НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

ІВАНОВ ПАВЛО ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 620.9 049.34: 620.91:621.643.053:643.334:621:658.264

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЗА РАХУНОК ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ, ҐРУНТОВИХ ТА СТІЧНИХ ВОД

Спеціальність 144 – Теплоенергетика

Галузь знань 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

_____ П.О. Іванов

Науковий керівник Денисова Алла Євсіївна,
доктор технічних наук, професор

Одеса – 2026

АНОТАЦІЯ

Іванов П.О. **Підвищення ефективності альтернативного теплопостачання за рахунок енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод**. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. – Національний університет «Одеська політехніка» МОН України, Одеса, 2026

У вступі висвітлено актуальність та досвід застосування сучасних технології генерації теплоти на базі теплонасосних циклів з використанням енергії ґрунту (ҐЕ), ґрунтових (ҐВ) і стічних вод (СВ).

Альтернативне теплопостачання за рахунок використання низькопотенційної енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод для парокомпресійного теплового насосу (ТН) належить до енергоощадних інноваційних технологій завдяки збільшенню енергетичної ефективності циклу ТН та зменшенню шкоди довкіллю за рахунок декарбонізації технологічних процесів в системі.

На підставі аналізу результатів сучасних світових та вітчизняних досліджень, зважаючи на гостру потребу у застосуванні інноваційних методів генерації теплоти, можна зробити висновок, що запитом практики є розробка науково-обґрунтованого інструментарію для вдосконалення енергетичних, екологічних, режимних та схемно-конструктивних параметрів функціонування теплонасосних систем на базі енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод, які відповідають енергозберігаючим засадам і можуть бути застосовані широким спектром споживачів галузі.

Для обґрунтування доцільності застосування інноваційних теплонасосних методів генерації теплоти на базі енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод, має бути застосований інструментарій, з використанням методів математичного моделювання, що дозволяє підвищити енергетичну і екологічну ефективність технологічних і схемно-конструктивних рішень для їх практичної реалізації, за умов, що прийняті до уваги енергетична спроможність низькопотенційних

відновлюваних джерел енергії для надійного теплозабезпечення, з урахуванням кліматичних особливостей.

Але, незважаючи на актуальність потреб у застосуванні інноваційних технології теплозабезпечення та чисельні дослідження в вказаному напрямку, широкому розповсюдженню теплонасосних технології, з використанням енергії ґрунту, ґрунтових і стічних вод, заважає відсутність узагальненого інструментарію обґрунтування рішень, спрямованих на удосконалення енергетичних і екологічних чинників функціонування системи, здатних забезпечити сталий термічний стан джерел альтернативної енергії для теплонасосних систем при їх довготривалій експлуатації.

Таким чином, для обґрунтування режимів раціонального використання теплонасосних систем на базі енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод необхідно застосовувати узагальнений інструментарій, з використанням методів математичного моделювання, на основі визначати умови функціонування системи, що не шкодять довкіллю, її схемно-конструктивні, теплові та режимні характеристики, з урахуванням кліматичних чинників та регіонального технічного потенціалу низькопотенційних альтернативних джерел енергії (НАДЕ), які здатні надійно забезпечувати потреби споживачів з максимальним коефіцієнтом заміщення викопного палива.

Таким чином, узагальнений інструментарій (УІ) удосконалення теплонасосних систем (ТНС) на базі енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод має гарантувати ефективний перебіг процесів в елементах ТНС при довготривалій експлуатації без термічного виснаження НАДЕ, при відборі ҐЕ, ҐВ і СВ для випарника ТН, що є актуальною науково-технічною задачею, якій присвячено дане дослідження.

У вступі дисертаційної роботи визначено об'єкт, предмет, задачі та методи дослідження; наведено наукову новизну та практичну значимість отриманих результатів дослідження; висвітлено особистий внесок здобувача.

У розділі 1 дисертаційної роботи висвітлено засади ефективного використання сучасних технологій генерації енергії, встановлені їх переваги та

недоліки. Показано, що для ефективного впровадження системи теплозабезпечення з раціональним використанням в теплонасосних установок (ТНУ) енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод задля вирішення проблем енергозбереження, з урахуванням регіональних можливостей і потреб споживачів, необхідним є розробка математичної моделі, яка спроможна визначити раціональні режими роботи системи, які попереджають промерзання ґрунту – негативний екологічний ефект, який може виникати при довготривалій експлуатації ТНС.

Отже, виникає актуальне науково-практичне завдання підвищення ефективності і зменшення теплового забруднення довкілля шляхом вдосконалення режимів роботи системи альтернативного теплозабезпечення, що забезпечує зростання коефіцієнта заміщення викопного палива.

Альтернативні технології для кліматичних умов Україні характерні наявністю технічного потенціалу енергії ґрунту, ґрунтової та скидної води, який доцільно утилізувати в теплонасосних установках і корисно використовувати для теплозабезпечення різнорідних споживачів. Рішення про доцільність впровадження такої системи енергозабезпечення приймається за результатами визначення ефективності роботи теплонасосних установок, з використанням енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод, за енергетичними, економічними, екологічними та соціальними чинниками.

Слід зауважити, що, незважаючи на необхідність застосування та численні дослідження, які спрямовані на практичну реалізацію ТНС на базі енергії ґрунту, ґрунтової та скидної води для регіональних умов, заважає недостатня ефективність існуючих в теперішній час рішень, які дозволяють прогнозувати та запобігати фазового перетворення вологи в ґрунтовому масиві навколо ґрунтового контуру ТНС, тобто без шкідливого екологічного впливу. Для вирішення цього завдання дослідження запропоновано інструментарій вдосконалення режимів роботи різнорідних ТНС енергозабезпечення на базі енергії ґрунту, ґрунтової та скидної води, технічний потенціал яких визначається регіональними умовами.

Сформульовано перший пункт наукової новизни, який полягає в наступному: для підвищення ефективності систем енергозабезпечення, з

раціональним використанням теплонасосної системи на базі різнорідних ВДЕ (енергії ґрунту, ґрунтової та скидної води), необхідно запропонувати інструментарій математичного моделювання функціонування ТНС з використанням різнорідних НАДЕ, з урахуванням їх технічного потенціалу та регіональних кліматичних умов, як засобу енергозбереження, що призведе до корисних ефектів: енергетичного (зменшить частку використання традиційних первинних енергетичних ресурсі) та екологічного (зменшить теплову шкоду довкіллю) при довготривалій експлуатації вказаних теплонасосних систем.

У розділі 2 обґрунтовано умови раціонального використання теплонасосної системи на базі енергії ґрунту (ҐЕТНС) для цілей теплопостачання, з використанням інструментарію математичного моделювання нестаціонарних теплових процесів в ҐЕТНС. За результатами чисельного моделювання розроблено рекомендації щодо підвищення ефективності і надійності функціонування ҐТНС, без погіршення термічного стану масиву ґрунту навколо ґрунтових зондів при довготривалій роботі ҐЕТНС. Запропонований нами інструментарій нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовому масиві дозволив в 1,5 разів підвищити точність розрахунку кумулятивної теплоти, яка надходить від ґрунту до випарника теплового насосу, з урахуванням різної інтенсивності тепловідводу від ґрунту по висоті ґрунтової трубки. Крім того, обґрунтовано умови підвищення ефективність роботи ґрунтового зонду за рахунок зменшення протяжності зони теплообміні з паровою фазою, де інтенсивність теплообміні вдвічі менша та встановлена відносна питома площа ґрунтових зондів на 1 м^2 опалювальних приміщень.

Другий пункт наукової новизни полягає в наступному: визначено раціональні умови функціонування теплонасосної системи на базі енергії ґрунту (ҐЕТНС) в режимах теплопостачання, з використанням запропонованого інструментарію математичного моделювання нестаціонарних теплових процесів в елементах ҐЕТНС на засадах енергозберігаючих технологій, з урахуванням кліматичних умов. Запропоновано схемно-конструктивні, технологічні та режимні параметри ҐЕТНС, які забезпечують екологічні переваги системи завдяки попередженню стану

фазового переходу в масиві ґрунту навколо ґрунтових зондів при довготривалому функціонуванні теплонасосної системи. Запропонований нами інструментарій нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовому масиві дозволив в 1,5 разів підвищити точність розрахунку кумулятивної теплоти

У розділі 3 обґрунтовано умови раціонального використання теплонасосної системи на базі ґрунтових вод (ҐВТНС) для опалення і кондиціонування, з використанням інструментарію математичного моделювання нестаціонарних теплових процесів в ҐВТНС. За результатами чисельного моделювання розроблено рекомендації щодо підвищення ефективності і надійності функціонування ҐВТНС в режимах опалення і кондиціонування без шкоди довкіллю, що забезпечується за рахунок організації регенерації теплоти при знакозмінних напрямках потоків ґрунтової води, а саме, при відборі теплоти ҐВ від СҐВ для цілей опалення і скиді теплоти ҐВ в СҐВ для цілей кондиціонуванні, що стабілізує термічний стан масиву ґрунту навколо СҐВ, наближаючи його до фонового, при довготривалому функціонуванні теплонасосної системи для широкого спектру теплових споживачів.

Третій пункт наукової новизни полягає в наступному: визначено раціональні умови функціонування теплонасосної системи на базі ґрунтових вод (ҐВТНС) в режимах опалення і кондиціонування, з використанням запропонованого інструментарію математичного моделювання нестаціонарних теплових процесів в елементах ҐВТНС на засадах енергозберігаючих технологій, з урахуванням кліматичних умов. Запропоновано схемно-конструктивні, технологічні та знакозмінні режимні цикли роботи ҐВТНС, які забезпечують екологічні переваги системи завдяки нормалізації термічного стану масиву ґрунту навколо СҐВ, наближаючи його до природного стану при довготривалому функціонуванні системи при знакозмінних напрямках потоків ґрунтової води.

У розділі 4 обґрунтовано умови раціонального використання теплонасосної системи на базі енергії скидних вод (СВТНС) для цілей теплопостачання, з використанням інструментарію математичного моделювання теплових процесів в теплообміннику-випарнику. За результатами чисельного моделювання

обґрунтовано доцільність використання теплонасосних систем на базі скидних вод промислового і побутового призначення. Запропонована нами методика дозволяє визначати ефективність роботи теплообмінних поверхонь теплонасосної системи без шкоди навколишньому середовищу.

Четвертий пункт наукової новизни полягає в наступному: запропоновано інструментарій чисельного моделювання ефективність застосування теплонасосних систем на базі скидних вод промислового і побутового призначення без шкоди довкіллю Розроблено рекомендації щодо оптимізації параметрів випарників СВТНС, які забезпечують заміщення викопних ПЕР

***Ключові слова*:** математичне моделювання, нестаціонарні теплові процеси, інструментарій моделювання, фазові перетворення, термічний стан, низькопотенційні джерела енергії, енергія ґрунту, ґрунтові води, скидні води, теплообмінники, теплонасосна система, кумулятивна теплота, енергоефективність.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Denysova A.A., Ivanov P., Mazurenko A.S., Zhaivoron O.S. Perfection of an Energy-Economic and Environmental Parameters of the Ground Source Heat Pump Systems with Preventing Freezing of the Soil around Ground Pipes// PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2(62) 2024. – P. 108 -120. – Available from: DOI: https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.2-62.10 *(Indexed in SCOPUS)*

2. Denysova A.E., Ivanov P.O. The toolkit of numerical modelling of the operating modes of the geothermal heat pump for heating and cooling with the account of climate conditions // Refrigeration Engineering and Technology, 2026 . – P. 1 – 14. – Available from: https://journals.ontu.edu.ua/index.php/reftech/article/view/3380
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

3. Денисова А.Є., Іванов П.О. Математичне моделювання нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі// Вісник Національного Технічного Університету «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових

роботах студентів, 2023, No 2 (1366). С. 11– 17. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.20998/2220-4784.2023.02.02

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

4. Denysova A.E., Ivanov P. A. Modelling of thermal processes in vertical heat exchangers of ground-source heat pump / Herald of Advanced Information Technology 2023; Vol.6. No.4. P. 352–362. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.15276/hait.06.2023.23

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

5. Alla Denysova, Svitlana G. Antoshchuk, Pavlo O. Ivanov, Olena O. Arsirii, Anastasiya S. Troynina. Modelling of the temperature field in the soil massive for different operating modes of the ground source heat pump // Applied Aspects of Information Technology. 2024, N7 (3): 242–254. Режим доступу: https://doi.org/10.15276/aait.07.2024.17

https://tests.hait.od.ua/index.php/journal/article/view/15

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

6. A. Mazurenko, O. Klymchuk, G. Luzhanska, P. Ivanov, I. Sergeiev. .Ensuring increased reliability and efficiency of heat supply systems due to the use of microturbines in conditions of unstable power supply// Proceedings of Odessa Polytechnic University, Issue 2(66), 2022 – P.58-63. Режим доступу: DOI: 10.15276/opu.2.66.2022.07

https://doi.org/10.15276/opu.2.66.2022.07

https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/33/33

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Іванов П.О., Шилов П.О. Ефективність роботи теплового насосу у послідовно- паралельній схемі системи опалення// Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 751. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

8. Іванов П.О., Чабан А.О. Підтримка умов мікроклімату на засадах енергозберігаючих технологій // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 750. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

9. Денисова А. Є., Іванов П. О. Ексергетична ефективність теплонасосних технологій для когенераційних потреб// Proceedings of XI International conference "Informatics. Culture. Technique". Інноваційні енергетичні технології, Одеса, 16–17 жовтня 2025 р., №2.–С.548–554. https://doi.org/10.15276/ict.02.2025.82

10. Іванов П.О. Методика визначення температури теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника теплонасосної системи // VIII International scientific and practical conference VIII International scientific and practical conference «Scientific Research as a Mechanism of Effective Human Development» (January 31-February 2, 2024) Sofia, Bulgaria, International Scientific Unity. 2024. С.341–344. – Режим доступу: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/03/Scientific-research-as-a-mechanism-of-effective-human-development_Jan_31_Feb_2_2024_Sofia_Bulgaria.pdf

11. А.Є.Денисова, П.О.Іванов. Модель нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі // Proceedings of X International conference "Informatics. Culture. Technique" . Інноваційні енергетичні технології, 2024, Vol. 1, N1. – P.315–322. DOI: https://doi.org.10.15276/ict.01.2024.49

12. Іванов П.О., Мазуренко А.С. Забезпечення ефективності теплонасосної системи // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2024, 22-25 травня 2024 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 583. Режим доступу: https://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2024/05/Zbirnik-tez-MicroCAD-2024.pdf

13. Мазуренко А.С., Іванов П.О., Шавров В.В. Перспективи використання води свердловин для теплонасосных систем теплопостачання // Proceedings of the

XVIII International Scientific and Practical Conference “Theoretical and applied aspects of the development of science”. Bilbao, Spain. May 09 – 12, 2023. – С.471-474. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/theoretical-and-applied-aspects-of-the-development-of-science/

14. Мазуренко А.С., Лужанська Г.В., Іванов П.О., Гафінчук В.М.,Хавара Ю.П. Використання мікротурбін автономного енергозабезпечення в міському та сільському господарстві // II Міжнародна науково-практична конференція “Modern education using the latest technologies”, 17-20 січня 2023 р., Лісабон, Португалія. –С 468– 470. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/modern-education-using-the-latest-technologies/

ABSTRACT

Ivanov P.O. Increasing the efficiency of alternative heat supply through soil, groundwater and wastewater energy.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the Specialty 144 Heat power engineering. – Odessa Polytechnic National University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Odesa, 2026

The introduction highlights the relevance and experience of applying modern heat generation technology based on heat pump cycles using soil energy (SE), groundwater (GW) and wastewater (WW).

Alternative heat supply through the use of low-potential soil energy, groundwater and wastewater for the vapor compression heat pump (HP) is an energy-saving innovative technology due to increasing the energy efficiency of the HP cycle and reducing environmental damage due to decarbonization of technological processes in the system elements.

Based on the analysis of the results of modern global and domestic research, given the urgent need for the application of innovative heat generation methods, it can be concluded that the demand of practice is the development of scientifically based tools for improving the energy, environmental, regime and schematic and design parameters of the functioning of heat pump systems based on soil energy, groundwater and wastewater, which meet energy-saving principles and can be used by a wide range of industry consumers.

To substantiate the feasibility of using innovative heat pump methods for heat generation based on soil energy, groundwater and wastewater, tools should be used using mathematical modelling methods that allow increasing the energy and environmental efficiency of technological and schematic and design solutions for their practical implementation, under the conditions that take into account the energy capacity of low-potential renewable energy sources for reliable heat supply, taking into account climatic features.

