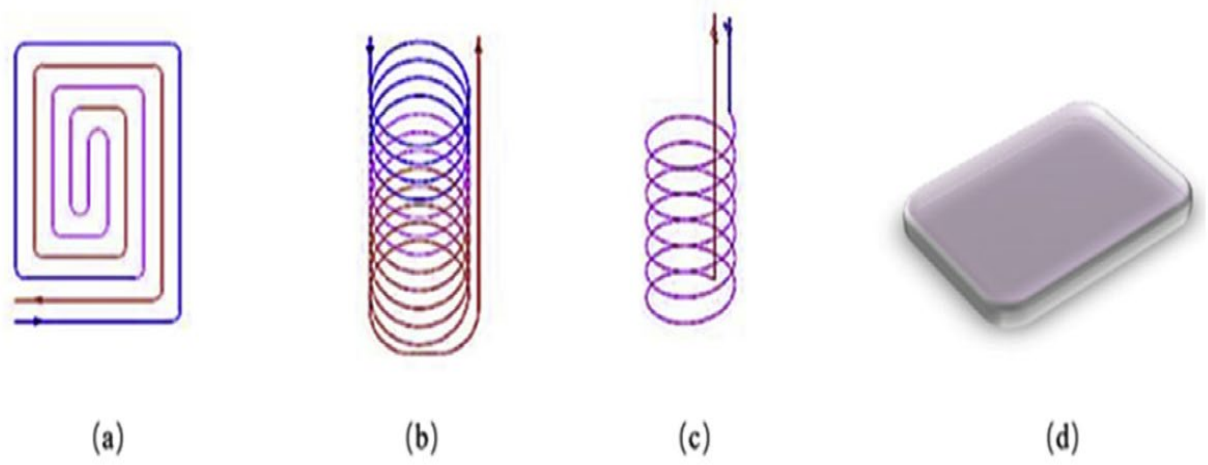


Рисунок 1.5 – Лінійно-контурний (a), спірально-змійовиковий (b), гвинтовий (c) та пластинчатий горизонтальний (d) тип прокладання в горизонтальних ҐТО.

Було проведено широкі дослідження схеми прокладання трубопроводу лінійним методом, зміни робочої рідини, глибини ґрунту та ступеня обмерзання. Однак відповідні дані досліджень показують, що ця схема прокладання забезпечує високу швидкість відновлення температури ґрунту при цілорічному використанні ТНУ для опалення взимку та кондиціювання повітря влітку і все ще варто просувати за умов обмежених витрат.

На рис. 1.6 зображено зміни температури ґрунту за останнє десятиліття при використанні такої системи [59]. Можна спостерігати, що температура ґрунту

залишалася відносно стабільною, що вказує на збалансований розподіл теплоти в результаті лінійної прокладки труб.

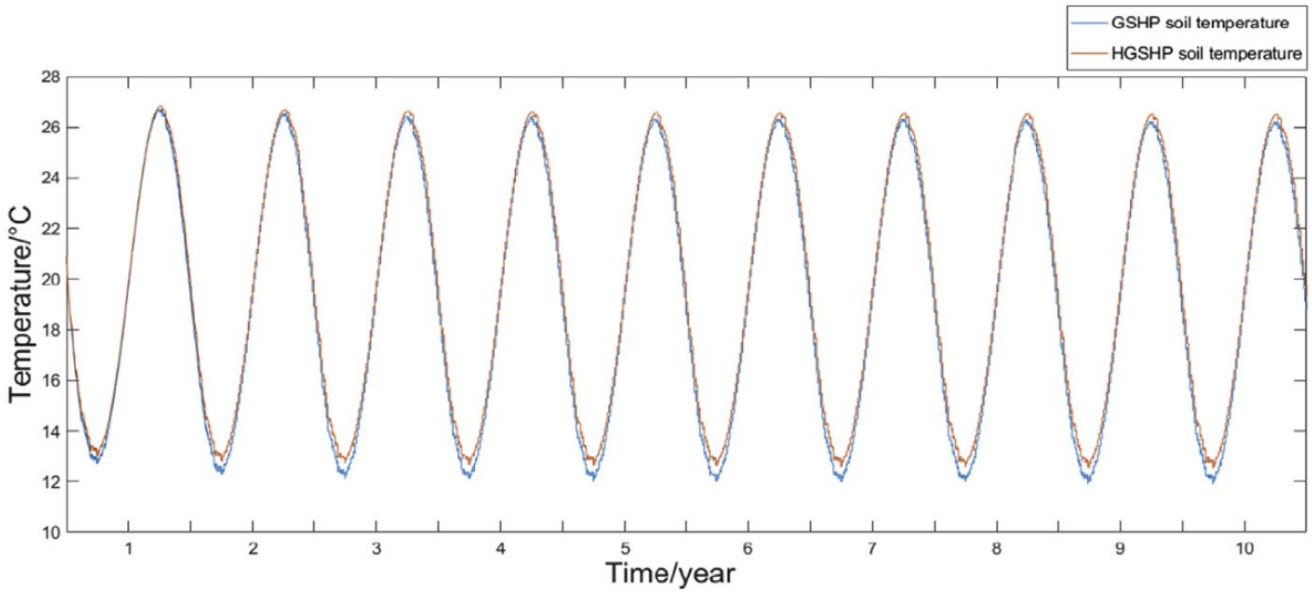


Рисунок 1.6 – Залежність температури ґрунту від часу експлуатації в роках [59].

1.3.3.2 Горизонтальний ҐТО зі спіральним змійовиком

Горизонтальна система із спіральним змійовиком забезпечує більшу щільність теплообмінної труби в межах певної області, вимагаючи менше площі, ніж звичайна лінійна горизонтальна прокладка. Беручи до уваги енергетичний баланс поверхні ґрунту, автори [60] використовували симулятор кінцевих елементів FEFLOW для проведення чисельного моделювання системи і визначили оптимальну конструкцію для горизонтального ҐТО зі спіральним змійовиком. Автор послідовно виміряв температуру ґрунту в точці А (глибина 1,0 м, середина передньої петлі) і точці В (глибина 1,0 м, середина зворотної петлі), де використовувалась система зі спіральним змійовиком з трубами з різною теплопровідністю. Автор виконав чисельне моделювання на основі результатів спостереження і тривалого дослідження ТНУ, тим самим підтвердивши, що модель автора представляє найкращу конструкцію для горизонтального ҐТО в системі ґрунтового ТН зі спіральним змійовиком.

Автори [61] досліджували теплову ефективність горизонтального ҐТО у трьох різних варіаціях (лінійна, спіральна та гвинтова). Дослідники прийшли до

висновку, що інтенсивність теплопередачі на одиницю площі ґрунту була вищою в конструкції зі спіральним змійовиком, порівняно з іншими дослідженими випадками. Лінійний тип прокладки труб, що має чотиришарову структуру, забезпечує найбільш рівномірний розподіл теплоти в ґрунті. У порівнянні з традиційною одношаровою установкою, двошарове розміщення в шаховому порядку виявляється оптимальною конфігурацією як для спіральних, так і для гвинтових конструкцій горизонтального ҐТО, що підвищує ефективність теплообміну на 34 % на одиницю площі ґрунту.

1.3.3.3 Гвинтовий горизонтальний ґрунтовий теплообмінник

У гвинтовому горизонтальному горизонтального ҐТО теплопередаючі труби мають форму змієподібного диска та мають пружинні характеристики. Ці труби стійкі до пошкоджень, викликаних термічним навантаженням, і підходять для проектів з обмеженою потужністю або малими площами теплообміну. Поряд з лінійним контуром і спіральним змійовиком, інженери зазвичай використовують гвинтові схеми для житлових і громадських приміщень невеликої потужності. Автори [62] провели чисельний аналіз для підтвердження експериментальних результатів і вивчення параметрів, що впливають на продуктивність горизонтального ҐТО. Експериментальні результати добре узгоджуються з чисельним аналізом, демонструючи, що гвинтовий тип прокладання труб має більшу ефективність ніж змійовиковий.

З точки зору термічної ефективності, гвинтовий тип горизонтального ҐТО може похвалитися вигідними конфігураціями порівняно з іншими типами прокладання. В останні роки системи горизонтального ҐТО з використанням гвинтових змійовиків активно просувалися з двох основних причин: досягнення балансу між ефективністю теплопередачі та економічністю, а також низькі витрати на встановлення. Однак конструкція з горизонтальним гвинтовим змійовиком стикається з проблемами, оскільки наразі немає задовільних рекомендацій до проектування, що перешкоджає розвитку. Автори [63] звернулися до цієї проблеми, модифікувавши граничні умови існуючих рівнянь і запровадивши новий

метод проектування горизонтальних гвинтових ҐТО. Цей метод дозволяє температурі води на вході бути на рівні 32,09 °С, що є нижчим показником за розрахунковий стандарт значення такої температури 32,2 °С.

1.3.3.4 Пластинчатий горизонтальний ҐТО

Пластинчатий горизонтальний ҐТО демонструє високу ефективність теплопередачі на одиницю площі, привертаючи значну увагу завдяки своїй здатності функціонувати на обмежених площах. Амаде та ін. продемонстрували, що оптимальна відстань між двома суміжними ҐТО становить 4 м, що ефективно пом’якшує несприятливий вплив низьких температур в зонах з суворим кліматом та покращує загальну термодинамічну ефективність системи [64]. У своїй створеній 3D-числовій моделі автори показали, що зниження охолоджувального навантаження на одиницю площі ґрунту можна досягти шляхом збільшення відстані між ҐТО з 2 до 4 м, навіть якщо охолоджувальне навантаження на одиницю площі ҐТО збільшується на 30,1% (рис. 1.7) [64].

Результати моделювання показали, що кращих термодинамічних характеристик можна досягти, закопавши ҐТО у ґрунт з вищою теплопровідністю. Тип ґрунту суттєво впливає на теплові характеристики горизонтальних пластинчатих ҐТО. Крім того, включення вторинного ґрунту навколо горизонтального ҐТО може додатково покращити характеристики системи. Автори [65] запропонували використання вторинного ґрунту, що зменшило початкові витрати на встановлення до 40%. Ця нова концепція дизайну покращує використання обладнання. Нещодавні дослідження показали, що охолоджувальне навантаження, яке забезпечують пластинчасті ҐТО, порівняно з трубчатими ҐТО, вдвічі більше протягом сезону кондиціювання.

Порівнюючи продуктивність горизонтальних пластинчатих та лінійних ҐТО, автори [66] виявили, що пластинчаті пропонують більш високе значення максимального навантаження на кондиціювання будівлі, ніж лінійні ҐТО. Жуковський та ін. порівняли теплові характеристики трубчастих і пластинчатих ҐТО, продемонструвавши, що пластинчатий теплообмінник більш ефективний у

режимі охолодження, ніж у режимі нагрівання [67]. Ефективність теплообмінника в ґрунті із сумішшю води вивчали автори роботи [68].

Їхнє дослідження вивчало вплив прихованої теплоти, що виділяється під час заморожування, у трьох режимах увімкнення/вимкнення. Ефективність теплопередачі може бути збільшена до 31,6 % за вологих умов і найвищої частоти вмикань/вимкнень. Таким чином, використання ҐТО у вологому ґрунті та використання відповідної робочої частоти вмикання/вимкнення в межах інтервалу обледеніння може підвищити загальна продуктивність системи.

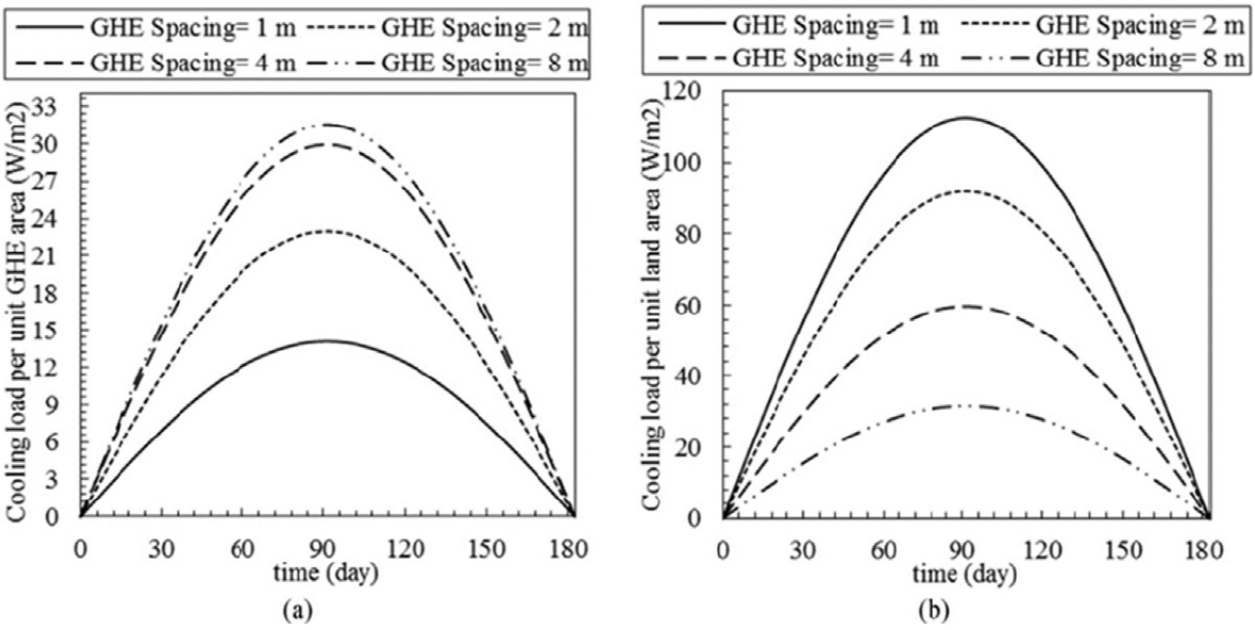


Рисунок 1.7 – Навантаження на охолодження для різних значень відстані між ҐТО: (a) на одиницю площі ҐТО та (b) на одиницю площі ґрунту [64].

В загальному, питання конструктивних рішень, які можуть застосовуватись для підвищення енергетичної ефективності ґрунтових ТН у літературі досліджено на високому рівні, однак фундаментального, узагальненого підходу вивчення термодинамічної ефективності розглянутих схем не розглянуто.

1.4 Аналіз факторів, що впливають на ефективність ґрунтових ТН

На продуктивність системи ґрунтового ТН впливають різноманітні фактори, як прямо, так і опосередковано. Ці фактори можна класифікувати на основі

компонентів системи, а саме нижнього контуру, верхнього контуру та блоку ТН. На рис. 1.8 представлено схематичне зображення системи і її компонентів.

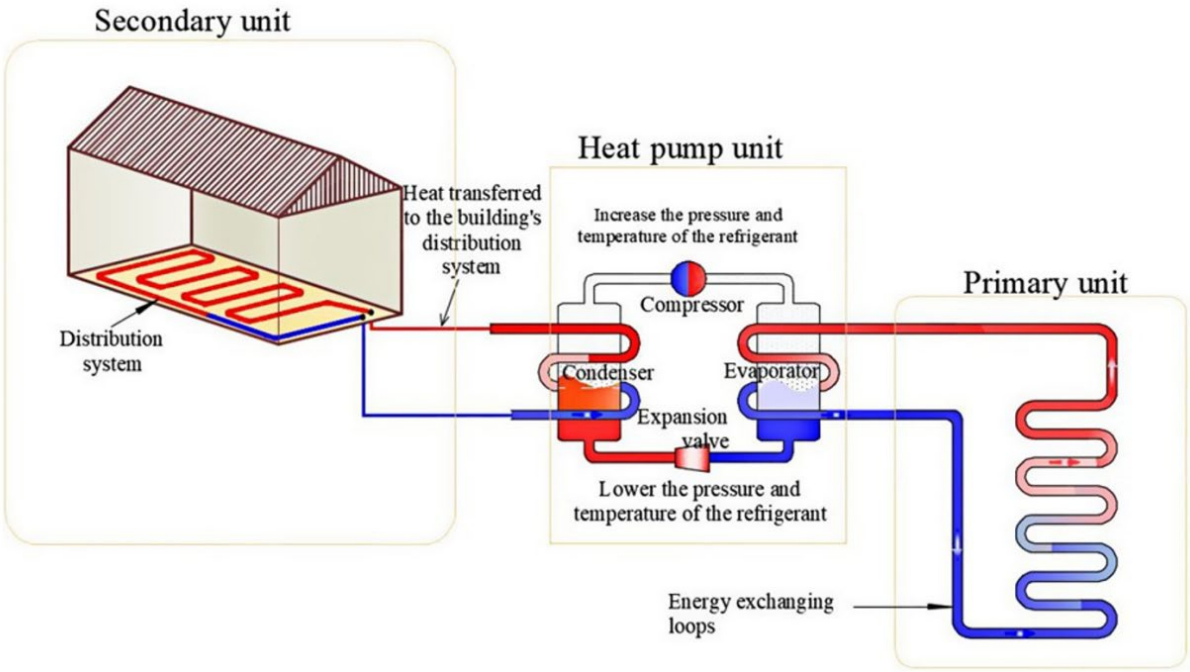


Рисунок 1.8 – Схематичне зображення системи ґрунтового ТН і її компонентів

На етапах планування, проектування та будівництва слід ретельно враховувати наступні фактори, які можуть відрізнятися залежно від типу будівлі та поведінкових характеристик мешканців. Ці фактори були досліджені в роботах [69, 70, 71, 72]:

- завчасне впровадження екологічного енергетичного планування для будівлі;
- визначення бажаного погодинного навантаження на опалення, вентиляцію та кондиціювання приміщень;
- належний облік можливих втрат теплоти в системі під час розрахунку навантажень на опалення/кондиціювання повітря;
- розуміння моделей використання будівлі;
- детальний аналіз геометричних особливостей будівлі;
- включення аспектів будівельної кліматології, таких як якість ізоляції дахів, стін, стель, розмір і якість вікон тощо;

- визначення рівня активності мешканців.

Фактори верхнього контуру системи:

- оцінка стійкості та довговічності трубопроводів верхнього контуру, радіаторів та інших компонентів, які складають систему опалення.

Фактори агрегату ТН:

Сам компонент ТН має певні фактори, які можуть впливати на загальну продуктивність системи опалення та кондиціювання повітря. Ретельний аналіз цих факторів може максимізувати енергетичну ефективність системи. Фактори включають:

- вибір типу системи ґрунтового ТН, з відкритим або замкнутим контуром;
- вибір типу ТН: однонаправленого (тільки для опалення або кондиціюванняповітря) або реверсивного (як для опалення, так і для кондиціювання);
- розгляд можливого використання доступних низькотемпературних джерел енергії;
- аналіз ефективності використання комбінації доступних джерел, вибір оптимальної схеми;
- оптимізація COP теплового насоса;
- вибір типорозміру ТН на основі теплового розрахунку;
- вибір циркуляційних насосів на основі гідравлічного розрахунку;
- визначення довжини ґрунтового контуру, діаметра та матеріалу труб;
- вибір типу теплоносія, або його суміші;
- контроль швидкості потоку теплоносія та умов потоку (ламінарний або турбулентний).

Окрім вищезазначених факторів, існують інші критичні фактори, які необхідно ретельно дослідити через їх значний вплив на ефективність роботи системи. Важливість конкретних факторів може відрізнятися в залежності від типу ґрунтового теплообмінника, який використовується в системі. Наприклад: системи ТН з відкритою свердловиною потребують детальної інформації про витрату

підземних вод, яка відіграє важливу роль у їх проектуванні порівняно з системами ґрунтових ТН із замкнутим циклом.

Параметри міцності ґрунту є особливо важливими для несучих елементів (наприклад, свердловинних фундаментів, діафрагмових стінок, тунелів, фундаментних плит) порівняно з ненесучими елементами (наприклад, свердловинними та траншейними колекторами).

Незважаючи на це, незалежно від уподобань і типів системи, для забезпечення ефективної роботи системи необхідна така загальна інформація:

- гідрогеологічні властивості ґрунту, такі як: рівень ґрунтових вод та його сезонні коливання, напрямок і швидкість потоку ґрунтових вод;

- геотермічні властивості ґрунту, такі як: теплопровідність ґрунту, температурний градієнт, глибина промерзання ґрунту;

- геотехнічні властивості ґрунту, такі як: водовміст ґрунту та гідравлічні властивості, щільність ґрунту та коефіцієнт пустот, параметри міцності на зсув;

- структурні властивості (застосовані до структурних елементів ТН, наприклад, ґрунтових зондів), включаючи: глибина бурового отвору та розташування/відстань, тип і розмір основи, спосіб встановлення;

- хімічний, мінеральний склад ґрунту.

Крім того, коли фундамент або конструктивні елементи використовуються як теплообмінники, не слід ігнорувати їх основну роль у забезпеченні структурної підтримки під час задоволення потреб у опаленні/кондиціюванні. У таких випадках накладені теплові навантаження не повинні перевищувати загальну потужність ґрунтового ТО. Контроль температури в прийнятному діапазоні за допомогою системи управління дозволяє вимкнути систему, забезпечуючи довгострокову продуктивність системи, довговічність і ефективність усієї системи ґрунтового ТН [70].

Для великомасштабних проектів із потребами в опаленні та кондиціюванні, що перевищують 50 кВт, настійно рекомендується розробити чисельну модель і симуляцію всієї системи ґрунтового ТН, що включає моделювання нижнього, верхнього контуру та самої теплонасосної установки. Цей підхід допомагає

зрозуміти принципи роботи системи протягом терміну служби та забезпечує виявлення та вирішення будь-яких потенційних недоглядів або проблем, які можуть виникнути [70].

Більш детально розглянемо найбільш суттєві фактори, що впливають на роботу систем ґрунтових ТН.

1.4.1 Вплив наземного покриття поверхні ґрунту

Фактори наземного покриття поверхні ґрунту, такі як ґрунтовий покрив, споруди, архітектурні форми та флора, впливатимуть на тривалі температурні коливання ґрунту. Коли існує невідповідність між навантаженнями на опалення та кондиціювання повітря, надмірні навантаження будуть накопичуватися в ґрунті, що призведе до впливу на систему та поступово підвищить або знизить середньорічну температуру ґрунту [73].

1.4.2 Вплив руху підземних вод

Для довгострокової експлуатації теплова конвекція, пов’язана з рухом ґрунтових вод, має значний вплив на теплопередачу та температуру теплоносія в нижньому контурі ґрунтового ТН. Більшість сучасних моделей аналізу впливу ґрунтових вод використовують метод, запропонований Інгерсолом та ін. для вирішення задачі дифузійної конвекції шляхом переміщення джерела теплоти [74]. Згодом цей метод був досліджений і розширений кількома дослідницькими групами, включаючи Джиральдо [75], Саттона та ін. [76], Госселіна [77] і Діао та ін. [78]. Теоретично ці моделі еквівалентні одна одній. Однак у практичних застосуваннях дифузія підземних вод є дуже складної, охоплюючи горизонтальні, вертикальні або комбіновані моделі течії. Таким чином, фактичні умови дифузії значною мірою визначають точність гіпотетичної моделі. На жаль, дослідники стикаються з труднощами при включенні більш складних фільтраційних потоків, що ускладнює розширення аналізу [79]. У пористих водоносних горизонтах рух підземних вод може спричинити додаткові зміни в теплопередачі через теплову дифузію. Деякі дослідження намагалися вирішити задачу теплової дифузії шляхом

модифікації аналітичних моделей, таких як об’єднання джерела нескінченного циліндра та рухомого джерела кінцевої лінії [77]. Джиральдо та ін. також досліджував вплив потоку підземних вод і виявив, що він незначний для чисел Пекле нижче 1,2 [75]. Загалом ця задача мало досліджена в літературних джерелах.

1.4.3 Вплив перенесення вологи

У пористих середовищах перенесення вологи часто супроводжує теплообмін. За звичайних обставин передача теплоти в результаті перенесення вологи не має значного ефекту на в продуктивність ґрунтових ТН. Однак коли місцеві теплові характеристики змінюються, це може внести суттєві зміни в геотермальні процеси [80]. Теплопровідність сухого ґрунту значно збільшується зі збільшенням вмісту вологи, і, як правило, коефіцієнт дифузії досягає максимального значення (у 2-3 рази більше, ніж у сухому стані), коли вміст вологи коливається від 5% до 10%. Такі процеси, як ефект Соре/Луї, випаровування води (або конденсація) і дифузія під тиском ще більше ускладнюють аналіз передачі вологи та її впливу на теплопередачу. У результаті поточне рішення для системи вертикального ґрунтового ТО залишається недосконалим [81].

1.4.4 Вплив промерзання ґрунту

Основна конфігурація ґрунтового ТН використовує систему типу вода-вода. Коли температура теплоносія нижнього контуру досягає -4°C, часто відбуваються аномальні зміни в процесі теплообміну. За таких умов середня температура рідини в ґрунтовому контурі низька, що призводить до замерзання ґрунтових вод [82]. Для вирішення цієї задачі можуть бути запропоновані комбіновані схеми ТН опалення та кондиціювання повітря, які використовують додаткові низькотемпературні джерела теплоти, які можуть підвищити температурний режим роботи ґрунтового контуру, тим самим знизивши ризик замерзання ґрунтових вод, що дозволить системі працювати в сталому режимі, без аномальних стрибкоподібних змін продуктивності.

1.5 Висновки до розділу та визначення основних задач дослідження

Аналіз досліджень по темі, які доступні в літературних джерелах дозволяє зробити наступні висновки:

1. Раціональне використання ТН в поєднанні зі скидними низькотемпературними джерелами енергії може вирішити питання енергозбереження в умовах клімату України.

2. В зв'язку зі світовим скороченням енергоспоживання та впровадження урядовими організаціями Європи та світу на законодавчому рівні альтернативних джерел енергії, ТН технології мають тенденцію витіснити класичні системи опалення та кондиціювання (котли, спліт-системи тощо).

3. На даний момент реалізація систем ТН в Україні можлива лише за умови скорочення капіталовкладень на встановлення обладнання, за рахунок вдосконалення існуючих схем використання ТН та на основі раціонального проектування. Основною ідеєю такого підходу є розробка енергоефективних комбінованих схем опалення та кондиціювання з використанням низькотемпературних джерел енергії.

4. Важливим кроком для поширення ТН технологій є комплексний аналіз термодинамічної ефективності різних схем та комбінацій використання енергії в ТН системах та оцінка впливу зовнішніх та внутрішніх факторів на таку ефективність.

5. На сьогодні реалізація та впровадження комбінованих систем ТН опалення та кондиціювання перебуває на рівні поодиноких проектних рішень та не представлена комплексно. Аналіз літературних джерел по темі показав, що дослідження ефективності ТН систем з використанням відновлюваних низькотемпературних джерел енергії представлені одиничними роботами без консолідації результатів та поширення їх на інші системи. Дослідження впливу окремих факторів на ефективність роботи системи та комбінація таких факторів в літературі не представлено.

За результатами проведеного літературного огляду потребують дослідження та розвитку питання підвищення термодинамічної ефективності використання ТН

для опалення та кондиціювання. Виходячи з цього поставлені наступні задачі дослідження:

1. Узагальнити та проаналізувати сучасний стан та проблематику використання ґрунтових теплових насосів в Україні та світі.

2. Проаналізувати сучасні методи підвищення енергетичної ефективності ТН установок в режимі опалення та кондиціювання. Дослідити вплив основних параметрів та факторів на роботу ТН обладнання та визначити вагомість їх впливу на експлуатаційні характеристики роботи системи.

3. Розробити схему та дослідити термодинамічну ефективність роботи комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції на базі ґрунтового ТН з використанням додаткових нижніх джерел енергії:

- комбіновані ТН системи водяного опалення та вентиляції з додатковими нижніми джерелами енергії (стічні води, вентиляційні викиди);
- комбіновані системи водяного опалення та вентиляції, що використовують ґрунтовий та повітряний ТН, підключені каскадно.

4. Проаналізувати термодинамічну ефективність роботи системи кондиціювання повітря на базі ґрунтових ТН:

- теплонасосна система кондиціювання повітря з використанням горизонтального ґрунтового теплообмінника;
- теплонасосна система кондиціювання повітря з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника.

5. Впровадити розроблені рішення для конкретних існуючих будівель та визначити їх фактичну енергетичну ефективність в режимах опалення та кондиціювання

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КОМБІНОВАНИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

2.1 Комбінована теплонасосна система опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту, стічних вод та вентиляційних викидів

Особливої уваги на світовому енергетичному ринку заслуговують теплонасосні технології. Коефіцієнт перетворення таких пристроїв коливається в межах 3-8 одиниць в залежності від джерела тепла нижнього контуру [83, 84]. Найбільш ефективними з цієї точки зору є ґрунтові ТН, які використовують накопичену в ґрунті енергію для задоволення потреб у теплопостачанні будівлі. Їх головна перевага - практично постійна температура джерела низькопотенційного тепла, що забезпечує стабільну роботу системи [85, 86]. Коефіцієнт перетворення ґрунтових теплових насосів, порівняно з повітряними, високий і стабільний цілий рік, тому дозволяє досягти значної економії електроенергії при тривалій експлуатації, але потребує значних капіталовкладень при будівництві (ґрунтовий теплообмінник, буріння свердловин, монтажні роботи) [87].

З наведеного вище огляду літератури можна зробити висновок, що розвиток у цьому напрямку в основному був пов’язаний з проектуванням нових конструктивних рішень, які можуть підвищити ефективність системи, однак такі рішення мають незначний вплив на ефективність системи в цілому [87]. Не менш ефективними, на нашу думку, можуть бути роботи, пов’язані з розробкою та дослідженням систем комбінованого теплопостачання з використанням ґрунтових ТН. Такі дослідження мають на меті підвищення енергетичної ефективності системи шляхом комбінації різних низькопотенційних (часто скидних) джерел теплоти. Така комбінація може сприяти більш широкому розповсюдженню теплонасосних технологій в цілому за рахунок зменшення експлуатаційних витрат на систему теплопостачання та можливе зменшення навантаження, і, як наслідок потужності теплонасосних установок на етапі проектування, що може зменшити капітальні затрати на спорудження системи [88-92].

В даному підрозділі буде розглянуто термодинамічну ефективність використання системи опалення та вентиляції на базі ґрунтового ТН з використанням теплоти стічних вод та вентиляційних викидів.

2.1.1 Опис роботи запропонованої системи

Головною особливістю даного рішення є комбінація ґрунтового ТН з додатковими низькопотенційними джерелами енергії, такими як теплота вентиляційних викидів Q_V та стічних вод будинку Q_{SW}. Згідно схеми (рис. 2.12), в нижньому (ґрунтовому) контурі теплового насосу встановлюється теплообмінник стічних вод будинку (H_{SW}), за рахунок якого температура розчину гліколю, відібравши теплоту Q_{GHE} від ґрунту, підігрівається від температури t_{GHE}^{ex} до t_1, тим самим утилізуючи скидну теплоту стоків.

З іншого боку, у вихідну схему встановлюється теплообмінник-рекуператор (R), за допомогою якого свіже припливне повітря в системі механічної вентиляції підігрівається від температури t_0 до t_{or} за рахунок теплоти відпрацьованого витяжного повітря, що охолоджується від t_{in} до t_h. Далі, потік припливного повітря проходить через підігрівник (H), де догрівається до заданої температури t_{in} в приміщенні.

В даній схемі за рахунок ґрунтового теплового насосу покривається витрата теплоти як на вентиляцію Q_v, так і на опалення Q_h. Використовуючи додаткові низькопотенційні джерела теплоти виникає можливість за рахунок скидної теплоти стоків та відпрацьованого повітря підвищити ефективність схеми теплопостачання на основі ґрунтових ТН. За рахунок такого рішення можна зменшити не тільки експлуатаційні затрати на теплопостачання (електроенергія), а й капітальні – за рахунок зменшення розмірів ґрунтового теплообмінника [93].

2.1.2 Термодинамічний аналіз теплонасосної системи опалення

Термодинамічний аналіз розробленої схеми починається з визначення основних величин у вузлових точках системи та оцінки впливу додаткових джерел енергії на параметри схеми. Використовуючи стічні води будинку, необхідно

передбачити їх розділення на умовно-чисті (душ, ванна, рукомийники, раковини для миття посуду) та холодні (туалет) [85].

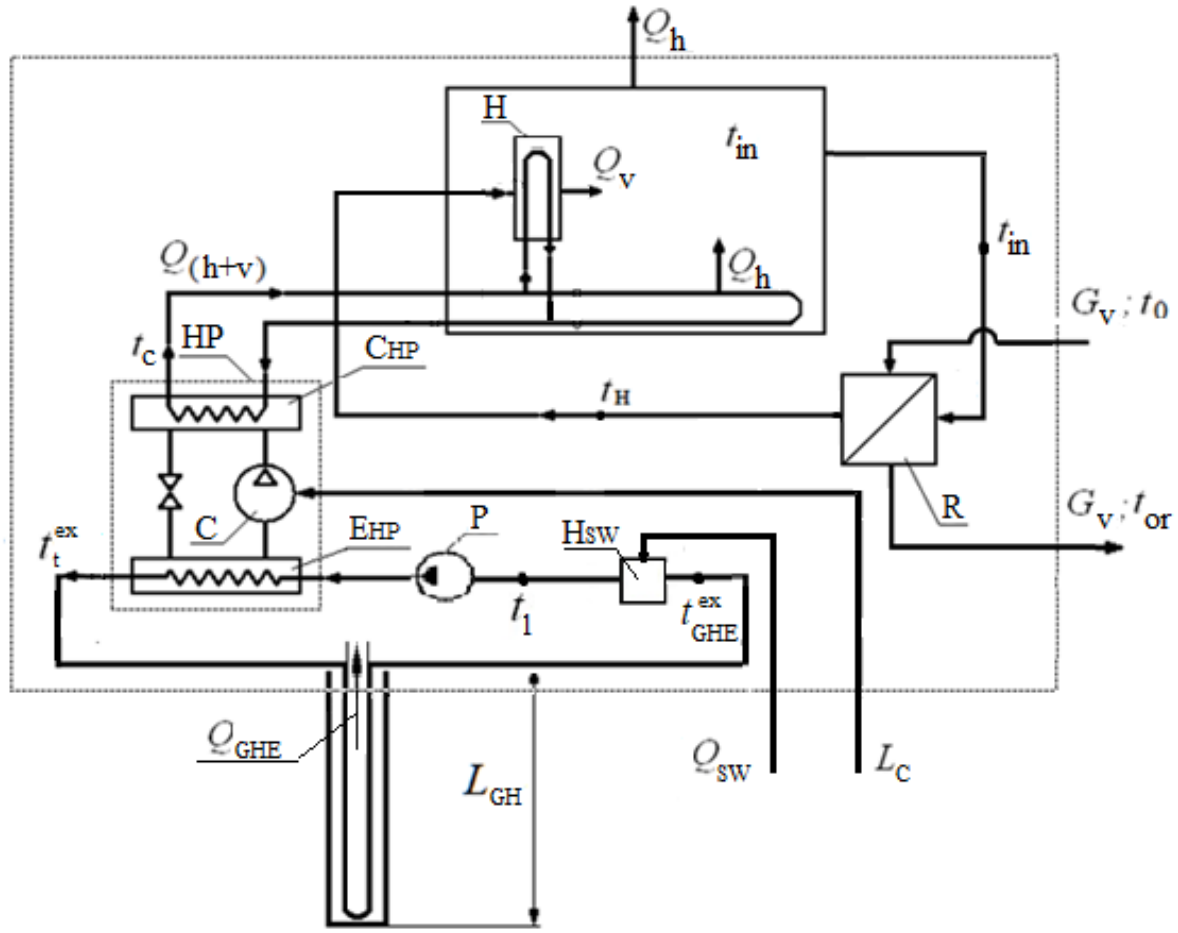


Рисунок 2.12 – Принципова схема комбінованої системи опалення та вентиляції на базі ґрунтового теплового насосу з додатковим використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод будинку: HP–тепловий насос; C_{HP} – конденсатор ТН; E_{HP} – випарник ТН; C – компресор; H_{SW} – теплообмінник-утилізатор теплоти стічних вод; H–підігрівач вентиляційного повітря; P – насос нижнього контуру; R – рекуператор.

Це розділення необхідне для інтенсифікації процесів в теплообмінниках-утилізаторах, адже температура умовно-чистих стічних вод може сягати в середньому 32 °C, тоді як для холодних ця температура не перевищує 10 °C. Оцінка потужності такого джерела теплоти була проведена в [13] і її рівень визначався

співвідношенням теплоти на гаряче водопостачання Q_{HWS} до теплоти на опалення будинку Q_{h}. Приймалось, що

$$Q_{\text{SW}} = Q_{\text{HWS}}, \tag{2.1}$$

тоді Q_{SW} можна оцінити

$$Q_{\text{SW}} = K^{\text{e}} Q_{\text{h}}^{\text{e}}, \tag{2.2}$$

де K^{e} – коефіцієнт, який характеризує кількісне співвідношення теплоти на ГВП до теплоти на опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, а Q_{h}^{e} – тепловий потік на опалення при розрахункових умовах відповідно, кВт.

Якщо праву частину рівняння (2.2) помножити і поділити на тепловий потік при поточних умовах Q_{h}, то можна отримати аналогічний вираз, справедливий при будь-якій температурі навколишнього повітря

$$Q_{\text{SW}} = KQ_{\text{h}}, \tag{2.3}$$

де коефіцієнт K, в свою чергу визначається як

$$K = K^{\text{e}} \frac{t_{\text{in}} - t_0}{t_{\text{in}} - t_0^{\text{e}}}, \tag{2.4}$$

де t_{in} – необхідний рівень температури в опалюваному приміщенні, °С;

t_0– температура атмосферного повітря, °С;

t_0^{e} – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С.

Далі визначимо температуру розчину гліколя t_{t}^{ex} а виході з випарника ТН з балансового рівняння ґрунтового теплообмінника (ҐТО), при заданій і фіксованій температурі на виході $t_{\text{GHE}}^{\text{ex}}$ з ҐТО

$$t_{\text{t}}^{\text{ex}} = t_{\text{GHE}}^{\text{ex}} - \frac{4q_{\text{G}}L_{\text{GH}}}{w\pi d_{\text{in}}^2 \rho_{\text{t}} c_{\text{p}}}. \tag{2.5}$$

Питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення можна визначити аналогічно [85]

$$l_{\text{h+v}} = \frac{\left(L_{\text{C}} + L_{\text{P}}\right)}{Q_{\text{C}}} = \frac{L_{\text{C}} + L_{\text{P}}}{Q_{\text{h}} + Q_{\text{v}}}, \tag{2.6}$$

де L_C, L_P – затрати зовнішньої енергії на привід компресора ТН та насоса нижнього контуру відповідно, кВт;

$Q_к$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.

Визначимо коефіцієнт трансформації ТН

$$\varphi=\varphi_T\eta_{HP}\,, \tag{2.7}$$

де – η_{HP} коефіцієнт ефективності ТН, для реальних ТН на рівні η_{HP}=0,6 [85].

Коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно [85]

$$\varphi_T=\left[1-\frac{T_E^{HP}}{T_C^{HP}}\right]^{-1}=\left[1-\frac{273+t_t^{ex}-\Delta t_E}{273+t_C+\Delta t_C}\right]^{-1}, \tag{2.8}$$

де T_E^{HP} – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

T_C^{HP} – абсолютна температура конденсації в ТН, К;

t_t^{ex} – температура теплоносія на виході з випарника ТН, °С;

t_C – температура теплоносія на виході з конденсатора ТН, °С;

Δt_E – температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С;

Δt_C – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з конденсатора ТН, °С.

Згідно з рекомендаціями в [85], можна прийняти, що для рідкого теплоносія у випарнику ТН – Δt_E = 5 °С, для теплоносія в конденсаторі ТН – Δt_C = 5 °С.

Температура теплоносія t_C, що подається в систему опалення визначається за співвідношенням з [85]

$$t_c=t_{in}+(t_t^e-t_{in})\left[\frac{(t_{in}-t_0)}{(t_{in}-t_0^e)}\right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \tag{2.9}$$

де t_{in} – температура всередині приміщення 20 °С;

t_0 – зовнішня температура повітря, °С;

$t_{\mathrm{t}}^{\mathrm{e}}$ – розрахункова температура нагрівального теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря t_0^{e};

n=0 для низькотемпературних опалювальних систем.

Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається $t_{\mathrm{t}}^{\mathrm{e}} = 45$ °С.

Витрати зовнішньої енергії на привід насосу з рівняння (2.6)

$$L_{\mathrm{P}} = \frac{V_{\mathrm{t}}(\Delta p_{\mathrm{sw+e}} + \Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\eta_{\mathrm{p}}\eta_{\mathrm{dr}}}, \tag{2.10}$$

де $\Delta p_{\mathrm{sw+e}}$, Δp_{GHE} – гідравлічні втрати тиску у контурі випарника і теплообмінник стічних вод та у ВГТО відповідно, кПа;

η_{p} і η_{dr} – ККД насоса і приводу для нього відповідно.

Приймаємо, що для насоса ККД рівний $\eta_{\mathrm{p}} = 0{,}8$, а для приводу $\eta_{\mathrm{dr}} = 0{,}95$ [85].

Втрати тиску у вертикальному ГТО визначаємо за рівнянням Дарсі – Вейсбаха

$$\Delta p_{\mathrm{GHE}} = \lambda \frac{\rho_{\mathrm{t}} w^2}{2} \frac{L_{\mathrm{GHE}}}{d_{\mathrm{in}}}, \tag{2.11}$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя,

$L_{\mathrm{GHE}} = 2L_{\mathrm{GH}}$ – довжина труби, м.

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначається в залежності від режиму течії в контурі як:

- при ламінарному режимі течії в гладких трубах (Re < 2300) – Закон Пуазейля

$$\lambda = 64 / \mathrm{Re}, \tag{2.12}$$

- при турбулентній течіх (Re > 2300) – закон Блаузіуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}, \tag{2.13}$$

де число Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{w d_{\mathrm{in}}}{\nu_{\mathrm{t}}}$;

ν_{t} – коефіцієнт кінематичної в’язкості, м^2/с.

Наступним кроком аналізу є оцінка параметрів вентиляційних викидів. Для цього необхідно охарактеризувати ефективність роботи рекуператора величиною коефіцієнта рекуперації η_r з роботи [14]

$$\eta_r = \frac{t_{in} - t_{or}}{t_{in} - t_0}. \tag{2.14}$$

На основі рівняння (2.14) визначаємо температури вентиляційного повітря $t_н$ та t_{or} [85]

$$t_н = t_0 + \left(t_{in} - t_0\right)\eta_r. \tag{2.15}$$

$$t_{or} = t_{in} - \left(t_{in} - t_0\right)\eta_r. \tag{2.16}$$

Для визначення кількісних характеристик вентиляційних викидів вводимо коефіцієнт m, що визначається як відношення теплоти, затраченої на вентиляцію приміщення до теплоти на опалення

$$m = \frac{Q_v}{Q_h}. \tag{2.17}$$

Тоді тепловий потік, що витрачається на опалення та вентиляцію буде рівним

$$Q_v + Q_h = \frac{Q_{vт}}{m} + Q_v = Q_v\left(\frac{1+m}{m}\right). \tag{2.18}$$

Далі, після визначення основних величин у вузлових точках і оцінки додаткових джерел теплоти переходимо до оцінки ефективності роботи схеми. Для цього запишемо балансове рівняння системи теплопостачання

$$G_v C_v t_0 + L_C + Q_{GHE} + L_P + Q_{SW} = Q_v + G_v C_v t_{or}. \tag{2.19}$$

З рівняння балансу нижнього контуру ТН маємо

$$L_P = Q_E - Q_{GHE} - Q_{SW} = L_P(\varphi - 1) - Q_{GHE} - Q_{SW}. \tag{2.20}$$

Підставивши рівняння (2.20) в (2.19), маємо

$$L_{\mathrm{C}} + L_{\mathrm{C}}(\varphi - 1) + G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} t_0 = Q_{\mathrm{h}} + G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} t_{\mathrm{or}}\,, \tag{2.21}$$

звідки після нескладних математичних перетворень можна отримати рівняння для визначення роботи компресора

$$L_{\mathrm{C}} = \frac{1}{\varphi} G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{in}} - t_0)\left(\frac{1+m}{m} - \eta_{\mathrm{r}}\right). \tag{2.22}$$

Далі, з урахуванням виразів (2.22), (2.10) та (2.18) рівняння (2.6) можна записати як

$$l_{\mathrm{h+v}} = \frac{\frac{1}{\varphi} G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{in}} - t_0)\left(\frac{1+m}{m} - \eta_{\mathrm{r}}\right) + \frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}{\eta_{\mathrm{p}} \eta_{\mathrm{dr}}} \frac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}} + \Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\rho_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}}{G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{in}} - t_0)\left(\frac{1+m}{m}\right)}, \tag{2.23}$$

або після спрощення у вигляді

$$l_{\mathrm{h+v}} = \frac{1}{\varphi}\left(1 - \eta_{\mathrm{r}} \frac{m}{m+1}\right) + \frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}{G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}}}\left(\frac{m}{m+1}\right)\frac{1}{(t_{\mathrm{in}} - t_0)} \frac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}} + \Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\eta_{\mathrm{p}} \eta_{\mathrm{dr}} \rho_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}. \tag{2.24}$$

Видно, що в рівнянні (2.24) виникає комплекс $\frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}{G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}}}$, що являє собою відношення водяних еквівалентів теплоносіїв системи і який потребує додаткового визначення. Для цього запишемо рівняння (2.19) наступним чином

$$\begin{aligned} &\frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}} (t_{\mathrm{t}}^{\mathrm{in}} - t_{\mathrm{t}}^{\mathrm{ex}})}{\varphi - 1} + \frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}{\eta_{\mathrm{p}} \eta_{\mathrm{dr}}} \frac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}} + \Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\rho_{\mathrm{т}} C_{\mathrm{т}}} + G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}} (t_{\mathrm{GHE}}^{\mathrm{ex}} - t_{\mathrm{GHE}}^{\mathrm{in}}) + K G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{in}} - t_0)\frac{1}{m} = \\ &= G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{in}} - t_0)\frac{1}{m} + G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}} (t_{\mathrm{or}} - t_0) \end{aligned} \tag{2.25}$$

З рівняння (2.25) після спрощень отримаємо залежність для визначення комплексу $\frac{G_{\mathrm{t}} C_{\mathrm{t}}}{G_{\mathrm{v}} C_{\mathrm{v}}}$

$$\frac{G_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}}{G_{\mathrm{v}}C_{\mathrm{v}}}=\frac{(t_{\mathrm{in}}-t_0)\dfrac{1}{m}\left(1-K\dfrac{\varphi}{\varphi\text{-}1}\right)+(t_{\mathrm{or}}-t_0)}{\dfrac{4q_{\mathrm{G}}L_{\mathrm{GH}}}{w\pi d_{\mathrm{in}}^2\rho_{\mathrm{t}}c_p}\dfrac{\varphi}{\varphi-1}+\dfrac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}}+\Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\rho_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}\eta_{\mathrm{p}}\eta_{\mathrm{dr}}}}. \qquad (2.26)$$

Тоді, з врахуванням (2.26) питомі затрати зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію будуть визначатись наступним чином

$$l_{\mathrm{h+v}}=\frac{1}{\varphi}\left(1-\eta_{\mathrm{r}}\frac{m}{m+1}\right)+\left(\frac{\left(1-K\dfrac{\varphi}{\varphi-1}\right)+m\dfrac{(t_{\mathrm{or}}-t_0)}{(t_{\mathrm{in}}-t_0)}}{\dfrac{4q_{\mathrm{G}}L_{\mathrm{GH}}}{w\pi d_{\mathrm{in}}^2\rho_{\mathrm{t}}C_p}\dfrac{\varphi}{(\varphi-1)}+\dfrac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}}+\Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\rho_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}\eta_{\mathrm{p}}\eta_{\mathrm{dr}}}}\right)\frac{1}{1+m}\frac{(\Delta p_{\mathrm{sw+e}}+\Delta p_{\mathrm{GHE}})}{\eta_{\mathrm{p}}\eta_{\mathrm{dr}}\rho_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}}. \qquad (2.27)$$

Також, цікавою характеристикою для оцінки ефективності роботи системи є величина питомого навантаження на ГТО, що визначається як відношення Q_{GHE} до $Q_{\mathrm{h}}+Q_{\mathrm{v}}$. За допомогою досліджень цієї величини виникає можливість оцінити ефект від заміщення ґрунтового теплообмінника додатковими джерелами теплоти, які пропонуються для комбінації. Цей ефект в свою чергу напряму пов'язаний за капітальними затратами на спорудження ґрунтового контуру ТН (буріння свердловини, монтаж контуру) та експлуатаційними затратами на насос.

Для визначення цієї величини скористаємось рівнянням

$$\frac{Q_{\mathrm{GHE}}}{Q_{\mathrm{h+v}}}=\frac{G_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}(t_{\mathrm{GHE}}^{\mathrm{ex}}-t_{\mathrm{GHE}}^{\mathrm{in}})}{G_{\mathrm{v}}C_{\mathrm{v}}(t_{\mathrm{in}}-t_0)\dfrac{1}{m}}. \qquad (2.28)$$

З урахуванням рівняння (2.26) для $\dfrac{G_{\mathrm{t}}C_{\mathrm{t}}}{G_{\mathrm{v}}C_{\mathrm{v}}}$, а також рівняння (2.5) для різниці температур на виході і вході ГТО остаточно маємо залежність для визначення питомого навантаження ГТО

$$\frac{Q_{\text{GHE}}}{Q_{\text{h+v}}}=\left(\frac{\left(1-K\frac{\varphi}{\varphi-1}\right)+m\frac{(t_{\text{or}}-t_0)}{(t_{\text{in}}-t_0)}}{\frac{4q_{\text{G}}L_{\text{GH}}}{w\pi d_{\text{in}}^2\rho_{\text{t}}C_p}\frac{\varphi}{(\varphi-1)}+\frac{(\Delta p_{\text{sw+e}}+\Delta p_{\text{GHE}})}{\rho_{\text{t}}C_{\text{t}}\eta_{\text{p}}\eta_{\text{dr}}}}\right)\frac{4q_{\text{G}}L_{\text{GH}}}{w\pi d_{\text{in}}^2\rho_{\text{t}}C_p}\frac{1}{(1+m)}. \quad (2.29)$$

2.1.3 Розрахунковий аналіз схеми

Для визначення основних величин, що характеризують ефективність роботи системи теплонасосного опалення та вентиляції було використано чисельний метод.

Змінні параметри, що є визначальними в розрахунках взято на рівні реальних для цільових об’єктів згідно з попередніми дослідженнями [13,14]:

- частка теплоти стічних вод будівлі в загальній витраті теплоти на опалення за розрахункових умов навколишнього середовища K^{p}=0…0,3;

- відношення теплоти, що витрачається на підігрів вентиляційного повітря до теплоти на опалення m = 0…2,0;

- коефіцієнт ефективності рекуперативного підігрівача вентиляційного повітря згідно рекомендацій [85] η_{p}=0,4…0,8.

Першою стадією оцінки ефективності запропонованої схеми є дослідження величини питомих витрат зовнішньої енергії на систему опалення та вентиляції. Залежність цієї величини від швидкості теплоносія нижнього контуру при змінних параметрах q_{G}, L_{GH}, d_{in} та K^{e} показано на рис. 2.13.

Проаналізувавши графічні залежності отримані в результаті розрахунку, можна зробити висновок, що вплив використання стічних вод будинку як додаткового джерела теплоти на сумарні питомі затрати енергії досить незначний, в порівнянні з вихідною схемою (біля 2 % зменшення).

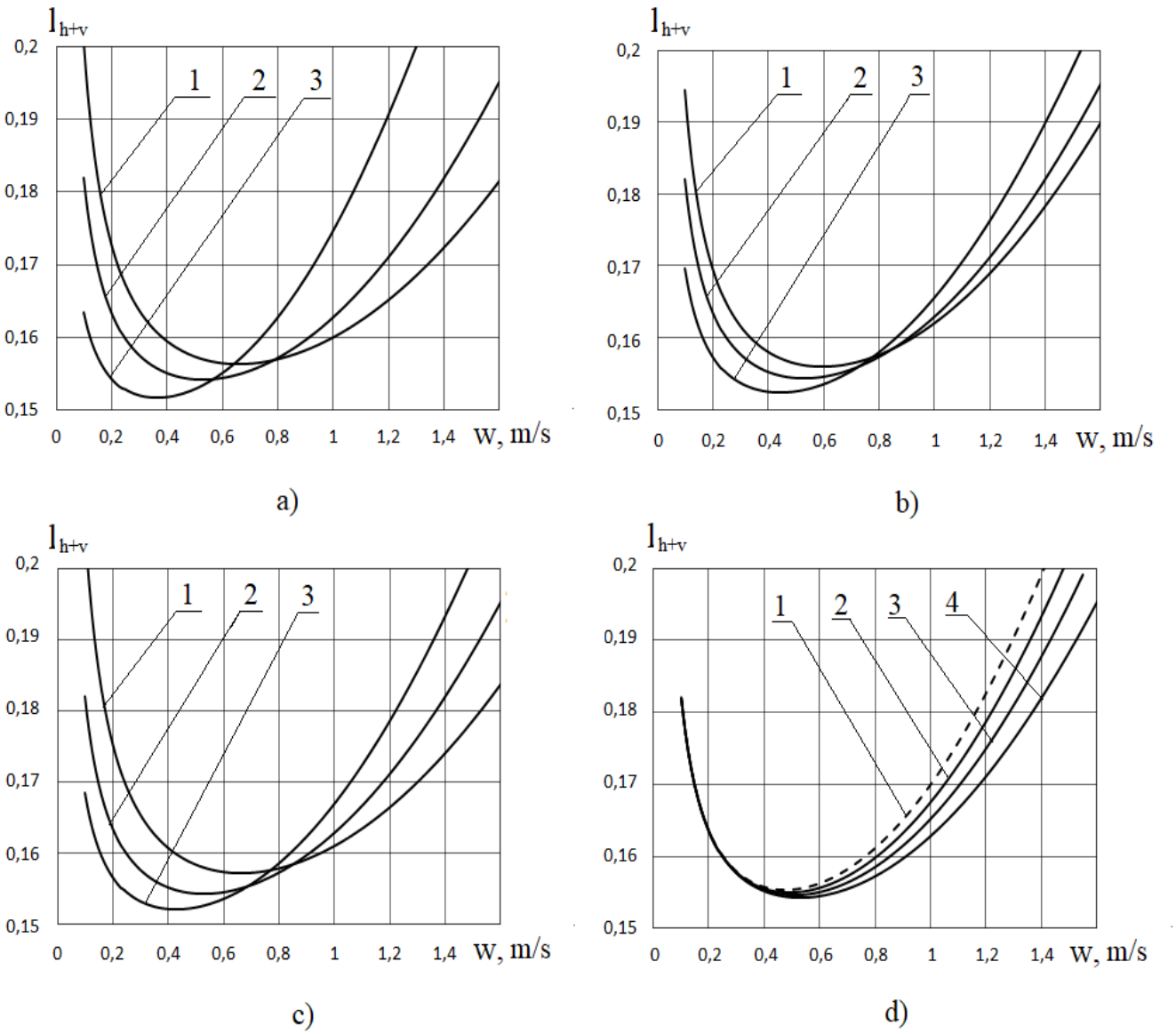


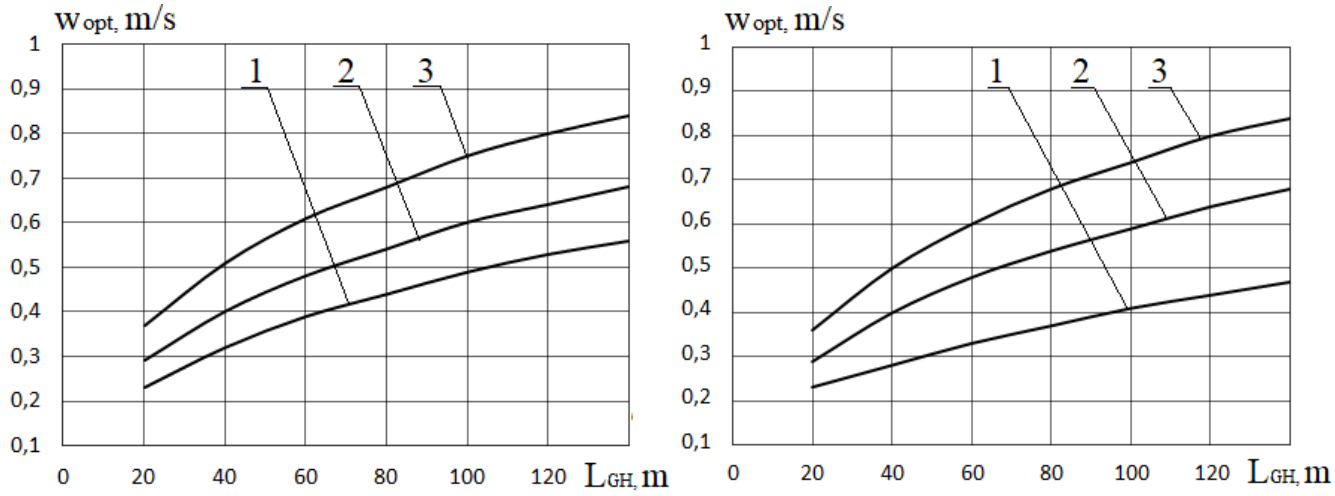
Рисунок 2.13 – Залежності питомих витрат зовнішньої енергії на систему опалення та вентиляції від швидкості теплоносія нижнього контуру: а) 1 – 3 – $q_г$=75; 50; 25 Вт/м відповідно; b) 1 – 3 – $L_{св}$=100; 75; 50 м відповідно; с) б) 1 – 3 – $d_{вн}$=0,025; 0,032; 0,04 м відповідно; d) 1 – 4 – $K^р$ =0; 0,1; 0,2; 0,3 відповідно.

Чітко видно, що як і в попередніх дослідженнях [13], існує оптимальна швидкість теплоносія, при якій питомі затрати енергії мінімальні. Подальшим завданням аналізу стає дослідження залежності оптимальної швидкості від визначальних величин роботи схеми (рис. 2.14).

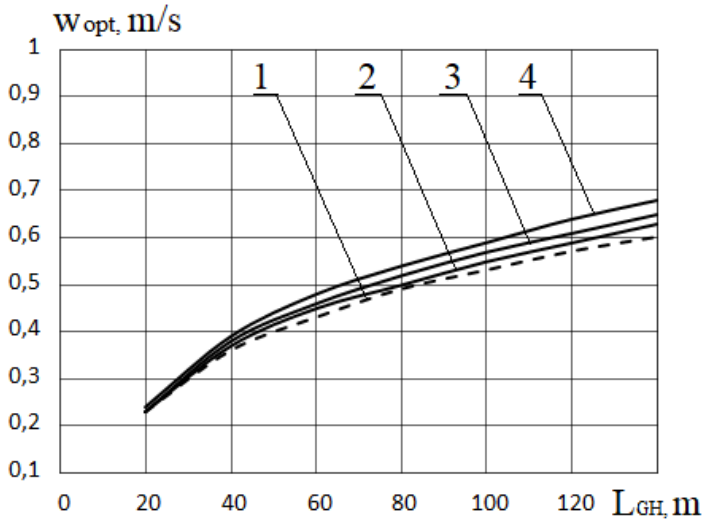
Побудувавши графічні залежності оптимальної швидкості від глибини свердловини при змінних визначальних величинах, стає очевидним, що суттєвий

вплив має зміна величин діаметра трубопроводу та питомої середньорічної теплопродуктивності ґрунтового теплообмінника, в той же час зміна частки теплоти стічних вод впливає несуттєво (зміщення оптимуму швидкості в напрямку зростання на 10%).

Результати розрахунку оптимальної швидкості дають змогу оцінити заздалегідь експлуатаційні умови роботи ґрунтового теплообмінника та забезпечити проектні рішення, які будуть відповідати оптимальним умовам використання теплоти ґрунту при різних режимах роботи схеми.



a) b)



c)

Рисунок 2.14 – Залежності оптимальної швидкості теплоносія нижнього контуру від глибини свердловини: а) 1 – 3 – $d_{вн}$=0,04; 0,032; 0,025 м відповідно; b) 1 – 3 – $q_г$=25; 50; 75 Вт/м відповідно; с) 1 – 4 – $K^р$ = 0; 0,1; 0,2; 0,3 відповідно.

Для передбачення зміни енергетичного навантаження системи теплопостачання за різних кліматичних умов необхідно побудувати залежність питомих витрат зовнішньої енергії від температури навколишнього середовища (рис. 2.15).

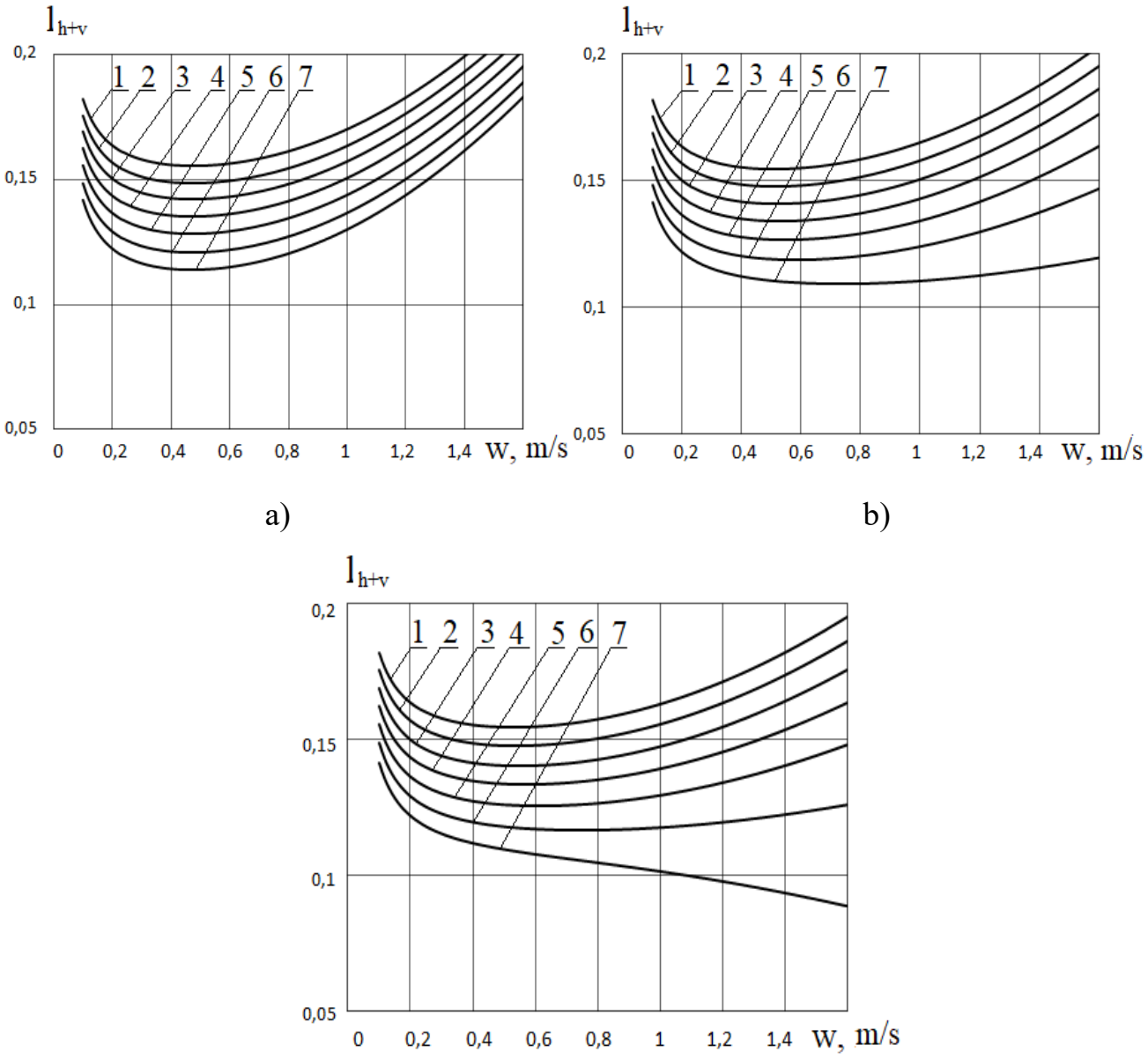


Рисунок 2.15 – Залежності сумарних затрат зовнішньої енергії на систему опалення та вентиляції від швидкості теплоносія нижнього контуру: а) K^e=0, b) K^e =0,2, c) K^e =0,3; 1 – 7 – t_0= -20…10 °C.

Отримані графіки показають чітку залежність мінімуму питомих затрат енергії від температури – рух в сторону збільшення оптимальної швидкості зі зростанням температури.

Досить цікавим є той факт, що при K^e = 0,3 (рис. 2.15, с) чітко видно, що остання крива (t_0=10°C) випадає із загальної закономірності кривих і явище мінімуму питомих затрат енергії зникає як таке. Це пов'язано з тим, що при підвищенні температури зовнішнього атмосферного повітря настає такий момент, коли потреби теплоти на опалення і вентиляцію повністю покриваються за рахунок теплоти, що надходить в нижній контур від теплообмінника стічних вод, а ґрунтовий теплообмінник починає працювати в реверсному режимі, різко зменшуючи теплове навантаження випарника і відповідно затрати енергії на компресор ТН.