But, despite the relevance of the needs for the application of innovative heat supply technologies and numerous studies in this direction, the widespread use of heat pump

technology using soil energy, groundwater and wastewater is hindered by the lack of a generalized toolkit for substantiating solutions aimed at improving the energy and environmental factors of the system's functioning, capable of ensuring a stable thermal state of alternative energy sources for heat pump systems during their long-term operation.

Thus, to substantiate the modes of rational use of heat pump systems based on soil energy, groundwater and wastewater, it is necessary to apply a generalized toolkit using mathematical modelling methods, based on determining the operating conditions of the system that do not harm the environment, its schematic and constructive, thermal and operating characteristics, taking into account climatic factors and the regional technical potential of low-potential alternative energy sources (LPAES), which are capable of reliably meeting the needs of consumers with the maximum fossil fuel substitution coefficient.

Thus, the generalized toolkit (GT) for improving heat pump systems (HPS) based on soil energy, groundwater and wastewater should guarantee the effective course of processes in HPS elements during long-term operation without thermal depletion of the LPAES, when selecting SE, GW and SV for the HPS evaporator, which is an urgent scientific and technical problem to which this study is devoted.

The introduction to the dissertation defines the object, the subject, the objectives and the research methods. It presents the scientific novelty and practical significance of the research results; highlights the personal contribution of the applicant.

In the section 1 of the dissertation highlights the principles of effective use of modern energy generation technologies, establishes their advantages and disadvantages. It is shown that for the effective implementation of a heat supply system with rational use of soil energy, groundwater and wastewater in the heat pump systems (HPS) to solve energy saving problems, taking into account regional capabilities and consumer needs, it is necessary to develop a mathematical model that is able to determine rational operating modes of the system that prevent soil freezing - a negative environmental effect that can occur during long-term operation of the HPS.

Therefore, there is a pressing scientific and practical task of increasing the efficiency and reducing thermal pollution of the environment by improving the operating modes of the alternative heat supply system, which ensures an increase in the substitution coefficient of fossil fuels.

Alternative technologies for the climatic conditions of Ukraine are characterized by the presence of the technical potential of soil energy, groundwater and wastewater, which is advisable to utilize in heat pump installations and usefully used for heat supply of heterogeneous consumers. The decision on the feasibility of implementing such an energy supply system is made based on the results of determining the efficiency of heat pump installations, using soil energy, groundwater and wastewater, according to energy, economic, environmental and social factors.

It should be noted that, despite the need for application and numerous studies aimed at the practical implementation of HPS based on soil energy, soil and wastewater for regional conditions, the insufficient effectiveness of currently existing solutions that allow predicting and preventing the phase transformation of moisture in the soil mass around the soil contour of the HPS, i.e. without harmful environmental impact, hinders. To solve this problem, the research proposes a toolkit for improving the operating modes of heterogeneous HPS of energy supply based on soil energy, soil and wastewater, the technical potential of which is determined by regional conditions.

The first point of scientific novelty is formulated, which is as follows: to increase the efficiency of energy supply systems, with the rational use of a heat pump system based on heterogeneous LPAES (soil energy, groundwater and wastewater), it is necessary to propose a toolkit for mathematical modelling of the functioning of HPS using LPAES, taking into account their technical potential and regional climatic conditions, as a means of energy saving, which will lead to beneficial effects: energy (reduce the share of use of traditional primary energy resources) and environmental (reduce thermal damage to the environment) during long-term operation of the specified heat pump systems.

In the section 2 the conditions for rational use of a ground-source heat pump system (GSHPS) for heat supply purposes are substantiated, using the tools for mathematical modelling of non-stationary thermal processes in the GSHPS. Based on the results of

numerical modelling, recommendations have been developed to increase the efficiency and reliability of the GSHP operation without worsening the thermal state of the soil mass around the soil probes during long-term operation of the GSHPS. The proposed tools for non-stationary thermal processes in the soil mass allowed us to increase the accuracy of calculating the cumulative heat coming from the soil to the heat pump evaporator by 1.5 times, taking into account the different intensity of heat removal from the soil along the height of the soil tube. In addition, the conditions for increasing the efficiency of the soil probe by reducing the length of the heat exchange zone with the vapor phase, where the heat exchange intensity is half as much, are substantiated, and the relative specific area of soil probes per 1 m^2 of heated premises is established.

The second point of scientific novelty is as follows: rational conditions for the functioning of a heat pump system based on soil energy (GSHPS) in heat supply modes have been determined, using the proposed toolkit for mathematical modeling of non-stationary thermal processes in GSHP elements on the basis of energy-saving technologies, taking into account climatic conditions. The schematic, design, technological and operating parameters of the GSHPS have been proposed, which provide environmental benefits of the system due to the prevention of the phase transition state in the soil mass around the soil probes during long-term operation of the heat pump system. The toolkit for non-stationary thermal processes in the soil mass that we have proposed has allowed us to increase the accuracy of the calculation of cumulative heat.

In the section 3, the conditions for the rational use of a ground water heat pump system (GWHPS) for heating and air conditioning are substantiated, using the tools of mathematical modelling of non-stationary thermal processes in GWHPS. Based on the results of numerical modeling, recommendations have been developed to increase the efficiency and reliability of the GWHPS operation in heating and air conditioning modes without harm to the environment, which is ensured by organizing heat regeneration with alternating directions of groundwater flows, namely, when extracting GW heat from the well for heating purposes and discharging GW heat into the well for air conditioning purposes, which stabilizes the thermal state of the soil mass around the well, bringing it

closer to the background, during long-term operation of the heat pump system for a wide range of heat consumers.

The third point of scientific novelty is as follows: rational conditions for the functioning of a ground water heat pump system (GWHS) in heating and air conditioning modes have been determined, using the proposed tools for mathematical modeling of non-stationary thermal processes in GWHS elements on the basis of energy-saving technologies, taking into account climatic conditions. Schematic-constructive, technological and regime GWHSs have been proposed, which provide environmental benefits of the system due to the normalization of the thermal state of the soil mass around the GW well, bringing it closer to the natural temperature field during long-term operation of the heat pump system.

In the section 4, the conditions for the rational use of a heat pump system based on wastewater energy (WWHS) for heat supply purposes are substantiated, using the tools of mathematical modeling of thermal processes in a heat exchanger-evaporator. Based on the results of numerical modeling, the feasibility of using heat pump systems based on industrial and domestic wastewater is substantiated. The methodology we have proposed allows us to determine the efficiency of the heat exchange surfaces of a heat pump system without harm to the environment.

The fourth point of scientific novelty is as follows: a numerical modeling toolkit has been proposed for the effectiveness of using heat pump systems based on industrial and domestic wastewater without harming the environment. Recommendations have been developed for optimizing the parameters of the WWHS evaporators, which ensure the replacement of fossil fuels.

Keywords: mathematical modeling, non-stationary thermal processes, modeling toolkit, phase transformations, thermal state, low-potential energy sources, soil energy, groundwater, wastewater, heat exchangers, heat pump system, cumulative heat, energy efficiency.

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Denysova A.A., Ivanov P., Mazurenko A.S., Zhaivoron O.S. Perfection of an Energy-Economic and Environmental Parameters of the Ground Source Heat Pump Systems with Preventing Freezing of the Soil around Ground Pipes// PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2(62) 2024. – P. 108 -120. – Available from: DOI: https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.2-62.10 *(Indexed in SCOPUS)*

2. Denysova A.E., Ivanov P.O. The toolkit of numerical modelling of the operating modes of the geothermal heat pump for heating and cooling with the account of climate conditions // Refrigeration Engineering and Technology, 2026 . – P. 1 – 14. – Available from: https://journals.ontu.edu.ua/index.php/reftech/article/view/3380

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

3. Денисова А.Є., Іванов П.О. Математичне моделювання нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі// Вісник Національного Технічного Університету «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів, 2023, No 2 (1366). С. 11 – 17. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.20998/2220-4784.2023.02.02

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

4. Denysova A.E., Ivanov P. A. Modelling of thermal processes in vertical heat exchangers of ground-source heat pump / Herald of Advanced Information Technology 2023; Vol.6. No.4. P. 352–362. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.15276/hait.06.2023.23

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

5. Alla Denysova, Svitlana G. Antoshchuk, Pavlo O. Ivanov, Olena O. Arsirii, Anastasiya S. Troynina. Modelling of the temperature field in the soil massive for different operating modes of the ground source heat pump // Applied Aspects of Information Technology. 2024, N7 (3): 242–254. Режим доступу: https://doi.org/10.15276/aait.07.2024.17
https://tests.hait.od.ua/index.php/journal/article/view/15

(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

6. A. Mazurenko, O. Klymchuk, G. Luzhanska, P. Ivanov, I. Sergeiev. .Ensuring increased reliability and efficiency of heat supply systems due to the use of microturbines in conditions of unstable power supply// Proceedings of Odessa Polytechnic University, Issue 2(66), 2022 – P.58-63. Режим доступу: DOI: 10.15276/opu.2.66.2022.07 https://doi.org/10.15276/opu.2.66.2022.07 https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/33/33 *(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).*

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Іванов П.О., Шилов П.О. Ефективність роботи теплового насосу у послідовно- паралельній схемі системи опалення// Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 751. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

8. Іванов П.О., Чабан А.О. Підтримка умов мікроклімату на засадах енергозберігаючих технологій // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 750. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

9. Денисова А. Є., Іванов П. О. Ексергетична ефективність теплонасосних технологій для когенераційних потреб// Proceedings of XI International conference "Informatics. Culture. Technique". Інноваційні енергетичні технології, Одеса, 16–17 жовтня 2025 р., №2.–С.548–554. https://doi.org/10.15276/ict.02.2025.82

10. Іванов П.О. Методика визначення температури теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника теплонасосної системи // VIII International scientific and practical conference VIII International scientific and practical conference «Scientific Research as a Mechanism of Effective Human Development» (January 31-February 2, 2024) Sofia, Bulgaria, International Scientific Unity. 2024. С.341–344. – Режим доступу: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/03/Scientific-research-

as-a-mechanism-of-effective-human-development_Jan_31_Feb_2_2024_Sofia_Bulgaria.pdf

11. А.Є.Денисова, П.О.Іванов. Модель нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі // Proceedings of X International conference "Informatics. Culture. Technique" . Інноваційні енергетичні технології, 2024, Vol. 1, N1. – P.315–322. DOI: https://doi.org.10.15276/ict.01.2024.49

12. Іванов П.О., Мазуренко А.С. Забезпечення ефективності теплонасосної системи // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2024, 22-25 травня 2024 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 583. Режим доступу: https://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2024/05/Zbirnik-tez-MicroCAD-2024.pdf

13. Мазуренко А.С., Іванов П.О., Шавров В.В. Перспективи використання води свердловин для теплонасосных систем теплопостачання // Proceedings of the XVIII International Scientific and Practical Conference "Theoretical and applied aspects of the development of science". Bilbao, Spain. May 09 – 12, 2023. – С.471-474. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/theoretical-and-applied-aspects-of-the-development-of-science/

14. Мазуренко А.С., Лужанська Г.В., Іванов П.О., Гафінчук В.М.,Хавара Ю.П. Використання мікротурбін автономного енергозабезпечення в міському та сільському господарстві // II Міжнародна науково-практична конференція "Modern education using the latest technologies", 17-20 січня 2023 р., Лісабон, Португалія. –С 468– 470. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/modern-education-using-the-latest-technologies/

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ……..23
ВСТУП……...24
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ СИСТЕМ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕНННЯ НА БАЗІ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ, ҐРУНТОВИХ І СКИДНИХ ВОД …….....33
1.1. Тенденції світової політики щодо диверсифікації паливно-енергетичних ресурсів в світі, Європу і Україні……..….33
1.2. Використання інноваційних енергозберігаючих рішень на основі теплонасосних технологій…….……..37
1.3. Класифікація низькопотенційних первинних енергоресурсів для теплонасосних установок……39
1.4. Особливості використання потенціалу енергії ґрунту і ґрунтових вод в теплонасосних установках……..44
1.5. Особливості використання енергії скидних вод в теплонасосних установках……..……..…49
1.6. Висновки до розділу 1……..54
РОЗДІЛ 2. ІНСТРУМЕНТАРІЙ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ҐРУНТОВІЙ ТЕПЛОНАСОСНІЙ СИСТЕМІ ПРИ ДОВГОТРИВАЛІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, З ПОПЕРЕДЖЕННЯМ ПРОМЕРЗАННЯ МАСИВУ ҐРУНТУ НАВКОЛО ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ …….….....56
2.1. Сучасні технології використання ґрунтових теплонасосних систем, вимоги до стійкості і екологічності їх роботи при довготривалій експлуатації…….…….....56
2.2. Аналіз ефективності використання ґрунтових теплообмінників для ґрунтової теплонасосної системи теплопостачання…….……59
2.3. Методика математичного моделювання нестаціонарних теплових

процесів в масиві ґрунту навколо ґрунтових теплообмінників при довготривалій роботі ґрунтової теплонасосної системи …….62
2.4. Математичне моделювання теплових процесів в ґрунтових зондах теплонасосної системи з попередженням явища термічної релаксації ґрунту при довготривалому функціонуванні системи…….69
2.5. Аналіз результатів чисельного моделювання теплових процесів в ґрунтових зондах теплонасосної системи з попередженням явища термічної релаксації масиву ґрунту при довготривалому функціонуванні системи…….....71
2.6. Методика чисельного моделювання ефективності ґрунтових зондів, які відводять теплоту від ґрунту та аналіз результатів моделювання……80
2.7. Висновки до розділу 2……...……86
РОЗДІЛ 3. ІНСТРУМЕНТАРІЙ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМІ НА БАЗІ ҐРУНТОВИХ ВОД, З ПОПЕРЕДЖЕННЯМ ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ МАСИВУ ҐРУНТУ НАВКОЛО СВЕРДЛОВИНИ……..……88
3.1. Аналіз ресурсних можливостей свердловин з ґрунтовими водами при довгостроковому використанні теплонасосної системі на базі ґрунтових вод…….…….88
3.2. Математичне моделювання поля температур в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами …….90
3.3. Граничні умови, що використані при математичного моделювання поля температур в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами……91
3.4. Чисельне моделювання температурного поля в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами……..93
3.5. Аналіз результатів чисельного моделювання поля температур в ґрунтовому масиві при циклічному впливі знакозмінних теплових потоків з регенерацією теплоти ……..……94

3.6. Узагальнення одержаних результатів чисельного моделювання з використанням теорії подібності ……99
3.7. Обґрунтування доцільності практичної реалізації теплонасосної системи на ґрунтових водах……104
3.8. Висновки до розділу 3……..……..104
РОЗДІЛ 4. ІНСТРУМЕНТАРІЙ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ТЕПЛОНАСОСНІЙ УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ СКИДНИХ ВОД……106
4.1. Особливості роботи теплового насосу з використанням низькопотенційної теплоти скидних вод……106
4.2. Аналіз результатів наближеного та уточненого розрахунку ефективності процесів теплообміну у випарнику теплового насосу на скидних водах…….....110
4.3. Аналіз результатів чисельного моделювання конструктивних характеристик теплообмінної поверхні випарника теплового насосу на скидних водах при різних діаметрах труб випарника і швидкості руху теплоносія…….…....112
4.4. Вибір робочого тіла та тепловий розрахунок циклу теплового насосу на скидних водах……....116
4.5. Висновки до розділу 4……....119
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ……..……122
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…….……125
ДОДАТОК А. Список публікацій здобувача за темою дисертації……..…135
ДОДАТОК Б. Чисельне моделювання процесів нестаціонарної теплопровідності в ґрунтовому масиві навколо ґрунтових зондів з використанням методу кінцевих різниць……138
ДОДАТОК В. Вплив теплофізичних параметрів ґрунту на ефективність роботи системи в режимі ґрунтового теплопостачання та результати експериментальних досліджень……..……143

ДОДАТОК Ґ. Програма розрахунку теплового насосу з використанням ґрунтових зондів……. 147
ДОДАТОК Д. Вхідні дані для чисельного моделювання ґрунтової теплонасосної системи та характеристика об’єкту теплопостачання…...……155
ДОДАТОК Є. Принципові схеми теплонасосної системи з використанням ґрунтових вод ……..158
ДОДАТОК Ж. Розрахункова схема ґрунтового масиву навколо свердловини та особливості функціонування системи теплопостачання і кондиціонування при роботі теплового насосу зі знакозмінним напрямком теплового потоку……..……..160
ДОДАТОК З. Результати чисельного моделювання поля температур в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами……163
ДОДАТОК І. Алгоритм і блок-схема чисельного моделювання теплового насосу на базі ґрунтових вод……...167
ДОДАТОК К. Програма розрахунку теплонасосної системи з використанням скидних вод……..169
ДОДАТОК Л. Висновки про впровадження результатів дослідження…….181

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БТ – балансова точка теплового насосу
ВВП – валовий внутрішній продукт
ВДЕ – відновлювані джерела енергії
ВС – вибій (дно) свердловини
ВЕР – вторинні енергоресурси
ҐВ – ґрунтові води
ҐЕ – ґрунтова енергія
ҐВТН –тепловий насос ґрунтових вод
ГВП – гаряче водопостачання
ҐВТНС – теплонасосна система на ґрунтових водах
ҐЗ – ґрунтовий зонд
ГЕТН – тепловий насос на геотермальних водах
ҐТ – ґрунтові теплообмінні трубки
ГТВ – геотермальні води
ҐТО – ґрунтові теплообмінники
ГТНС – теплонасосна система з використанням ґрунтової енергії
ГЕТНС – геотермальна теплонасосна система
ҐК – ґрунтовий контур
ҐКТН – ґрунтовий контур ТН
ҐРС – ґрунтова свердловина
ГТН – ґрунтовий тепловий насос
ДСТ–децентралізоване теплопостачання
ЕСУ – енергетичний сектор України
ЗВДЕ – змінні відновлювані джерела енергії
НАДЕ – низькопотенційні альтернативні джерела енергії
НППЕР – низькопотенційні первинні енергетичні ресурси
НПВДЕ – низькопотенційні ВДЕ
НТП – наявний технічний потенціал
ОЕС – об'єднана енергосистема
ОТ – об’єкт теплозабезпечення
ПЕР – первинні енергетичні ресурси
ПТН – парокомпресійний тепловий насос
РВДЕ – різнорідні відновлювані джерела енергії
СВ – скидні води
СВТН – тепловий насос на скидних водах
СВТНС – теплонасосна система на скидних водах
СҐВ – свердловина ґрунтової води
СЕР – світова енергетична рада
СОР – коефіцієнт трансформації теплового насосу
СНВР – низьковуглецева стратегія розвитку
ТЕП – технічний потенціал
ТА – тепловий акумулятор
ТН – тепловий насос
ТНС теплонасосна система
ТНУ – теплонасосна установка
ЦСТ–централізоване теплопостачання

ВСТУП

Актуальність теми. Запитом практики щодо енергетичної безпеки України є використання первинних енергетичних ресурсів для генерації і споживання енергії, з урахуванням техніко-економічної і екологічної спрямованості енергетичного виробництва на засадах Стратегії сталого розвитку [1]. Пріоритетними напрямами розвитку науки і техніки та інноваційної діяльності, відповідно Закону України № 2859-IX , яким внесені зміни до законів України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» та «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», де зазначено завдання науково-практичного спрямування: збереження довкілля і сталий розвиток, новітні ресурсозберігаючі технології та ефективні системи з використанням нетрадиційних джерела енергії [2].

Слід зауважити, що «Стратегія сталого розвитку України до 2030 р.» вимагає практичної реалізації ефективної генерації і споживання енергії, що безпосередньо впливає на індекси енергозбереження і зменшення викидів парникових газів (ПГ). При цьому, необхідно враховувати, що житлово-комунальний сектор є потужним споживачем енергії і джерелом викидів CO_2, відповідно, як в Україні, так і в країнах ЄС. Наразі використання теплоти відповідає майже 80% потреб в енергії для цілей опалення гарячого водопостачання, а потреби в енергії для охолодження безупинно зростають кожного року. В Європі налічується величезна кількість будинків (понад 150 млн), в Україні їх понад 11 млн [3, 4]. Європарламент ухвалив Директиву про сприяння використанню первинних енергоресурсів на базі відновлюваних джерел енергії [5], що передбачає використання ВДЕ для теплових насосів для цілей теплозабезпечення, опалення та охолодження будівель. В цьому випадку країни ЄС повинні стимулювати перетворення існуючих споруд шляхом їх технічного оновлення з майже нульовим енергоспоживанням. Для досягнення скорочення споживання викопного палива та викидів CO_2, відповідно, крім підвищення заходів щодо енергоефективності, необхідно збільшити частку використання різнорідних відновлюваних ПЕР для генерації і споживання енергії [4, 6].

Найбільш ефективним інструментарієм вирішення проблеми енергозбереження в системах генерації і споживання енергії є застосування у якості альтернативних джерел теплоти теплових насосів на базі відновлюваних джерел енергії [7 – 12].

Виходячи з вказаного шляху вирішення проблеми енергозбереження, незважаючи на необхідність застосування та численні дослідження в галузі енергетичного виробництва, широке впровадження можливостей різнорідних ґрунтових контурів (РҐК) в теплових насосах, з використанням технічного потенціалу ґрунту (Ґ), ґрунтових (ҐВ) та стічних вод (СВ) для регіональних умов України та Південно-Східних регіонів Європи гальмується недостатньою ефективністю існуючих рішень, які спроможні запобігти промерзанню масиву ґрунту навколо ґрунтового контуру циркуляції ТН, протягом тривалого терміну експлуатації теплонасосних систем типу ҐТН, ҐВТН і СВТН, які працюють в діапазоні температур зовнішнього повітря t_0 = (–16)…(+8) °С, що є типовим випадком для України і Південно-Східної Європи [13].

Практична реалізація теплових насосів вказаного типу дозволить збільшити частку заміщення викопних ПЕР низькопотенційними альтернативними джерелами енергії (НАДЕ) та зменшити об’єм теплових викидів продуктів спалення в навколишнє середовище [8 –13].

Підвищення енергетичної та екологічної ефективності теплонасосних систем, з використанням НАДЕ, а саме, енергії ґрунту (ҐЕ), ґрунтової води (ҐВ) та скидних вод (СВ) промислового, муніципального і техногенного походження, передбачає розвиток інструментарію вдосконалення енергетичних, екологічних, техніко-економічних параметрів ҐТН, ҐВТН і СВТН та їх режимів роботи, з урахуванням наявного технічного потенціалу (НТП), спрямованого [14 –21].

Теплові насоси, які використовують НАДЕ, є перспективними для промислових, агропромислових, муніципальних і автономних споживачів.

З урахуванням можливостей низькопотенційних відновлюваних джерел енергії (НПВДЕ), в т.ч. вторинних енергоресурсів (ВЕР) для заміщення органічного палива та безумовних переваг інноваційних технологій трансформації електрики в

теплоту, які притаманні ҐТН, ҐВТН і СВТН, є раціональним рішенням, спрямованим на оптимізацію структури паливно-енергетичного сектору України, яка перманентно перебуває у стані дефіциту власних викопних ПЕР.

Отже, на підставі вищевикладених аргументів, задача підвищення ефективності використання НПВДЕ для теплонасосних технологій є актуальним питанням, для рішення якого необхідним є застосування інструментарію теоретичних та експериментальних досліджень.

Таким чином, запитом практики, що вирішується в дисертаційному дослідженні, є науково-технічне обґрунтування раціональних умов функціонування ґрунтового циркуляційного контуру теплонасосної системи за рахунок раціонального використання технічного енергетичного потенціалу (ТЕП) різнорідних типів НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ і СВ), спрямованого на підвищення теплової і екологічної ефективності із обґрунтуванням схемно-конструктивних, технологічних і режимних параметрів при довгостроковому функціонуванні систем. Зазначені впливові чинники здатні забезпечити енергетичну і екологічну ефективність ТНС на базі різнорідних НПВДЕ і збільшити частку заміщення традиційних ПЕР в технологічному процесі генерації та споживання теплоти.

Для рішення зазначеної проблеми необхідно розробити науково-обґрунтовані рекомендації, які ґрунтуються на теоретичних та експериментальних результатах дослідження, що спрямовані на вдосконалення режимів функціонування вказаних ТНС на засадах енергетичної і екологічної ефективності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до планів, затверджених Міністерством освіти і науки України, які виконано в Національному університеті «Одеська політехніка» і є складовою частиною держбюджетних НДР 13-40, ДР №01161U002956: «Розробка методів енергозберігаючого використання традиційних і відновлювальних джерел енергії», НДР 179-41, ДР №0119U003518: «Забезпечення ефективного функціонування систем теплопостачання будівель громадського призначення. Теоретико-методологічні та практичні аспекти», НДР 196-40, ДР №0121U108310 «Розробка ресурсозберігаючих технологій на підставі термодинамічного аналізу».

Мета і завдання дисертаційної роботи.

Мета дослідження полягає у науково-технічному обґрунтуванні умов ефективного використання теплонасосних систем на базі НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ) для підвищення частки заміщення традиційних ПЕР та захисту довкілля з використанням методів математичного і фізичного моделювання теплових процесів в елементах ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС зі збереженням термічної стабільності ґрунтового масиву.

Відповідно до поставленої мети були сформульовані **завдання дослідження:**

– виконати аналіз теплонасосних систем на базі низькопотенційних джерел енергії (ҐЕ, ҐВ та СВ) та запропонувати умови вдосконалення режимів роботи ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС, їх схемно-технологічних та режимних параметрів на засадах енергозберігаючих технологій;

– розробити математичну модель теплових процесів в елементах ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС, з використанням енергії ґрунту, ґрунтової води та скидних вод, з урахуванням екологічних вимог, а саме, недопущення шкідливого екологічного впливу через термічну релаксацію ґрунту при довготривалому функціонуванні системи;

– виконати чисельне моделювання теплових процесів в елементах теплонасосної системи з використанням різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ) та визначити енергетичну і екологічну ефективність системи при змінних кліматичних та технологічних умовах, які відповідають потребам споживачів;

– розробити алгоритми та програми розрахунку параметрів теплових процесів в елементах ТНС з використанням енергії ґрунту, ґрунтової води та скидних вод та розробити рекомендації, що спрямовані на удосконалення режимів функціонування ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС на засадах енергозберігаючих технологій.

Об’єктом дослідження є теплові процеси в елементах теплонасосної системи теплопостачання з використанням різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), що дозволяє вирішити важливу науково-технічну проблему вдосконалення енергетичних, екологічних і режимних параметрів ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС на принципах сталого розвитку.

Предмет дослідження – режими функціонування теплонасосних систем з використанням енергії ґрунту, ґрунтових і скидних вод, які не призводять до промерзання масиву ґрунту при довготривалій експлуатації ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС, з урахуванням технічного потенціалу ҐЕ, ҐВ, СВ і кліматичних умов.

Методи дослідження – теоретичні та експериментальні дослідження як інструментарій вдосконалення теплових і режимних параметрів об'єкту дослідження, а саме, математичне моделювання теплових процесів в теплонасосній системі теплопостачання з використанням різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ). Наукові результати, які викладені в дисертаційній роботі, засновані на сучасних засадах термодинаміки, теорії тепло- і масообміну, не суперечать усталеним фізичним засадам теплотехніки, підтверджені експериментальним шляхом, отже є обґрунтованими та достовірними.

Наукова новизна роботи полягає в обґрунтування ефективної практичної реалізації ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС з використанням різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), що базується на засобах чисельного моделювання і експериментальних даних для оптимізації режимів роботи і обґрунтування параметрів теплових процесів, які забезпечують удосконалення показників ефективності і екологічності при довготривалому функціонуванні системи, а саме:

– вперше запропоновано інструментарій підвищення ефективності альтернативного теплопостачання за рахунок енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод, з використанням методів математичного моделювання теплових процесів в елементах теплонасосних систем на базі різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), спрямованого на удосконалення режимів роботи ҐТНС, ҐВТНС і СВТНС, який відрізняється який відрізняється попередженням негативного екологічного ефекту, пов'язаного з фазовим переходом в масиві ґрунту при відводі теплоти до випарника ТН;

– удосконалено методику чисельного моделювання параметрів елементів ґрунтового контуру ТНС на базі різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), з урахуванням екологічних вимог;

– запропоновано алгоритми та програми чисельного моделювання теплових параметрів елементів ҐЕТНС, ҐВТНС і СВТНС на об’єктно-орієнтованій мові, з обґрунтуванням вимог щодо додержання термічної рівноваги ґрунтового масиву при довготривалій експлуатації системи.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

На основі аналізу теоретичних та експериментальних даних розроблена методика аналізу енергетичної та екологічної ефективності ҐЕТНС, ҐВТНС і СВТНС з використанням різнорідних низькопотенційних відновлюваних джерел енергії, а саме, ҐЕ, ҐВ і СВ для промислових, агропромислових, муніципальних і автономних споживачів, з рекомендаціями для попередження термічної релаксації ґрунтового масиву навколо ґрунтового контуру ТНС, що може завдати екологічної шкоди довкіллю [8–17].

Запропоновані в дисертаційній роботі рекомендації щодо удосконалення режимних і теплових характеристик теплообмінного обладнання ҐЕТНС, ҐВТНС і СВТНС на базі НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), спрямовані на забезпечення раціональних енергетичних і екологічних характеристик системи на засадах енергозберігаючих технологій [8–16]. Розроблені в дисертаційній роботі математичні моделі використано для низки практичних застосувань в галузі теплоенергетики. Запропонований інструментарій визначення доцільності практичної реалізації ТНС з використанням різнорідних НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ), які удосконалені за низкою технологічних, режимних, енерго-екологічних і техніко-економічних показників, дозволяє рекомендувати його застосування для широкого кола прикладних завдань, спрямованих на підвищення надійності системи і покращення стану довкілля [8 –21]. Розроблені рекомендації, які спрямовані на удосконалення ҐЕТНС, ҐВТНС і СВТНС, з використанням різнорідних НАДЕ ҐЕ, ҐВ і СВ, використовуються:

– при підготовці бакалаврів і магістрів за освітньою програмою «Відновлювані джерела енергії та енергокомплекси» в Українсько-польському навчально-науковому інституті на кафедрі «Теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики» у навчальних дисциплінах: першого (бакалаврського) рівня вищої

освіти: «Теплові двигуни енергетичних комплексів», «Моделювання теплових процесів в енергокомплексах» та другого (магістерського) рівня вищої освіти: «Теплові насоси та кондиціонери», «Інноваційні технології відновлюваної енергетики».

– в науковому парку Національного університету «Одеська політехніка», згідно Угоди з Ченстоховською Полонійною Академією, Польща «Про проведення комплексу заходів щодо організації навчання та освітньо консультативних послуг за Програмою Подвійний диплом», при консультуванні студентів та при підготовці кваліфікаційних робіт бакалаврів і магістрів.

Особистий творчий внесок здобувача. Основні наукові положення, висновки і рекомендації, що містяться в дисертації та виносяться на захист, отримано здобувачем особисто в період з 2022 по 2026 рік. Список публікацій здобувача за темою дисертації наведено в Додатку А.

У наукових працях, опублікованих у співавторстві, внесок здобувача полягає в наступному:

–в науковій праці [1] внесок здобувача полягає в розробці методики аналізу умов функціонування ГТНС, з використанням ҐЕ, ҐВ, СВ) для промислових, агропромислових, муніципальних та автономних споживачів, що дозволяє обґрунтувати їх ефективність, з урахуванням кліматичних умов регіонів застосування;

– у науковій праці [2] – здобувачем виконано аналіз попередження промерзання масиву ґрунту при роботі теплонасосної систем з використанням ҐВ, для об’єктів теплопостачання, з урахуванням режимів роботи системи за результатами теоретичних та експериментальних даних;

–у науковій праці [3] здобувачем виконано теоретичні та експериментальні дослідження ҐТНС і ҐВТНС, з використанням ҐЕ і ҐВ, що дозволило характеристики її елементів і суттєво зменшити втрати енергії в системі;

– у науковій праці [4] здобувачем розроблено математичну модель ҐТНС, з використанням ҐЕ з урахуванням технічного потенціалу і кліматичних даних протягом довготривалого періоду функціонування системи.

– у науковій праці [5] внесок здобувача полягає в реалізації запропонованих рішень щодо удосконалення ТНУ, з використанням ҐЕ, ҐВ і СВ, з урахуванням режимів роботи, технічного потенціалу ПЕР, регіональних кліматичних умов та потреб споживачів, а також у виконанні числового моделювання процесів в ТНУ, узагальнені результатів та визначені доцільності практичного застосування розробок в різних регіонах України.