При цьому рис. 2.16 ілюструє характер зміни оптимальної швидкості теплоносія нижнього контуру від температури зовнішнього повітря при різних значеннях відносної потужності теплообмінника стічних вод (коефіцієнт K^e) і різних відносних витратах теплоти на вентиляцію (коефіцієнт m).

Видно, що відхилення оптимальної швидкості від постійного значення зростає зі збільшенням коефіцієнта K^e, що приводить до зменшення теплового навантаження ГТО і зменшується при збільшенні коефіцієнта m, тобто при підвищенні теплового навантаження верхнього контуру ТН.

Із залежностей, що зображені на рис. 2.16, також видно, що існує деяке значення температури навколишнього середовище, після досягнення якого оптимум швидкості починає різко зміщатись в сторону зростання. Таке явище спостерігається при додатних значеннях температури. Однак, при збільшенні частки теплоти на вентиляцію криві згладжуються і система стає більш стабільною.

Це явище вказує на ефективність використання запропонованого рішення комбінації декількох низькопотенційних джерел теплоти з експлуатаційної точки зору [85].

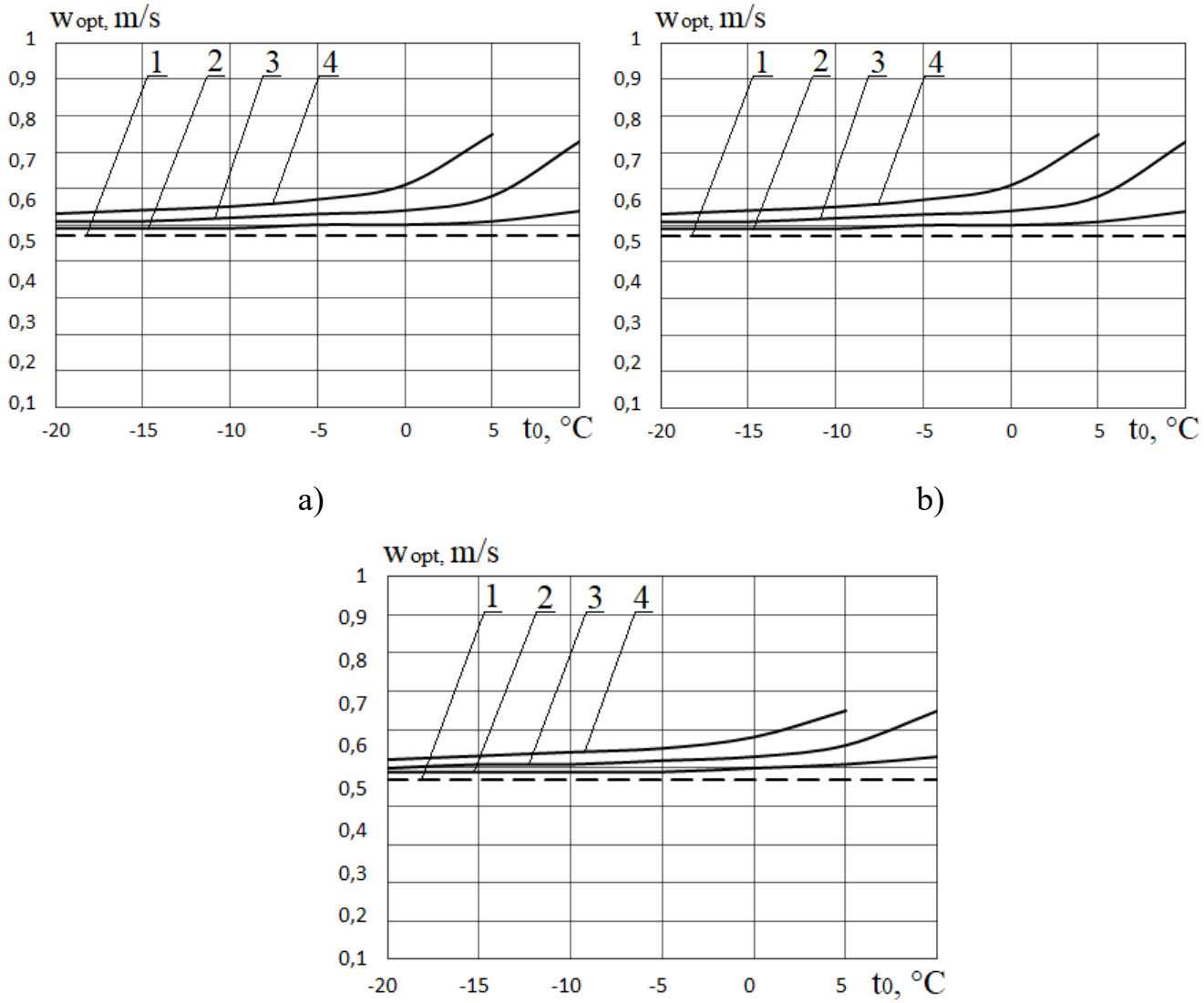


Рисунок 2.16 – Залежності оптимальної швидкості теплоносія нижнього контуру від температури атмосферного повітря: a) m=0, b) m=1, c) m=2; 1 – 4 – K^e =0…0,3.

Іншим важливим експлуатаційним ефектом від використання комбінованої схеми є зменшення мінімальних затрат зовнішньої енергії на схему теплопостачання, які мають місце при оптимальних швидкостях теплоносія в нижньому контурі ТН. Залежності цієї величини від температури навколишнього середовища при змінних визначальних параметрах показано на рис. 2.17.

Видно, що мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти суттєво знижуються при збільшенні частки теплоти на вентиляцію

і коефіцієнта рекуперації $\eta_р$ рекуператора, однак практично не залежать від коефіцієнта K^e, що характеризує відносну потужність теплообмінника стічних вод.

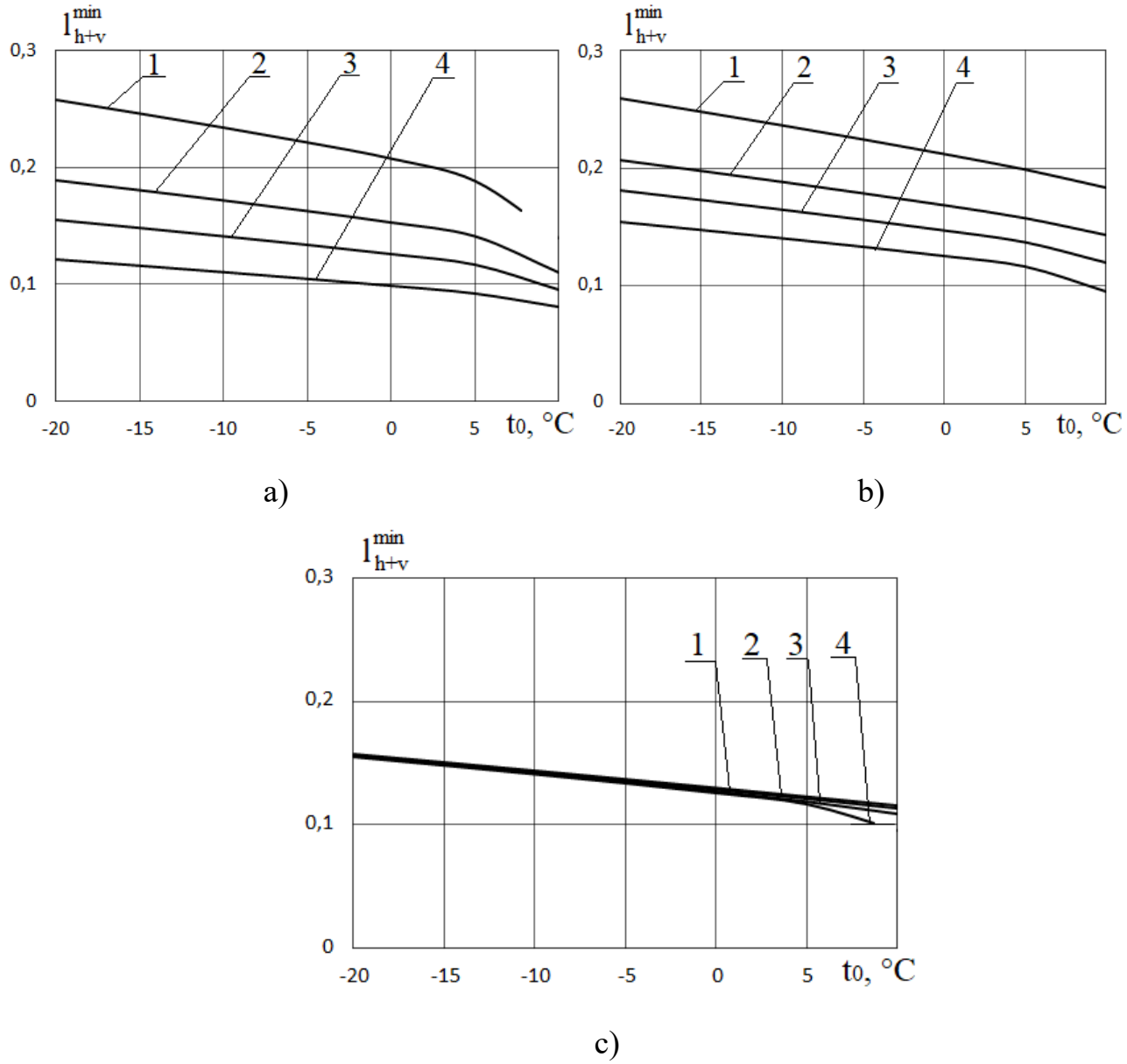
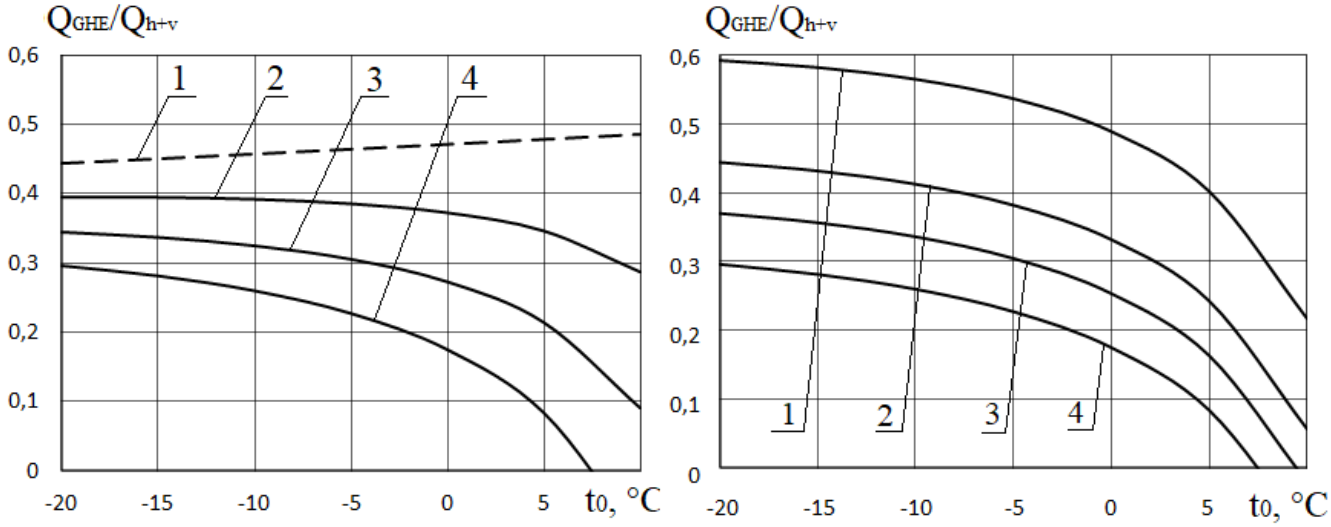


Рисунок 2.17 – Залежності мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на систему від температури атмосферного повітря: а) 1 – 4 – m =0…2; b) 1 – 4 – $\eta_р$=0…0,8; c) 1 – 4 – K^e =0…0,3.

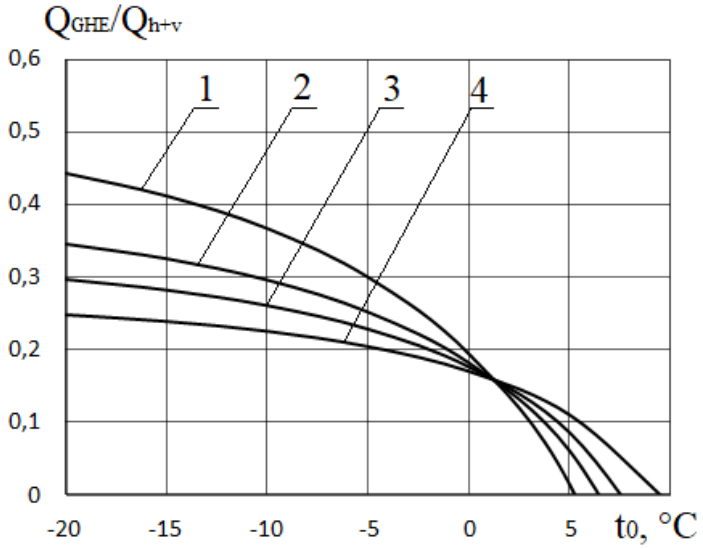
Це пов’язано з тим, що коефіцієнти m і $\eta_р$ характеризують ступінь утилізації теплоти в верхньому контурі і призводять до зменшення витрат теплоти на опалення і вентиляцію, а значить, і до зменшення затрат енергії на ТН, а збільшення

коефіцієнта K^e лише до заміщення теплоти ГТО і не впливає на затрати енергії на компресор ТН.

Важливою характеристикою запропонованої схеми є також вплив окремих елементів комбінованої схеми на відносну потужність ґрунтового теплообмінника, що напряму пов'язано з його розмірами, а значить, з відповідними капітальними затратами на його спорудження. Залежність цієї величини від температури навколишнього середовища показана на рис. 2.18.



a) b)



c)

Рисунок 2.18 – Залежності питомого навантаження ґрунтового теплообмінника від температури атмосферного повітря: а) 1 – 4 – K^e =0…0,3; b) 1 – 4 – η_p=0..0,8 c) 1 – 4 – m=0…2.

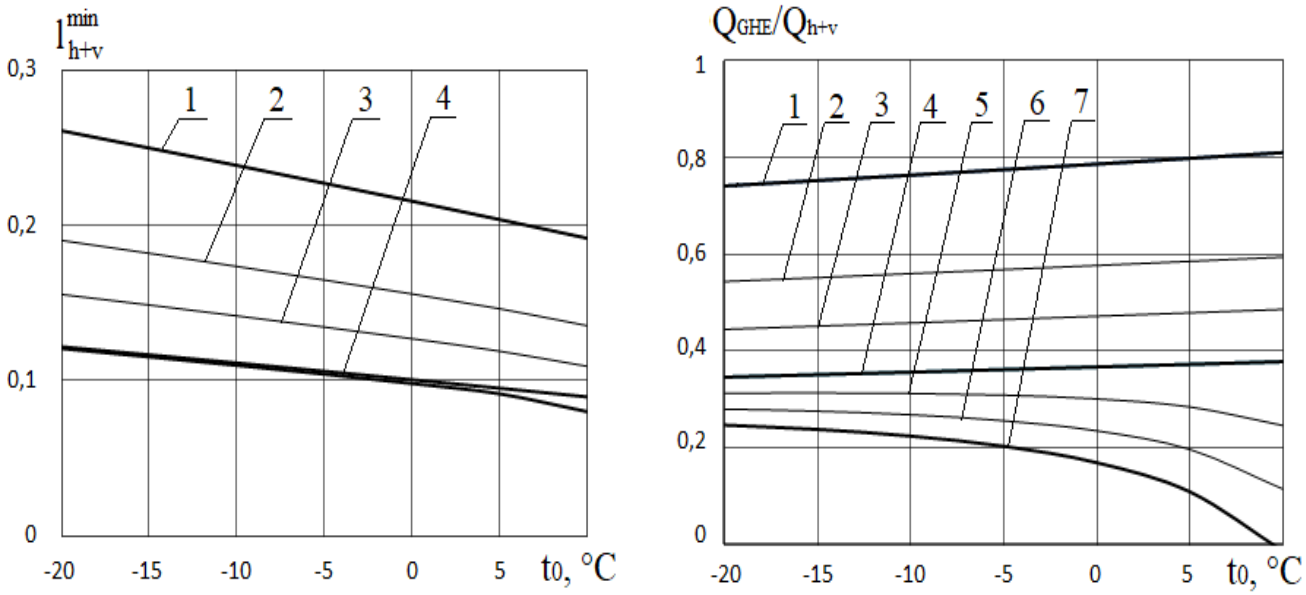
Як видно з рис. 2.18, а – вплив додаткового встановлення теплообмінника стічних вод на питому теплопродуктивність ГТО є суттєвим. Так, при збільшенні температури навколишнього середовища за відсутності ТО стічних вод навантаження на ГТО зростає, а за його наявності – навпаки. Слід також зазначити, що ефект від використання такого рішення очевидний: при збільшенні коефіцієнта K^{e} з 0 до 0,3, t навантаження на ГТО зменшуються на 35 % за розрахункової температури t_0, а при збільшенні цієї температури ефект зростає до 80 %.

Також слід відмітити суттєвий вплив ефективності рекуперації вентиляційних викидів на продуктивність ГТО: встановлення високоефективного рекуператора може зменшити навантаження на ГТО і, як наслідок, капітальні затрати в 2 рази при розрахунковій температурі повітря.

Не менш вагомий ефект досягається за рахунок збільшення частки теплоти на підігрів вентиляційного повітря. З графічних залежностей, які наведені на рис. 2.18, с видно, що при m=2 (відповідає частці навантаження на вентиляцію сучасних торгівельно-розважальних центрів), необхідна продуктивність ГТО зменшується майже вдвічі, в порівнянні зі схемою без вентиляції (m=0, житлові приватні будинки). Слід зауважити, що починаючи з деякого значення температури навколишнього повітря (за даних умов близько 2,3°С) відмічена закономірність стає зворотною, тобто ріст величини m приводить до збільшення питомої продуктивності ГТО. Це пов’язано з тим, що при збільшенні витрат теплоти на вентиляцію (а значить, загального споживання теплоти) потреба в використанні ГТО зберігається до більш високих температур зовнішнього повітря.

Співставлення впливу окремих елементів комбінованої схеми на показники її ефективності представлено на рис. 2.19.

При цьому, як видно з рис. 2.19, а, питомі затрати зовнішньої енергії на ТН при роботі без рекуператора не залежать від додаткових витрат теплоти на вентиляцію. При роботі з рекуператором питомі затрати енергії зменшуються при збільшенні як потоку вентиляції, так і ефективності рекуператора η_p. При додатковому використанні теплообмінника стічних вод питомі затрати зовнішньої енергії на ТН практично залишаються на незмінному рівні.



a) b)

Рисунок 2.19 – Залежності мінімальних питомих затрат енергії та питомого навантаження ГТО від температури атмосферного повітря: a) 1 - m=0…2; 1 – 4 K^e=0 (η_p=0; 0,4; 0,6; 0,8); 4 - K^e=0…0,3; b) 1 - m=0…2; 1 – 4 - K^e=0 (η_p=0; 0,4; 0,6; 0,8); 5 – 7 - K^e=0…0,3.

При аналізі впливу елементів схеми на питому потужність ГТО (рис. 2.19, b) можна відмітити, що характеристики потоку вентиляції і ефективності рекуператора мають аналогічний вплив, як і на питомі затрати енергії на ТН, однак додаткове використання теплообмінника стічних вод приводить до додаткового зменшення необхідної потужності ГТО.

Підсумовуючи результати, наведені на рис. 2.19, слід зазначити, що використання додаткових низькотемпературних джерел енергії, таких як теплота вентиляційних викидів та стічних вод будинку в запропонованій схемі теплонасосного опалення та вентиляції в розрахунковий період зменшує питомі затрати енергії на ТН (як наслідок, експлуатаційні затрати) приблизно в 2 рази, а питомі навантаження на ГТО (як наслідок, капітальні витрати на спорудження) знижує більше ніж в 3 рази.

Термодинамічний аналіз, представлений у цій роботі, показує принципові можливості підвищення ефективності комбінованої теплонасосної системи на основі ґрунтового теплового насоса за рахунок використання додаткових джерел теплоти в нижньому та верхньому контурах системи та може бути використаний як основа для подальшого економічного розрахунку та проектування такої системи теплопостачання за конкретними параметрами та умовами застосування.

2.1.4 Висновки

1. Використання додаткових джерел теплоти у верхньому (вентиляційні викиди) та нижньому (умовно чисті стічні води) контурі комбінованої системи опалення та вентиляції з ґрунтовим тепловим насосом в цілому характеризується значним позитивним ефектом.

2. Утилізація теплоти вентиляційних викидів у верхньому контурі за допомогою рекуператора для підігріву припливного повітря призводить як до значної економії зовнішньої енергії на приводі ТН (в розрахунковому режимі на 53%), так і до зменшення необхідної потужності ґрунтового теплообмінника (в розрахунковому режимі на 45%), що призводить до зменшення його розмірів і капітальних витрат на його будівництво. При цьому як величина економії енергії на привід ТН, так і зменшення розмірів ґрунтового теплообмінника зростає зі збільшенням як відносного теплового потоку на вентиляцію, так і коефіцієнта рекуперації, який характеризує ефективність рекуператора вентиляційної системи.

3. Застосування теплообмінника стічних вод практично не впливає на оптимальне значення швидкості теплоносія в нижньому контурі ТН і сумарну питому витрату зовнішньої енергії на привід компресора ТН і циркуляційного насоса. При цьому в проектному режимі і в холодну пору року використання теплоти стічних вод нижнього контуру призводить до додаткового заміщення теплової потужності ґрунтового теплообмінника, що тягне за собою зменшення його розмірів і відповідних капітальних витрат (на 15%).

2.2 Аналіз ефективності використання комбінованої теплонасосної системи на базі ґрунтового та повітряного теплових насосів для опалення та вентиляції підключених каскадно

Щоб забезпечити цілорічне опалення будівель, повітряний ТН є найпопулярнішим типом. Однак його не можна використовувати в районах із холодною зимою через ризик обмерзання випарника. Хоча ТН повітря-вода можуть працювати взимку для теплопостачання будівлі, COP (коефіцієнт перетворення) зазвичай набагато нижче, ніж у ТН ґрунт-вода через постійну протягом року і досить високу температуру джерела теплоти - ґрунту [93-97]. Коли повітряні ТН використовуються взимку, низькі температури навколишнього середовища викликають зниження температури випаровування, що призводить до катастрофічного зниження ефективності, зниження температури конденсації або навіть до відключення системи [98].

Отже, можна зробити висновок, що використання атмосферного повітря як нижнього джерела теплоти в теплонасосному опаленні будівель є неефективним у широтах із холодною зимою [99, 100]. Температурний рівень зовнішнього повітря не дозволяє досягти необхідного ефекту від використання теплового насоса. Разом з тим, виникає проблема малої продуктивності одиничної теплонасосної установки для забезпечення теплопостачання систем вентиляції та опалення громадських будівель з великим внутрішнім об’ємом. Для таких цілей необхідно вибрати теплоносій з більш високим температурним потенціалом, але водночас легко доступним [101]. Таким джерелом є відпрацьоване повітря систем вентиляції. Варто зазначити, що використання вентиляційних викидів як джерела теплоти має ряд переваг, а саме: високий і постійний температурний потенціал, надійність, циклічність системи утилізації теплоти (вторинно використовується теплота, витрачена на нагрівання припливного повітря) [102].

Однак, при використанні теплового насоса повітря-вода, що працює на вентиляційних викидах на об'єктах, де споживання теплової енергії системою опалення значно перевищує споживання в системі вентиляції, потужності такого

ТН для забезпечення опалення та вентиляції може не вистачити [101]. Цю проблему можна вирішити за допомогою каскадного використання ТН з повітряним та ґрунтовим джерелом теплоти.

Особливість запропонованого рішення полягає у використанні послідовного з'єднання по воді конденсаторів повітряного та ґрунтового ТН, а також в утилізації теплоти вентиляційних викидів на випарнику повітряного ТН. Використання такого рішення на етапі проектування системи опалення та вентиляції дозволить збалансувати переваги та недоліки двох найбільш використовуваних типів ТН та створить умови для більш ефективного використання теплонасосних технологій загалом.

2.2.1 Опис роботи системи та постановка задач

Принципова схема описаного вище рішення з теплопостачання систем опалення та вентиляції будівлі з використанням двох послідовно з'єднаних теплових насосів (повітряного та ґрунтового) показана на рис. 2.20.

Основною особливістю представленої на малюнку схеми є послідовне підключення по воді конденсаторів двох ТН, а саме повітряного, який відбирає теплоту від відпрацьованого вентиляційного повітря та ґрунтового ТН.

Так, згідно зі схемою, відпрацьоване вентиляційне повітря з температурою t_{in} (температура всередині приміщення) яка підтримується в приміщенні, потрапляє у випарник повітряного теплового насосу, де віддає теплоту фреону, випаровуючи його і тим самим охолоджуючись до температури t_{ev}. Після підняття температурного потенціалу теплота в конденсаторі повітряного ТН передається теплоносія системи опалення та вентиляції, тим самим підігріваючи його від температури t_r (зворотня вода) до t_g (проміжна). Далі теплоносій верхнього контуру потрапляє в конденсатор ґрунтового теплового насоса, де підігрівається до температури t_c – температури подачі в систему опалення та вентиляції. Після цього підігрітий теплоносій подається в систему теплопостачання, де дає теплоту свіжому припливному повітрі в підігрівачі Н, а також опалювальним приладам системи опалення.

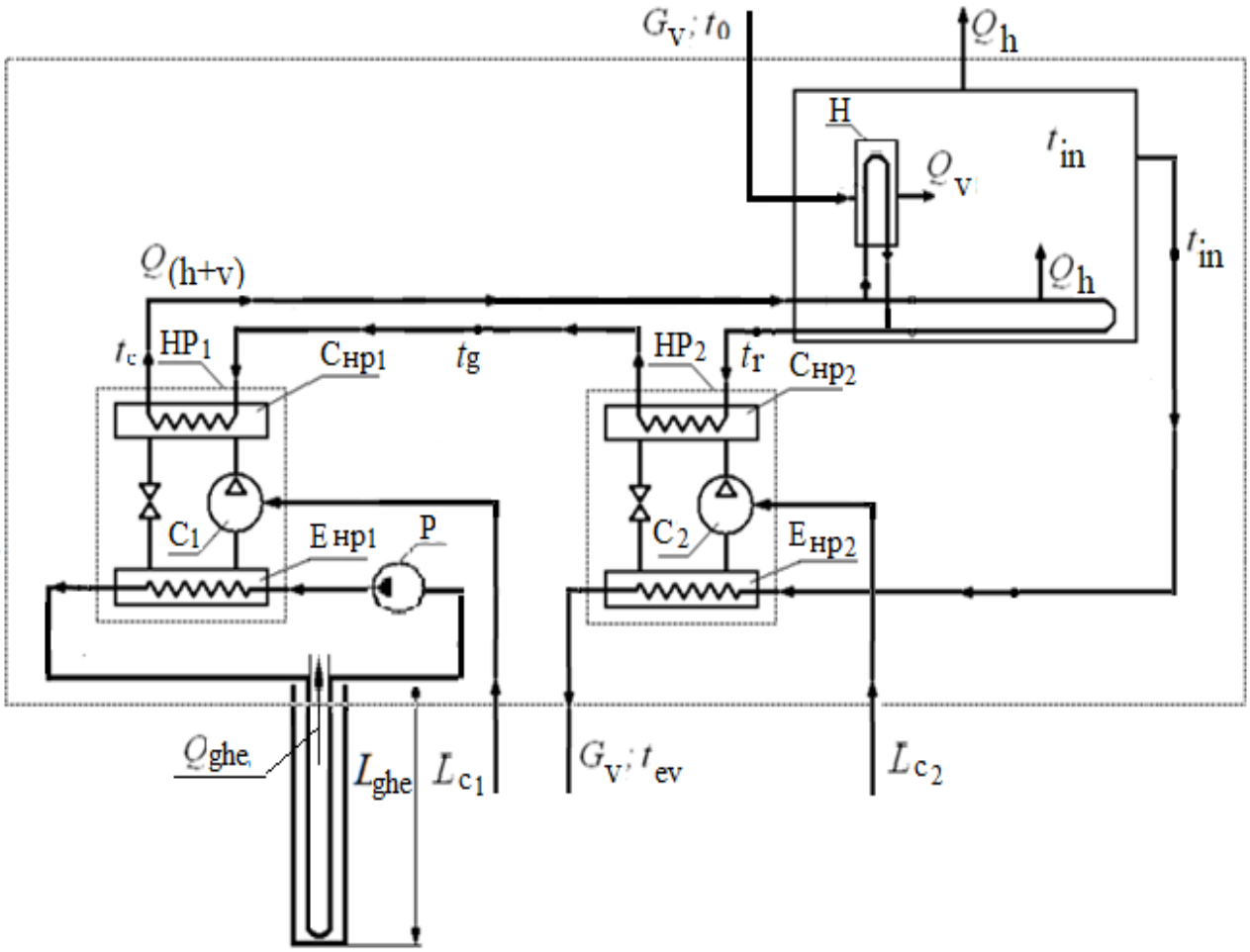


Рисунок 2.20 – Принципова схема повітряного та ґрунтового теплового насосу підключених послідовно в каскаді для опалення та вентиляції будівлі: $HP_{1,2}$ –ґрунтовий та повітряний ТН; $C_{нр1,2}$ – конденсатори ґрунтового та повітряного ТН; $E_{нр1}$, $E_{нр2}$ – випарники ґрунтового та повітряного ТН; C_1, C_2– компресори ґрунтового та повітряного ТН; Н– підігрівач свіжого повітря; Р – насос ґрунтового ТН.

Основним завданням розробки даного комбінованого рішення є прагнення до безвідходного виробництва теплоти, максимальна енергоефективність системи, а також мінімізація капітальних витрат на спорудження системи. Якісні та кількісні показники цих величин були визначені на основі аналізу ефективності теплонасосної системи теплопостачання з повітряним та ґрунтовим тепловими насосами.

2.2.2 Аналіз ефективності запропонованої системи

Особливістю даної схеми є послідовне використання двох нижніх джерел теплоти (теплоти вентиляційних викидів та теплоти ґрунту), які разом з енергією приводів компресорів ТН забезпечують потреби системи опалення та вентиляції об'єкта. У зв'язку з цим постає завдання визначення раціональної глибини використання кожного з цих джерел з метою підвищення ефективності системи загалом. При цьому підвищення ефективності системи передбачає зниження як енергетичних витрат на привід теплових насосів, так і зменшення частки теплового навантаження, що покривається за рахунок використання теплоти ґрунту, що пов'язано зі зменшенням капітальних витрат на спорудження ґрунтового теплообмінника. Зміна частки використання окремих джерел теплоти найбільш зручно зробити шляхом зміни глибини використання теплоти вентиляційних викидів, задаючи різні рівні температури повітря t_{ev} після випарник повітряного ТН. Тоді приймаючи температуру t_{ev}, заданою, частку загальної витрати теплоти на опалення та вентиляцію можна визначити з рівняння теплового балансу всієї схеми, що має вигляд

$$G_{\text{v}}C_{\text{v}}t_0 + Q_{\text{ghe}} + L_{\text{c1}} + L_{\text{c2}} = Q_{\text{h}} + G_{\text{v}}C_{\text{v}}t_{\text{ev}}\,. \tag{2.30}$$

Вводячи (з метою зручності) базову температуру повітря t_{in} всередині приміщення, рівняння (2.30) можна записати як

$$G_{\text{v}}C_{\text{v}}(t_{\text{in}} - t_{\text{ev}}) - G_{\text{v}}C_{\text{v}}(t_{\text{in}} - t_0) + Q_{\text{ghe}} + L_{\text{c1}} + L_{\text{c2}} = Q_{\text{h}} \tag{2.31}$$

З урахуванням балансових співвідношень для величин L_{c1}, L_{c2} и Q_{ghe}

$$L_{\text{c1}} = \frac{Q_{\text{EV1}}}{\varphi_1 \text{-} 1} \tag{2.32}$$

$$L_{c2} = \frac{Q_{EV2}}{\varphi_2 - 1} \tag{2.33}$$

$$Q_{ghe} = Q_{EV1}, \tag{2.34}$$

де φ_1 та φ_2 - коефіцієнти трансформації (COP) повітряного та ґрунтового ТН, рівняння (2.31) набуває вигляду

$$Q_{EV2}\frac{\varphi_2}{\varphi_2 - 1} + Q_{ghe}\frac{\varphi_1}{\varphi_1 - 1} = Q_h + Q_v . \tag{2.35}$$

Суму витрат теплоти на опалення та вентиляцію зручно подати у вигляді

$$Q_h + Q_v = Q_v(1 + \frac{1}{m}) = Q_v\frac{m+1}{m}, \tag{2.36}$$

де $m = Q_v / Q_h$ - відношення теплового потоку на вентиляцію до теплового потоку на опалення. Тоді, з урахуванням (2.36), рівняння (2.35) можна записати у вигляді

$$\frac{Q_{EV2}}{Q_v}\frac{\varphi_2}{\varphi_2 - 1}(\frac{m}{m+1}) + \frac{Q_{ghe}}{Q_h + Q_v}\frac{\varphi_1}{\varphi_1 - 1} = 1, \tag{2.37}$$

звідки вираз для частки теплоти ґрунтового теплообмінника в загальних витратах теплоти на опалення та вентиляцію

$$\frac{Q_{ghe}}{Q_h + Q_v} = \left[1 - \frac{t_{in} - t_{ev}}{t_{in} - t_0}\frac{\varphi_2}{\varphi_2 - 1}\frac{m}{m+1}\right]\frac{\varphi_1 - 1}{\varphi_1} . \tag{2.38}$$

COP φ_1 та φ_2 можуть бути представлені у вигляд співвідношень:

$$\varphi_1 = \eta_{HP}\varphi_1^{i} = \eta_{HP}\frac{1}{1-\frac{273+t_{ev}^{ex}-\Delta t_{ev}}{273+t_c+\Delta t_c}}\,, \tag{2.40}$$

$$\varphi_2 = \eta_{HP}\varphi_2^{i} = \eta_{HP}\frac{1}{1-\frac{273+t_{ev}-\Delta t_{ev}}{273+t_g+\Delta t_c}}\,, \tag{2.41}$$

де η_{HP} - ККД ТН;

φ_1^{i} та φ_2^{i} - теоретичний COP повітряного та ґрунтового ТН;

t_c - температура теплоносія на виході з конденсатора ТН;

t_g - проміжна температура теплоносія;

t_{ev}^{ex} та t_{ev} - температура на виході з випарника повітряного та ґрунтового ТН, відповідно.