– у науковій праці [6] – здобувачем виконано аналіз ефективності режимів роботи теплонасосної систем з використанням ҐЕ, для об'єктів теплопостачання, з урахуванням режимів роботи системи за результатами теоретичних та експериментальних даних;

–у роботах [7 – 15] здобувачем оприлюднено результати пропозицій здобувач, відповідно запиту практики.

Апробація. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на:

– VIII Міжнародній науково-практичній конференції «Наукові дослідження як механізм впливу на розвиток людства» (31 Січня - 2 Лютого, 2024) Софія, Болгарія;

– XXXII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» MicroCAD-2024, 22-25 травня 2024 р., ХПІ, Харків, Україна;

– XVIII Міжнародній науково-практичній конференції «Scientific Research as a Mechanism of Effective Human Development», 09 – 12 травня, 2023 р. м. Більбао, Іспанія;

– II Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні досягнення, з використанням новітніх технологій», 17-20 січня 2023 р., Лісабон, Португалія.

– X Міжнародна наукова конференція «Інформатика Культура Техніка», 26 – 27 вересня.2024 р. Одеса, Україна;

– XXXIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р., ХПІ, Харків, Україна;

XI Міжнародна наукова конференція «Інформатика Культура Техніка», 16–17 жовтня 2025, ХПІ, Харків, Україна.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 15 наукових праць, з них: 1 стаття, що проіндексована науко-метричною базою SCOPUS; 5 статей у наукових фахових виданнях України, категорії Б; 9 публікацій – апробаційного характеру: тези доповідей в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Викладена на 182 сторінках, містить 41 рисунків на 12 сторінках, 6 таблиць на 5 сторінках, список використаних джерел з 76 найменування на 10 сторінках та 11 додатки на 50 сторінках

РОЗДІЛ 1
ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ СИСТЕМ ГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННННЯ НА БАЗІ ЕНЕРГІЇ ҐРУНТУ, ҐРУНТОВИХ І СКИДНИХ ВОД

1.1. Тенденції світової політики щодо диверсифікації паливно-енергетичних ресурсів в світі, Європу і Україні

В першій половині 2020 року в країнах Європейському Союзі вперше було вироблено більше електричної енергії з відновлювальних джерел енергії, а не з викопного палива. Статистика по країнам ЄС в першій половини 2020 року показує, що в 27 країнах ЄС кумулятивна генерація від інсоляції, вітру, біо- і гідроресурсів досягла 40%, а викопні ПЕР забезпечували лише 34 % енергогенерації [22].

Порівняння з досягненнями 2020 року, показує, що в 2011 р. в країнах ЄС на базі викопного палива було згенеровано вдвічі більше електричної енергії, ніж із залученням ВДЕ.

Статистичні дані щодо в енергетичного сектору країн-членів ЄС за результатами 2020 р. показують [22, 23]:

– на 25% скоротилися викиди вуглецю в енергетичному секторі ЄС;

– на 18% скоротилося виробництво електрики з викопного палива в ЄС;

– на 11% зросло виробництво електроенергії з відновлюваних джерел;

– 64% електричної енергії було згенеровано з використанням вітрової і сонячної енергії у Данії;

– на 95% зменшилось виробництва електричної енергії з викопних ПЕР у Португалії.

Більшість країн-членів ЄС за підсумками 2024 р. знайшли альтернативи російському газу, хоча Словаччина, Угорщина, Австрія продовжували користуватись паливними ресурсами РФ.

Диверсифікація імпорту паливно-енергетичних ресурсів призвела до того, що світові ціни на нафту і природний газ стабілізувалися й поступово зменшувались, у зрівнянні з піковими показниками у 2022 році (рисунок 1.1) [23].

Рисунок 1.1 – Статистика світових цін на нафту та природний газ [23]

Але досягти формування оптимальної структури паливно-енергетичного балансу і сталого розвитку неможливо без використання енергоефективних технологічних засад на основі переходу до альтернативних, в т.ч. відновлюваних джерел енергії. Інноваційні енерготехнологічні процеси на основі теплонасосних установок є універсальними енергоефективними, екологічно чистими, надійними і безпечними джерелами теплоти, здатними замістити традиційні генератори теплоти для теплопостачання і охолодження протягом цілого року навіть у морози [13–21].

Україна і Міжнародна енергетична агенція (МЕА) узгодили робочу програму співробітництва на 2025…2026 роки [24], за напрямком енергоефективності, розвитку альтернативної енергетики; відновлення інфраструктури; реформування енергетичного сектору; надання МЕА експертної і аналітичної підтримки задля посиленні енергетичної безпеки України.

Станом на 2024 рік споживання природного газу у балансі споживання енергетичних підприємств України ставило 30%, на другому місці – атомна енергія, яку використовують для покриття 24% енергетичних потреб України; на третьому

місці – вугілля, 22% якого використовуються для генерації теплоти та електроенергії; нафта і нафтопродукти – 17%; гідроенергетика – забезпечує не більше 4% потреб енергії; відновлювальні джерела енергії – 3% [24]. Таким чином, енергетичний баланс України є відносно диверсифікованим, бо жодне паливо не становить більше 30% енергетичного балансу [25].

У 2024 році Україна імпортувала 4436,6 тис. МВт·год електроенергії. Це найвищий показник за останні 11 років [25]. Україна залежить також від імпорту нафти – 83%, вугілля – 50% та природного газу – 33%, обсяги якого за останні 2 роки досягли найвищого рівня – 833 млн м^3 (2023 р.), у порівнянні з 52 млн м^3 (2025 р.) обсяги імпорту підвищились у 16 разів [25].

Атомна енергетика в Україні залишається найбільшою за часткою виробництва електроенергії. На початку 2024 року українські АЕС згенерували на 1 млрд кВт·год більше, ніж у 2023 році, – 5 млрд 882 млн 931 тис. кВт·год.

Сьогодні Україна значною мірою залежить від викопного палива. Російське вторгнення в Україну призвело до окупації Запорізької АЕС, виведення з ладу близько 44% теплових потужностей та руйнування критично важливої енергетичної інфраструктури, що спричинило різке скорочення загального енергопостачання. З урахуванням можливостей використання технічного потенціалу альтернативних джерел енергії, в т.ч. відновлюваних. Ці ПЕР можуть стати основою енергосистеми України, досягаючи майже 70% від загального виробництва енергії до 2050 р. [27].

За умови впровадження ключових стратегій та інвестицій, а також доповнення ядерною енергетикою, відновлювані джерела енергії можуть наблизити Україну до вуглецево-нейтрального майбутнього. Це основні висновки сценаріїв розвитку, розроблених UNECE (United Nations Economic Commission for Europe) ООН, спрямованих на забезпечення сценарію вуглецевої нейтральності (Лондон, 21–22 червня 2021 р.) [28].

Енергетичний сценарій України не відповідає сучасним вимогам протягом останніх десятиліть. Так, дефіцит енергії за останні п'ять років становив близько

4500 МВт [25], що є перешкодою для економічного і науково-технічного зростання сектору теплоенергетики.

Слід зауважити, що в Україні потенціал енергозбереження становить для промисловості 34% від загальної кількості, в житловому секторі (33%), на вугільних теплових електростанціях (22%) [25]. Споживання в муніципальному секторі становить 90 кВт·год/м^2.

Через кліматичні відмінності середній показник ефективності теплозабезпечення в країнах ЄС не може використовуватися для України.

Фактично, питоме споживання енергії (на 1 м^2) на опалення, гаряче водопостачання та освітлення навіть в провідних країнах, таких, як Данія, становить 142 кВт·год/м^2, в Німеччині –186 кВт·год/м^2.

Загальне кінцеве споживання енергії в сільському господарстві, промисловості, будівництві, житлово-комунальному секторі, а також при перетворенні енергії викопного палива на ТЕС, зменшилося на 30,9 млн т н.е. (–36,4%) протягом останніх десяти років. При цьому, одна третина зниження споживання відбулась за рахунок росту енергоефективності, а дві третини – за рахунок спаду продуктивності та структурними змінами в секторах економіки (рисунок 1.2) [13].

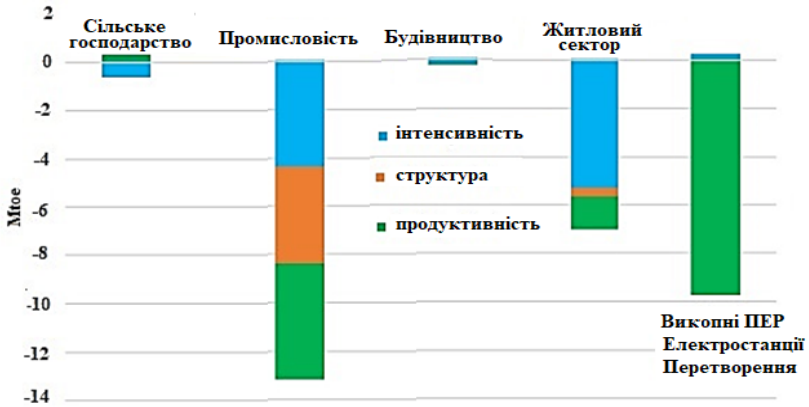


Рисунок 1.2 – Споживання енергії в Україні.

Найбільша інтенсивність росту енергоефективності, яка була зафіксована в муніципальному секторі становила 22,7%, а в промисловості – 13,2%. Загалом

енергоефективність наблизилась до 12,5% [29]. У 2025 році використання відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) значно зросло у Європі, досягнувши 54% генерації електроенергії в країнах ЄС завдяки сонячній та вітровій енергетиці, що випередило генерацію з використанням вугілля. Для порівняння, частка: 54% електроенергії в ЄС генерували ВДЕ, що більше, ніж у 2024 році (52,7%). Таким чином, можна стверджувати, що альтернативна енергетика стала ключовим драйвером генерації енергії в ЄС.

Щодо України, то встановлена потужність ВДЕ на початку 2025 року становила близько 8773 МВт (~ 8,8 ГВт). ДТЕК започаткувала потужні системи зберігання енергії (200 МВт), але оскільки ці проєкти залежать від зовнішнього фінансування, то виникла проблема гарантування цін для інвестицій. Звичайно домінують енергія вітру, сонця та гідроенергія, які становлять понад 99% усіх видів ВДЕ. Таким чином, 2025 рік характеризується значним прогресом впровадження ВДЕ, як у ЄС, так і в Україні, незважаючи на наявні регуляторні та інвестиційні бар'єри.

1.2. Використання інноваційних енергозберігаючих рішень на основі теплонасосних технологій

Теплозабезпечення на основі теплових насосів (ТН) належить до сфери енергозберігаючих технологій і сьогодні застосовується все ширше.

Одним із шляхів удосконалення систем енергопостачання є вирішення проблеми переходу на низькотемпературні системи опалення на основі теплонасосних установок (ТНУ). Це значно розширює ресурси систем теплопостачання, роблячи їх менш залежними від використання традиційних первинних енергетичних ресурсів (ПЕР), що є пріоритетним в умовах вичерпності ресурсів та їх зростання вартості [30 –34].

Використання інструментарію енергозбереження має вирішальне значення для інноваційних технічних рішень, спрямованих на підвищення якості, надійності та економічної ефективності систем альтернативної генерації теплоти.

Застосування ТНУ дозволяє використовувати відновлювані низькопотенційні джерела теплоти довкілля, з яких, ґрунт, ґрунтові та стічні води, є цілорічно найбільш доцільними для випарників теплових насосів через стабільну температуру ґрунту, а саме, ~10…12°С на глибині ~10 м, незалежно від кліматичних умов та цін на викопні ПЕР, що забезпечує досить високий коефіцієнт трансформації ТН (СОР = 3…5) цілорічно, При цьому строк функціонування теплонасосних систем становить не менше 50 років. Ґрунтові ТН можуть забезпечити споживачів як опаленням, так і охолодження, і коли постає питання технічного оновлення системи, то надійність і екологічність ГТН робить їх пріоритетними при заміщенні традиційних котлів та кондиціонерів. Слід зауважити, що низькопотенційні джерела енергії: ґрунт, ґрунтові та стічні води не відрізняються практичною цінністю для прямого використання в системах теплопостачання [30 – 34]. У циклі теплового насосу електрична енергія витрачається на перехід тепла від низькопотенційного первинного енергетичного ресурсу до споживача на високопотенційному рівні. Більше того, одночасно реалізуються теплові та енергетичні властивості електричної енергії, завдяки чому досягається економія традиційних первинних ресурсів [30]. Отже, проблему енергозбереження можна вирішувати, як шляхом зменшення теплових втрат, так і впровадженням інноваційних альтернативних технологій генерації, розподілу, регулювання та споживання теплоти.

Таким чином, однією з найбільш раціональних технологій енергозбереження є використання теплових насосів (ТН), завдяки їх можливості ефективно використовувати РВДЕ для альтернативного теплопостачання [31–33], бо ТН використовує електроенергію для роботи компресора ТН, а не для прямого нагріву теплоносія.

Слід зауважити, що роботи, які представлені в сучасній науковій літературі, не містять системного обґрунтування режимів функціонування ҐТНС на базі НПВДЕ (ҐЕ, ҐВ, СВ) протягом довготривалого строку без шкоди джерелу теплоти і довкіллю, відповідно, а саме, при експлуатації:

– ҐТНС без термічної релаксації ґрунту*;*

– ҐВТНС *без зниження природної температури ґрунтового масиву* навколо свердловини з ґрунтовою водою:

– СВТНС без зниження ефективності процесів через забруднення теплообмінних пристроїв речовинами, які містяться в скидних водах

Наше дослідження відрізняється від існуючих рішень, тим, що в ньому енергоефективність теплонасосних систем обґрунтовується з використанням інструментарію, який базується на математичних моделей, результатах чисельного моделювання процесів в масиві ґрунту навколо ґрунтових зондів ҐТНС, навколо свердловин з ґрунтовими водами ҐВТНС, з урахування особливостей процесів в теплообмінних пристроях ТН на базі СВ техногенного і побутового походження, а також експериментальних досліджень для кліматичних умов України і Південно-Східної Європи, що дозволяє попередити термічну релаксацію ґрунтового масиву зблизь ґрунтових зондів для ҐТНС, зблизь свердловин з ґрунтовою водою для ҐВТНС та в теплообмінниках із забрудненими скидними водами для СВТНС, на засадах енергозберігаючих технологій

1.3. Класифікація низькопотенційних первинних енергоресурсів для теплонасосних установок

Низькопотенційні первинні енергоресурси (НППЕР) для теплонасосних установок (ТНУ), класифікують на носієм теплоти: аеротермальні (газоподібний теплоносій); ґрунтові (теплоносієм є верхній шар ґрунту до 100 м глибини); гідротермальні (рідинний теплоносій); техногенні (скидна теплоносії); геліотермальні (потік сонячного випромінювання). Низькопотенційні первинні енергоресурси потребують перетворення з використанням теплових насосів. Теплонасосні генератори, які відносяться до інноваційних енергозберігаючих засобів підвищення концентрації потоків НППЕР до належної рівня густини для можливості їх використання для об’єктів теплозабезпечення. В Європейських країнах ЄС в якості джерел низькопотенційної теплоти для ТНУ використовують ґрунтові води, які містяться зблизь підстильної поверхні ґрунту, скидні техногенні

і побудові води, а також аеро- і геотермальні, які містяться на відносно великій глибині, для заміщення традиційних ПЕР.

Основними перевагами теплових насосів над іншими генераторами теплоти є їхня економічна і екологічна ефективність, безпекова якість та надійність. ТНС можуть працювати в реверсному режимі, забезпечуючи взимку теплотою споживачів, а влітку – охолодження приміщень. При інтегрованому використанні НППЕР для ТНС, наприклад, при застосуванні інноваційних електрогенераторів для приводу компресора ПТН (двигуни зовнішнього згоряння, ВЕУ, ФЕП тощо), створюється додатково корисний еколого-технологічний ефект декарбонізації процесів альтернативної генерації теплоти [13 –16, 20, 30, 34].

Існує сім основних типів НППЕР для ТНУ [35], які використовуються в країнах ЄС для потреб теплопостачання і ГВП, і які відрізняються низкою теплотехнічних і екологічних параметрів якості: доступністю, стабільністю і безпечністю, потужністю, температурним потенціалом (таблиця 1.1), де безпечність і стабільність умовно позначені так: В, С, Н – відповідно, висока, середня і низька якість.

Таблиця 1.1 – Характеристики НППЕР для ТНУ [35]

НППЕР	Потужність, МВт	Відсоток від загальної потужності	Кількість блоків	Середня потужність блоку, МВт	Температурний діапазон, °С	Температура	Стабільність / безпечність	Близькість до міських районів
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Стічні води	891	56%	54	17	10…20	В	В	В
Вода з довкілля	390	24%	34	11	2…15	С	В	В
Промислова відпрацьована теплота	129	8%	28	5	12…46	В	Н	С
Геотермальна теплота	97	4%	19	5	9…55	В	В	Н
Димові гази	40	2%	7	6	34…60	В	С	С
Централізоване охолодження	30	<2%	4	7	0…9	Н	С	В

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Акумулювання теплоти від потоку сонячного випромінювання	4	<1%	3	1	10…35	B	B	C
Всього	1580	–	149	–	0…60	–	–	–

В таблиці 1.2 в узагальненій формі наведено ознаки технологічної якості ТНУ на базі НППЕР, їх переваги, недоліки та можливі прояви негативного впливу на довкілля при довгостроковому використанні.

Таблиця 1.2 – Ознаки якості ТН технологій на базі НППЕР [36]

Технологія ТН	Вартість, «+»	СОР	Вплив на довкілля	Переваги	Недоліки
1	2	3	4	5	6
ТН, що використовує теплоту повітря	«+»	3	Вплив на довкілля в холодних регіонах. Витоки робочої речовини циклу можуть призвести до забруднення. Шумовий ефект	Проблеми із забрудненням менші, ніж в інших випадках. Простота управління. Низька вартість обслуговування. Високий СОР. Низьке споживання первинної енергії	Обмерзання випарника. СОР залежить від температури довкілля
ТН, що використовує теплоту води	«++»	3,7…4,3	Може спричинити: забруднення води, осідання породи і геологічні негаразди	Високо-ефективний. Умови довкілля не впливають. Може використовувати теплоту річок, озер, водойм	Потрібні водойми та необхідний дозвіл для реалізації проекту

Продовження табл. 1.2

1	2	3	4	5	6
ТН, що використовує теплоту ґрунту	«+++»	3,5…3,8	Робочі речовини циклу ТН є шкідливими для довкілля Поверхневі води можуть потрапляти в свердловину і порушити температуру підземних вод	Високо-ефективний, має значний потенціал енергозбереження Надійне джерело теплоти для ТН Може працювати в холодних регіонах	Необхідна детальна оцінка геологічних умов та вимог СОР може зменшуватися протягом опалюваль-ного сезону через зменшення температури ґрунту
ТН, що використовує геотермальну теплоту	«++++»	4	Зменшує викиди за низького строку окупності	Високий СОР Використовує потужне джерело теплоти. Придатний для промисловості та централізованого теплопостачання	Необхідно резервувати потужність системи обігріву
Сорбційний ТН	«++++»	1,8	Робочі речовини циклу не завдають шкоди довкіллю	Утилізація відпрацьованої теплоти зі стічних вод	Низький СОР
ТН, що використовує інсоляцію	«++» … «++++»	Вище ніж СОР у окремого ТН	Має значні екологічні переваги, зменшуються викиди в довкілля на 50%	Економічно і енергетично вигідна технологія. Інсоляція сприяє збільшенню СОР ТН Знижується споживання електроенергії	Необхідний додатковий механізм управління для оптимізації режимів роботи. Потребує улаштування окремого місця установки

Технічний потенціал і температурний діапазон НППЕР для ТНУ наведено в таблиці 1.3 [35].

Таблиця 1.3 – Технічний і температурний потенціал НППЕР для ТНУ [37]

Джерело теплоти	Технічний потенціал	Температурний потенціал, °С	Спосіб використання НППЕР
Зовнішнє повітря	Необмежений	–10…+15	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Скидне повітря	Обмежений	15…25	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Підґрунтові води	Обмежений	4…10	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Озерна вода	Обмежений	15…25	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Річкова вода	Обмежений	0…10	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Морська вода	Обмежений	3…8	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Ґрунт	Необмежений	0…10	З використанням проміжного теплоносія у контурі випарника
Ґрунтові води	Необмежений	>10	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія
Геотермальна вода	Обмежений	20…50	Безпосередньо у випарник ТН або з використанням проміжного теплоносія

Аналіз технічного і температурного потенціалу НППЕР (таблиця 1.3) показує, що, хоча зовнішнє повітря і є найбільш доступним, завдяки найбільш широкому температурному інтервалу для використання і відносно меншим витратам на практичну реалізацію повітряних ТНУ, ніж витрати коштів на інші типи ТНУ, але суттєвим недоліком повітряних ТНУ, за умов зниження температури довкілля в холодний період року, є такі прояви:

– зменшення COP;

– зменшення термодинамічної ефективності циклу ТН внаслідок підвищення різниці температур конденсації і кипіння;

– потреба в розморожування (дефростації) випарника ТН, у разі утворення на поверхні випарника крижаного шару, що вкрай негативно впливає на теплообмін між повітрям і холодильним агентом циклу ТН.

Слід зауважити, що кількість добових циклів дефростації залежить від вологості повітря при мінусових температурах довкілля, що видно на рисунку 1.3 [39], де максимальна кількість добових циклів відповідає діапазону температур (мінус 5)…0 °С.

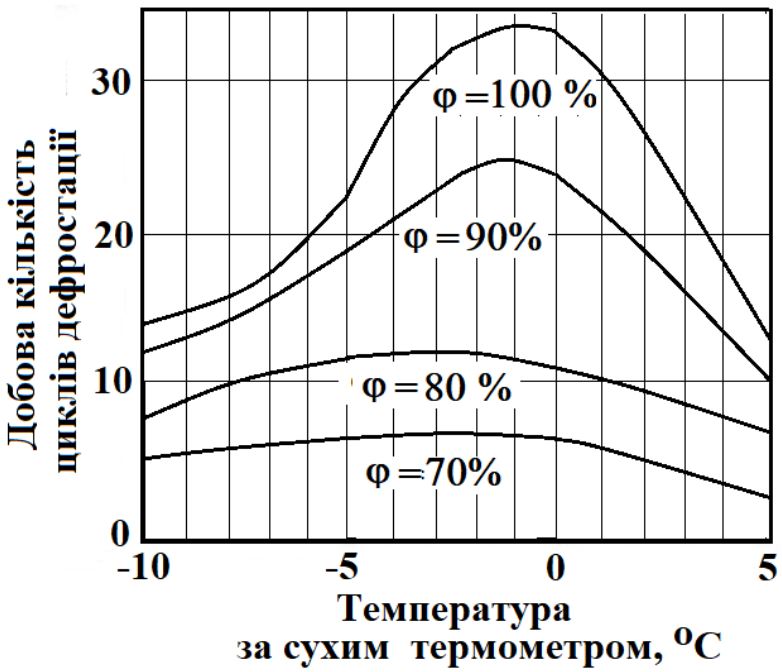


Рисунок 1.3 – Добова кількість циклів дефростації в залежності від відносної вологості φ і температури за сухим термометром

Таким чином, використання повітряних ТНУ при низьких температурах і високій вологості повітря є неефективним, а економічно доцільний технічний потенціал повітря для ТНУ на території України становить 3,5 млн тонн річний умовного палива [39].

1.4. Особливості використання потенціалу енергії ґрунту і ґрунтових вод в теплонасосних установках

Великий потенціал для автономних систем опалення та кондиціонування малої потужності міститься у використанні низькопотенційної енергії ґрунту.

Такі НППЕР як ґрунтову енергію можна використовувати шляхом улаштування вертикальних або горизонтальних теплообмінників на глибині

близько 10..12 м, де температура ґрунту протягом року постійна [19, 40 – 42]. а для використання енергії ґрунтових вод використовують СҐВ глибиною ~ 30…60 м..

Розподіл температури ґрунту по глибині залежить, в основному, від типу ґрунту (пісок, глина, гравій тощо) і його вологості [40, 43]. Зі збільшенням глибини динаміка зміни температури зменшується. На глибині > 3 м сезонна зміна температури ґрунту відповідає діапазону близько 7 °С. На глибині > 9 м сезонні зміни температури ґрунту становлять 10…12 °С, отже, і ґрунтові води на цій глибині є стабільним і потужним НППЕР для ҐТН.

Граничне нижнє значення температури ґрунту визначає, що подальший відбір тепла від ґрунту призведе до збільшення глибини промерзання його верхніх шарів, що впливає на вегетацію рослинності і надійність будівель і споруд зблизь місцем розташування ґрунтових трубок-випарників ТН. Для регіонів України і Південно-Східної Європи з мінімальною температурою повітря в зимовий період мінус 18 °С мінімально допустима температура ґрунту на глибині до 10 м має бути не нижче 9…10 °С [30], щоб при довготривалій експлуатації ГТНУ не виникало промерзання шарів ґрунту навколо ґрунтових теплообмінників.

Аналіз характеру температурного поля навколо ґрунтової трубки показує, що деформація поля температур закінчується на відстані ~3…4 діаметра ґрунтового теплообмінника. Це означає, що тепловий потік густиною, наприклад, 8 Вт/м^2 відводиться від площі ґрунтового масиву, що більше площі циліндричної поверхні ґрунтової трубки в 3…4 рази, відповідно. Отже, концентрація теплового потоку близько циліндричної поверхні навколо ґрунтових трубок, відповідає потоку густиною ~ 30 Вт/м^2.

Виконаємо порівняння ґрунтового теплового потоку із середньодобовою величиною теплового потоку, що надходить на абсорбер сонячного колектору.

Якщо середньодобове значення становить ~ 200 Вт/м^2, то, з урахуванням середньодобового ККД сонячного колектору η=0,3, отримаємо ~60 Вт/м^2. А середньорічне значення теплового потоку, що надходить на абсорбер сонячного колектору ~ в 2 рази менше, тобто, становить ~ 30 Вт/м^2.

Таким чином, середньорічна густина розглянутих потоків теплоти для ТНУ (сонячного випромінювання і ґрунтової енергії) є співставними за величинами, а технічний потенціал теплоти ґрунту більше потреб людства в 2…4 рази.

Проаналізуємо, скільки коштує 1 кВт від ТНУ. Зазвичай, вартість теплообмінних поверхонь в наш час складає близько 5 USD за 1 Вт усталеної потужності. Оскільки 1 м^2 ґрунтової трубки сприймає тепловий потік потужністю 30 Вт від циліндра ґрунту навколо теплообмінної трубки, за 30 Вт треба сплатити 150 USD. Щодо сонячних колекторів, згідно досліджень [19], вартість 1 кВт виробленої потужності становить 2965 USD. Тобто, вартість виробленої потужності ҐТН виявляється менше, ніж у системи з сонячними колекторами аналогічної потужності.

Температура ґрунту біля поверхні Землі визначається балансом теплоти, яка надходить від Сонця, та віддачою теплоти ґрунту. Співвідношення між надходженням і віддачою теплоти залежить від інтенсивності потоку інсоляції та теплофізичних параметрів теплового режиму в шарі ґрунту, сформованого від глибини до ізотермічної поверхні ґрунту, що визначає співвідношення між процесами поглинанням, акумулюванням і розсіюванням теплоти і є впливовим чинником швидкості нагріву і охолодження гумусу в різні періоди року, сезону, доби. Отже, тепловий режим в шарі ґрунту постійно змінюється, що залежить від кліматичних умов і теплофізичних характеристик ґрунту, який можна вважати невичерпним акумулятором низькопотенційної теплоти. Теплова енергія ґрунту може використовуватися для опалення і вентиляції приміщень.

Для відводу енергії від ґрунту використовують ґрунтові трубки, які можуть бути ґрунтовими теплообмінниками (ҐТ) горизонтального та вертикального типу. Температура теплоносія в ҐТ може коливатись у діапазоні 5…11 °С, залежно від їх схемно-конструктивних особливостей і тривалості функціонування ҐТНС. Вироблена теплота в циклі ґрунтового теплового насосу може бути використана для теплозабезпечення, бо дозволяє нагріти теплоносій до температури 40…70 °С [30, 31]. Накопичена влітку теплота в масиві ґрунту навколо ҐТ відводиться в зимовий сезон і відновлюється влітку.

Досвід провідних країн світу говорить про те, що найчастіше ґрунтову енергію використовують в ҐТН потужністю 80…100 кВт для автономних споживачів. Для автономного теплозабезпечення 9,3 млн житлових будинків загальною площею 515,8 млн м^2 можна використовувати ґрунтові теплообмінники з теоретичним ресурсом теплоти ґрунту ~ 525855 тис. МВт·год/рік, що значно перевищує потреби в теплоті для опалення житлових будівель [32, 33, 37].

Теплонасосні установки потужністю 20…110 кВт можуть використовуватися для теплопостачання невеликих підприємств та будівель громадського призначення.

Крім енергії ґрунту для теплонасосного опалення можна використовувати теплову енергію водойм (моря, річки, озера) бо нагріта у них протягом літнього сезону вода має температуру не нижче +4 °С. Потенціал таких джерел енергії в Україні значний, отже, за допомогою ТН «повітря-повітря» можна нагрівати приміщення при температурі навколишнього повітря –5 °С, а влітку ТН можна використовувати для кондиціювання.

Наявність одночасної потреби в теплоті та холоді створює найбільш сприятливі умови для економії електроенергії при застосуванні ТНС [32, 33].

Наукове протиріччя при використання ГТНС для цілей теплозабезпечення полягає в тому, що незважаючи на те, що можна очікувати високу ефективність функціонування ГТН, але технічна спроможність низькопотенційної ґрунтової енергії, як джерела теплоти для ТН циклу, не з’ясована повністю особливо при довготривалому функціонування системи, коли загроза може виникати у разі явища термічної релаксації ґрунтового масиву навколо ґрунтових трубок [16 –18].

Таким чином, зостаються нез’ясованими питання впливу схемно-конструктивних особливостей ҐТ (число, крок, заглиблення, конфігурація) на процеси нестаціонарного теплообміну в ґрунтовому масиві навколо ҐТ при довгостроковому функціонуванні ҐТН.

При цьому необхідно враховувати, що ґрунт відрізняється неоднорідною структурою, а визначення особливостей динаміки зміни поля температур в масиві ґрунту навколо ҐТ при довгостроковій експлуатації ГТНС є необхідною і важливою

складовою дослідження, щоб не допустити промерзання ґрунту, навіть в теплі місяці року, що може завадить вегетації рослин та спричинити порушення екологічної рівноваги, відповідно [15, 16].

Крім того, необхідно з'ясувати умови, які дозволяють відновити поле температур в масиві ґрунту навколо ҐТ та протягом якого періоду можна відновити базову температуру в ґрунті.

Слід зауважити, що ТН у всьому світі є перспективними технологіями для утилізації низькопотенційної енергії ґрунту, ґрунтових і скидних вод. Якщо відсоток використання енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод промислового і муніципального призначення був менш значимим у 1995 році –13 %, то вже в 2020 р. цей показник збільшився до 58,8 % (рисунок 1.4) [40].

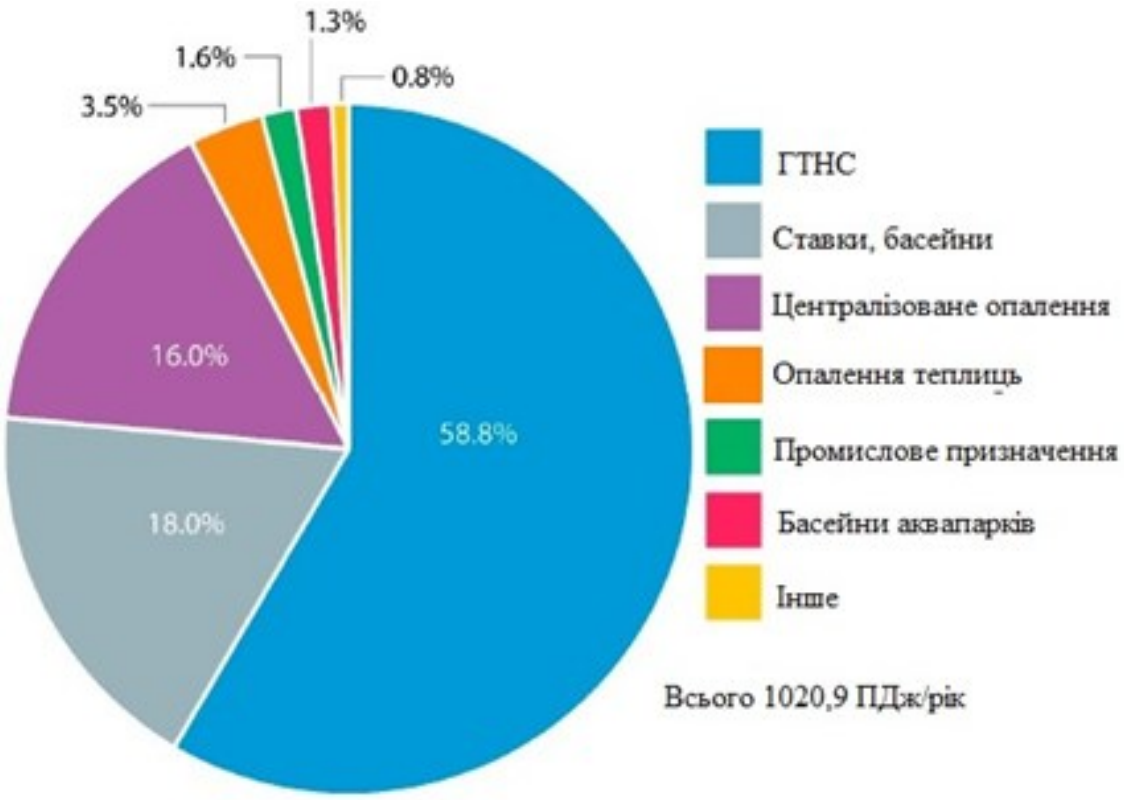


Рисунок 1.4 – Використання енергії ґрунту та ґрунтових вод у світі (2020 р.)