Проміжна температура теплоносія між конденсаторами ТН t_g може бути визначена з теплового балансу ґрунтового ТН

$$Q_{ev} + L_c = Q_c\,. \tag{2.42}$$

З урахуванням виразів (2.31), (2.32) та вирази для теплового потоку в конденсаторі ґрунтового ТН

$$Q_c = G_w c_w (t_c - t_g)\,, \tag{2.43}$$

рівняння (2.42) може бути записано як

$$Q_{ghe}\frac{\varphi_1}{\varphi_1 - 1} = G_w c_w (t_c - t_g)\,, \tag{2.44}$$

де водяний еквівалент $G_{\mathrm{w}}c_{\mathrm{w}}$ може бути визначений з теплового балансу верхнього контуру

$$G_{\mathrm{w}}c_{\mathrm{w}} = \frac{Q_{\mathrm{v}}}{t_{\mathrm{c}} - t_{\mathrm{r}}}\frac{m+1}{m} \ . \tag{2.45}$$

З врахуванням виразу (2.45), рівняння (2.44) набуває наступного виду

$$\frac{Q_{\mathrm{ghe}}}{Q_{\mathrm{v}}}\frac{\varphi_1}{\varphi_1 - 1} = \frac{(t_{\mathrm{c}} - t_{\mathrm{g}})}{(t_{\mathrm{c}} - t_{\mathrm{r}})}\frac{m+1}{m} \ . \tag{2.46}$$

Визначаючи з (2.36) та (2.38) відношення $Q_{\mathrm{ghe}}/Q_{\mathrm{v}}$ і підставляючи його в (2.46), отримуємо рівняння для проміжної температури води між повітряним і ґрунтовим ТН

$$t_{\mathrm{g}} = t_{\mathrm{c}} - (t_{\mathrm{c}} - t_{\mathrm{r}})\left[\frac{t_{\mathrm{in}} - t_{\mathrm{ev}}}{t_{\mathrm{in}} - t_0}\frac{\varphi_2}{\varphi_2 - 1}\frac{m}{m+1}\right] \tag{2.4 7}$$

Поряд з рівнянням (2.38) для визначення відносної потужності ґрунтового теплообмінника важливою характеристикою ефективності аналізованої системи є питомі сумарні витрати зовнішньої енергії на приводи ТН

$$l_{\mathrm{h+v}} = \frac{L_{\mathrm{c1}} + L_{\mathrm{c2}}}{Q_{\mathrm{h}} + Q_{\mathrm{v}}} \ . \tag{2.48}$$

З урахуванням вище наведених співвідношень (2.32)-(2.34), а також (2.36) і (2.38) рівняння для визначення питомих сумарних витрат зовнішньої енергії може бути подане у вигляді

$$l_{\text{h+v}} = \frac{1}{\varphi_1} - \frac{(t_{\text{in}} - t_{\text{ev}})}{(t_{\text{in}} - t_0)} \frac{1}{\varphi_2 \text{-} 1} \frac{m}{m+1} \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} - 1 \right). \qquad (2.49)$$

2.2.3 Розрахунковий аналіз системи

Для реалізації численного рішення складеної математичної моделі розглядуваної системи були прийняті наступні вихідні дані.

Була прийнята низькотемпературна система теплопостачання з температурним графіком 40/30. При цьому зміна температури на вході і виході з системи опалення в залежності від температури зовнішнього повітря прийнято відповідно до температурного графіку, розрахованого за рекомендаціями [104] при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_0^{\text{e}} = -20^{\circ}\text{C}$, і температури в приміщенні $t_{\text{in}} = 20^{\circ}\text{C}$.

Середня температура теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника або на вході у випарник ґрунтового ТН прийнята з урахуванням даних вимірювання в роботах [105,106], а перепад температури теплоносія на вході і виході з випарника ґрунтового ТН був прийнятий на рівні середнього оптимального значення відповідно до аналізу в роботі [102].

Співвідношення витрат теплоти на вентиляцію та опалення прийнято в діапазоні m=0,5…4,0 і охоплює умови роботи від індивідуальних житлових будинків до крупних торгових центрів.

Представлена математична модель була вирішена чисельно шляхом попереднього визначення проміжної температури води t_{g} за рівнянням (2.47) з урахуванням рівнянь (2.40), (2.41) методом послідовних наближень.

На першому етапі визначення раціональної глибини використання кожного з двох нижніх джерел теплоти (вентиляційних викидів та ґрунту) виконано з умови мінімізації питомих витрат зовнішньої енергії на привід системи шляхом зміни глибини використання теплоти вентиляційних викидів, задаючи різні рівні температури повітря t_{v} після випарника повітряного ТН. У цьому результати

розрахунків представлені на рис. 2.21 як залежності питомих витрат енергії від температури повітря після випарника повітряного ТН.

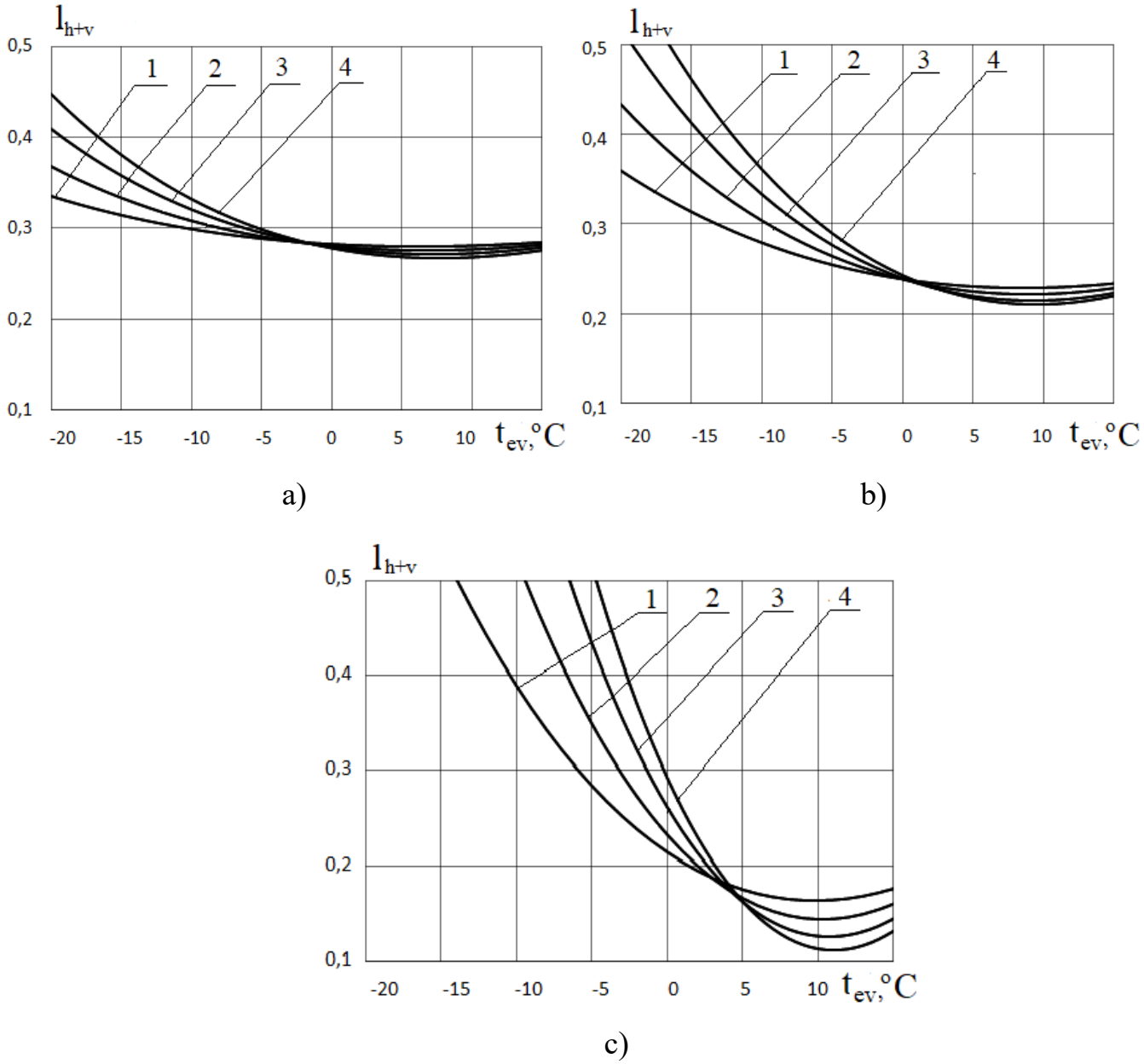


Рисунок 2.21 – Залежності питомої витрати зовнішньої енергії від температури на виході з випарника повітряного ТН: а-с – температура t_0=-20; 0; 15 °С відповідно; 1-4 – m=0,5; 1; 2; 4 відповідно.

Як видно з рисунків, при всіх зазначених параметрах існує оптимальне значення температури повітря t_v, при якому забезпечується мінімум сумарних витрат енергії. Це зумовлено різним характером залежності COP ґрунтового і

повітряного ТН від температури t_v та їх різною часткою у забезпеченні загального споживання теплоти.

Залежність відповідних оптимальних значень температури повітря t_v від температури зовнішнього повітря та параметра m представлена на рис. 2.22. З рисунка видно, що оптимальні значення температури t_v. Разом з тим, привертає увагу високий рівень температури повітря, що скидається в атмосферу, тобто низька глибина використання теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря [107]. Внаслідок цього загальне теплове навантаження на систему покривається в основному за рахунок роботи ґрунтового ТН, що пов'язано зі збільшенням продуктивності ґрунтового теплообмінника і, як наслідок, капітальних витрат на його спорудження.

У зв'язку з цим доцільно розглянути інші варіанти (рівні) теплового навантаження повітряного ТН або глибини використання теплоти вентиляційних викидів [108]. Таким варіантом може бути теплове навантаження повітряного ТН, що вибирається з умови однакової ефективності роботи обох теплових насосів, тобто з умови однакових значень їх COP.

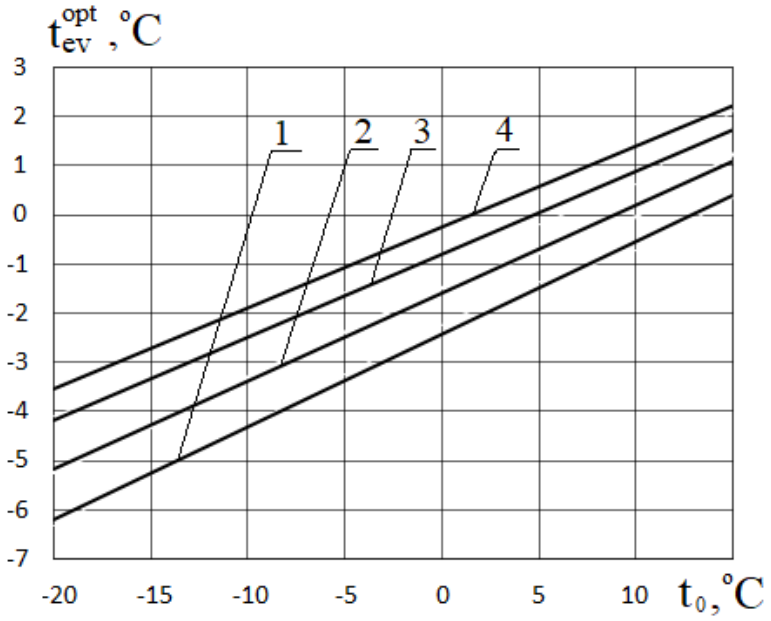
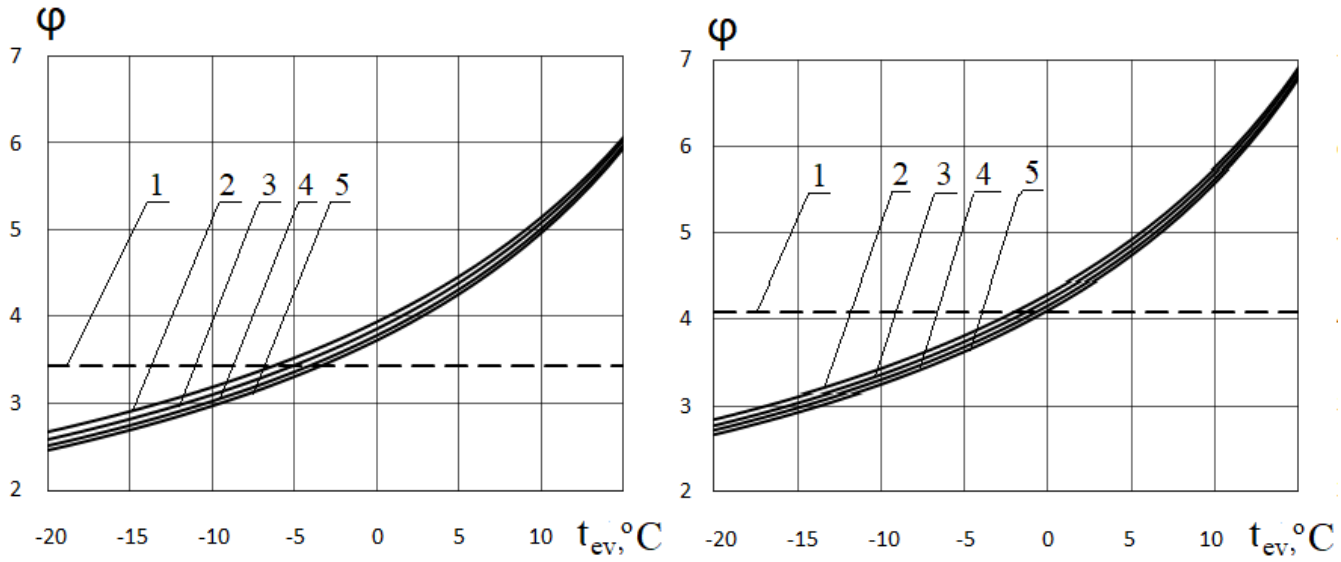
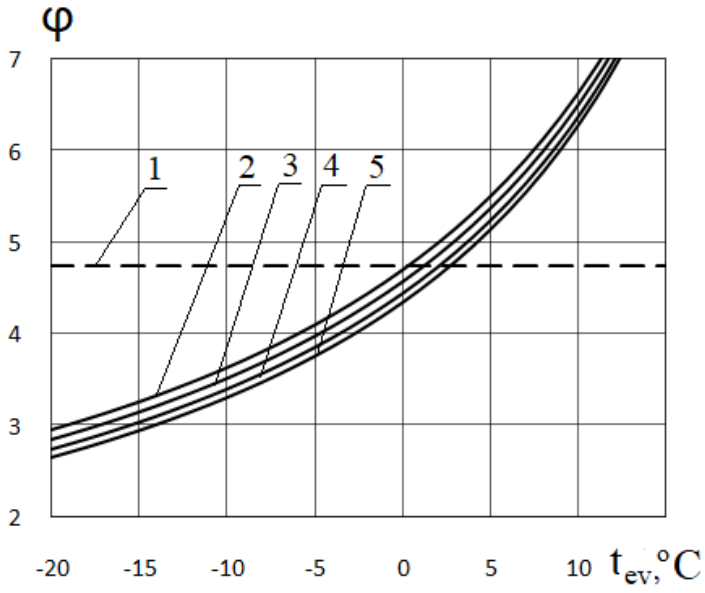


Рисунок 2.22 – Залежності оптимальної температури повітря на виході з випарника повітря ТН від температури зовнішнього повітря: 1- 4 – m=0,5; 1; 2; 4 відповідно.

З цією метою на рис. 2.23 представлені залежності коефіцієнта трансформації повітряного та ґрунтового ТН від температури повітря на виході з випарника повітряного ТН при різних значеннях температури зовнішнього повітря та параметра *m*.



a) b)



c)

Рисунок 2.23 – Залежності коефіцієнта трансформації від температури повітря на виході з випарника повітря ТН: а-с – t_0=-20; 0; 15 °С відповідно; 1 – φ_1; 2-5 – φ_2 при *m*=0,5; 1; 2; 4 відповідно.

З рис. 2.23 видно, що точки перетину окремих кривих для повітряного ТН та штрихової лінії для ґрунтового ТН відповідають різним значенням температури повітря на виході з випарника повітряного ТН, що задовольняє умові рівності COP для обох ТН. Залежність цих температур від температури зовнішнього повітря та параметра *m* представлена на рис. 2.23.

Видно, що за збереження того самого загального характеру залежностей, як і на рис. 2.22, рівень температур повітря на виході з випарника повітряного ТН за даної умови істотно нижчий, ніж за раніше розглянутої умови мінімуму сумарної зовнішньої роботи. Це свідчить про більше завантаження повітряного ТН і менше теплове навантаження ґрунтового ТН, а отже, і меншу необхідну продуктивність ґрунтового теплообмінника та відповідні капітальні витрати на його інсталяцію.

Залежність відносного теплового навантаження ґрунтового теплообмінника від температури зовнішнього повітря та параметра *m* за трьох умов порівняння (мінімуму зовнішньої роботи, рівності коефіцієнтів перетворення ТН та повної утилізації теплоти вентиляційних викидів) представлена на рис. 2.24.

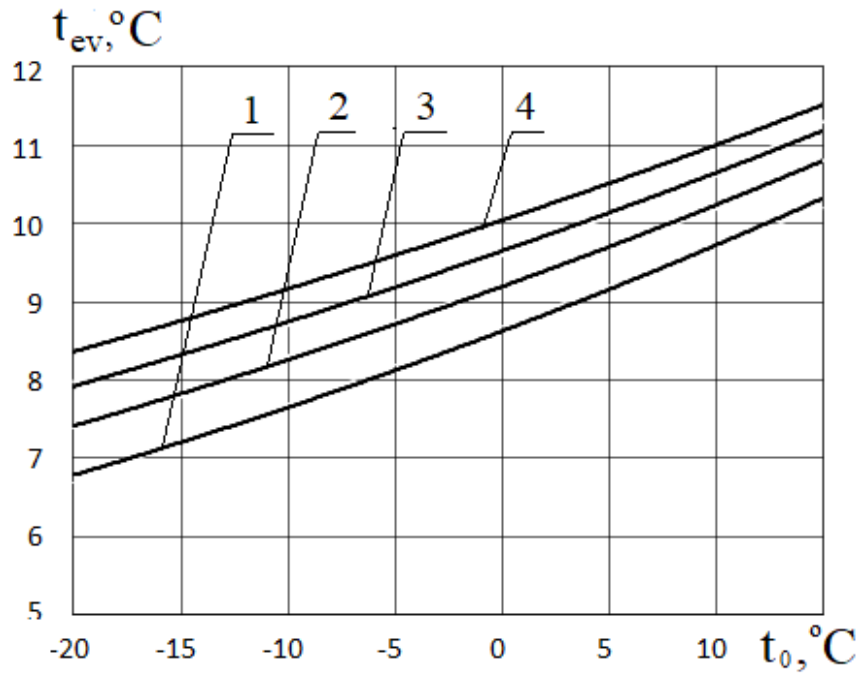
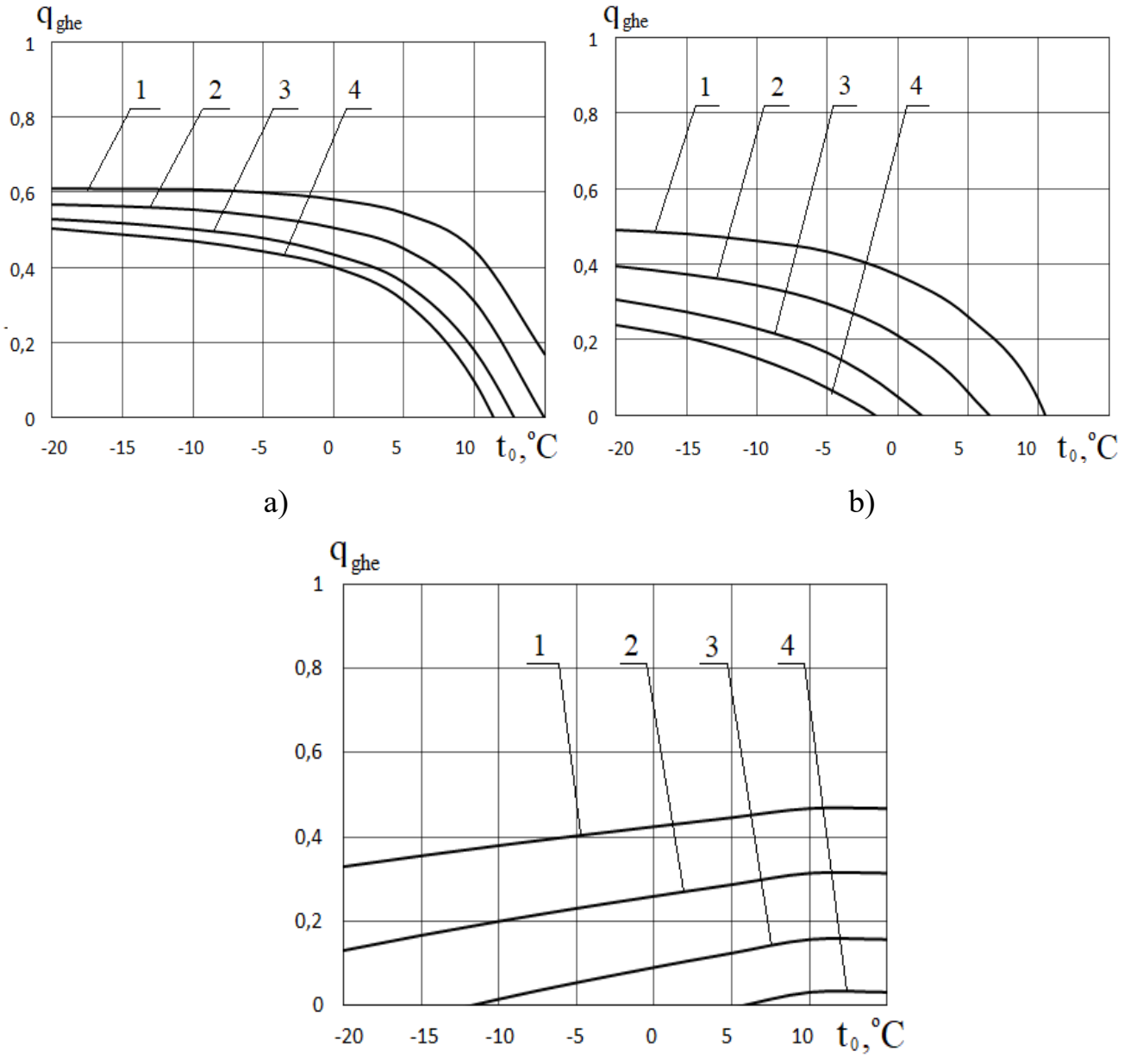


Рисунок 2.24 – Залежність температури повітря на виході з випарника повітряного ТН від зовнішньої температури (умова рівності COP): 1-4 – *m*=0,5; 1; 2; 4.

Як видно з рисунка, зниження температури повітря на виході з випарника повітряного ТН до рівня. визначається з умови рівності величини COP (Рис. 2.25, b), зберігає загальний характер залежностей і суттєво знижує відносну потужність ґрунтового теплообмінника.



a) b)

c)

Рисунок 2.25 – Залежність частки навантаження ґрунтового теплообмінника в загальному тепловому потоці на опалення та вентиляцію від температури зовнішнього повітря: a) умова мінімального споживання енергії; b) умова рівності COP; c) умова рівності $t_{ev} = t_0$, де 1-4 – m=0,5; 1; 2; 4.

Подальше зниження температури t_v до рівня температури зовнішнього повітря (Рис. 2.25, c) призводить до якісної зміни характеру залежностей, проте не викликає особливо різких кількісних змін величини q_{ghe}.

Залежність другої важливої характеристики теплонасосної системи – питомих витрат зовнішньої енергії на привід системи – за тих самих умов порівняння представлена на рис. 2.26.

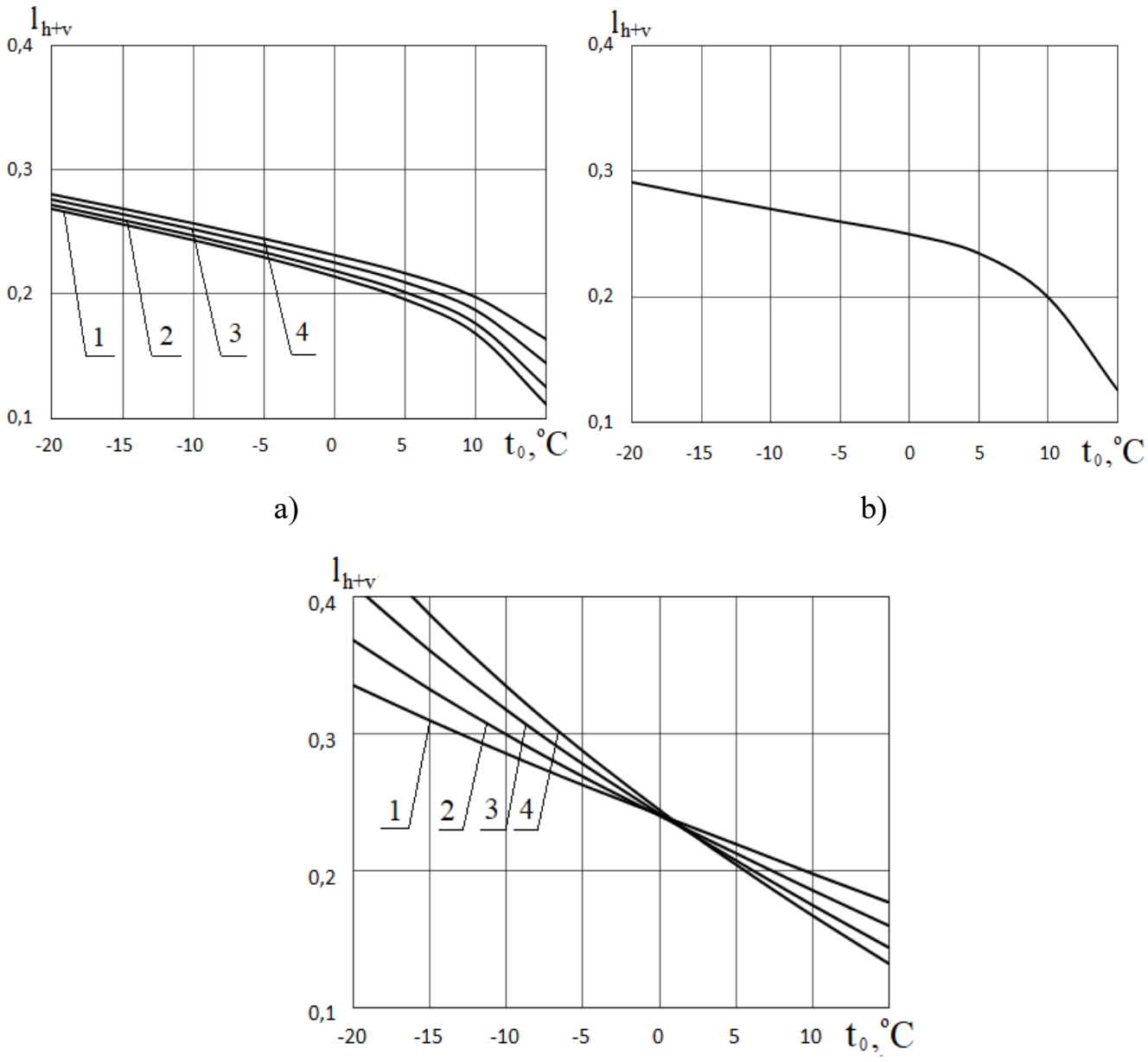


Рисунок 2.26 – Залежність питомих витрат зовнішньої енергії від зовнішньої температури: a) умова мінімального споживання енергії; b) умова рівності COP ; c) умова рівності $t_{ev}= t_0$, де 1-4 – m=0,5; 1; 2; 4.

Видно, що досягнення умови рівності COP (рис. 2.26, б) практично не впливає на величину питомих зовнішніх затрат енергії, яка не залежить від співвідношення витрат тепла на вентиляцію та опалення.

В той же час, подальше зниження температури t_v до рівня t_0 призводить до різкого збільшення питомих затрат зовнішньої енергії в області низьких температур зовнішнього повітря. У результаті можна зробити висновок, що утилізація теплоти вентиляційних викидів у розглянутій теплонасосній системі може бути доцільною, коли температура повітря після випарника повітряного ТН знижується лише до рівня, що відповідає умові рівності COP повітряного та ґрунтового ТН.

2.2.4 Висновки

1. Застосування комбінованої теплонасосної системи для опалення та вентиляції великих об’єктів з використанням повітряного та ґрунтового теплових насосів при її раціональному проектуванні може дати позитивний ефект як в енергетичному, так і в інвестиційному плані.

2. Раціональне проектування системи опалення та вентиляції з двома ТН можна здійснити на основі спільного аналізу двох найважливіших характеристик такої системи, а саме відносного теплового навантаження ґрунтового теплообмінника та питомих сумарних затрат зовнішньої енергії в залежності від глибини використання теплоти вентиляційних викидів.

3. Аналіз показав, що позитивний як енергетичний, так і інвестиційний ефект може бути досягнутий при глибині утилізації вентиляційних викидів, що відповідає умові, коли COP повітряного та ґрунтового ТН мають однакові значення.

2.3 Висновки до розділу 2

Критерієм порівняння запропонованих комбінованих схем ТН опалення прийнято питомі затрати зовнішньої енергії на опалення. Цей критерій показує, яку кількість зовнішньої енергії необхідно затратити для отримання одиниці теплоти.

В даному випадку мова йде про цінну електричну енергію на привід компресора та насоса.

Для охоплення найбільш широкого і реального спектру існуючих систем опалення прийнято наступні параметри системи:

1) Схема з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів, яка була досліджена авторами в роботі [14]:
   - коефіцієнт пропорційності між тепловими потоками вентиляції та на опалення $m = 1$.
   - коефіцієнт рекуперації рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря прийнятий $\eta_{\text{р}} = 0,6$[109].
2) Схема опалення та вентиляції на базі ґрунтового та повітряного ТН підключених каскадно:
   - розрахунок питомих затрат зовнішньої енергії на роботу схеми беремо з умови, коли значення СОР ґрунтового та повітряного ТН однакові;
   - коефіцієнт пропорційності між тепловими потоками вентиляції та на опалення $m = 1$;
   - комплекс, що залежить від аеродинамічного опору випарника $A = 0,1$.
3) Схема опалення та вентиляції на базі ґрунтового ТН з використанням теплоти стічних вод та вентиляційних викидів:
   - коефіцієнт пропорційності між тепловими потоками стічних вод та на опалення $K^{\text{р}} = 0,3$;
   - коефіцієнт рекуперації рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря прийнятий $\eta_{\text{р}} = 0,6$[109].

Залежності, які були отримані в ході аналізу для порівняння систем за затратами зовнішньої енергії показано на рис. 2.27.