Розподіл енергетичного потенціалу ґрунту та ґрунтових вод в різних регіонах України наведено в таблиці 1.4 [38].

Таблиця 1.4 – Енергетичний потенціал ґрунту і ґрунтових вод [38]

№	Області України	Енергетичний потенціал ґрунту і ґрунтових вод, тис. МВт·год/рік		
		Загальний	Технічний	Економічно-доцільний
1	Вінницька	4731	3379	513
2	Волинська	3321	2372	290
3	Дніпропетровська	15438	11027	424
4	Донецька	15422	11015	2656
5	Житомирська	3374	2410	428
6	Закарпатська	5093	3638	79
7	Запорізька	3833	2738	355
8	Івано-Франківська	5532	3951	51
9	Київська	12966	9262	192
10	Кіровоградська	3720	2657	833
11	Луганська	10571	7551	1958
12	Львівська	11941	8529	203
13	Миколаївська	3441	2458	117
14	Одеська	4015	2868	195
15	Полтавська	9163	6545	162
16	Рівненська	3106	2219	225
17	Сумська	4492	3208	239
18	Тернопільська	3819	2728	194
19	Харківська	12125	8661	153
20	Херсонська	2597	1855	172
21	Хмельницька	4438	3170	171
22	Черкаська	4286	3061	476
23	Чернівецька	2149	1535	123
24	Чернігівська	3930	2807	149
25	АР Крим	4027	2877	206
Всього		157530	112521	10564

1.5. Особливості використання енергії скидних вод в теплонасосних установках

Скидний тепловий потенціал техногенного походження (вентиляційні викиди та охолоджуюча вода технологічного та енергетичного обладнання підприємств, промислові та комунально-побутові стоки) може використовуватися для виробництва теплоносія невисокої температури (35…95 °С), яким можуть скористатися споживачі, розташовані поблизу від джерела скидної теплової

енергії. За рахунок локальних систем теплових насосів різної потужності можна користуватися як значними обсягами теплової енергії, наприклад, тепловою енергією відвідних каналів очищених комунально-побутових вод, так і теплом окремих об'єктів невеликого об'єму (стоків басейнів, спортивних комплексів, пральних комбінатів тощо). Досвід провідних країн світу свідчить, що найбільш доцільно використовувати теплоту скидних вод в теплонасосному циклі [19].

Системи централізованого відведення комунально-побутових скидів (КПС) функціонують у 427 містах, 515 селищах міського типу та 856 селах України [32]. Питомий об'єм КПС становить 0,15…0,4 $м^3$ на одного мешканця на добу. Загальний річний об'єм КПС становить ~ 3740 млн $м^3$ [32]. Температура КПС становить 12…20 °С залежно від періоду року. Економічно-доцільні об'єми використання низькопотенційної теплоти скидних вод розраховуються, виходячи з половини обсягу очищених стоків від міських поселень (з урахуванням обмежень, пов'язаних з нерівномірністю їх надходження). Розподіл енергетичного потенціалу скидних вод по областях України наведено в таблиці 1.5 [33].

Як джерело низькопотенційної теплоти можна використовувати також артезіанську воду, яка має середню температуру 10…12 °С, і водопровідну воду, яка має середню температуру 5…16 °С, а також кар'єрні і шахтні води, які мають середню температуру 22…26 °С, потенціал яких в Україні становить більше 1 млрд $м^3$ на рік [32]. Незважаючи на явні переваги теплонасосних енерготехнології з використанням скидних вод, вони не знайшли належного поширення в Україні. Головною причиною такого стану є те, що на сьогодні ціни на теплове постачання населенню ще не досягли критичної межі, а первісні витрати на установку теплонасосного обладнання є надмірно високими для населення України (~10…15 тис. € для опалення будівлі площею 100..300 $м^2$ [39].

Для того, щоб обрати раціональний варіант теплопостачання для кожного споживача потрібен індивідуальний підхід, тобто необхідно провести окреме дослідження умов теплопостачання, обрати найприйнятніше джерело низько потенційної енергії, виконати техніко-економічні розрахунки, визначити потреби у

теплі, гарячому водопостачанні та кондиціюванні та вибрати відповідне обладнання.

Таблиця 1.5 – Енергетичний потенціал скидних вод [33]

№	Області України	Енергетичний потенціал скидних вод, тис. МВт·год/рік		
		Загальний	Технічний	Економічно-доцільний
1	Вінницька	1170	636	239
2	Волинська	761	383	144
3	Дніпропетровська	9398	4825	1809
4	Донецька	8550	4089	1533
5	Житомирська	1155	499	187
6	Закарпатська	903	378	142
7	Запорізька	3091	1535	576
8	Івано-Франківська	1869	912	342
9	Київська	9608	5086	1907
10	Кіровоградська	836	451	169
11	Луганська	2971	1329	498
12	Львівська	4979	2616	981
13	Миколаївська	1232	653	245
14	Одеська	3879	1735	651
15	Полтавська	1683	853	320
16	Рівненська	1701	523	196
17	Сумська	1024	456	171
18	Тернопільська	744	376	141
19	Харківська	5273	2825	1059
20	Херсонська	870	448	168
21	Хмельницька	1135	542	203
22	Черкаська	2229	774	290
23	Чернівецька	487	264	99
24	Чернігівська	924	478	179
25	АР Крим	3312	1273	477
Всього		69781	33939	12726

Для України характерна висока енергоємність технологічної продукції та генерації теплоти через морально та фізично застаріле обладнання, а деякі технологічні процеси на підприємствах потребують великих об’ємів водопостачання та водовідведення [19].

Відомо, що скидні води, мають температуру, вищу за температуру довкілля приблизно на 15 °С і вище, особливо в холодну пору року. З іншого боку,

підприємства та житлові будинки мають великі витрати на опалення та гаряче водопостачання, для забезпечення яких використовується централізована система теплопостачання чи котли малої та середньої потужності. Використання теплонасосних систем теплопостачання, що використовують низькопотенційну енергію скидних вод, дозволяє знизити витрати палива на власні потреби та знизити вплив на екологію [30]. Побутові скидні води характеризуються тим, що їх склад не є перманентним, в них можуть бути виявлені різноманітні речовини, які змінюють характеристики СВ, в тому числі густина, в'язкість і питома теплоємність рідини, що є визначними чинниками при розрахунках теплофізичних властивостей речовини. Температура та склад промислових скидних вод для конкретного підприємства залишаються практично незмінними протягом доби. Цей фактор робить промислові скидні води придатними для використання їх низькопотенційної теплоти в якості альтернативного джерела енергії для ТН.

Питома (на 1 м^2 опалюваної площі) вартість ТНУ зменшується зі зростанням площі приміщень, тому найбільш ефективним є опалення об'єктів громадського та комерційного призначення, для яких тарифи на природний газ є найвищими. Строк окупності ТНУ становить декілька років в залежності від типу ТНУ та від джерела низькопотенційної енергії. Найменший строк окупності має ТНУ, де джерелом є повітря, але ефективність теплового насосу такого типу при зниженні температури довкілля до мінус 20 °С погіршується вдвічі у зрівнянні з температурою навколишнього повітря 7 °С. У цьому випадку не обійтись без дублерів (резервних джерел) енергії для теплозабезпечення.

Досвід показує, що строк окупності ГТНУ може досягати 10 років при довготривалій (15…20) років експлуатації теплонасосної системи, отже доцільність використання ТН технологій у автономними споживачами залежить від співставній вартості теплонасосного обладнання і встановлення газового котла, з підключенням його до газової мережі

Сучасні світові тенденції до безупинного збільшення цін на викопне паливо зумовлюють перехід до інноваційних технологій, які дозволяють зменшити обсяги споживання ПЕР на одиницю ВВП без зниження обсягів постачання енергії

кінцевим споживачам за рахунок підвищення ефективності використання ПЕР. Це в однаковій мірі справедливо для систем опалення і гаряче водопостачання (ГВП) житлово-комунального сектору і автономних житлових споживачів, де, в основному, використовується природний газ. Отже, проблема зниження витрат енергоресурсів на опалення і ГВП є надзвичайно важливою, бо на потреби теплопостачання і ГВП лише у житлово-комунальному секторі України витрачається третина енергоресурсів, що становить понад 70 млн. тонн у. п., у перерахунку на одного мешканця – 1,4 тонни умовного палива, а це вдвічі більше, ніж у розвинутих країнах Європи [34].

Щоб підвищити зацікавленість в установленні теплових насосів потрібно, за прикладом розвинутих країн, організувати відповідну підтримку як державну, так і місцевої влади. Серед таких заходів: запровадження спеціальних тарифів на електроенергію для ТНУ, пільгові кредити, податкові пільги, субсидії та гранти, а також спрощення погоджувальних процедур при заміні системи опалення тощо. Слід налагодити і пропаганду використання екологічно чистих систем опалення та провести рекламу таких систем з використанням ТНУ. Сьогодні на ринку теплонасосного обладнання в Україні переважають ТНУ закордонного виробництва, наприклад, ТНУ фірм Daikin, Mitsubishi Electric, Viesmann, Buderus, Hiseer [31]. Зменшенню вартості теплонасосного обладнання може сприяти налагодження вітчизняного виробництва, бо підтримка підприємств та організації України мають достатній потенціал для науково-технічного забезпечення виробництва теплонасосних систем [34]. Слід зауважити, що ринок теплонасосних технологій для використання НППЕР в Україні поступово розширюється, хоча й недостатньо швидкими темпами. Прискоривши цей процес можна швидше досягти меншої залежності від імпорту ПЕР, значний відсоток яких можна замістити ВДЕ, використовуючи низькопотенційну енергію довкілля, для теплозабезпечення широкого спектру споживачів.

1.6. Висновки до розділу 1

1. Енергетичний потенціал НППЕР (енергії ґрунту, ґрунтових та скидних вод) для теплового насосу характеризується стабільністю в часі, отже, має перспективним для заміщення традиційних ПЕР і, відповідно, сприяє зниженню обсягів викидів продуктів згоряння у довкілля.

2. Для визначення ефективності роботи теплонасосної системи з ґрунтовими теплообмінниками необхідно розробити методику чисельного моделювання теплових процесів з урахуванням попередження термічної релаксації ґрунту при довготривалій експлуатації системи.

3. Необхідно встановити, як впливає довготривалий період роботи ҐТНС на розподіл температурних градієнтів в масиві ґрунту навколо ґрунтових теплообмінників, щоб уникнути його промерзання наприкінці сезону опалення.

4. Необхідно встановити умови функціонування ҐТНС, які дозволяють відновити поле температур в масиві ґрунту навколо ґрунтових зондів та швидкість відновлення природної температури ґрунтового масиву навколо ҐТ.

5. Необхідно встановити режими роботи ҐВТНС, які сприяють відновленню природної температури в ґрунтовому масиві навколо свердловин ҐВ.

6. Технічний потенціал СВ представляється перспективним через високий температурний потенціал, у зрівнянні з ҐЕ при використанні горизонтальних ґрунтових колекторів на малих глибинах занурення у ґрунт.

7. Стабільним джерелом низькопотенційної енергії скидних вод є технологічні та побутові процеси. Наприклад, скидні води електростанцій мають температуру 30…35 °С, а температура муніципальних скидних вод становить не менше 15 °С. Для визначення ефективності ТНС на базі скидних вод технологічних процесів та побутових стоків необхідно розробити інструментарій підвищення ефективності процесів в елементах СВТНС, що враховує чинники зменшення ефективності роботи випарника теплового насосу через вміст забруднень в СВ.

8. Порівняти ефективність функціонування теплонасосних систем використанням скидних вод побутового і промислового призначення з урахуванням їх забруднення.

РОЗДІЛ 2
ІНСТРУМЕНТАРІЙ ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ҐРУНТОВІЙ ТЕПЛОНАСОСНІЙ СИСТЕМІ ПРИ ДОВГОТРИВАЛІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ, З ПОПЕРЕДЖЕННЯМ ПРОМЕРЗАННЯ МАСИВУ ҐРУНТУ НАВКОЛО ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

2.1. Сучасні технології використання ґрунтових теплонасосних систем, вимоги до стійкості і екологічності їх роботи при довготривалій експлуатації

Технології ґрунтових теплонасосних систем (ҐТНС), які використовують ґрунтові природні ресурси, успішно працюють у всьому світі [6, 7, 30, 40]. Ці системи використовують теплоту, що міститься на відносно невеликій глибині. Технічний потенціал ґрунтових ресурсів, у зрівнянні з зовнішнім повітря, має переваги, то температурні показники тепліші взимку і холодніші влітку, відповідно. Отже, ҐТНС здатні забезпечити кращі умови для опалення взимку та охолодження влітку, ніж повітряні ТНС. Наприклад, децентралізовані системи (ДС) теплопостачання, які оснащені ґрунтовими теплообмінниками (ГТО), що оточені шаром ґрунту, забезпечують генерацію теплоти, холоду та гарячої води. ҐТНС використовуються в будівлях для споживачів широкого профілю: громадського призначення, промислових, агропромислових, приватних домогосподарств споруд [40, 41]. Вказана технологія є одним із найшвидше зростаючих застосувань технологій відновлюваної енергії в усьому світі та, безперечно, є найшвидше зростаючим сегментом ґрунтових технологій [6, 7, 14–17, 35, 36]. Ефективність роботи ґрунтової системи з застосуванням теплонасосного (ТН) циклу оцінюється коефіцієнтом перетворення ґрунтової енергії (COP), для якого існує граничне значення, яке свідчить чи ефективним є використання низькопотенційної теплоти ґрунту в ҐТНС [30]. Світові темпи зростання встановленої потужності ҐТН наведено на графіку (рисунок 2.1), а темпи збільшення обсягів згенерованої теплової енергії за період 1995 – 2025 років

наведено на графіку (рисунок 2.2), звідки можна зробити висновок, що динаміка зростання встановленої потужності ҐТНС має експоненціальний характер.

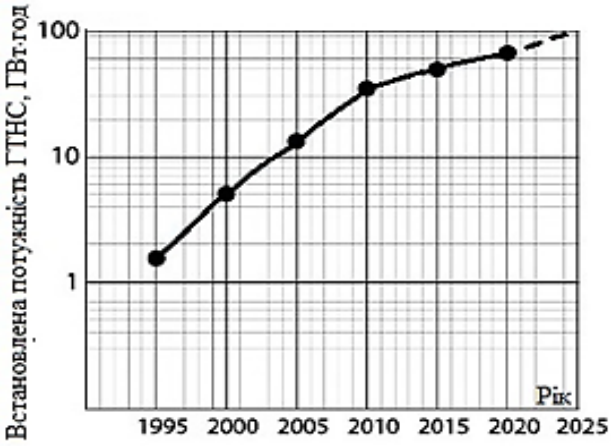


Рисунок 2.1 – Глобальні темпи розвитку встановленої потужності ҐТН

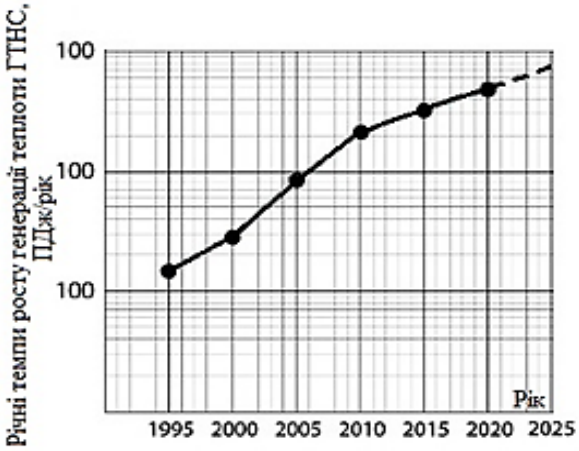


Рисунок 2.2 – Річні темпи росту генерації теплоти

Протягом 1995 – 2010 років темпи зростання встановленої потужності ҐТН інтенсивно зростали – 19,4%; для 2010 – 2020 років – 8,5 % (рисунок 2.1). Річні темпи зростання обсягів теплоти (рисунок 2.2) від ҐТН протягом 1995 – 2010 років становили 17,4%, а протягом 2010 – 2020 років – 11,0% [14].

Величезною перевагою ТН перед традиційними системами генерації теплоти є те, що на 1 кВт використаної енергії на привід компресору, а зазвичай це електроенергія, виробляється 3,0…4,2 кВт корисної теплоти [41 – 46]. Причина такої високої ефективності міститься в тому, що, на відміну від теплових двигунів, які працюють за циклом Карно, в теплових насосах, як і в холодильних машинах, використовується теплота, яка виділяється при фазовому перетворенні робочої речовини циклу ТН. Крім того, невід'ємними позитивними рисами використання ТН є екологічність, надійність та можливість здійснення повної автоматизації функціонування системи. Таким чином, при практичній реалізації ҐТНС мають бути враховані 3 чинники стійкості: екологічний, економічний, соціальний. Поняття стійкості ҐТНС – це здатність системи задовольняти потреби споживачів без шкоди довкіллю, в умовах зміни теплофізичних параметрів навколишнього середовища. Вказані вище показники стійкості ҐТНС, безумовно, важливі, але коли йдеться про можливість довготривалого використання технічного потенціалу

ґрунтових ресурсів теплоти без шкоди довкіллю. Отже, природним є питання щодо здатності ґрунтової теплонасосної системи забезпечувати потреби споживачів протягом довготривалого періоду роботи без виникнення термічної релаксації масиву ґрунту навколо ґрунтових теплообмінників, які або виконують функцію випарника теплового насосу, або безпосередньо з ним пов'язані. І хоча, на відміну від мінеральних чи інших викопних ресурсів, які не відновлюються, ґрунтовий технічний потенціал відновлюються, але надійна і стабільна робота ҐТНС без шкоди навколишньому середовищу є ключовою вимогою споживачів [42–45], що потребує науково-обґрунтованого інструментарію при обґрунтуванні умов практичного застосування системи без шкоди довкіллю [13–16].

Слід зауважити, що для опалення, гарячого водопостачання і кондиціювання житлово-комунального сектору використовується більше 40 % викопного палива (нафта, газ, кам'яне вугілля), наслідки від спалювання якого, є руйнівними для навколишнього середовища, спричиняючи зміни клімату. Технічний потенціал ґрунтової теплоти є альтернативою для заміщення використання традиційних палив через невичерпність, екологічність, близькості до споживача, можливість забезпечення споживача теплотою, не потребуючи при цьому великої чисельності обслуговуючого персоналу та можливість будівництва ҐТНС широкого спектру потужностей.

Для розробки науково обґрунтованого інструментарію забезпечення надійної роботи ҐТНС у короткостроковій і довгостроковій перспективі необхідною умовою є використання методів математичного моделювання, підтверджених експериментально. Слід зауважити, що використання математичних моделей дозволяє вести дослідження теплових процесів при незрівнянно менших витратах часу, ніж натурні випробування на реальному устаткуванні чи фізичних моделях.

Принципова схема теплонасосної системи теплопостачання з ҐТ міститься на рисунку 2.3, де показано, що у ґрунтовому випарнику 4 холодильний агент (ХА),

який є первинним теплоносієм циклу ҐТН випаровується, відводячи низькопотенційну теплоту Q_2 від масиву ґрунту навколо ҐТ, який є джерелом низькопотенційної енергії для ґрунтового випарника *4* теплового насосу. Отримана пара ХА, що є первинним теплоносієм циклу ГТН, стискається компресором 5 до необхідних параметрів циклу з витратою роботи *L*. Після компресора 5 стиснута пара надходить у конденсатор *3*, де конденсується, а далі шляхом передачі теплоти Q_1 відбувається нагрів вторинного теплоносія контуру теплового споживача, до якого включені нагрівальні пристрої *1*. В якості нагрівальних пристроїв 1 використовують радіатори, конвектори, теплі підлоги тощо. Після дросельного пристрою параметри ХА знижуються до необхідних параметрів випарника. При неспроможності ҐТН забезпечити теплові потреби споживача, передбачається використання резервного джерела енергії 2. Циркуляція теплоносія в контурі споживача забезпечується насосом 6.

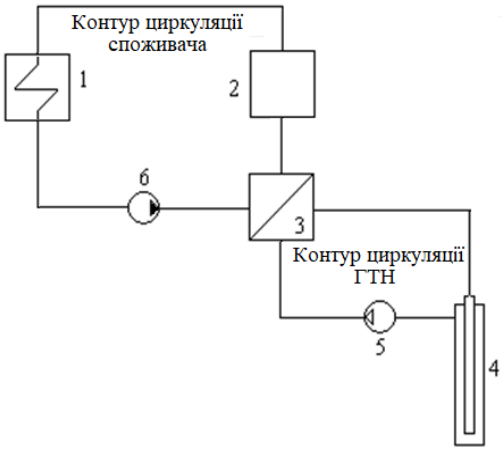


Рисунок 2.3 – ҐТНС
1 – опалювальні прилади;
2 – резервне джерело теплоти;
3 – конденсатор ТН;
4 – ґрунтовий випарник ТН;
5 – компресор ТН; 6 – насос контуру споживача

2.2 Аналіз ефективності використання ґрунтових теплообмінників для ґрунтової теплонасосної системи теплопостачання

Найбільший вплив на ефективність практичній реалізації ҐТНС здійснюють ґрунтові теплообмінники. За допомогою ҐТ можна зібрати ґрунтову теплоту малої густини та трансформувати її в циклі ҐТНС (рисунок 2.4) у локальне джерело теплоти більшої густини (від десятків Вт до десятків кВт). Для розв’язання поставленої задачі потрібні ґрунтові трубки з розвинутою поверхнею теплообміну, які можуть бути горизонтального та вертикального типу (ґрунтові зонди).

Вертикальні ґрунтові зонди (ҐЗ) мають деякі переваги, бо для їхньої установки потрібна значно менша площа ґрунтового масиву, що відводиться під забудівлю. Наприклад, при застосуванні вертикальних ґрунтових зондів, для них треба не більше половини площі будівлі, в той час, як для горизонтальних ҐТ площа ґрунту має бути вдвічі більша [46].

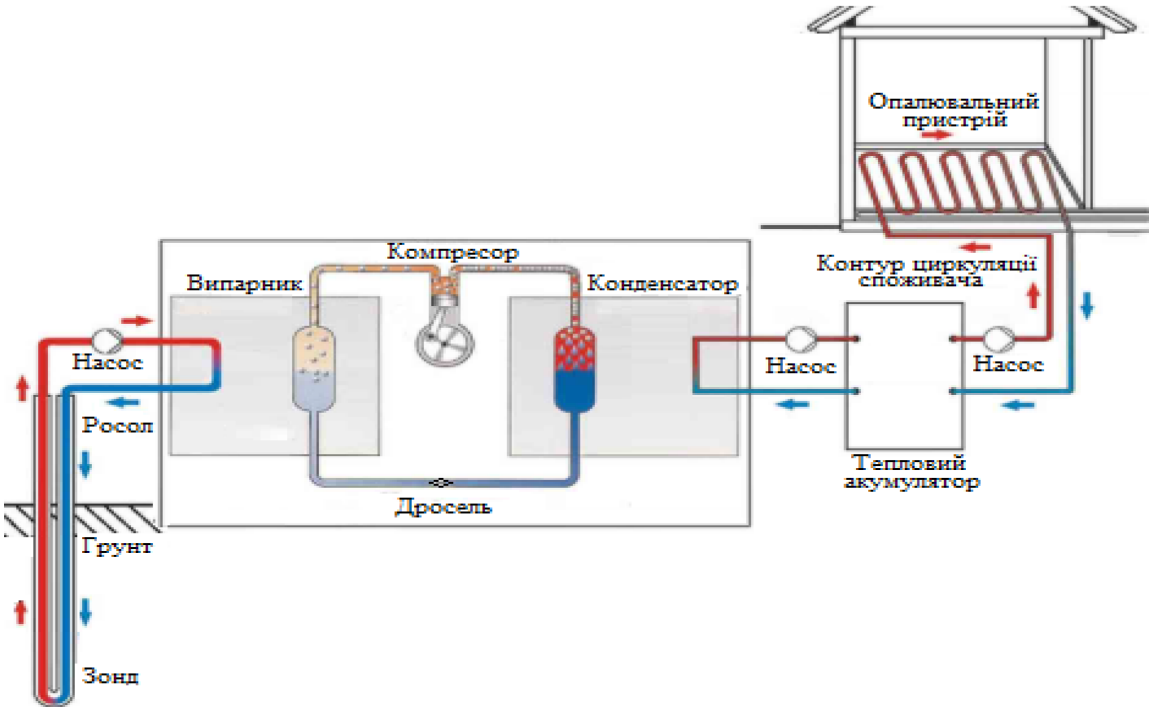


Рисунок 2.4 – Принципова схема функціонування ҐТН

Менша сумарна довжина вертикальних ҐТ (зондів) у порівнянні з горизонтальними ҐТ пояснюється більш високим рівнем середньої температури по глибині ґрунтового масиву навколо зондів, що позитивно впливає на ефективність і теплопродуктивність ҐТНС, відповідно. Крім того, зонди спричиняють меншу екологічну шкоду, яка проявляється через вплив на життєдіяльність рослин при термічній релаксації масиву ґрунту навколо ҐТ.

Для зменшення негативного екологічного впливу від ҐТНС, необхідно обґрунтувати такі схемно-конструктивні і режимні параметри відводу зондами теплоти від ґрунту, які при довготривалій експлуатації системи не призводили б

до промерзання масиву ґрунту навколо ҐТ та руйнування ґрунтового випарника теплового насосу, відповідно.

Можна застосовувати комбіновану (вертикально-горизонтальну) компоновку ґрунтового контуру для відбору теплоти ґрунту, тоді горизонтальні ҐТ, які містяться на глибині ~1 м від поверхні, необхідно якісно теплоізолювати для зменшення втрат енергії. Якщо ґрунтовий контур циркуляції теплового насосу компонується без урахування кліматичних умов, може виникнути ситуація, коли температура теплоносія на вході зонду буде вище температури ґрунту навколо зонду. До технічних параметрів ґрунтових зондів відносяться такі чинники їх конфігурації: довжина, діаметр, крок, число, особливості компоновки, швидкість циркуляції теплоносія, що визначає ефективність процесів теплообміну. Найчастіше використовуються ґрунтові зонди з концентричними, U–подібними та спірале-подібними трубками [45].

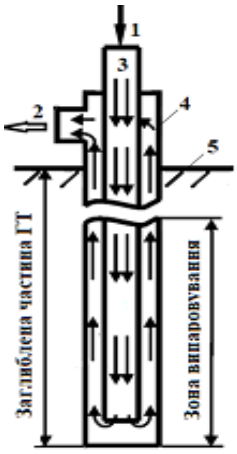


Рисунок 2.5 – Принципова схема ҐТ: 1 – ХА в стані рідини; 2 –ХА в стані пари; 3, 4 – внутрішня і зовнішня концентричні трубки, відповідно 5 – поверхня ґрунтового масиву

При конфігурації зонда в ґрунті 5, з двома коаксіальними трубками 3 і 4, теплоносій у рідинному стані рухається зверху вниз 1 по ізольованій внутрішній центральній трубці 3, а підніміться вверх по міжтрубному каналу 4, звідки вже в паровому стані 2 поступає у випарник ТН (рисунок 2.5).

В розрахунковій схемі ґрунтового контуру ТН з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками коаксіального типу (рисунок 2.6, а, б) робоче тіло, нагріте в зонді піднімається на поверхню ґрунту і потрапляє в випарник ҐТНС. При цьому, перебіг теплових процесів здійснюється найбільш інтенсивно в саме в тих шарах масиву ґрунту, які наближені до поверхні зонду, а зі збільшенням відстані від ҐТ інтенсивність процесів теплообміну зменшується.

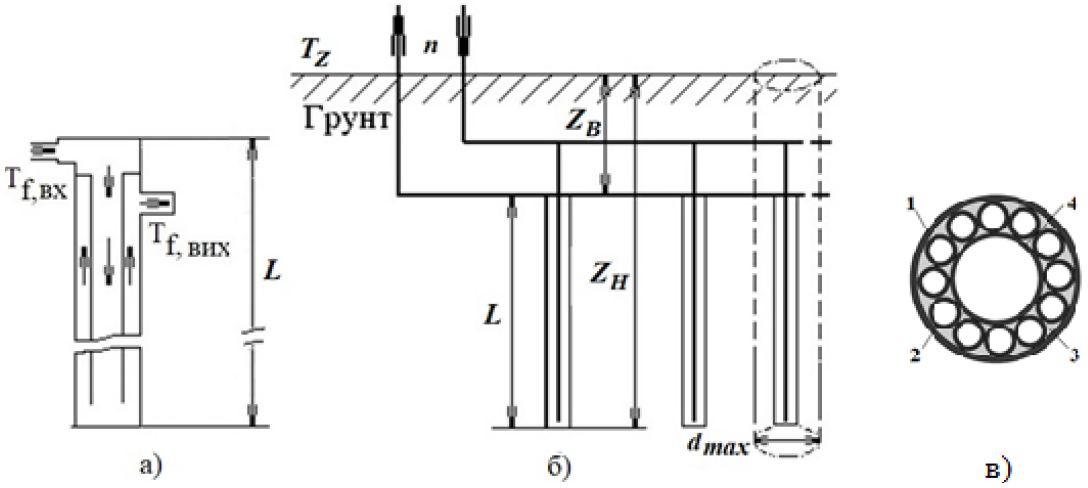


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема для моделювання теплових процесів в ҐТНС: а – схема руху; б – конфігурація ґрунтового контуру; в – n-трубний зонд

Слід зауважити, що конструкція ґрунтового зонда, яка складається із 2-х коаксіальних трубок (рисунок 2.6, а) є більш доцільною з міркувань вартості, у зрівнянні із *n*-трубною компоновкою (рисунок 2.7, в), де 1 – корпус випарника; 2– підйомні трубки; 3 – теплопровідний матеріал між ҐТ; 4 – опускна ҐТ. Наприклад, 12-трубна конструкція ґрунтового зонда-випарника ГТН дозволяє збільшити енергетичну спроможність ґрунтового контуру, знизити металоємність і підвищити міцність ґрунтового теплообмінника, бо від 12-трубного зонда-випарника довжиною 1 м можна отримати 50 Вт теплоти при мінімальній негативній школі довкіллю [48].

2.3. Методика математичного моделювання нестаціонарних теплових процесів в масиві ґрунту навколо ґрунтових теплообмінників при довготривалій роботі ґрунтової теплонасосної системи

Для практичної реалізації ҐТНС з раціональним використанням теплоти ґрунту для кожного регіону функціонування системи необхідно враховувати велику кількість змінних кліматичних і теплофізичних параметрів, щоб забезпечити не тільки енерго–екологічну ефективність роботи системи протягом

всього періоду експлуатації, а також можливість гнучкої зміни режимів роботи (опалення, кондиціонування, виконання обох функцій) без шкоди довкіллю.

Для аналізу теплових процесів в ҐТНС, де теплофізичні параметри суттєво змінюються у просторі та часі, для встановлення залежності між змінними величинами звертаються до методів математичної фізики. Ці методи відрізняються тим, що обмеженню підлягає просторово-часовий інтервал, в якому розглядається елементарний об'єм, де відбувається теплообмін [49, 50]. Це дає підстави у межах елементарного об'єму ґрунту для елементарного інтервалу часу нехтувати зміною деяких параметрів, які характеризують процес теплообміну [49, 50].