Серед поданих на рисунку кривих слід звернути увагу, що крива 1, що відповідає питомим затратам зовнішньої енергії при використанні теплоти вентиляційних викидів, характеризується вищим нахилом відносно осі абсцис та більш вираженою залежністю від температури зовнішнього повітря порівняно з іншими двома схемами.

Також слід зазначити, що при значенні температури зовнішнього повітря 5 °С питомі затрати зовнішньої енергії на роботу системи стрімко зменшуються і при 15 °С майже досягають таких же значень для схеми з використанням ґрунтового та повітряного ТН підключених в каскад (0,146 проти 0,97).

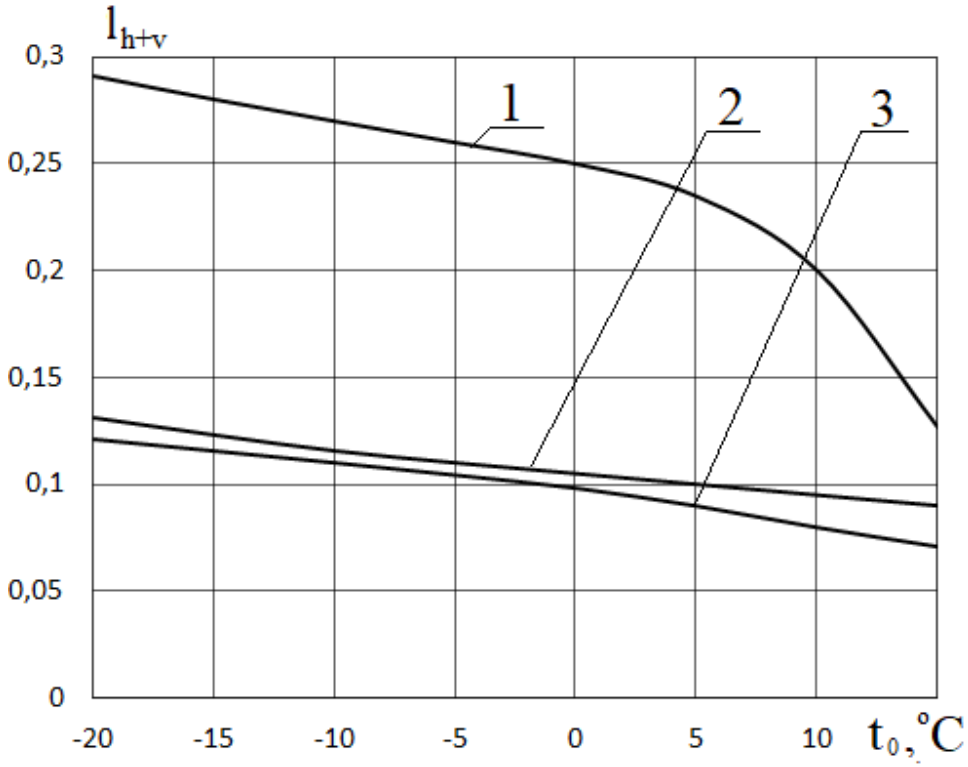


Рисунок 2.27 - Порівняння комбінованих схем за питомими затратами зовнішньої енергії: 1 – використання теплоти вентиляційних викидів; 2 – використання ґрунтового та повітряного ТН, підключених в каскад; 3 – використання теплоти ґрунту, стічних вод та вентиляційних викидів.

Варто зазначити, що найбільш ефективним з енергетичної точки зору рішенням серед запропонованих є використання ТН системи опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту, стічних вод та вентиляційних викидів. При застосуванні такої комбінованої схеми [51], для вироблення 10 кВт теплової енергії за температури навколишнього повітря -10°С, потрібно витратити лише близько 1,09 кВт електричної енергії на роботу компресора, проти 1,16 кВт при використанні рішення з каскадно підключеними ґрунтовим та повітряним ТН.

РОЗДІЛ 3
ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ НА БАЗІ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Виходячи з розділу 1 даної роботи, спираючись на літературні дані, можна зазначити, що найбільш ефективно системи кондиціювання та опалення на базі ґрунтових теплових насосів можуть бути використані в регіонах, які мають однакові за продовжуваністю опалювальний та теплий періоди, яким є Україна. Завдяки такому балансу, теплота ґрунту буде використана найбільш вдало взимку, та повернена назад в ґрунт влітку. Такий режим використання буде підтримувати на майже постійному рівні температуру ґрунту, що покращить експлуатаційні умови всієї системи та екологічну картину ділянки ґрунту.

Разом з тим, проаналізувавши літературні джерела, які переповнені спостереженнями та експериментами, було визначено, що досліджень, що пов’язані з теоретичною універсальною оцінкою ефективності роботи ґрунтового ТН в режимі кондиціювання раніше не проводилось. Виходячи з цього, в даному підрозділі було розроблено схеми кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН з використання вертикального та горизонтального ґрунтового теплообмінника та проведено теоретичний аналіз енергетичної ефективності їх роботи, який може бути використаний для системи будь-якої конфігурації та потужності.

3.1 Енергетична ефективність використання системи кондиціювання на базі ґрунтового теплового насосу

3.1.1 Опис роботи запропонованої схеми кондиціювання на базі ґрунтового ТН

Принципову схему системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН зображено на рис. 3.1. Основною особливістю запропонованого рішення є використання енергії холоду, який акумулюється в ґрунті взимку для забезпечення потреб кондиціювання повітря як в пасивному, так і в активному режимах.

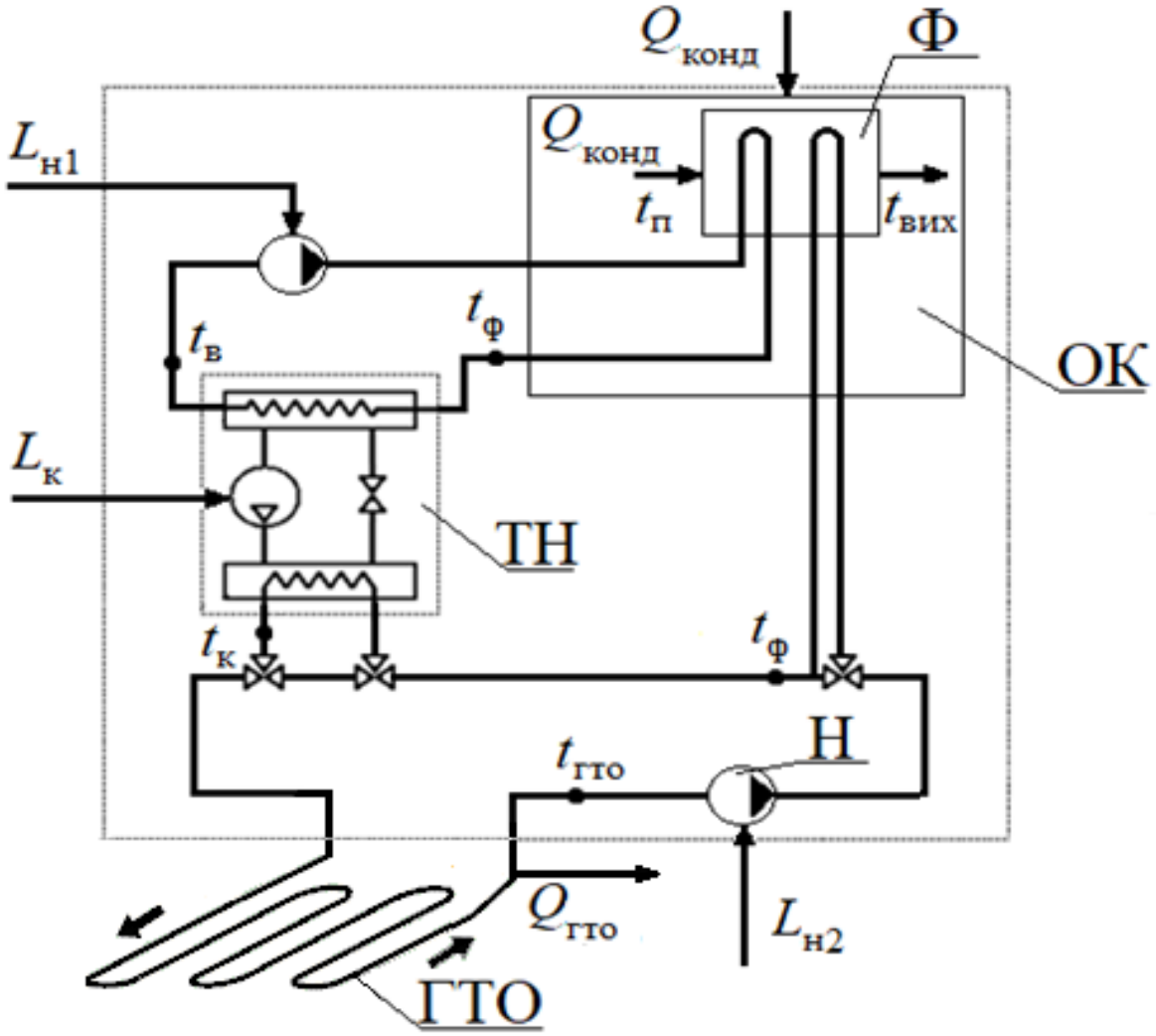


Рисунок 3.1 – Принципова схема кондиціювання приміщення з використанням ґрунтового ТН: Ф – фанкойл; ОК – об’єкт кондиціювання; ТН – тепловий насос; ГТО – ґрунтовий теплообмінник; Н – насос.

Так, згідно схеми, охолоджений теплоносій в пасивному режимі кондиціювання повітря перекачується насосом нижнього контуру безпосередньо в охолоджуючий пристрій (наприклад, фанкойл), не застосовуючи роботу компресора ТН та витрачаючи електричну енергію лише на привід насосу. Однак, при деякій температурі зовнішнього повітря, потужності, яка може бути забезпечена «пасивним охолодженням» стає недостатньо. В такому випадку схема вмикається в активному режимі і залучає компресор. Особливо важливою задачею дослідження є визначення умов, при яких буде відбуватись перехід від пасивного до активного режиму кондиціювання повітря з найбільшим енергетичним ефектом

3.1.2 Термодинамічний аналіз системи

Провівши літературний огляд робіт щодо ефективності систем кондиціювання повітря на базі ґрунтових ТН при їх роботі в різних кліматичних зонах дозволяє зробити висновок, що в кліматичних умовах України такі системи мають розроблятись в поєднанні і на базі відповідних систем, працюючих в режимі опалення в зимовий період. В зв'язку з цим доцільно зробити аналіз роботи такої теплонасосної системи з ґрунтовими теплообмінниками при її експлуатації в режимі кондиціювання повітря влітку. Тому для подальшого аналізу використаємо теплонасосну систему з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімальних сумарних енергетичних затрат на компресор і насос нижнього контуру і наведеними в роботі [85]. Оптимальні параметри таких теплообмінників для різних типів ґрунтів і різних значень швидкості руху теплоносія в трубах наведені в таблиці 1. В таблиці додатково наведені дані для повного теплового потоку, що відводиться теплообмінником від ґрунту, а також оптимальна різниця температур теплоносія на виході і вході в теплообмінник.

При аналізі системи кондиціювання повітря з використанням такого теплообмінника з зазначеними геометричними параметрами (оптимальною довжиною в режимі опалення) виникають дві задачі, що пов'язані з особливістю роботи системи з використанням ґрунту як середовища для скидання відведеної із приміщення теплоти і приводить до можливості роботи системи в режимі *пасивного* або в режимі *активного* кондиціювання повітря.

На відміну від систем кондиціювання повітря з повітряними ТН середовище для скидання відведеної теплоти (ґрунт) має більш низьку температуру ніж температура в об'єкті кондиціювання (ОК) повітря і тому за певних умов (температури зовнішнього повітря і параметрів скидного пристрою) теплота від ОК може скидатись в ґрунт природним шляхом (самопливом), не використовуючи ТН. Такий режим роботи є пасивним режимом кондиціювання повітря. Для визначення меж такого режиму треба співставити величини теплових потоків, що скидаються з приміщення, з тепловими потоками, що можуть бути сприйняті стоком теплоти

(ґрунтом). Відповідний вираз рівності цих теплових потоків можна записати як рівність теплового потоку, відведеного за допомогою фанкойлів, і теплового потоку, що підводиться до ґрунту за допомогою ґрунтового теплообмінника.

Якщо прийняти припущення, що величина теплового потоку не залежить від його напрямку в ґрунтовому теплообміннику, то для системи, що працює в режимі кондиціювання повітря, можна використати потужність ґрунтового теплообмінника, або відповідний перепад температур на вході і виході з теплообмінника, отримані в режимі опалення і наведену в табл. 1. Тоді рівняння рівності теплових потоків можна записати у вигляді

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}\Delta t = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\Delta t_{\text{опт}}, \tag{3.1}$$

де $G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}, G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}$ – водяні еквіваленти теплоносія ґрунтового контуру та повітря в фанкойлі, кДж/(с °С); Δt – температурний перепад повітря в фанкойлі, °С; $\Delta t_{\text{опт}}$– оптимальний перепад температур теплоносія на виході та на вході в ґрунтовий контур, ◦С.

Якщо прийняти рівність водяних еквівалентів для повітря і теплоносія в ґрунтовому теплообміннику, а також врахувати вираз для зміни температур повітря в випарнику ТН (в нашому випадку на фанкойлі) у відповідності з методикою роботи [111]

$$\Delta t = K(t_0 - t_{\text{п}}), \tag{3.2}$$

де K –коефіцієнт, що враховує інтенсивність теплопритоків через огороджувальні конструкції приміщення, то рівняння (3.1) можна записати у вигляді

$$K(t_0 - t_{\text{п}}) = \Delta t_{\text{опт}}\ . \tag{3.3}$$

З рівняння (3.3) отримаємо граничну температуру зовнішнього повітря, до якої система кондиціювання повітря може працювати в пасивному режимі

$$t_0^{\text{гр}} = t_{\text{п}} + \frac{1}{K}\Delta t_{\text{опт}}, \tag{3.4}$$

де $\Delta t_{\text{опт}}$ вибирається із таблиці в залежності від типу ґрунту, діаметра труби теплообмінника і швидкості руху теплоносія в трубах.

При підвищенні температури навколишнього повітря вище значення за формулою (3.4) теплоприток в приміщення через зовнішні огородження перевищує тепловий потік, який може бути скинуто в ґрунт природнім шляхом за допомогою ґрунтового теплообмінника з зазначеними в табл. 3.1 параметрами. Наслідком цього буде підвищення температури в об’єкті кондиціювання вище заданих температурних умов. Тому виникає необхідність в інтенсифікації тепловідбору від приміщення, за допомогою ввімкнення компресора теплового насосу.

В зв’язку з цим виникає задача визначення енергетичної ефективності системи кондиціювання повітря при її роботі *в активному режимі*.

Для вирішення цієї задачі необхідно визначити параметри в вузлових точках теплонасосної системи, насамперед, температуру води на виході з випарника ТН і температуру теплоносія верхнього контуру на виході з конденсатора ТН, що дасть змогу визначити холодильний коефіцієнт і порівняти його з характеристиками ефективності інших систем кондиціювання повітря.

Для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН запишемо тепловий баланс фанкойла

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} \Delta t = G_{\text{т}} c_{\text{т}} (t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}), \tag{3.5}$$

або з врахуванням (3.2)

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\left(t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}\right). \quad (3.6)$$

Температура води на виході із фанкойла має бути меншою за температуру повітря в приміщенні на величину $\Delta t_{\text{ф}}$, яка за існуючими нормами [110] може бути прийнята на рівні 10 °С. Тоді, з врахуванням того, що температура води на вході в фанкойл являє собою температуру на виході із випарника ТН, тобто $t_{\text{ф}}^{\text{вх}} = t_{\text{в}}$, можемо записати

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\left(t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}\right). \quad (3.7)$$

Тоді, за умови однакового значення водяних еквівалентів теплоносіїв $G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}} = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}$, із (3.7) отримуємо рівняння для визначення температури води на виході із випарника ТН

$$t_{\text{в}} = t_{\text{п}} - K(t_0 - t_{\text{п}}) - \Delta t_{\text{ф}}. \quad (3.8)$$

Для визначення температури теплоносія на виході з конденсатора використаємо рівняння теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}} = Q_{\text{к}}, \quad (3.9)$$

яке можна записати у вигляді

$$Q_{\text{вип}}\left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = Q_{\text{к}} \quad (3.10)$$

або

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}\left(t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}\right)\left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}(t_{\text{к}} - t_{\text{гто}}), \quad (3.11)$$

де $t_{\text{гто}}$ – температура теплоносія верхнього контуру після ґрунтового теплообмінника і відповідно на вході в конденсатор ТН; ε – холодильний коефіцієнт ТН

$$\varepsilon = \eta_{\text{тн}} \frac{1}{\frac{273+t_{\text{в}}+5}{273+t_{\text{к}}-5}-1}, \tag{3.12}$$

де $\eta_{\text{тн}}$ – коефіцієнт втрат ТН.

Якщо зробити припущення, що теплоносій в ґрунтовому теплообміннику охолоджується до температури близької до температури ґрунту, то в першому наближенні можна прийняти, що $t_{\text{гто}} = t_{\text{г}}$. Тоді, за умови рівності водяних еквівалентів потоків повітря в фанкойлі і теплоносія в ГТО із рівняння (3.9) можемо отримати вираз для визначення температури теплоносія нижнього контуру після конденсатора ТН

$$t_{\text{к}} = t_{\text{г}} + \left(t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}\right)\left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right). \tag{3.13}$$

Таким чином, розв’язуючи систему рівнянь (3.12) і (3.13) з урахуванням рівняння (3.8) для температури води на виході із випарника ТН, можна отримати для заданих умов значення температури теплоносія на виході із конденсатора ТН, я також значення холодильного коефіцієнта, який характеризує енергетичну ефективність теплонасосної системи кондиціювання повітря з ґрунтовим ТН при її роботі в *активному* режимі.

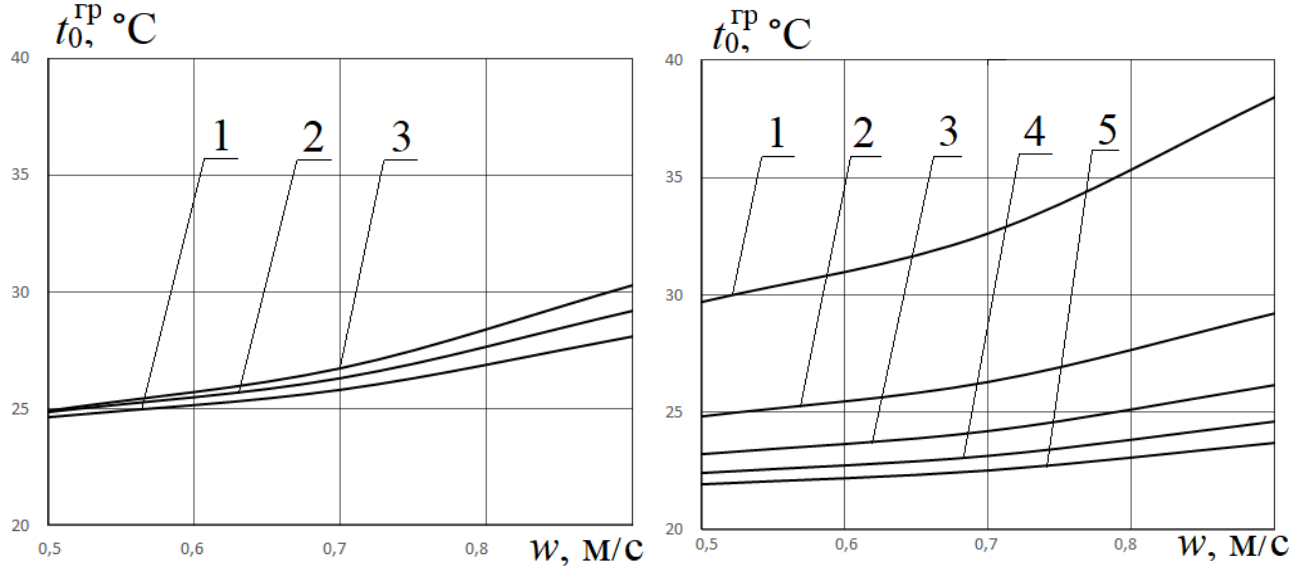
1.1.3 Розрахунковий аналіз параметрів системи кондиціювання повітря

Розрахунковий аналіз системи кондиціювання повітря проведено за умов використання в системі ґрунтових теплообмінників з оптимальними параметрами, наведеними в табл. 1, в наступних діапазонах зміни вихідних даних:

- температура зовнішнього повітря – 20-40 °С;
- коефіцієнт пропорційності *К*, значення якого залежить від величини теплових надходжень до будівлі *К*=0,1 – 0,5 [111];
- діаметри труб ґрунтового теплообмінника– *d*=25; 32; 40 мм;
- швидкість руху теплоносія в ґрунтовому контурі – *w*=0,5 – 0,9 м/с;
- температура ґрунту в теплий період року прийнята на рівні $t_г$=8 – 12 °С [85];
- ККД реального ТН в розрахунках прийнятий на рівні $\eta_{тн} = 0{,}6$.

На рис. 3.2 а, б наведені результати розрахунків граничної температури навколишнього повітря, до якої система кондиціювання може працювати в *пасивному* режимі.

Видно, що значення граничної температури суттєво зростають при збільшенні швидкості руху теплоносія, слабо залежать від діаметра труби (рис. 3.2,а) і катастрофічно зменшуються при збільшенні коефіцієнта *К* в діапазоні *К*=0,1-0,2 (рис. 3.2,б).



а) б)

Рисунок 3.2 – Залежності граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру: а) $q_г$=22,5 Вт/м, К=0,3: 1-3 – d=25, 32, 40 мм; б) $q_г$=22,5 Вт/м, d=32 мм: 1-5 – К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5.

Цей факт свідчить про вплив зовнішніх теплових надходжень через огороджувальні конструкції об’єкта кондиціювання при погіршенні їх теплоізолюючих властивостей. Це приводить до зменшення області використання вигідного *пасивного* режиму роботи системи кондиціювання повітря.

Рис. 3.3 ілюструє вплив типу ґрунту, що використовується як басейн для скидання теплоти, відведеної системою кондиціювання повітря. Із рисунка видно, що вплив теплосприймаючої властивості ґрунту зростає зі збільшенням швидкості руху теплоносія і проявляється (за умов оптимальних параметрів теплообмінника) в збільшенні граничної температури навколишнього повітря для сухих ґрунтів.

Це можна пояснити збільшенням оптимальних геометричних розмірів (довжини) теплообмінників на сухих ґрунтах і підвищенням їх теплосприймаючих можливостей.

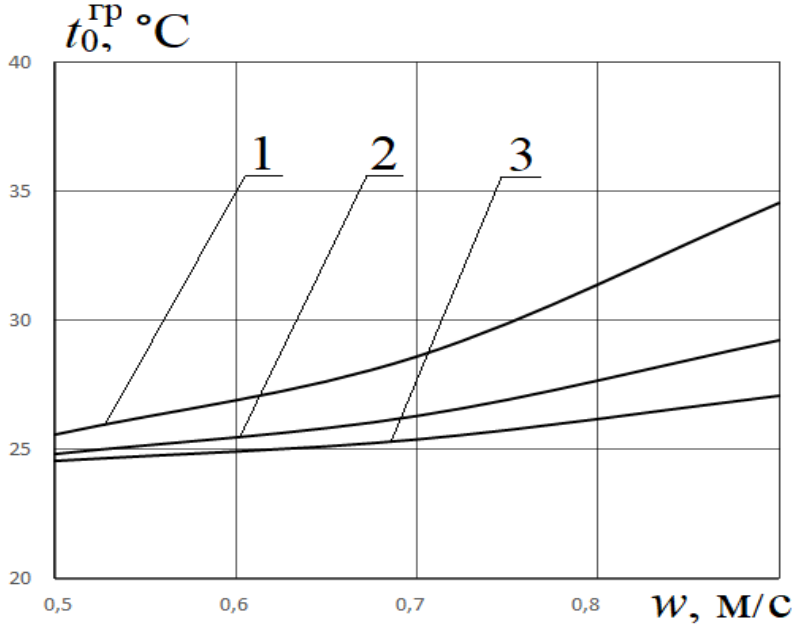


Рисунок 3.3 – Залежності граничної температури зовнішнього повітря від швидкості теплоносія нижнього контуру при різних типах ґрунту: d=32 мм; К=0,3: 1-5 – $q_г$=12,5, 22,5, 35 Вт/м.

Нижче на рис. 3.4, 3.5 і 3.6 наведені результати розрахунків параметрів системи кондиціювання повітря при її роботі в *активному* режимі.

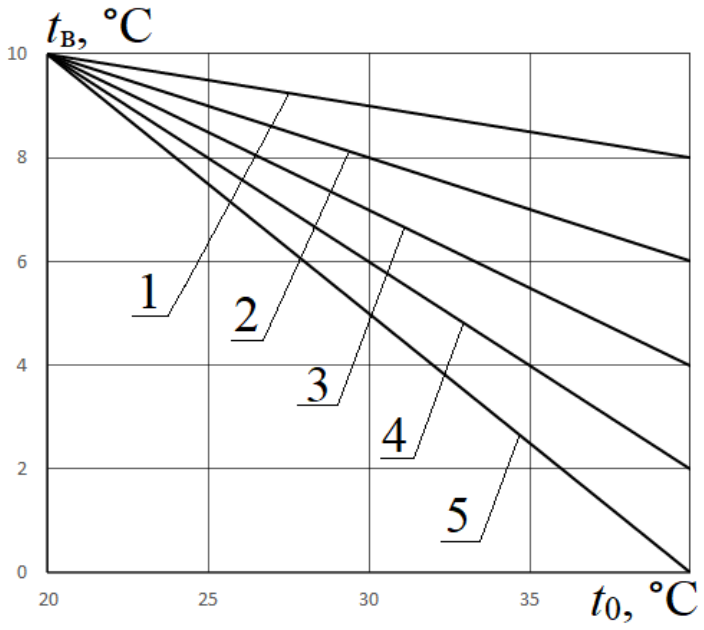


Рисунок 3.4 – Залежність температури теплоносія на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря: 1-5 К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5.

На рис. 3.4 і 3.5 наведені залежності температур теплоносія від температури навколишнього повітря t_0 на виході із випарника і конденсатора ТН відповідно.

Видно, що з підвищенням температури t_0, а також зі збільшенням коефіцієнта K, що відповідає збільшенню теплопритоків в приміщення через погіршення теплоізолюючих властивостей конструкцій зовнішнього огородження, температури $t_в$ і $t_к$ змінюються в протилежних напрямках, що приводить до розширення температурних рамок циклу Карно внаслідок підвищення теплового навантаження системи кондиціювання повітря.

Як видно із рис. 3.6, а, величина холодильного коефіцієнта зменшується з підвищенням як температури зовнішнього повітря, так і температури ґрунту. Однак, значення холодильного коефіцієнта системи кондиціювання повітря при скиданні відведеної теплоти в ґрунт залишаються значно вищими в порівнянні з системою кондиціювання з використанням повітряних теплових насосів у вигляді спліт-системи.

На рис. 3.6, б наведені результати розрахунків холодильного коефіцієнта при різних значеннях величини коефіцієнта K як характеристики зовнішніх огороджувальних конструкцій об’єкта кондиціювання.

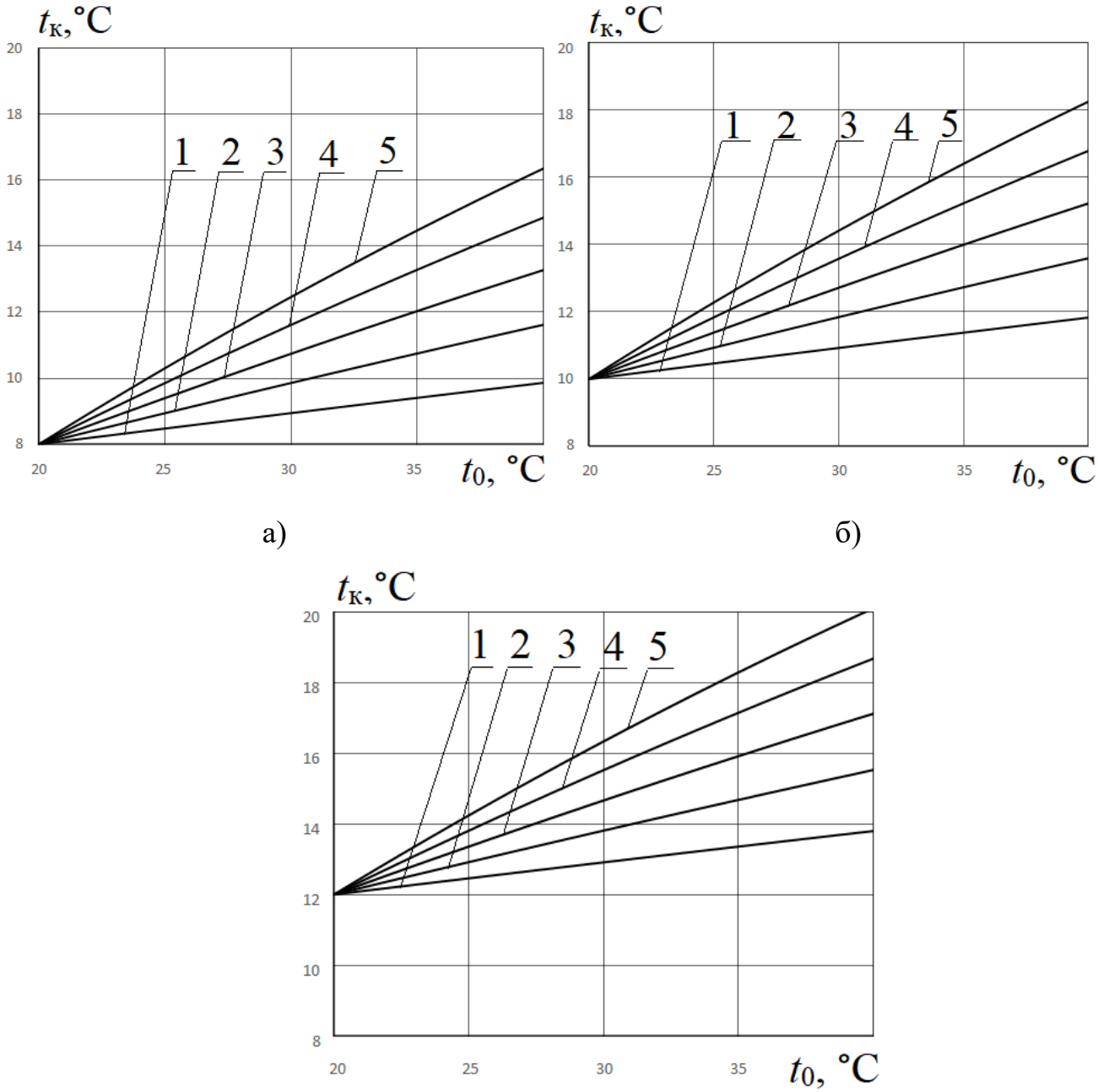
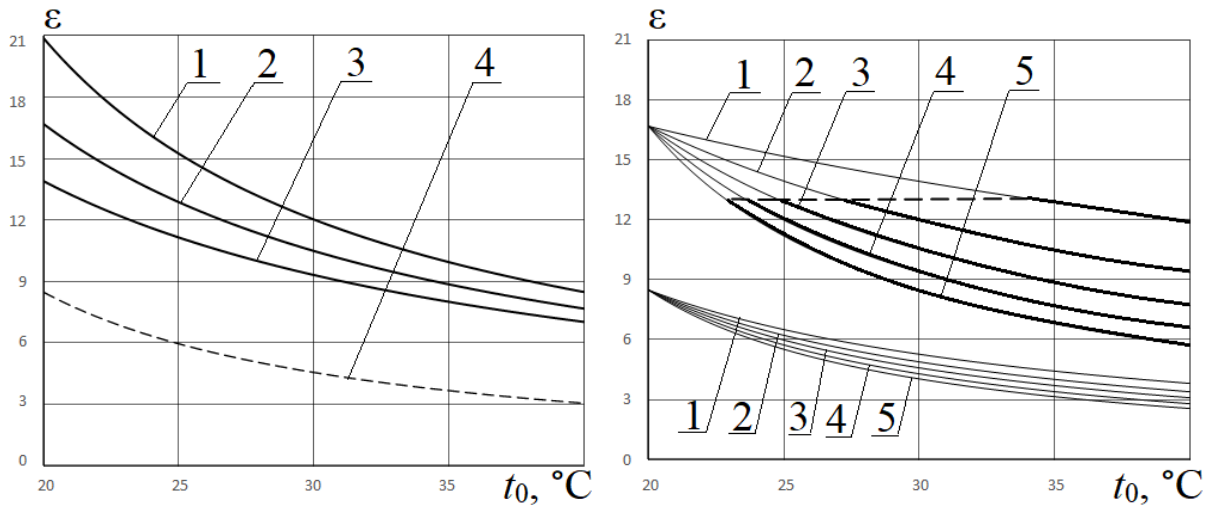


Рисунок 3.5 – Залежність температури теплоносія на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього повітря: а) $t_г$=8 ◦С: 1-5 – К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5; б) $t_г$=10 ◦С: 1-5 – К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5; в) $t_г$=12 ◦С: 1-5 – К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5.

Видно, що збільшення коефіцієнта *К* (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик огородження) приводить до зменшення енергетичної ефективності системи кондиціювання повітря, причому в значно більшій мірі в системі з використанням ґрунтового теплообмінника, ніж в системі кондиціювання

повітря з використанням повітряних теплових насосів. Нанесена на рисунку штрихова лінія відповідає границі між областями пасивного і активного режиму роботи системи кондиціювання повітря з використанням ґрунтового ТН. Отримані дані свідчать також про те, що вимоги до рівня термосанації будівель з системою кондиціювання на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.



а) б)

Рисунок 3.6 – Залежність холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{тн} = \eta_{спліт} = 0,6$: а) К= 0,3: 1 – 3 $t_г$=8, 10, 12 ◦С, 4 – для спліт системи б) $t_г$=10 ◦С: 1-5 – *К*=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5.

1.1.4 Висновки

1. Розробка ефективної теплонасосної системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового теплового насосу за раціонального її проектування може дати позитивний ефект як в енергетичному так і в екологічному аспекті.

2. Показано, що при використанні ґрунтового теплообмінника з оптимальними параметрами, отриманими за умови мінімізації сумарних енергетичних затрат (на привід компресора і циркуляційного насоса) в режимі опалення система кондиціювання повітря в літній період може працювати в досить широкому діапазоні параметрів в пасивному режимі , тобто без теплового насоса.

3. При роботі в активному режимі енергетична ефективність системи кондиціювання повітря значній мірі залежить від теплоізолюючих властивостей огороджувальних конструкцій приміщення, однак залишається значно вищою в порівнянні з відповідними показниками для спліт-системи кондиціювання повітря з використанням повітряних теплових насосів. Так, за температури ґрунту $t_г$=10 ◦С, коефіцієнта *К*=0,3 та однакового ККД реального циклу за найбільш поширеної в теплий період температури зовнішнього повітря 28 ◦С, система кондиціювання на базі ґрунтового ТН має холодильний коефіцієнт 11, в той час як традиційна спліт-система – 4,5. Ефективність використання такої системи перевищує ефективність спліт-системи майже в 3 рази. Слід також зазначити, що запропонована система за фіксованих вище умов може працювати в пасивному режимі до температури навколишнього повітря 25 ◦С, не вмикаючи компресор ТН.

Отримані дані свідчать також про те, що вимоги до рівня термосанації будівель з системою кондиціювання повітря на базі ґрунтових ТН мають бути ще більш жорсткими, ніж у випадку використання повітряних систем.

3.2 Термодинамічна ефективність роботи теплонасосної системи кондиціювання повітря на базі вертикального ґрунтового теплообмінника

Принципову схему системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН з вертикальними колекторами зображено на рис. 3.7.

Особливістю такої системи є використання низькопотенційної енергії ґрунту в літній період. Оскільки температура його майже стала протягом року, можна припустити, що буде існувати два режими роботи: пасивний і активний. В пасивному режимі, згідно схеми, теплоносій нижнього контуру, охолоджений ґрунтом, переміщується насосом Н безпосередньо у внутрішній блок системи кондиціювання повітря (фанкойл). В такому режимі не витрачається робота компресора для підвищення потенціалу отриманої енергії – електроенергія витрачається тільки на привід насоса нижнього контуру.

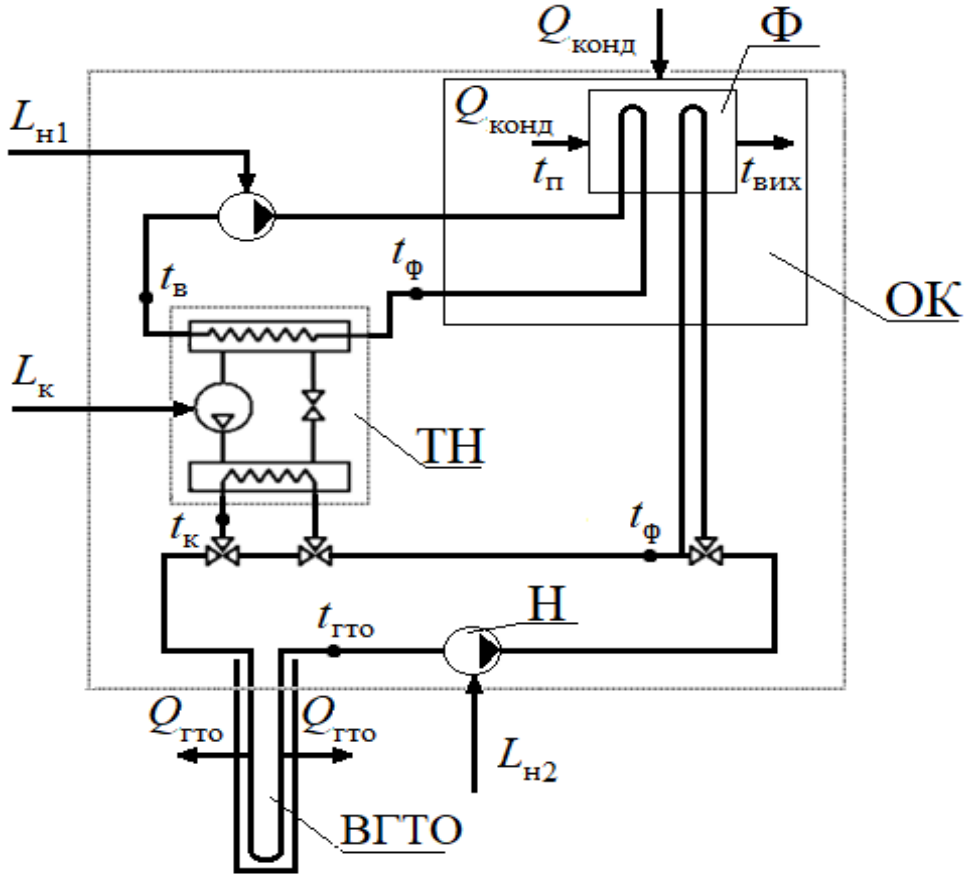


Рисунок 3.7 – Принципова схема кондиціювання приміщення з використанням ґрунтового ТН: Ф – фанкойл; ОК – об’єкт кондиціювання; ТН – тепловий насос; ВҐТО – вертикальний ґрунтовий теплообмінник; Н – насос.

Існує деяка гранична температура переходу, при якій система переходить в *активний* режим, при цьому потужності *пасивного режиму* стає недостатньо і вмикається компресор. Слід наголосити, що визначення граничної температури переходу між режимами, в залежності від умов навколишнього середовища та параметрів системи з найбільшим енергетичним ефектом, є особливо важливою задачею.

Проаналізувавши літературні джерела, щодо використання систем кондиціювання повітря з використанням ґрунтових теплових насосів можна зробити висновок, що подібні системи в кліматичній зоні України мають бути розроблені на базі існуючих систем, що вже працюють в режимі опалення взимку. Щоб провести термодинамічний аналіз теплонасоснох системи з вертикальними

ґрунтовими теплообмінниками використаємо дані, отримані для такої системи за оптимальних умов її роботи (мінімальні питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на роботу компресора та насоса нижнього контуру) [102].

При аналізі системи кондиціювання повітря з використанням вертикального ґрунтового теплообмінника з зазначеною оптимальною швидкістю теплоносія нижнього контуру виникає дві задачі, які пов'язані зі специфікою використання ґрунту як середовища для скидання відведеної з приміщень теплоти в процесі кондиціювання повітря і приводить до можливості роботи системи в двох режимах: *пасивному* та *активному*. Головною особливістю такої системи, порівняно з повітряною системою кондиціювання є те, що ґрунт, як джерело для стоку теплоти має більш низьку температуру ніж підтримувана в об'єкті кондиціювання (ОК) температура повітря. Виходячи з цього, за певної температури і параметрах ґрунту теплота від приміщень може напряму скидатись в ґрунт, без використання компресора теплового насосу (*пасивний режим*).

Для вирішення задачі ефективності роботи системи в *пасивному режимі* та граничних умов використання такого режиму необхідно скласти тепловий баланс системи; співставити величини теплових потоків, які відводяться від приміщення та тих, що можуть бути сприйняті ґрунтом при використанні існуючого теплообмінника з оптимальними параметрами для роботи в режимі опалення (табл. 1).

Припустимо, що величина теплового потоку в ґрунтовому теплообміннику не залежить від його напрямку. Тоді, для системи в режимі кондиціювання повітря можна використати перепад температур теплоносія на вході та виході з ґрунтового теплообмінника (табл. 3.1), який був визначений за оптимальних умов використання вертикального ґрунтового теплообмінника в режимі опалення. Відповідне рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{п}} c_{\text{п}} \Delta t = G_{\text{т}} c_{\text{т}} \Delta t_{\text{опт}}, \qquad (3.14)$$

де $G_т c_т$, $G_п c_п$ – водяні еквіваленти теплоносія ґрунтового контуру та повітря в фанкойлі, кДж/(с °С);

Δt – температурний перепад повітря в фанкойлі, °С;

$\Delta t_{опт}$– оптимальний перепад температур теплоносія на виході та на вході в ґрунтовий контур, ◦С.

Приймемо, що водяні еквіваленти повітря та теплоносія нижнього контуру ТН рівні і врахуємо вираз для температурного перепаду повітря в випарнику ТН (в цьому випадку – фанкойл) тоді у відповідності з методикою [111] маємо

$$\Delta t = K(t_0 - t_п), \tag{3.15}$$

де K –коефіцієнт, який залежить від рівня термосанації будівлі, то рівняння (3.14) можна записати у вигляді

$$K(t_0 - t_п) = \Delta t_{опт} . \tag{3.16}$$

Тоді, використовуючи рівняння (3.16) можна отримати вираз для визначення граничної зовнішньої температури, при якій відбувається перехід від *пасивного* до *активного* режиму роботи системи

$$t_0^{гр} = t_п + \frac{1}{K}\Delta t_{опт}, \tag{3.17}$$

де $\Delta t_{опт}$ обирається з таблиці 3.1, залежно від швидкості теплоносія в нижньому контурі, діаметра труб та типу ґрунту, що використовується.

Якщо температура зовнішнього повітря буде вищою, ніж гранична, яка визначається за формулою (3.17), тоді теплові надходження в об’єкт кондиціювання будуть перевищувати максимально можливий тепловий потік, який може бути відданий ґрунту з використанням теплообмінника, параметри якого вказані в табл. 3.1.

Температурний режим приміщення буде порушуватись і системі для збалансування цих процесів необхідно буде увімкнути компресор ТН.

Таблиця 3.1 – Основні параметри вертикального ґрунтового теплообмінника при оптимальних умовах його роботи

Ґрунти	Питомий тепловий потік, Вт/м	Діаметр труби, мм		Глибина свердловини, м				
				L1=50	L1=75	L1=100	L1=125	L1=150
Сухі, незв'язані	10-15	25x2,3	wопт, м/с	0,23	0,32	0,35	0,38	0,41
			Δр, кПа	4069,00	14479,10	22583,00	31112,21	44682,00
			Δtопт, С	1,41	1,52	1,85	2,13	2,37
			Gc, кДж/С	1775,28	2469,96	2701,52	2933,08	3164,63
			Qп, кВт	2500,00	3750,00	5000,00	6250,00	7500,00
		32x2,9	wопт, м/с	0,23	0,23	0,23	0,31	0,33
			Δр, кПа	2484,00	3725,63	4968,00	16766,73	22446,00
			Δtопт, С	0,86	1,29	1,72	1,59	1,80
			Gc, кДж/С	2908,62	2908,62	2908,62	3920,32	4173,24
			Qп, кВт	2500,00	3750,00	5000,00	6250,00	7500,00
		40x3,7	wопт, м/с	0,22	0,23	0,23	0,23	0,23
			Δр, кПа	1520,00	2384,40	3179,00	3974,00	4769,00
			Δtопт, С	0,58	0,83	1,10	1,38	1,65
			Gc, кДж/С	4347,13	4544,72	4544,72	4544,72	4544,72
			Qп, кВт	2500,00	3750,00	5000,00	6750,00	7500,00
Дуже вологі, зв'язані	20-25	25x2,3	wопт, м/с	0,37	0,43	0,48	0,53	0,56
			Δр, кПа	12445,00	24282,81	39250,00	56439,57	77106,00
			Δtопт, С	1,58	2,03	2,43	2,75	3,12
			Gc, кДж/С	2855,89	3319,01	3704,94	4090,87	4322,43
			Qп, кВт	4500,00	6750,00	9000,00	11250,00	13500,00
		32x2,9	wопт, м/с	0,29	0,34	0,39	0,42	0,45
			Δр, кПа	5612,00	11825,10	20046,00	28526,71	38625,00
			Δtопт, С	1,23	1,57	1,82	2,12	2,37
			Gc, кДж/С	3667,39	4299,70	4932,01	5311,40	5690,78
			Qп, кВт	4500,00	6750,00	9000,00	11250,00	13500,00
		40x3,7	wопт, м/с	0,23	0,23	0,32	0,35	0,37
			Δр, кПа	1590,00	2384,40	10728,00	15687,25	20747,00
			Δtопт, С	0,99	1,49	1,42	1,63	1,85
			Gc, кДж/С	4544,72	4544,72	6323,09	6915,88	7311,08
			Qп, кВт	4500,00	6750,00	9000,00	11250,00	13500,00
З високим рівнем ґрунтових вод	30-40	25x2,3	wопт, м/с	0,46	0,55	0,61	0,67	0,71
			Δр, кПа	18216,00	37356,30	59703,00	87944,51	116804,00
			Δtопт, С	1,97	2,47	2,97	3,38	3,83
			Gc, кДж/С	3550,56	4245,24	4708,36	5171,48	5480,22
			Qп, кВт	7000,00	10500,00	14000,00	17500,00	21000,00
		32x2,9	wопт, м/с	0,37	0,44	0,49	0,54	0,58
			Δр, кПа	9140,00	18567,73	29888,00	44284,78	60220,00
			Δtопт, С	1,50	1,89	2,26	2,56	2,86
			Gc, кДж/С	4679,09	5564,32	6196,63	6828,94	7334,79
			Qп, кВт	7000,00	10500,00	14000,00	17500,00	21000,00
		40x3,7	wопт, м/с	0,30	0,35	0,40	0,44	0,49
			Δр, кПа	31534,00	9412,35	15853,00	23413,70	31534,00
			Δtопт, С	1,18	1,518244285	1,771285	2,012824	2,26
			Gc, кДж/С	5927,90	6915,88	7903,87	8694,25	9287,04
			Qп, кВт	7000,00	10500,00	14000,00	17500,00	21000,00

Щоб визначити ефективність роботи ТН в *активному режимі* необхідно дослідити енергетичну ефективність його роботи. Для цього необхідно визначити параметри в вузлових точках ТН такі як температуру теплоносія на виході з випарника ТН та температуру на виході з конденсатора.

Визначення цих параметрів дасть змогу визначити холодильний коефіцієнт системи і порівняти його з такими ж показниками для інших типів систем кондиціювання повітря.

Щоб визначити температуру теплоносія на виході з випарника використаємо тепловий баланс охолоджуючого пристрою (фанкойла)

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}\Delta t = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\left(t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}\right). \tag{3.18}$$

З рівняння (3.18) з врахуванням (3.15) маємо

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\left(t_{\text{ф}}^{\text{вих}} - t_{\text{ф}}^{\text{вх}}\right). \tag{3.19}$$

Перепад температур $\Delta t_{\text{ф}}$ між водою на виході з фанкойла та повітрям в приміщенні кондиціювання беремо з існуючих норм 10 °С [110].

Тоді, з врахуванням того, що температура води на вході в фанкойл являє собою температуру на виході із випарника ТН, тобто $t_{\text{ф}}^{\text{вх}} = t_{\text{в}}$, можемо записати

$$G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}}K(t_0 - t_{\text{п}}) = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}\left(t_{\text{п}} - \Delta t_{\text{ф}} - t_{\text{в}}\right). \tag{3.20}$$

За умови однакових значень водяних еквівалентів теплоносія нижнього контуру та повітря $G_{\text{п}}\text{c}_{\text{п}} = G_{\text{т}}\text{c}_{\text{т}}$, отримуємо рівняння для визначення температури теплоносія на виході із випарника ТН

$$t_{\text{в}} = t_{\text{п}} - K(t_0 - t_{\text{п}}) - \Delta t_{\text{ф}}. \tag{3.21}$$

Температура теплоносія на виході з конденсатора ТН може бути отримана при заданій і фіксованій температурі на виході з ґрунтового теплообмінника із теплового балансу ВГТО

$$Q_{\text{підв}} = Q_{\text{відв}}, \tag{3.22}$$

який можна записати у вигляді

$$q_{\text{г}} L_{\text{св}} = \frac{\pi d^2}{4} \rho C_p w (t_{\text{гто}}^{\text{вх}} - t_{\text{гто}}^{\text{вих}}) \quad (3.22)$$

Прийнявши, що температура $t_{\text{гто}}^{\text{вх}} = t_{\text{к}}$, та той факт, що теплоносій нижнього контуру охолоджується в ґрунтовому теплообміннику до температури, яка асимптотично наближається до температури ґрунту, з врахуванням (3.22) маємо температуру теплоносія на виході з конденсатора ТН.

$$t_{\text{к}} = t_{\text{г}} + \frac{4 q_{\text{г}} L_{\text{св}}}{w \rho C_p \pi d^2}, \quad (3.23)$$

Визначивши основні параметри роботи системи у вузлових точках, можемо записати вираз для визначення холодильного коефіцієнту ТН

$$\varepsilon = \eta_{\text{тн}} \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{в}} + 5}{273 + t_{\text{к}} - 5} - 1}, \quad (3.24)$$

де $\eta_{\text{тн}}$ – коефіцієнт втрат ТН.

Виходячи з цього, розв’язавши систему рівнянь (3.23) та (3.24) з урахуванням виразу (3.21) можемо отримати значення температури теплоносія нижнього контуру на виході з конденсатора ТН і значення холодильного коефіцієнта, що характеризує термодинамічну ефективність роботи ТН для кондиціювання приміщення з використанням ґрунтового теплообмінника заданих параметрів в *активному* режимі роботи системи.

Розрахунковий аналіз системи кондиціювання повітря проведено за умов використання в системі ґрунтових теплообмінників з оптимальними параметрами, наведеними в табл. 3.1, в наступних діапазонах зміни вихідних даних:

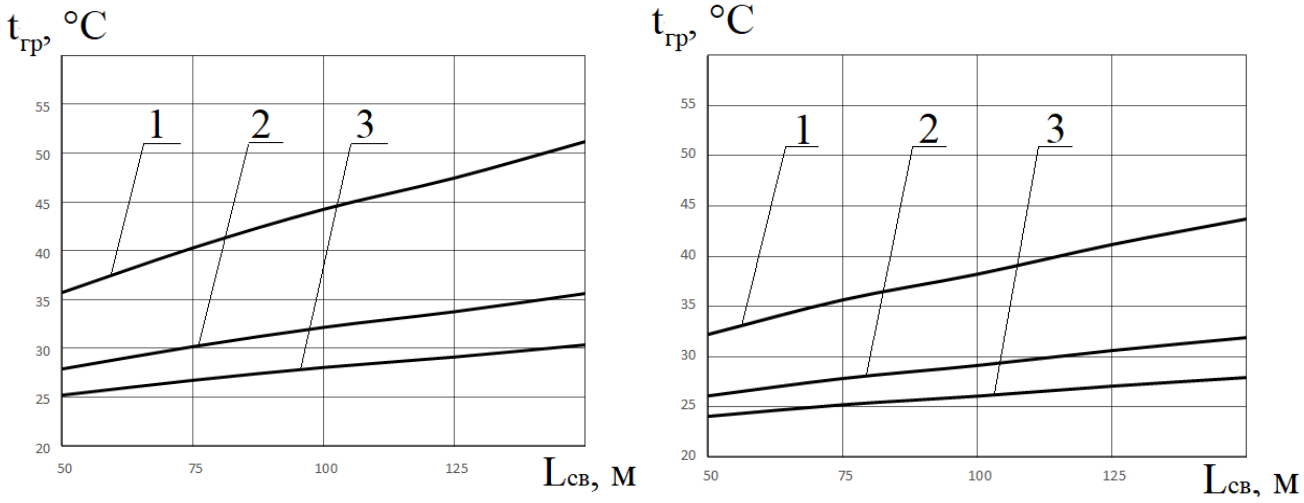
- температура зовнішнього повітря – 20-40 °С;
- коефіцієнт пропорційності *К*, значення якого залежить від величини теплових надходжень до будівлі *К*=0,1 – 0,5 [111];
- діаметри труб ґрунтового теплообмінника– *d*=25; 32; 40 мм;

•глибина свердловини для ВҐТО – $L_{св}$=50 – 150 м;

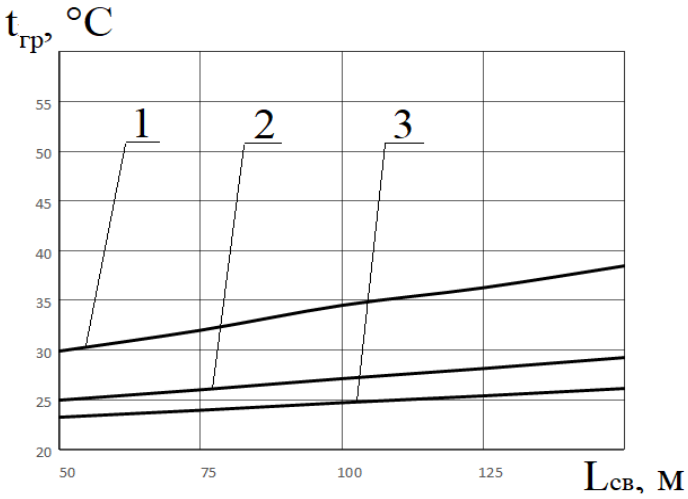
•середня температура ґрунту в теплий період року прийнята на рівні $t_г$=10 °С [102];

•ККД реального ТН в розрахунках прийнятий на рівні $\eta_{тн} = 0{,}6$.

На рис. 3.8 а, б, в приведено залежності, які ілюструють результати розрахунків температури навколишнього повітря, за якої система переходить з *пасивного* до *активного* режиму кондиціювання, тобто вмикається компресор ТН.



а) б)



в)

Рисунок 3.8 – Залежності граничної температури зовнішнього повітря від глибини свердловини: а) $q_г$=22,5 Вт/м, d=25 мм, : 1-3 – К=0,1; 0,2; 0,3; б) $q_г$=22,5 Вт/м, d=32 мм, : 1-3 – К=0,1; 0,2; 0,3; в) $q_г$=22,5 Вт/м, d=40 мм, : 1-3 – К=0,1; 0,2; 0,3

З графіків видно, що при збільшенні глибини свердловини суттєво зростає значення граничної температури, а от від зміни діаметра труби ця температура залежить несуттєво і катастрофічно падає при збільшенні коефіцієнта *К*. З цього можна зробити висновок, що суттєвим є вплив рівня термосанації будівлі та теплоізолюючих властивостей зовнішніх огороджувальних конструкцій. При погіршенні цих властивостей зменшується область використання *пасивного* режиму охолодження будівлі, а отже і зростають експлуатаційні затрати.

Залежності, що зображені на рисунках 3.8, 3.9, 3.10 ілюструють результати розрахунків параметрів роботи системи в *активному* режимі кондиціювання повітря.

На рис. 3.9 і 3.10 наведені залежності температур теплоносія від температури навколишнього повітря t_0 на виході із випарника і конденсатора ТН відповідно.

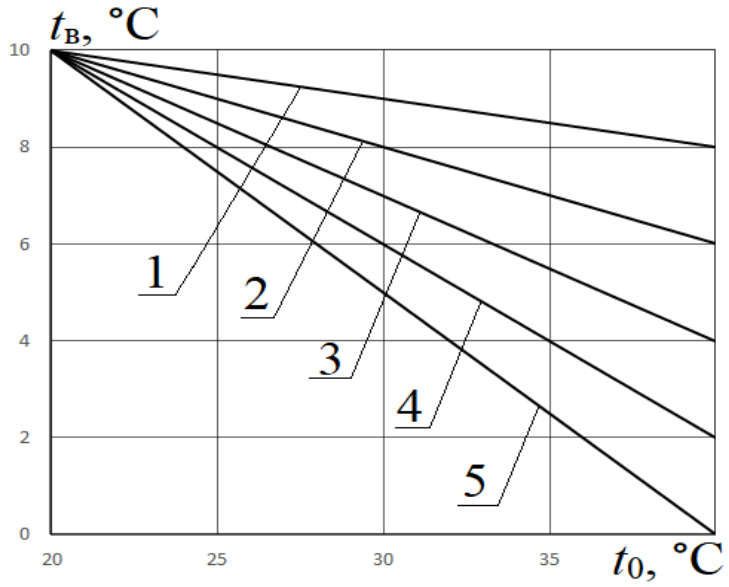


Рисунок 3.9 – Залежності температури теплоносія на виході з випарника ТН від температури навколишнього повітря: 1-5 К=0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5.

З рис. 3.9 видно, що з підвищенням температури зовнішнього повітря і коефіцієнта К, температура на виході з випарника зменшується, що призводить до розширення температурних рамок циклу Карно через збільшення навантаження системи.

Температура ж конденсації (рис. 3.10) зростає зі збільшення глибини свердловини, та не суттєво залежить від діаметра труб вертикального ґрунтового теплообмінника, навіть зі збільшенням глибини свердловини вплив діаметра труб практично не змінний.

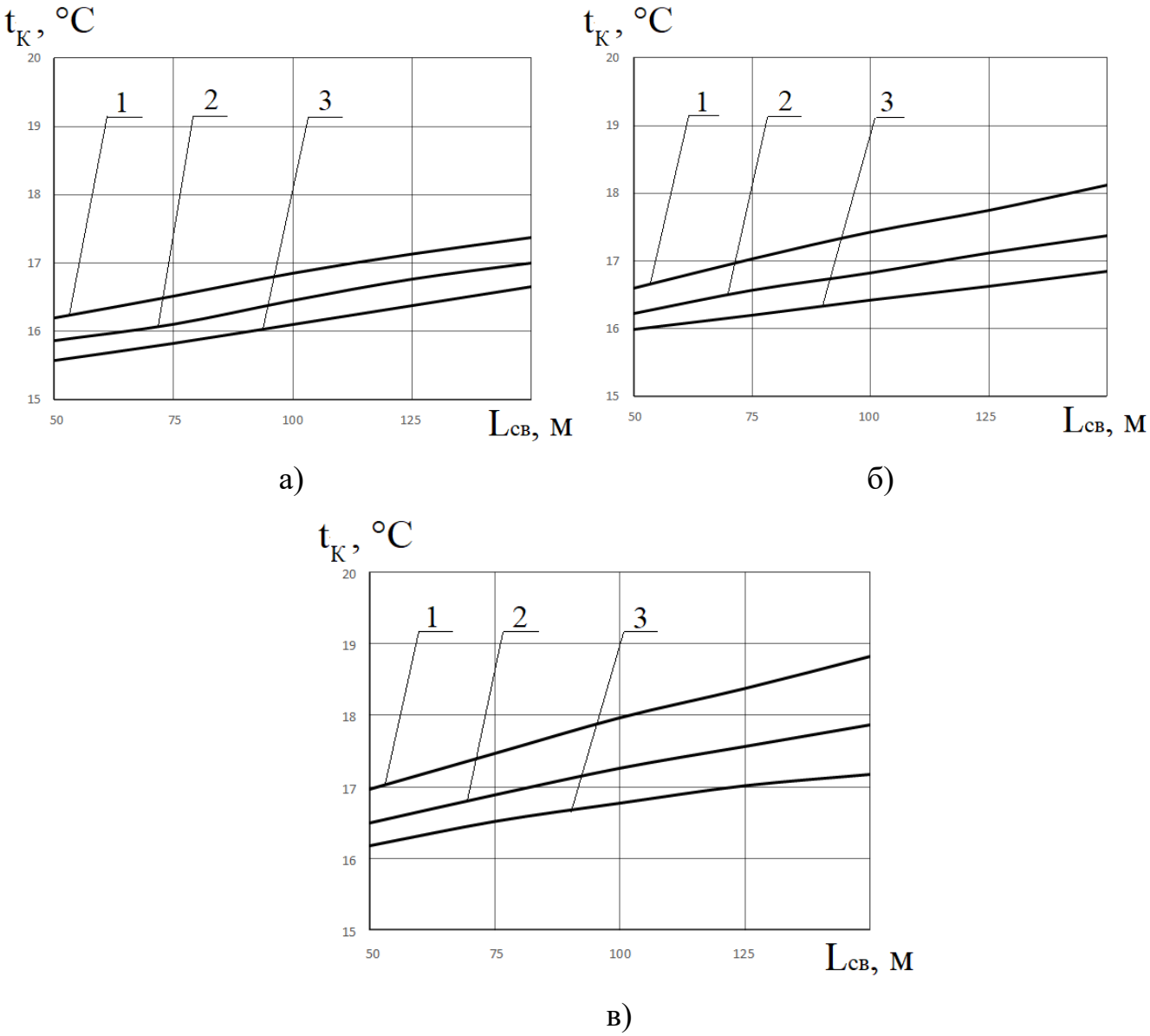
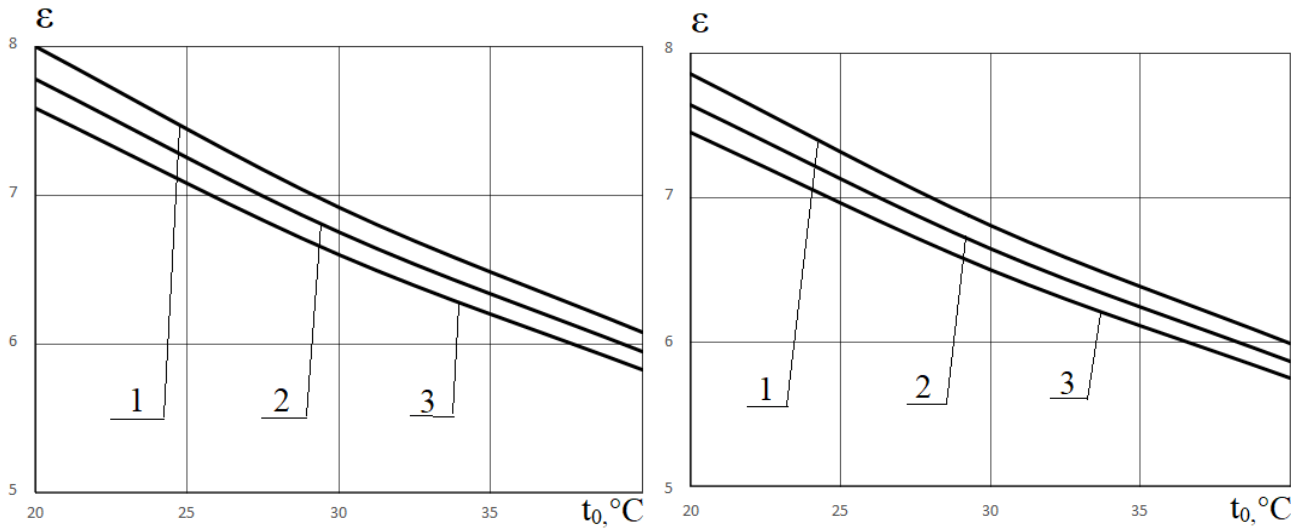


Рисунок 3.10 – Залежності температури теплоносія на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього повітря: а) $q_г$=12,5 Вт/м 1-3 – d=25, 32, 40 мм; б) $q_г$=22,5 Вт/м; 1-3 – d=25, 32, 40 мм; в) $q_г$=35 Вт/м; 1-3 – d=25, 32, 40 мм.

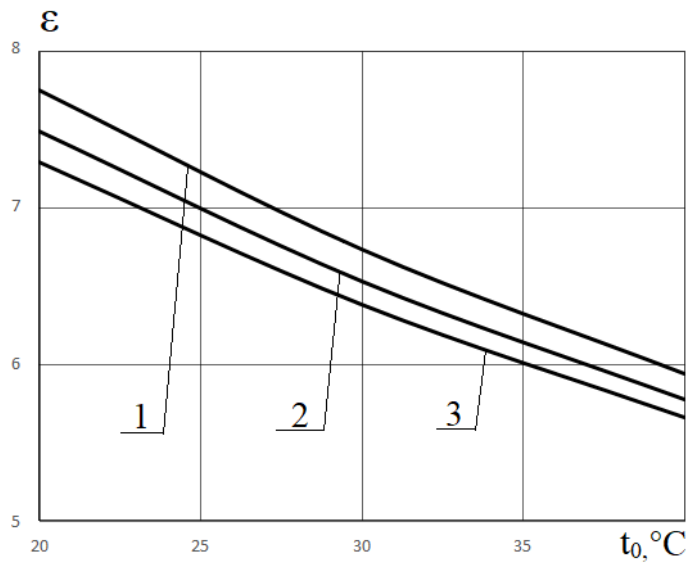
Однак слід зауважити, що теплосприймаюча спроможність ґрунту має суттєвий вплив на температуру на виході з конденсатора ТН, а отже, і на ефективність системи в цілому. Так, при діаметрі труби 25 мм та використанні сухих ґрунтів температура

конденсації буде змінюватись від 16,2 до 17,4 °С, в той час як при такому ж діаметрі, але ґрунті з високим рівнем ґрунтових вод від 17 до 18,9 °С.

Розглянувши залежності холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря (рис. 3.11 а, б, в) слід зауважити, що ефективність роботи холодильної системи не суттєво залежить від глибини свердловини і дещо понижається з її збільшенням.



а) б)



в)

Рисунок 3.11 – Залежності холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{тн} = \eta_{спліт}$= 0,6; К= 0,2: а) $q_г$=12,5 Вт/м; 1-3 – $L_{св}$=50, 100, 150 м; б) $q_г$=22,5 Вт/м; 1-3 – $L_{св}$=50, 100, 150 м; в) $q_г$=35 Вт/м; 1-3 – $L_{св}$=50, 100, 150 м.

Також видно, що при збільшенні вологості ґрунту від сухих, зв'язаних до ґрунтів з великим вмістом ґрунтових вод коефіцієнт енергетичної ефективності системи знижається. Цей феномен пов'язаний з тим, що підвищення ефективності, яке відбувається за рахунок збільшення вологості не таке інтенсивне як зростання продуктивності системи, яке в свою чергу призводить до зниження холодильного коефіцієнта.

Наступним кроком аналізу слід порівняти систему на базі вертикального ґрунтового теплообмінника в режимі кондиціювання повітря та звичайний повітряний кондиціонер з точки зори ефективності їх роботи. В роботі [111] авторами було проведено аналіз ефективності повітряного кондиціонера. Скористуємось результатами цього дослідження та побудуємо залежність холодильного коефіцієнта цих систем в одній площині координат (рис. 3.12).

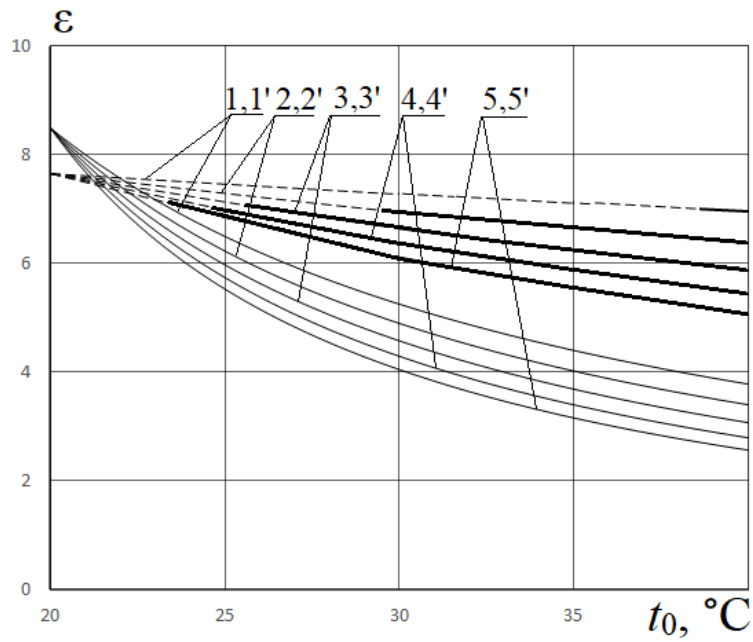


Рисунок 3.12 – Залежності холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{тн} = \eta_{спліт} = 0,6$: 1-5 – К= 0,1 – 0,5 для ґрунтового ТН; 1-5 – К= 0,1 – 0,5 для спліт-системи

Як видно із рис. 3.12, величина холодильного коефіцієнта і спліт системи і ТН зменшується з підвищенням температури зовнішнього повітря. Однак, значення холодильного коефіцієнта системи кондиціювання повітря при скиданні відведеної

теплоти в ґрунт залишаються значно вищими в порівнянні з системою кондиціювання повітря з використанням повітряних теплових насосів у вигляді спліт-системи.

Криві 1-5 на рис. 3.12 поділені на дві області (пунктирна та жирна частини кривих). Ці області відповідають активному та пасивному режиму роботи системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН.

Зауважимо, що при однаковій температурі навколишнього повітря на рівні 30 °С при збільшенні коефіцієнта К (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик зовнішнього огородження будівлі) значення холодильного коефіцієнту для ТН системи кондиціювання повітря з використанням ґрунту зменшується в діапазоні 7,6 до 6,0, в той час як для спліт-системи від 5,2 до 4,0.

Слід зауважити, що погіршення термосанації будівлі впливає в більшій мірі на ефективність ґрунтового ТН, аніж повітряного. Це свідчить про те, що для ґрунтових систем мають прийматись більш жорсткі умови по утепленню будинку, ніж у випадку повітряної системи кондиціювання.

Висновки:

1. Ефективність роботи теплонасосної системи на базі ґрунтового ТН може бути підвищена на етапі її проектування з використанням теплоти ґрунту як для опалення так і для кондиціювання повітря.

2. Визначено, що при використанні вертикального ґрунтового теплообмінника у системі кондиціювання повітря за умов мінімальних сумарних затрат енергії (оптимальні параметри) в режимі опалення така система в літній період може працювати в широкому діапазоні параметрів без затрат енергії на роботу компресора (пасивний режим).

3. Система кондиціювання на базі ґрунтового ТН має значно більші показники енергетичної ефективності, аніж повітряна система. Так, за температури ґрунту $t_г$=10 ◦С, коефіцієнта K=0,3 та однакового ККД реального циклу за найбільш поширеної в теплий період температури зовнішнього повітря 28 ◦С, система кондиціювання на базі ґрунтового ТН має холодильний коефіцієнт 7,6, в той час як традиційна спліт-система – 4,5. Ефективність використання такої системи

перевищує ефективність спліт-системи майже в 2 рази. Слід також зазначити, що запропонована система за фіксованих вище умов може працювати в пасивному режимі до температури навколишнього повітря 25 ◦С, не вмикаючи компресор ТН

4. Отримані дані свідчать, що для систем на базі вертикальних ґрунтових теплообмінник вимоги до теплоізоляційних властивостей огороджуючих конструкцій будівлі мають бути вищими, ніж для систем на базі повітряного ТН.

3.3 Висновки до третього розділу

1. Використання запропонованого рішення цілорічно (як для опалення так і для кондиціювання) має позитивний ефект з точки зору екологічних показників (відбір теплоти з ґрунту взимку, та повернення теплоти в ґрунт влітку, що унеможливлює вимерзання ґрунту) та експлуатаційних витрат на кондиціювання повітря. Як видно з залежностей, холодильний коефіцієнт ТН на базі ґрунтового ТН має показники від 8 (для вертикальних зондів) до 11 (для горизонтальних труб), в той час як за тих самих умов для традиційної спліт-системи цей показник в межах 4,5.

2. Визначено, що система ґрунтового ТН для кондиціювання може працювати в широкому діапазоні параметрів в пасивному режимі, без ввімкнення компресора ТН.

3. Показано, що вимоги до рівня теплоізоляції будівлі при використання ТН на базі ґрунтових теплообмінників мають бути більш жорсткими, аніж для традиційних систем через більший вплив показників термосанації на ефективність роботи системи. Наприклад, для системи на базі ґрунтового ТН з вертикальним теплообмінником ри збільшенні коефіцієнта К (що відповідає погіршенню теплоізолюючих характеристик зовнішнього огородження будівлі) значення холодильного коефіцієнту для ТН системи кондиціювання повітря з використанням ґрунту зменшується в діапазоні 7,6 до 6,0, в той час як для спліт-системи від 5,2 до 4,0.

4. Найбільший ефект в енергетичному та економічному плані запропоноване рішення може дати на етапі проектування системи опалення та кондиціювання з розробкою ґрунтового теплообмінника за оптимальних умов його роботи.

РОЗДІЛ 4
ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ КОМБІНОВАНИХ СХЕМ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ НА ПРИКЛАДІ РЕАЛЬНИХ ОБ'ЄКТІВ

4.1 Аналіз ефективності застосування теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції швейного цеху Черкаського деревообробного комбінату на базі ґрунтових теплових насосів з використанням теплоти стічних вод

4.1.1 Опис об'єкту теплопостачання

Для підтвердження результатів теоретичних досліджень ефективності використання запропонованої схеми було обрано швейний цех Черкаського деревообробного комбінату.

Промисловий об'єкт дослідження показано на рис. 4.1.

Рисунок 4.1 – Черкаський деревообробний комбінат.

Конкретним об’єктом досліджень став швейний цех підприємства, в якому працюють 300 працівниць. Цех розташований на одному з поверхів виробничої будівлі, без горища та підвалу, опалювальна площа якого становить 2 880 м^2. Планується дооснащення та реконструкція системи вентиляції та опалення приміщення. Один з варіантів систем теплопостачання – ґрунтові ТН. Розміри стін складають 120 х 24 м, висота стелі поверху 4 м. Стіни з газо-бетонних блоків з коефіцієнтом теплопровідності 0,09 Вт/(м*К), а також шар утеплювача товщиною 100 мм і густиною 80 кг/м3. Усього в будівлі є 622 м^2 віконних прорізів. Встановлені металопластикові вікна з однокамерними склопакетами.

Двері зовнішні металеві з утеплювачем, двері між поверхом та сходинковою клітиною металопластикові. Загальна площа дверей становить 18,2 м^2.

На об’єкті планується встановлення припливно-витяжної системи вентиляції з механічним спонуканням, в якій буде використано роторний рекуператор.

4.1.2 Результати розрахунків теплових втрат приміщень

Так як енергоменеджмент об’єкту не проводився та не залишилось проектної документації щодо систем теплопостачання попередньо було проведено розрахунок теплового навантаження на системи опалення та вентиляції. Також замовником було надано дані про існуючі витрати теплоти на гаряче водопостачання. При розрахунках враховано той факт, що система вентиляції буде використовувати рекуперативну схему. Результати зведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 - Витрати теплоти на системи опалення, вентиляції, кВт

Вид навантаження	Позначення	Величина
1 Витрати теплоти на опалення	$Q_{\text{о}}$	119,5
2 Витрати теплоти на вентиляцію	$Q_{\text{вент}}$	106,7
3 Витрати теплоти на ГВП	$Q_{\text{ГВП}}$	58,5
Загальні витрати теплоти без ГВП	ΣQ	226,2

4.1.3 Вибір моделі теплового насоса

Сумарні навантаження на систему за розрахункової температури $t_{\text{o}}^{\text{p}} = -22°\text{C}$ для опалення та вентиляції складає $\Sigma Q = 226{,}2$ кВт. Розрахункова температура теплоносія в системі $t_{\text{T}}^{\text{p}} = 35$ °С. Замовником прийнято рішення про використання існуючої системи централізованого гарячого водопостачання, тому витрати теплоти на ГВП будуть використовуватись тільки для розрахунку теплоти стічних вод, які в подальшому будуть використовуватись для опалення та вентиляції. Використавши рівняння (2.2) отримаємо коефіцієнт K за розрахункових умов рівним 0,25.

Для забезпечення теплопостачання обираємо ТН на базі ґрунтового теплообмінника торгової марки Viessmann. З каталогу продукції виробника обираємо промислову модель ТН Vitocal 200-G PRO. Технічні характеристики та можливі конфігурації показано у вирізці з каталогу продукції (рис. 4.2) [112].

Vitocal 200-G PRO	Typ	BW 202.A080	BW 202.A100
Leistungsdaten (nach EN 14511, B0/W35, Spreizung 5 K)			
Nenn-Wärmeleistung	kW	75,4	101,0
Kälteleistung	kW	59,0	79,0
Elektrische Leistungsaufnahme	kW	16,59	22,28
Leistungszahl ε (COP) bei Heizbetrieb		4,55	4,53
Leistungsdaten* (nach EN 14511, W10/W35, Spreizung 5 K)			
Nenn-Wärmeleistung	kW	95,7	126,5
Kälteleistung	kW	79,3	104,6
Elektrische Leistungsaufnahme	kW	16,35	21,92
Leistungszahl ε (COP) bei Heizbetrieb		5,85	5,77
Abmessungen			
Länge	mm	1753	1753
Breite	mm	800	800
Höhe	mm	1457	1457
Gewicht	kg	452	538
Anzahl Verdichter	Stück	2	2

* im W/W-Betrieb mit Sole-Zwischenkreis

Рисунок 4.2 – Технічні характеристики лінійки ТН Vitocal 200-G PRO.

На рисунку 4.2 показано технічні характеристики (теплову потужність, продуктивність компресора та COP за умов початкової температури розсолу у

випарнику ТН на рівні 0 ºС та температури гарячої води в подавальному трубопроводі 35 ºС. Обираємо три теплонасосні установки Viessmann Vitocal 200-G PRO BW 202.A080 номінальною потужністю 75,4 кВт без проміжного контуру розсолу для системи опалення промислового цеху.

Маючи величину витрат теплоти на опалення та вентиляцію отримаємо m

$$m = \frac{Q_{\text{вент}}}{Q_{\text{оп}}} = \frac{119,5}{106,7} = 1,12.$$

Для забезпечення потреб у свіжому повітрі використовуємо вентиляційний агрегат виробництва компанії Aerostar group, Україна. Обираємо промислову модель GreenSTR з роторним рекуператором ефективністю $\eta_{\text{р}}$=0,7 [116].

4.1.4 Витрати зовнішньої енергії на систему теплопостачання та кількість ТН

Попередньо було проведено розрахунки витрат зовнішньої енергії $l_{\text{оп+вент}}$, в залежності від зовнішньої температури повітря t_0, відношення теплового потоку на опалення до теплового потоку на вентиляцію m, коефіцієнта рекуперації вентиляційного обладнання $\eta_{\text{р}}$ та коефіцієнта K. Для порівняння розрахунки були проведені для схеми з використанням теплоти вентиляційних викидів та без нього (m = 0).

Результати розрахунків наведено в табл. 4.2.

Для визначення величини роботи компресора скористаємось рівнянням з [14]:

$$L_{\text{к}} = l_{\text{оп+вент}} \cdot (Q_{оп} + Q_{вент}). \qquad (4.1)$$

Маємо для розрахункових умов затрати зовнішньої енергії на роботу компресора для комбінованої системи ТН теплопостачання

$$L_{\text{к}} = 0,198 \cdot 226,2 = 44,79 \text{ кВт}.$$

Зі значень, наведених на рис. 4.2 беремо величину роботи компресора однієї теплонасосної установки. Тоді зовнішня енергія, що витрачається на систему опалення (для одного ТН) буде рівна $L_{к1}$=16,59 кВт.

Таблиця 4.2 – Питомі витрати зовнішньої енергії на систему теплопостачання при $\eta_{р=}$0,7

t_0, °С	$l_{оп+вент}$	
	K=0, m = 0	K=0,25, m = 1,12
15	0,168	0,1035
10	0,1875	0,1185
5	0,2145	0,132
0	0,231	0,1455
-5	0,246	0,156
-10	0,2715	0,168
-15	0,2895	0,186
-20	0,3165	0,198

Кількість одночасно задіяних теплонасосних установок для опалення та вентиляції цеху за розрахункових параметрів:

$$n_{ТН} = \frac{\Sigma L_к}{L_{к1}}, \tag{4.2}$$

$$n_{ТН} = \frac{44,79}{16,59} = 2,7 \approx 3 \text{ шт.}$$

Визначимо затрати зовнішньої енергії для різних значень навколишньої температури за використання теплоти вентиляційних викидів та без нього. Результати розрахунків показано в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Витрати зовнішньої енергії на роботу компресора за $\eta_р$=0,7

t_0, °С	$Q_{оп}$+ $Q_{вент}$, кВт	$L_к$, кВт		$n_{ТН}$, шт	
		K=0,25, m = 1,12	K=0, m =0	K=0,25, m = 1,12	K=0, m =0
15	28,16	2,91	4,73	1	1
10	56,476	6,69	10,59	1	1
5	84,845	11,20	18,20	1	2
0	113,18	16,47	26,14	1	2
-5	141,27	22,04	34,75	2	3
-10	169,6	28,49	46,05	2	3
-15	197,94	36,82	57,30	3	4
-20	226,2	44,79	71,59	3	5

Результати, що наведені в таблиці 4.3 проілюструємо у вигляді графічних залежностей витрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря (рис. 4.3).

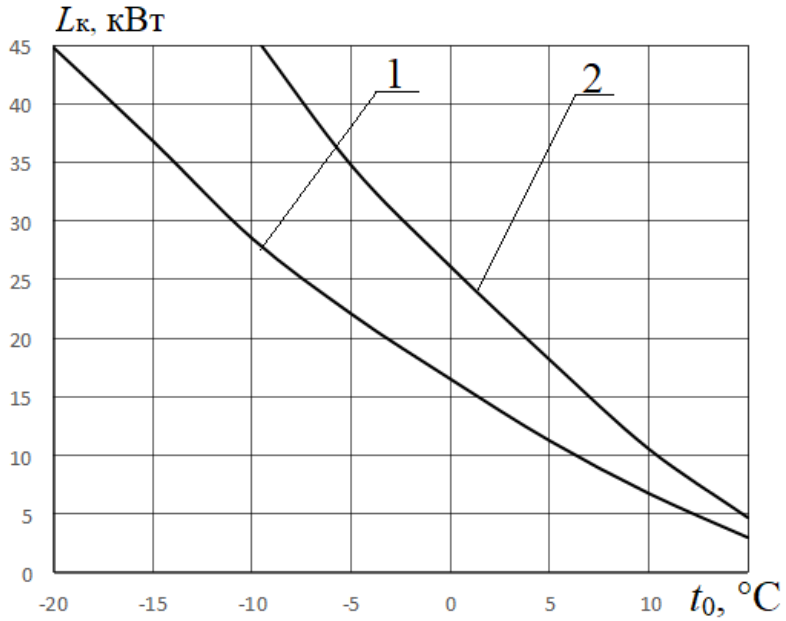


Рисунок 4.3 – Залежності витрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря: 1 – m= 1,12, K=0,25; 2 – K=0, m = 0.

З залежностей видно, що застосування теплонасосної схеми теплопостачання з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод сприяє значному зниженню витрат зовнішньої енергії на систему опалення та вентиляції. Слід зазначити, що ефект від використання схеми зростає зі зниженням температури навколишнього середовища, що підтверджує результати теоретичних досліджень.

Щоб привезти результати досліджень до реальних кліматичних умов України, авторами було проаналізовано статистичні дані гідрометеорологічного сайту [114] щодо погодних умов у досліджуваному регіоні в період із жовтня 2017 по травень 2018 року (всього 5021 година). Результати цього аналізу наведено на рис. 4.4.

Подальший аналіз був проведений для визначення кількості годин за опалювальний період, коли температура зовнішнього повітря була вищою за температуру зламу, тобто ту, за якої вмикається додатковий ТН (табл. 4.4). Аналіз проведено як для схеми з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод так і для традиційної схеми теплонасосного опалення та вентиляції.

Таблиця 4.4 – Порівняння схем з врахуванням реальної температури повітря

Запропонована схема				Базова схема			
Температурний діапазон	$n_{ТН}$, шт	τ, год	% всього часу	Температурний діапазон	$n_{ТН}$, шт	τ, год	% всього часу
+15°С - -2°С	1	3880	77	+15°С - +7°С	1 од	1040	21
-2°С – (-12°С)	2	692	14	+7°С – (-2°С)	2 од	2840	57
-12°С – (-20°С)	3	449	9	-2°С – (-12°С)	3 од	692	14
-	-	-	-	-12°С - (-17°С)	4 од	411	8
-	-	-	-	-17°С – (20°С)	5 од	38	1

Як видно з даних, наведених в табл. 4.4 традиційна схема працює 57% часу з застосуванням двох теплонасосних установок, при найбільш суворих погодних умовах (від -12 °С) в базовій схемі застосовується 4 одиниці ТН, в той час, як для розрахунковий умов їх потрібно 5 штук. Слід зазначити, що використання нової

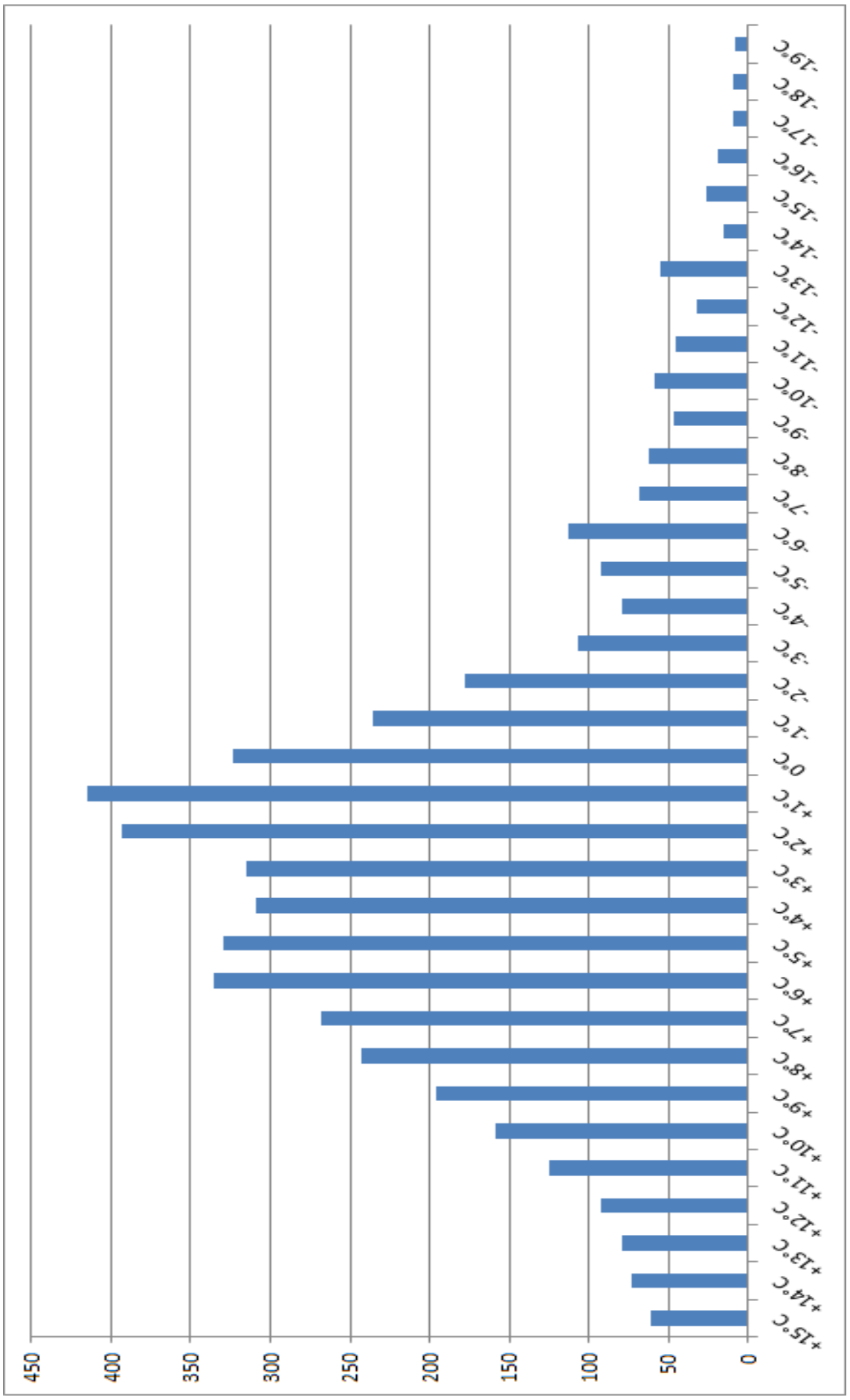


Рисунок 4.4 – Температура навколишнього повітря у досліджуваному регіоні за опалювальний сезон з 01.10.2017 по 01.05.2018

схеми з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод дає змогу використовувати 77 % часу опалювального періоду лише одну теплонасосну установку і в найхолодніші години (від -12 °С до -20 °С) застосувати лише 3 агрегати. Зрозуміло, що капітальні затрати для будівництва запропонованої схеми будуть суттєво менші (3 установки замість 5).

4.1.5 Висновки

1. Впровадження запропонованої комбінованої схеми призводить до підвищення температури подачі повітря на підігрівач вентиляційної системи. Це, у свою чергу, знижує навантаження на теплообмінники вентиляції та покращує умови їх роботи, зменшуючи ризик замерзання повітропроводів. Запропонована ТН схема сприяє зниженню споживання енергії для вироблення одиниці теплоти, необхідної для опалення та вентиляції приміщення.

2. Ефективність системи теплопостачання збільшується як з підвищенням коефіцієнта рекуперації вентиляційної установки, теплового потоку на ГВП, так і зі зниженням відносного навантаження на систему вентиляції порівняно з тепловим навантаженням на опалення.

3. Використання запропонованого рішення дозволяє знизити експлуатаційні затрати на опалення та вентиляцію.

4. Застосувавши статистичні дані щодо погодних умов минулих опалювальних сезонів можна прогнозувати, як буде працювати система. Так, для опалення та вентиляції будівлі швейного цеху 77 % часу використовуватиметься лише один теплонасосний агрегат (для традиційної схеми необхідно 2). Експлуатаційні та капітальні затрати, як наслідок, є суттєво меншими. Як висновок, замовнику при застосуванні схеми з використанням теплоти вентиляційних викидів та стічних вод необхідно придбати 3 машини, замість 5.

4.2 Енергетична ефективність використання ґрунтового ТН для кондиціювання повітря в жаркий період на прикладі приватного будинку в с. Ходосівка, Київської області

4.2.1 Опис об’єкту теплопостачання

Для аналізу результатів дослідження системи кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН обрано приватний заміський житловий будинок в с. Ходосівка, Київської області. На рис 4.5 показано житловий будинок, який взято як об’єкт досліджень.

Рисунок 4.5 – Приватний заміський будинок.

Приватний заміський будинок (рис. 4.6) для проживання 5-осіб являє собою одноповерхову конструкцію з горищем, з утепленим підвалом загальною опалюваною площею 203 м^2 оснащений ґрунтовим тепловим насосом для

опалення та кондиціювання повітря. Опалювальними приладами виступають теплі підлоги та фанкойли. Охолоджувальні прилади – фанкойли. Встановлено системи припливно-витяжної вентиляції з механічним спонуканням та рекуперацією теплоти. Ґрунтовий теплообмінник виконано в горизонтальному варіанті. Труби ґрунтового поля прокладено в зоні перед будівлею, де висіяно газон.

Висота стелі 2,95 м. Коефіцієнти термічного опору теплопередачі R[м²×°C/Вт] для: зовнішні стіни R=5,9 (газобетонні блоки D=400; δ=375 мм; мінеральна вата δ=100 мм); плоска покрівля R=9,8 (зашив стелі гіпсокартоном; монолітна плита δ=180 мм; ЕППС δ=250 мм; полістерол бетон $\delta_{мін}$=50 мм; армована піщано-цементна стяжка δ=50 мм); підлога першого поверху R=3,9 (цементно-піщана стяжка з пластифікаторами δ=80 мм; ЕППС δ=100 мм; монолітна плита δ=100 мм); скляні конструкції R=0,77.

На рис. 4.6 показано план будинку з нанесенням охолоджувальних приладів.

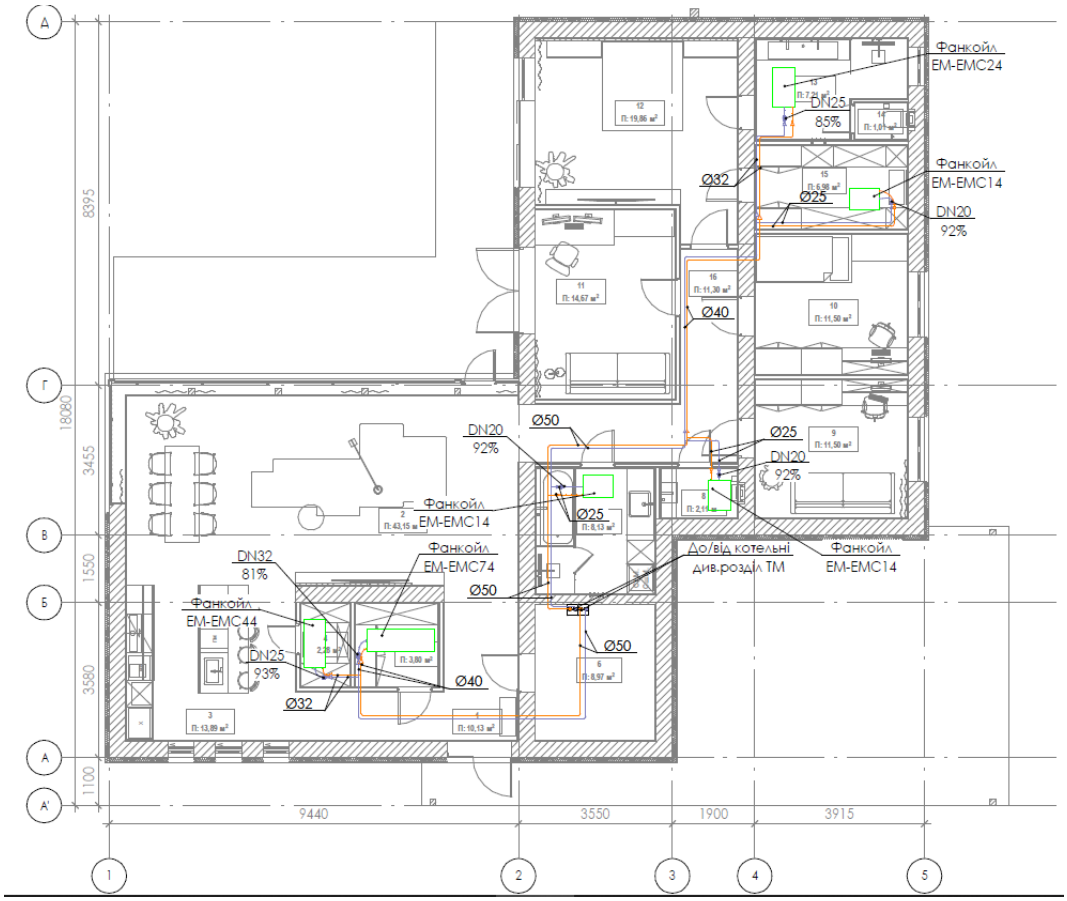


Рисунок 4.6 - План житлового будинку з розташуванням фанкойлів

4.2.2 Результати розрахунків надходжень теплоти

Попередньо було проведено розрахунки надходжень теплоти, які покриваються системою кондиціювання повітря та вентиляції. Результати даних розрахунків зведено в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Витрати холоду на систему кондиціювання повітря та вентиляції, кВт

Вид навантаження	Позначення	Величина
1 Система кондиціювання повітря	$Q_{к}$	25,4
2 Система вентиляції	$Q_{вент}$	6,9
Загальні надходження теплоти	ΣQ	32,3

4.2.3 Вибір моделі теплового насоса

Сума теплових надходжень за розрахункової температури $t^{р} = 28{,}7°C$ для опалення та вентиляції складає $\Sigma Q = 32{,}3$ кВт.

Замовником обрано тепловий насос виробництва компанії Viessmann, моделі Vitocal 350-G. Характеристику теплового насоса наведено в табл. 4.7 [112].

Обираємо модель теплового насоса Vitocal 350-G BW 351.B42.

За методикою [109] визначаємо коефіцієнт K

$$K = K_1 + K_2. \tag{4.3}$$

де K_1 визначається як

$$K_1 = \frac{3600\overline{K}F}{\rho_{п} c_{р} K_{п.об} V_{прим}}. \tag{4.4}$$

та K_2

$$K_2 = \frac{Q_{вн}}{G_{заг} c_{р} (t_0 - t_2)} \tag{4.5}$$

Таблиця 4.7 – Технічні характеристики теплонасосного блоку

Vitocal 350-G (master) single stage brine/water heat pump

Vitocal 350-G brine/water heat pump (single stage, master)*	Type	BW 351.B20	BW 351.B27	BW 351.B33	BW 351.B42
Output data (to EN 14511, B0/W35 °C, 5 K spread)					
Rated heating output	kW	20.5	28.7	32.7	42.3
Cooling capacity	kW	16.4	23.0	26.3	33.6
Power consumption	kW	4.3	5.9	6.5	8.7
Coefficient of performance ε in heating mode		4.8	4.9	5.0	4.8
Maximum flow temperature (5 K/12 K spread)	°C	65/70	65/70	65/70	65/70
Dimensions					
Length (depth)	mm	1085	1085	1085	1085
Width	mm	780	780	780	780
Height (with control unit open)	mm	1267	1267	1267	1267
Weight	kg	270	285	310	315
Energy efficiency class**		A^{++}	A^{++}	A^{++}	A^{++}

Підставивши відповідні значення в рівняння маємо значення коефіцієнтів:

$$K=0,08+0,12=0,2.$$

На даному об’єкті було встановлено вентиляційну установку типу Eco Star EC X, виробництва Aerostar Group, Україна, в якій використано пластинчатий рекуператор з коефіцієнтом рекуперації $\eta_{р=}0,79$ [113].

4.2.4 Визначення меж роботи теплового насосу для кондиціювання повітря в пасивному та активному режимах

Для даного об’єкту система побудована з використанням труби діаметром 32 мм товщиною стінки 2,9 мм, швидкість теплоносія обрано на рівні 0,7 м/с, для обраної місцевості притаманні сухі, незв’язані ґрунти. Виходячи з цього, використовуючи таблицю 2.2 беремо значення оптимального перепаду температур теплоносія на вході і виході з ґрунтового контуру на рівні $\Delta t_{опт} = 1,7$ °С.

Для визначення меж роботи системи в активному та пасивному режимі необхідно визначити граничну температуру за рівнянням (3.17).

$$t_0^{\text{гр}} = 20 + \frac{1}{0{,}2}1{,}7 = 28{,}5\ ^\circ\text{C}.$$

Отже, для даної конкретної будівлі система кондиціювання повітря на базі ґрунтового теплового насосу буде працювати в пасивному режимі до 28,5 °С, при підвищенні температури навколишнього середовища буде вмикатись компресор ТН.

Для оцінки та прогнозування реального ефекту від використання запропонованої схеми було проаналізовано статистичні данні [114] по погодних умовах в м. Києві за період квітень 2022 – вересень 2022 (всього 4392 години). В результаті аналізу було визначено, що температура від 20 до 28,5 °С мала місце 3211 годин, що складає 73 % сезону. Виходячи з цього, можна зробити висновок, що 73 % жаркого періоду система кондиціювання повітря на базі ґрунтового ТН буде працювати в пасивному режимі і лише 27 % - в активному.

Далі, порівняємо використання запропонованого рішення (ґрунтовий ТН) з традиційною системою кондиціювання повітря (спліт-система). Для цього порівняємо холодильний коефіцієнт системи для конкретного об’єкту кондиціювання. Результати наведемо у вигляді залежностей коефіцієнта EER від температури навколишнього середовища (рис. 4.7).

Крива 1 рис. 4.7 відповідає холодильному коефіцієнту ґрунтового ТН і розділяється точкою на суцільну та пунктирну лінію. Суцільна лінія – пасивний режим кондиціювання, пунктирна – активний режим (компресор ТН ввімкнено).

Видно, що холодильний коефіцієнт ґрунтового ТН має значно вищі значення, аніж для спліт-системи, що говорить про його суттєво кращі показники енергоефективності.

4.2.5 Висновки

1. Використання ґрунтового ТН для кондиціювання повітря має кращі екологічні та експлуатаційні показники, аніж традиційна.

2. При рівні термосанації будівлі, якому відповідає коефіцієнт К=0,2 температура ввімкнення компресора ТН становить 28,5 °С. Проаналізувавши погодні умови жаркого сезону 2022 року видно, що час, за якого температура вища граничної 28,5 °С становить лише 23 % від загального часу сезону.

3. При роботі в активному режимі ґрунтовий ТН має суттєво вищий показник EER, аніж традиційна спліт-система.

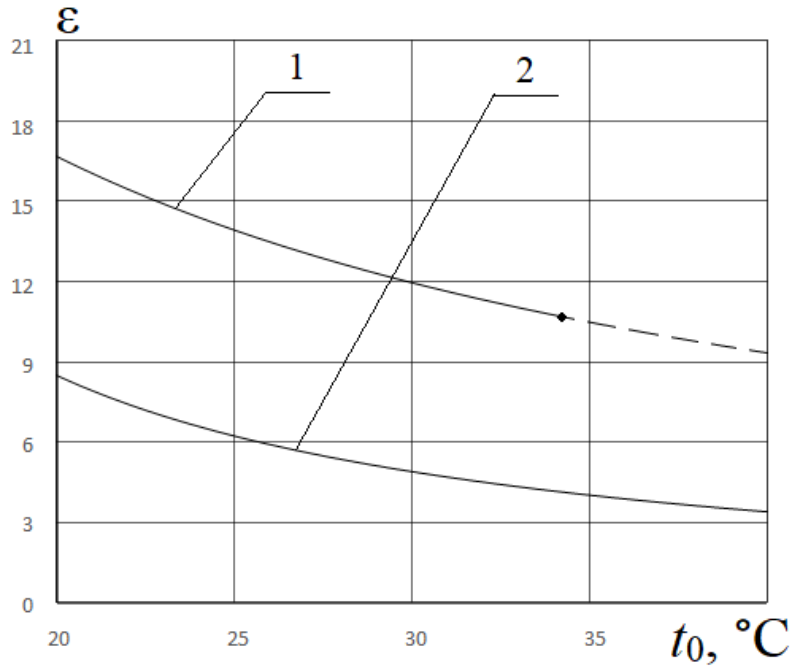


Рис. 4.7 – Залежності холодильного коефіцієнта від температури навколишнього повітря при $\eta_{тн} = \eta_{спліт} = 0,6$; К= 0,2 : 1 – для ґрунтового ТН; 2 – для спліт-системи.

4.3 Висновки до четвертого розділу

1. Використання розробленої комбінованої схеми опалення та вентиляції на базі ґрунтового теплового насосу в реальних умовах показало:

- збільшення температури повітря, що подається на підігрівач вентиляційної системи;
- зменшення теплового навантаження на систему вентиляції, покращення умов роботи цієї системи, зменшення ризику обмерзання повітропроводів;

- зменшення питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти;
- позитивний ефект зростає при підвищенні коефіцієнта рекуперації системи вентиляції, теплового потоку на ГВП та відносної витрати теплоти на вентиляцію в порівнянні з витратою теплоти на опалення;
- запровадження рішення на етапі проектування системи дає зможу зменшити капітальні витрати на спорудження ТН установки, за рахунок зменшення ҐТО;
- система опалення та вентиляції на базі запропонованої схеми може скоротити енергетичні затрати майже на 80 %, порівняно з традиційною системою та скоротити кількість встановленого ТН обладнання (на етапі проектування).

2. Використання ТН на базі горизонтального ТН для кондиціювання приватного житлового будинку показало наступні переваги:

- покращення умов експлуатації об’єкту (за рахунок повернення теплоти в ґрунт в літній період);
- унеможливлює вимерзання ґрунту та дає можливість експлуатувати систему стабільно і довгостроково;
- для конкретного об’єкта кондиціювання більшу частину жаркого періоду року система працює в пасивному режимі (77 % часу), витрачаючи енергію тільки на привід насосу нижнього контуру;
- при роботі в активному режимі (23 % часу жаркого періоду) система на базі ґрунтового ТН має значно вищі показники коефіцієнта трансформації ніж такі ж для традиційної спліт-системи.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню важливою науково-технічної задачі підвищення енергетичної ефективності ТН схем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря на основі ґрунтових теплових насосів. Було розроблено нові принципові схеми ТН систем ОВіК з використанням додаткових нижніх джерел теплоти, визначено межі їх ефективного використання, оптимальні умови роботи та вплив зовнішніх і внутрішніх параметрів системи на показники термодинамічної ефективності.

Найбільш вагомі результати і висновки проведеної наукової роботи:

1. На даний момент реалізація систем ТН в Україні можлива лише за умови скорочення капіталовкладень на встановлення обладнання, за рахунок вдосконалення існуючих схем використання ТН та на основі їх раціонального проектування. Основною ідеєю такого підходу є розробка енергоефективних комбінованих схем опалення та кондиціювання повітря з використанням низькотемпературних джерел енергії.

2. Встановлено, що використання теплоти стічних вод та вентиляційних викидів в системі водяного опалення та вентиляції призводить як до значної економії зовнішньої енергії на приводі ТН, так і до зменшення необхідної потужності ґрунтового теплообмінника. Застосування теплообмінника стічної води практично не впливає на оптимальне значення швидкості теплоносія в нижньому контурі ТН і сумарну питому витрату зовнішньої енергії на привід компресора ТН і циркуляційного насоса. При цьому в проектному режимі і в холодну пору року використання теплоти стічних вод нижнього контуру призводить до додаткового заміщення теплової потужності ґрунтового теплообмінника, що тягне за собою зменшення його розмірів і відповідних капітальних витрат.

3. Отримано результати, що свідчать про можливість здійснення раціонального проектування системи опалення та вентиляції з двома ТН на основі аналізу двох найважливіших характеристик цієї системи. Спільний аналіз відносного теплового навантаження ґрунтового теплообмінника та питомих сумарних затрат зовнішньої

енергії, залежних від глибини використання теплоти вентиляційних викидів, дозволяє досягти позитивних енергетичних та інвестиційних результатів. можливо Дослідження показали, що якщо утилізувати теплоти вентиляційних викидів до рівня, що відповідає умові рівності COP ґрунтового та повітряного ТН можливо досягти енергетичного та інвестиційного ефекту з найменшими затратами.

4. Проведений аналіз показав, що системи кондиціювання повітря на базі як вертикальних так і горизонтальних ґрунтових теплообмінників мають значно вищу ефективність порівняно з традиційними системами кондиціювання повітря. Використання запропонованого рішення цілорічно має позитивний ефект з точки зору екологічних показників (відбір теплоти з ґрунту взимку, та повернення теплоти в ґрунт влітку, що унеможливлює вимерзання ґрунту). Визначено, що система ґрунтового ТН для кондиціювання повітря може працювати в широкому діапазоні параметрів в пасивному режимі, без ввімкнення компресора ТН. Показано, що вимоги до рівня теплоізоляції будівлі при використання ТН на базі ґрунтових теплообмінників мають бути більш жорсткими, аніж для традиційних систем через більший вплив показників термосанації на ефективність роботи системи. Найбільший ефект в енергетичному та економічному плані запропоноване рішення може дати на етапі проектування системи опалення та кондиціювання повітря з розробкою ґрунтового теплообмінника за оптимальних умов його роботи.

5. Використання запропонованої схеми опалення та вентиляції на основі ґрунтового ТН з використанням теплоти вентиляційних викидів у реальній промисловій будівлі продемонструвало, що потреби у теплоті для опалення та вентиляції майже повністю задовольняються за допомогою всього двох ТН агрегатів. Один з них працює протягом усього опалювального періоду, а другий використовується як резервний і активується лише при низьких температурах навколишнього повітря, що дозволяє зменшити енергетичні витрати та кількість ТН обладнання на понад 60 % у порівнянні з традиційною системою.

6. Використання ґрунтового ТН для кондиціювання повітря має кращі екологічні та експлуатаційні показники в порівнянні з традиційною системою на базі повітряного теплового насосу. При рівні термосанації будівлі, якому

відповідає коефіцієнт К=0,2 температура ввімкнення компресора ТН становить 28,5 °С. Проаналізувавши погодні умови жаркого сезону 2022 року видно, що час, за якого температура вища граничної 28,5 °С становить лише 23 % від загального часу сезону. Таким чином, система кондиціювання повітря працює в основному в пасивному режимі. При роботі в активному режимі ґрунтовий ТН має суттєво вищий показник EER, аніж традиційна спліт-система.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Council Climate. "Key Issues for the New Climate Agreement 2015." Climate Journal, vol. 9, 2015, pp. 9.
2. UNFCCC. "Adoption of the Paris Agreement. Proposal by the President. Paris Climate Change Conference—November 2015, COP 21 2015." FCCC/CP/2015/L.9/Rev.1.
3. Bowen, A., & Rydge, J. "Climate change policy in the United Kingdom." Grantham Research Institute on Climate Change and the Environment, 2011.
4. Fankhauser, S., Kennedy, D., & Skea, J. "The UK's carbon targets for 2020 and the role of the committee on climate change." In Building a Low-Carbon Future: The Politics of Climate Change, 99-110. 2008.
5. Holst, D. R. "California Climate Policy to 2050." Publisher Name, 2015.
6. Yeh, S., Yang, C., Gibbs, M., Roland-Holst, D., Greenblatt, J., Mahone, A., et al. "A modeling comparison of deep greenhouse gas emissions reduction scenarios by 2030 in California." Energ Strat Rev, vol. 13-14, 2016, pp. 169–180. https://doi.org/10.1016/j.esr.2016.10.001.
7. Salkin, Peter E. Sustainability and Land Use Planning: Greening State and Local Land Use Plans and Regulations to Address Climate Change Challenges and Preserve Resources for Future Generations. 2009, p. 121.
8. Brown, Edward G., et al. Proposed First Update to the Climate Change Scoping Plan: Building on the Framework. February 2014, Table of Contents, 2014.
9. Franco, Geoffrey, et al. "Linking Climate Change Science with Policy in California." Climatic Change, vol. 87, 2008, pp. 7-20. doi:10.1007/s10584-007-9359-8.
10. Kember, Oliver, et al. GHG Mitigation in Australia: An Overview of the Current Policy Landscape. World Resources Institute Working Paper, 2014, pp. 1-40.
11. "Review of the Market of Thermal Pumps." Electronic Magazine of Power Service Company "Cities and Buildings", no. 7, July 2013.
12. "Evolution of Thermal Pumps." Electronic Magazine of Power Service Company "Ecological Systems", vol. 9, 2012, pp. 15-32.

13. Безродний, М. К., Притула, Н. О., Ословський, С. О. " Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту і стічних вод." Наукові вісті КПІ, вип. 1, №. 1, 2018, С. 7–15.
14. Безродний М. К., Ословський С. О. "Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів" Енергетика: економіка, технології, екологія, №. 3, 2018, С. 95–103.
15. Безродний, М. К., Притула, Н. О., Ословський, С. О. "Аналіз комбінованої теплонасосної схеми опалення з використання теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку" Енерготехнології та ресурсозбереження, №. 5, 2018, С. 12–20.
16. Bezrodny, M. K., & Oslovskyi, S. O. "Combined heat pump heating and ventilation system using heat of soil, sewage water and ventilation emissions." Journal of Thermal Engineering, vol. 8, no. 4, 2022, pp. 466-476.
17. Bezrodny, M., & Oslovskyi, S. "Efficiency analysis of using a combination of air and ground heat pumps for heating and ventilation." Eurasian Physical Technical Journal, vol. 18, no. 1, 2021, pp. 57-64.
18. Безродний М. К., Ословський С. О. "Енергетична ефективність системи кондиціювання на базі ґрунтового теплового насосу" Теплофізика та теплоенергетика, no. 1, 2023, pp. 45-54.
19. Безродний М. К., Ословський С. О. " Термодинамічна ефективність роботи теплонасосної системи кондиціювання на базі вертикального ґрунтового теплообмінника." Енергетика і автоматика, №. 3, 2023, С. 75-90.
20. "Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference." Las Vegas, 2005, pp. 67-95.
21. "Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference." Zurich, 2008, pp. 54-111.
22. "Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference." Tokyo, 2011, pp. 44-78.
23. "New generation of geothermal Danfoss thermal pumps." Danfoss, http://www.danfoss.com/.
24. "Rating of geothermal thermal pumps in Avstrii." http://www.pea.ru/.

25. Bertoldi, P., & Atanasiu, B. "Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European Union – status report 2007." European Commission Report EUR 22753 EN, European Commission Directorate-General Joint Research Centre and Institute for Environment and Sustainability, 2008, pp. 105-127.
26. Степаненко, В. А. "Каким будет теплоснабжение Украины в 21 веке." Международная конференция "Тепловые насосы в странах СНГ", 2013, С. 56-78.
27. Мацевитый, Ю. М., Чиркин, Н. Б., Остапчук, В. Н. " Альтернативная система теплоснабжения на базе теплового насоса с грунтовым теплообменником" Энергосбережение, энергетика, энергоаудит, 2007, № 8, С. 111-154.
28. Мацевитый, Ю. М., Чиркин, Н. Б., Остапчук, В. Н. " О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины" Энергосбережение, энергетика, энергоаудит, 2007, № 3, С. 20-31.
29. Степаненко В. А. "Украина. Проблемы финансирования термомодернизации жилых многоэтажных зданий." Портал-энерго. Эффективное энергосбережение. 2013. С. 11-33.
30. "Renewable Heat Incentive 2018." RHI. Energy Saving Trust, http://www.energysavingtrust.org.uk/scotland/grants-loans/renewables/renewable-heat-incentive.
31. Faizal, M., Bouazza, A., Singh, R. M. "Heat transfer enhancement of geothermal energy piles." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016;57:16–33. doi:10.1016/j.rser.2015.12.065.
32. Connor, P., Burger, V., Beurskens, L., Ericsson, K., Egger, C. "Devising renewable heat policy: an overview of support options." Energy Policy, 59 (2013): 3-16.
33. Rees, S., Curtis, R. "National deployment of domestic geothermal heat pump technology: observations on the UK experience 1995-2013." Energies, 7(8) (2014): 5460-5499.
34. Budisulistyo, D., & Krumdieck, S. "Thermodynamic and economic analysis for the pre-feasibility study of a binary geothermal power plant." Energy Conversion and Management, vol. 103, 2015, pp. 639-649.

35. DiPippo, R. "Geothermal power plants: evolution and performance assessments." Geothermics, vol. 53, 2015, pp. 291-307.
36. Moya, D., Alda´s, C., & Kaparaju, P. "Geothermal energy: power plant technology and direct heat applications." Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 94, 2018, pp. 889-901.
37. Yildirim, D., & Ozgener, L. "Thermodynamics and exergoeconomic analysis of geothermal power plants." Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 8, 2012, pp. 6438-6454.
38. Shortall, R., Davidsdottir, B., & Axelsson, G. "Geothermal energy for sustainable development: a review of sustainability impacts and assessment frameworks." Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 44, 2015, pp. 391-406.
39. Flower, V.J.B., & Kahn, R.A. "The evolution of Icelandic volcano emissions, as observed from space in the era of NASA's Earth Observing System (EOS)." Journal of Geophysical Research, vol. 125, no. 19, 2020, https://doi.org/10.1029/2019JD031625.
40. Zarrouk, S.J., & Purnanto, M.H. "Geothermal steam-water separators: design overview." Geothermics, vol. 53, 2015, pp. 236-254.
41. Shang, S., Horne, R.N., & Ramey, H.J. "Water vapor adsorption on geothermal reservoir rocks." Geothermics, vol. 24, no. 4, 1995, pp. 523-540.
42. Cui, Y., et al. "Techno-economic assessment of horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review." Energy Conversion and Management, vol. 191, 2019, pp. 208-236.
43. Oosterkamp, A., Ytrehus, T., & Galtung, S.T. "Effect of the choice of boundary conditions on modelling ambient to soil heat transfer near a buried pipeline." Applied Thermal Engineering, vol. 100, 2016, pp. 367-377.
44. Congedo, P.M., G. Colangelo, and G. Starace. "CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations." Applied Thermal Engineering, vol. 33-34, 2012, pp. 24-32, 1 Feb. 2012.

45. Eslami-Nejad, P., M. Ouzzane, and Z. Aidoun. "Modeling of a two-phase CO2-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications." Applied Energy, vol. 114, 2014, pp. 611-620, 1 Feb. 2014.
46. Chen, S., J. Mao, and X. Han. "Heat transfer analysis of a vertical ground heat exchanger using numerical simulation and a multiple regression model." Energy and Buildings, vol. 129, 2016, pp. 81-91, 1 Oct. 2016.
47. Li, X.-Y., T.-Y. Li, D.-Q. Qu, and J.-W. Yu. "A new solution for thermal interference of vertical U-tube ground heat exchanger for cold areas in China." Geothermics, vol. 65, 2017, pp. 72-80, 1 Jan. 2017.
48. Aresti, L., P. Christodoulides, and G. Florides. "A review of the design aspects of ground heat exchangers." Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 92, 2018, pp. 757-773, 1 Sept. 2018.
49. Zhu, L., S. Chen, Y. Yang, and Y. Sun. "Transient heat transfer performance of a vertical double U-tube borehole heat exchanger under different operational conditions." Renewable Energy, vol. 131, 2019, pp. 494-505, 1 Feb. 2019.
50. Lee, C., M. Park, T.-B. Nguyen, B. Sohn, J.M. Choi, and H. Choi. "Performance evaluation of closed-loop vertical ground heat exchangers by conducting in-situ thermal response tests." Renewable Energy, vol. 42, 2012, pp. 77-83, 1 June 2012.
51. Florides, G., et al. "Modeling and assessment of the efficiency of horizontal and vertical ground heat exchangers." Energy, vol. 58, 2013, pp. 655-663, 1 Sept. 2013.
52. Luo, Y., H. Guo, F. Meggers, and L. Zhang. "Analytical modeling and thermal analysis of a deep coaxial borehole heat exchanger." Energy, vol. 185, 2019, pp. 1298-1313, 15 Oct. 2019.
53. Zanchini, E., S. Lazzari, and A. Priarone. "Enhancing the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers." Energy, vol. 35, no. 2, 2010, pp. 657-666, 1 Feb. 2010.
54. Kurevija, T., and K. Strpić. "Differences in hydraulic and thermogeological design between two-loop vertical and inclined coaxial borehole heat exchangers." Renewable Energy, vol. 117, 2018, pp. 314-323, 1 March 2018.

55. Gordon, D., et al. "Experimental and analytical investigation on pipe sizes for a coaxial borehole heat exchanger." Renewable Energy, vol. 115, 2018, pp. 946-953, 1 Jan. 2018.
56. Saadi, M.S., and R. Gomri. "Study of the dynamic heat transfer process through coaxial heat exchangers in the ground." International Journal of Hydrogen Energy, vol. 42, no. 28, 2017, pp. 114-127, 13 July 2017.
57. Li, Y., et al. "Analysis of dynamic heat transfer and energy consumption for a multi-external-chamber coaxial borehole heat exchanger." Energy Conversion and Management, vol. 207, 2020, pp. 112-119, 1 March 2020.
58. Pu, L., L. Xu, D. Qi, and Y. Li. "Structure optimization for horizontal ground heat exchanger." Applied Thermal Engineering, vol. 136, 2018, pp. 131-140, 25 May 2018.
59. Hou, G., H. Taherian, and L. Li. "A predictive TRNSYS model for long-term operation of a hybrid ground source heat pump system with innovative horizontal buried pipe type." Renewable Energy, vol. 151, 2020, pp. 1046-1054, 1 May 2020.
60. Fujii, H., S. Yamasaki, T. Maehara, T. Ishikami, and N. Chou. "Numerical simulation and sensitivity study of double-layer Slinky-coil horizontal ground heat exchangers." Geothermics, vol. 47, 2013, pp. 61-68, 1 July 2013.
61. Asgari, B., M. Habibi, and A. Hakkaki-Fard. "Assessment and comparison of different arrangements of horizontal ground heat exchangers for high energy required applications." Applied Thermal Engineering, vol. 167, 2020, pp. 177-193, 25 Feb. 2020.
62. Zarrouk, S.J., and M.H. Purnanto. "Geothermal steam-water separators: design overview." Geothermics, vol. 53, 2015, pp. 236-254, 1 Jan. 2015.
63. Shang, S., R.N. Horne, and H.J. Ramey. "Water vapor adsorption on geothermal reservoir rocks." Geothermics, vol. 24, no. 4, 1995, pp. 523-540, 1 Aug. 1995.
64. Amadeh, A., M. Habibi, and A. Hakkaki-Fard. "Numerical simulation of a ground-coupled heat pump system with vertical plate heat exchangers: a comprehensive parametric study." Geothermics, vol. 88, 2020, 101913, 1 Nov. 2020.

65. Habibi, M., and A. Hakkaki-Fard. "Evaluation and improvement of the thermal performance of different types of horizontal ground heat exchangers based on techno-economic analysis." Energy Conversion and Management, vol. 171, 2018, pp. 1177-1192, 1 Sept. 2018.
66. Habibi, M., A. Amadeh, and A. Hakkaki-Fard. "A numerical study on utilizing horizontal flat-panel ground heat exchangers in ground-coupled heat pumps." Renewable Energy, vol. 147, 2020, pp. 996-1010, 1 March 2020.
67. Zukowski, M., and J. Topolanska. "Comparison of thermal performance between tube and plate ground-air heat exchangers." Renewable Energy, vol. 115, 2018, pp. 697-710, 1 Jan. 2018.
68. Cao, J., M. Bottarelli, M. Bortoloni, and G. Pei. "Small-scale lab analysis of the ground freezing effect on the thermal performance of a Flat-Panel ground heat exchanger." Geothermics, vol. 74, 2018, pp. 247-254, 1 July 2018.
69. Brandl, H. "Energy foundations and other thermo-active ground structures." Geotechnique, vol. 56, 2006, pp. 81–122, doi:10.1680/geot.2006.56.2.81.
70. Sani, A.K., Singh, R.M., Amis, T., & Cavarretta, I. "Thermal and thermo-mechanical performance of pile heat exchangers: a review." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, doi:10.1016/j.rser.2010.07.027.
71. De Moel, M., Bach, P.M., Bouazza, A., Singh, R.M., & Sun, J.O. "Technological advances and applications of geothermal energy pile foundations and their feasibility in Australia." Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, 2010, pp. 2683–2696, doi:10.1016/j.rser.2010.07.027.
72. Dincer, I., & Sanner, B. "Shallow Geothermal Energy." GHC Bulletin, June 19–25, 2001, doi:10.1016/S1364-0321(99)00011-8.
73. Li, M., & Lai, A.C.K. "Review of analytical models for heat transfer by vertical ground heat exchangers (GHEs): a perspective of time and space scales." Applied Energy, vol. 151, 2015, pp. 178-191, 1 Aug. 2015.
74. Jamieson, J.C. "Heat conduction, with engineering, geological, and other applications." Journal of Geology, vol. 63, no. 2, 1955, p. 196, 1 March 1955.

75. Molina-Giraldo, N., Blum, P., Zhu, K., Bayer, P., & Fang, Z. "A moving finite line source model to simulate borehole heat exchangers with groundwater advection." International Journal of Thermal Sciences, vol. 50, no. 12, 2011, pp. 2506-2513, 1 Dec. 2011.
76. Sutton, M. G., Nutter, D. W., Couvillion, R. J. "A ground resistance for vertical bore heat exchangers with groundwater flow." J. Energy Resour. Technol. 125 (3) (2003): 183-189.
77. Tye-Gingras, M., Gosselin, L. "Generic ground response functions for ground exchangers in the presence of groundwater flow." Renew. Energy 72 (2014): 354-366. December 1, 2014.
78. Diao, N., Li, Q., Fang, Z. "Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection." Int. J. Therm. Sci. 43 (12) (2004): 1203-1211. December 1, 2004.
79. Bao, J., Zhao, L. "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle." Renew. Sustain. Energy Rev. 24 (2013): 325-342. August 1, 2013.
80. Mikielewicz, D., Mikielewicz, J. "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP." Appl. Therm. Eng. 30 (16) (2010): 2357-2362. November 1, 2010.
81. Reuss, M., Beck, M., Mu¨ller, J. P. "Design of a seasonal thermal energy storage in the ground." Sol. Energy 59 (4) (1997): 247-257. April 1, 1997.
82. Estelle´, P., Cabaleiro, D., Z_ yła, G., Lugo, L., Murshed, S. M. S. "Current trends in surface tension and wetting behavior of nanofluids." Renew. Sustain. Energy Rev. 94 (2018): 931-944. October 1, 2018.
83. Гершкович, В. Ф. "Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов." Тепловые насосы, № 1, 2011, С. 12-19.
84. Безродний, М. К., І. І. Пуховий, and Д. С. Кутра. Теплові насоси та їх використання: навч. посіб. НТУУ «КПІ», 2013, С. 45-151.
85. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с

86. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. "Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами." Мінрегіонбуд України, 2010, С. 12-20.
87. Lund, J., et al. "Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps: A World Overview." GHC Bulletin, vol. [volume number], no. [issue number], September 2004, pp. 1-10.
88. Зимин, Л. Б., Фиалко Н. М. "Анализ эффективности теплонасосных систем утилизации теплоты канализационных стоков для теплоснабжения социальных объектов." Промышленная теплотехника. 2008. № 1. С. 39—41.
89. Кордас А. О, Никифорович Е. И. " Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем" Прикладная гидромеханика, № 1, 2014, С. 211-243.
90. Carvalho, A.D., D. Mendrinos, and A.T. De Almeida. "Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe – results of a case study in Portugal." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, pp. 755–768.
91. Zimny, J., P. Michalak, and K. Szczotka. "Heat pump market between 2000 and 2013: European background, current state and development prospects." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, pp. 791–812.
92. Liao, C., I.S. Ertesvåg, and J. Zhao. "Energetic and exergetic efficiencies of CHP (combined heat and power) plants used in district heating systems of China." Energy, 2013, pp. 671-681.
93. Gershkovich, V. F. "Features of Designing Heat Supply Systems for Buildings with Heat Pumps." PE “Energominimum”, 2009, pp. 24-41.
94. Sayegh, M.A., J. Danielewicz, and T. Nannou. "Trends of European research and development in district heating technologies." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, pp. 1183–1192.
95. CEATI. www.ceati.com
96. Shubin, E. P. "Main Issues of Designing Urban Heat Supply Systems." Energy, 1979, pp. 154-170.

97. "Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля" [Thermophysical properties of an aqueous solution of ethylene glycol]. Digital Media Guide. Antifreeze. DPVA. 21 July 2023. http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/
98. Nowak, T. "European Heat Pump Market and Statistics Report 2015." Technical report. Brussels: The European Heat Pump Association AISBL (EHPA), 2015, pp. 24-30.
99. Костиков А. О. "Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником." Р Енергетика: економіка, технології, екологія, 2009, № 1, С. 32–40.
100. Басок Б. И., Авраменко, А. А., Рыжков С. С. " Динамика теплообмена жидкости в грунтовом прямолинейном одиночном трубном элементе (теплообменнике)." Промышленная теплотехника, 2009, no. 1, pp. 62-67.
101. Безродний, М. К., Н. О. Притула. "Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту." Наукові вісті НТУУ «КПІ», № 1, 2012, С. 7–12.
102. Steward, F. R. "Optimum Arrangement and Use of Heat Pumps in Recovery Waste Heat." Energy Conversion Mgmt., 1984, no. 2, pp. 123-129.
103. Безродный, М. К., Хавин, С. О. "Анализ энергетических и экологических аспектов использования отходящего тепла промышленных газов." Энерготехнологии и ресурсосбережение, 2003, № 1, стр. 18-21.
104. Slastin, A. "Temperature Dependence." 2020. Available at: www.ktto.com.ua/calculation/temperaturnyy_grafik.
105. Костиков А.О., Харлампиди Д.Х. " Влияние теплового состояния грунта на эффективность теплонасосной установки с грунтовым теплообменником." Энергетика: экономика, технологии, экология, 2009, № 1, С. 32-40.
106. Клепанда А. С., Тарасова В. А., Бережко Ю. В.. "Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса." Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2014, № 2, С. 3-8.

107. Qu, M., Li, T., Deng, S., Fan, Y., Li, Z. "Improving Defrosting Performance of Cascade Air Source Heat Pump Using Thermal Energy Storage Based Reverse Cycle Defrosting Method." Applied Thermal Engineering, 2017, no. 36, pp. 67-74.
108. Пуховий І.І., Постоленко А.М., Радчук Ю.Ю. "Аналіз схем теплопостачання з двома тепловими насосами та використанням вентиляційних викидів і повітря, підігрітого теплотою кристалізації води". Відновлювана енергетика. 2014 № 4. С.28 -35.
109. Bezrodny, M. K., Misiura, T. O. "The Heat Pump System for Ventilation and Air Conditioning inside the Production Area with an Excessive Internal Moisture Generation." Eurasian Phys. Tech. J., 2020, vol. 17, no. 2(34), pp. 78-86.
110. Стрельчук О. М. Сізов О. В. «ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування". – К.:ДП «Укрархбудінформ», 2013, 141 с.
111. Безродний М. К., Кутра Д. С.: Ефективність теплонасосних систем кондиціювання повітря. – К.:НТУУ «КПІ», 2015. – 172 с.
112. Каталог теплонасосних установок. Інтернет ресурс: https://www.viessmann.ua/
113. Каталог вентиляційного обладнання. Інтернет ресурс: http://aerostar.in.ua/
114. Гідрометеоролічні дані. Інтернет ресурс: http://meteo.gov.ua/