Оскільки процес теплообміну в ҐТНС є нестаціонарним, то задачею математичного моделювання є визначення особливостей поля температур у масиві ґрунту зблизь ҐТ протягом часу роботи системи на підставі рішення рівняння нестаціонарної теплопровідності в ґрунті [51, 52]. Для рішення рівняння нестаціонарної теплопровідності в масиві ґрунту навколо ґрунтових зондів проаналізуємо процес теплообміну, який відбувається на зовнішній границі циліндричної поверхні елементарного об'єму ґрунту навколо ґрунтових зондів, з урахуванням крайових умов.

Для однорідного твердого тіла з постійними фізичними параметрами, без внутрішніх джерел теплоти, а це характерно для нашого випадку, можна використати диференційне рівняння Фур'є для визначення розподілу температур в будь-якій точці ґрунтового масиву в циліндричних координатах при усталеному процесі [14]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right], \qquad (2.1)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м^2/с.

Розподілення температур в ґрунті в початковий момент $t_0 = 0$ залежить від глибини z і початкові граничні умови:

$$T(r,z,t) = T_0(z). \qquad (2.2)$$

Для поверхні теплообміну елементарного об'єму ґрунту *1*, який обмежений циліндричною поверхнею *2* навколо ҐТ (рисунок 2.7) застосуємо такі позначення:

z_B, z_H – глибина верхнього та нижнього торців циліндру; r_{max} – зовнішній радіус циліндру; r_0 – внутрішній радіус циліндру на границі з ґрунтовим зондом.

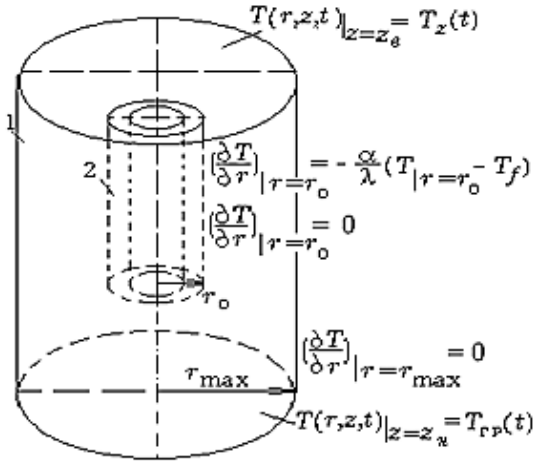


Рисунок 2.7 – Елементарний циліндричний масив ґрунту навколо ҐТ
1 – масив ґрунту навколо ґрунтового зонду; 2 – ґрунтовий зонд

Граничні умови, які відносяться до верхнього та нижнього торців циліндричного об'єму ґрунту, відповідають граничним умовам 1-ого роду. Якщо припустити, що нижній торець елементарного циліндру ґрунту на глибині $z = z_H$, по відношенню до поля температур всередині циліндру протягом певного часу є ізотермічною поверхнею, то ҐТ не здійснює на нього суттєвого впливу. Тоді гранична умова 1-ого роду при температурі $T_H(t)$ нижнього торця циліндру в початковий момент часу при $0 \le r \le r_{max}$:

$$\mathrm{T}(r,z,t) = \mathrm{T}_0(z). \qquad (2.3)$$

Припускаючи, що нижній торець елементарного циліндру на глибині $z = z_H$, по відношенню до розподілення температур всередині циліндру, протягом певного часу є ізотермічною поверхнею, то ҐТ на нього не здійснює суттєвого впливу:

$$T(r,z,t)|z = z_H = T_H(t). \qquad (2.3)$$

Припускаючи, що верхній торець циліндру навколо ҐТ при $z = z_B$ теж є ізотермічною поверхнею, то його температура дорівнює температурі довкілля, яка визначається виключно кліматичними умовами. Гранична умова 1-ого роду для температури на верхньому горизонтальному торці при $0 \le r \le r_{max}$:

$$T(r,z,t)\big|_{z=z_B} = T_z(t). \quad (2.4)$$

На поле температур внутрішньої бокової поверхні циліндру вздовж вертикальної осі, здійснює вплив ґрунтовий зонд, у якого зовнішня і внутрішня поверхні є коаксіальними і розташовані всередині циліндру.

Якщо вважати зовнішню поверхню ґрунтового зонду адіабатичною, то в довільний момент часу в кожній точці на поверхні ґрунтового зонду, яка розташована перпендикулярно його поверхні, густина теплового потоку і відповідно похідна температури дорівнюють нулю. Отже, гранична умова для температури бокової поверхні ґрунтового зонду відповідає 2-ій крайовій задачі, що є граничною умовою 2-ого роду при $z_B \le z \le z_H$:

$$\frac{\partial T}{\partial r}|r = r_{max}|. \quad (2.5)$$

Гранична умова для внутрішньої бокової поверхні елементарного ґрунтового циліндру на межі "теплоносій–ґрунт" залежить від наявності чи відсутності відбору теплоти від оточуючого циліндр масиву ґрунту.

У першому випадку (*наявність відбору теплоти*), тепловий потік від ґрунту з температурою $T\big|_{r=r_0}$ передається теплоносію, циркулюючому в зонді з температурою T_f.

З урахуванням закону збереження енергії тепловий потік, що підводиться до системи теплопровідністю, дорівнює тепловому потоку, що відводиться від системи шляхом конвекції [50, 51]. Для цього випадку теплообмін між поверхнею зонду та рідиною описується рівнянням Ньютона–Ріхмана, а для теплообміну на боковій межі ґрунтового циліндру, що йде теплопровідністю, справедливим є рівняння Фур'є [49, 50]. Гранична умова для внутрішньої бокової поверхні елементарного циліндру ґрунту на границі з зондом**,** в якому циркулює теплоносій, є граничною умовою 3-ого роду, яка враховує рівність теплових потоків на границі системи "теплоносій–ґрунт".

Гранична умову 3-ого роду *у* першому випадку при $z_B \le z \le z_H$:

$$\frac{\partial T}{\partial r}|r = r_0 = -\frac{\alpha}{\lambda}\left[T|r = r_0 - T_f\right], \quad (2.6)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м^2·К);

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

У другому випадку *(відсутність відбору теплоти),* циркуляція теплоносія в трубках зонду відсутня, отже, досягається теплова рівновага між зондом і ґрунтовим масивом, а внутрішня бокова поверхня елементарного циліндричного об'єму ґрунту на межі "теплоносій–ґрунт" є адіабатичною, бо потік теплоти не відводиться.

Гранична умова відповідає 2-ому роду при $z_B \le z \le z_H$:

$$\frac{\partial T}{\partial r}|_{r=r_0} = 0. \tag{2.7}$$

Навколо ґрунтового зонду процес теплообміну йде з максимальною інтенсивністю, а зі збільшенням відстані від зонду вздовж радіусу *r* ґрунтового циліндру навколо зонду інтенсивність теплообміну зменшується.

Представимо у логарифмічній формі елементарний крок *dx* вздовж радіусу елементарного циліндру ґрунту навколо зонду (при $r > r_0$), що співпадає з напрямком вздовж осі *x*:

$$x = ln\, r\,, \tag{2.8}$$

звідки:

$$dx = dr / r. \tag{2.9}$$

Якщо координату r_0 на внутрішній поверхні елементарного циліндру ґрунту замінити координатою x_0, а координату r_{max} на зовнішній поверхні позначити x_{max}, то з урахуванням рівняння (2.9) одержимо:

$$x_{max} - x_0 = \int_{r_0}^{r_{max}} (\frac{dr}{r}) = \ln\,(r_{max} - r_0)\,. \tag{2.10}$$

Після перетворень диференційного рівняння (2.1), з урахуванням рівнянь (2.7) і (2.10), одержимо диференційне рівняння для нестаціонарної теплопровідності в масиві ґрунті при $x_0 \le x \le x_{max}$ у модифікованій формі:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] = \frac{a}{r^2}\left[r^2\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + r\frac{\partial T}{\partial r}\right] + a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] =$$

$$= \frac{a}{r^2}\left[\frac{\partial^2 T}{\frac{\partial r^2}{r^2}} + \frac{\partial T}{\frac{\partial r}{r}}\right] + a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] =$$

$$= \frac{a}{r^2}\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial x}\right] + a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right] = \frac{a}{r^2}\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\right] + a\left[\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]. \tag{2.11}$$

Модифікована форма диференційного рівняння нестаціонарної теплопровідності (2.11) дозволяє визначити зміну поля температур в елементарному циліндрі ґрунту навколо вертикального ґрунтового зонду при довготривалій експлуатації ҐТНС. Природно, що при логарифмічній формі представлення радіуса *r*, гранична умова 2-ого роду, за формулою (2.5) зміниться, але граничні умови за формулами (2.2 – 2.4) не зміняться. Гранична умова другого роду (2.5), з урахуванням формули (2.9), на зовнішній вертикальній боковій поверхні циліндру ґрунту навколо ґрунтового зонду для глибини, яка змінюється у межах $z_B \le z \le z_H$ набуває вигляду:

$$\frac{1}{r_{max}}\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_{max}} = \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_{max}} = 0 \qquad (2.12)$$

Аналогічно, гранична умова 3-ого роду, з урахуванням формули (2.6), на вертикальній внутрішній боковій поверхні циліндру ґрунту на межі “ґрунт-теплоносій” при $z_B \le z \le z_H$ набуває вигляду:

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_0} = -\frac{\alpha \cdot r_0}{\lambda}\left[T\Big|_{x=x_0} - T_f\right]. \qquad (2.13)$$

Гранична умова, з урахуванням формули (2.7), при $z_B \le z \le z_H$ буде:

$$\frac{1}{r_0}\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_0} = \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=x_0} = 0 \ . \qquad (2.14)$$

Оскільки задачу нестаціонарної теплопровідності аналітичними методами вирішити складно, скористуємось методами чисельного моделювання (Додаток Б), з використанням методу сітки (кінцевих різниць) [50, 51]. При використані методу кінцевих різниць елементарний циліндр ґрунту навколо зонду представляється як сітка з комірками розмірами Δx, Δy, Δz.

Апроксимація частинних похідних в диференційному рівнянні теплопровідності (2.11) та граничних умов, згідно рівнянь (2.2 – 2.4), виконана за методом сітки для її вузлів за формулами (2.12 –2.14), де координати представлені в логарифмічному вигляді. За результатами чисельного моделювання теплових процесів за методом кінцевих різниць отримано рівняння (Б.18) в Додатку Б, яке можна використовувати для чисельного моделювання потужності теплового

потоку $Q_{f,L}$, який сприймається робочим тілом, що циркулює в ґрунтовому зонді у момент часу t:

$$Q_{f,L}|_{\,t=t_i} = w_m \cdot c_p \cdot \left(T_{f,ВХ}|_{\,t=t_i} - T_{f,ВИХ}|_{\,t=t_i}\right), \qquad (2.15)$$

де $w_m = u \cdot \rho \cdot F_0$ – масова витрата теплоносія;

u, ρ, c_p – швидкість, густина, теплоємність, відповідно;

F_0 – площа поперечного перерізу ґрунтового зонду, м^2;

$T_{f,ВХ}$, $T_{f,ВИХ}$ –температура робочого тіла на вході та виході ґрунтового зонду, К.

Потужність теплового потоку, з урахуванням координат вузлів сітки m_1 і m_2, які, відповідно, є координатами верхнього торця ґрунтового зонду (на вході) довжиною L і нижнього торця ґрунтового зонду (на виході):

$$Q_{f,L} = w_m \cdot c_p \cdot [T_f(m_2) - T_f(m_1)], \qquad (2.16)$$

де $T_f(m_1)$, $T_f(m_2)$ –температури теплоносія ґрунтового зонду в вузлах сітки m_1 і m_2 :

$$T_f(m_2) = T_{f,вих}\ ;\ T_f(m_1) = T_{f,вх} \qquad (2.17)$$

Рівняння теплового потоку по довжині L ґрунтового зонду:

$$\sum_j Q_{ГР}(j) = Q_{f,L}, \qquad (2.18)$$

Для n-ого числа ґрунтових зондів:

$$Q_{f,n} = n \cdot Q_{f,L}\ . \qquad (2.19)$$

Тепловий потік $Q_{f,n}$, що відводиться від ґрунту, надходить до випарника ҐТН.

Згідно схемно-конструктивних особливостей ґрунтового контуру вертикальні ґрунтові трубки (рисунок 2.6, а) сполучаються з горизонтальними, які заглибленими на 1 м, звідки теплоносій з ґрунтового контуру надходить у випарник ҐТН. При належній якості теплоізоляції ҐТ температура $T_{f,0}$ на вході у випарник дорівнює температурі $T_{f,ВИХ}$ на виході з ґрунтового контуру:

$$T_{f,0} = T_{f,ВИХ}\ . \qquad (2.20)$$

В результаті процесу теплообміну між теплоносієм ҐТ та робочим тілом циклу ҐТН, температура теплоносія ҐТ знижується до рівня $T_{f,1}$, що дорівнює його температурі на вході в ґрунтовий зонд $T_{f,ВХ'}$, у наступний момент часу t':

$$T_{f,1} = T_{f,ВХ'}\ . \qquad (2.21)$$

Таким чином, запропонований інструментарій моделювання процесів теплообміну в елементах ҐТНС дозволяє визначати потужність теплового потоку, що відводиться від ґрунту протягом довготривалого терміну функціонування ҐТНС, з урахуванням схемно-конструктивних особливостей ґрунтового контуру при зміні кліматичних умов. За результатами чисельного моделювання можна аналізувати зміни поля температур у ґрунті навколо ҐЗ, передбачаючи негативні наслідки промерзання масиву ґрунту. Крім того, вказаний інструментарій чисельного моделювання температури теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника є базою для виконання подальшого аналізу результатів чисельного моделювання теплових процесів в елементах ґрунтового теплового насосу для визначення оптимальних енергетичних параметрів ҐТНС і режимів роботи системи на засадах енергозбереження.

2.4. Математичне моделювання теплових процесів в ґрунтових зондах теплонасосної системи з попередженням явища термічної релаксації ґрунту при довготривалому функціонуванні системи

Аналіз літературних джерел [30–48] показує, що використання енергії ґрунту, яка є безмежним акумулятором низькопотенційної енергії для альтернативних систем теплонасосного опалення і ГВП, є перспективним енергозберігаючим напрямком. Але технічний потенціал енергії ґрунту має бути використаний таким чином, щоб враховувати не тільки енергетичні, а й екологічні технологічні аспекти, а саме, недопущення промерзанню ґрунтового масиву і запобігання шкоди вегетації рослин, відповідно [8 –21].

Теплофізичні властивості ґрунту відрізняються для різних регіонів: вологість, температура та хімічний склад ґрунту, а отже, і його теплопровідність можуть суттєво відрізнятися (Додаток В). Слід зауважити, що навіть близько розташовані ґрунтові зонди можуть мати різні показники ефективності при відборі теплоти, а нераціональні режими роботи ҐТНС можуть призвести до негативних наслідків – термічної релаксації (промерзання) масиву ґрунту навколо ҐТ.

Інтенсивність теплового потоку, що відводиться від ґрунту $Q_{гр}$ робочою рідиною, яка циркулює у трубці ҐТ, що має зовнішній діаметр $d_0 = 2 \cdot r_0$, змінюється вздовж довжини ґрунтової трубки $L = z_H - z_K$ (рисунок 2.6) і для довільного моменту часу $t = t_i$ може бути визначена за формулою [15]:

$$Q_{ГР,L}\big|_{t=t_i} = \int_{Z_H}^{Z_K} 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot \alpha \cdot \left[T_{\Theta,Z}(z) - T_f(z)\right] \cdot dz, \qquad (2.21)$$

де z_H, z_K – заглиблення нижнього та верхнього торців ҐТ, відповідно, м;

α – коефіцієнт тепловіддачі від ґрунту до теплоносія ҐТ, Вт/(м^2·К);

$T_{\Theta,z}$ – температура ґрунту на границі з ҐТ, що залежить від заглиблення ҐТ, К;

T_f – температура робочої рідини ҐТ, що залежить від заглиблення ҐТ, К.

При малому діаметрі ґрунтових зондів та їх відносно великій довжині можна вважати, що температура теплоносія T_f є функцією довжини L ҐЗ та часу t.

Потік теплоти, що підводиться до робочого тіла випарника теплового насосу від ҐЗ, кількість яких дорівнює n, згідно запропонованого нами інструментарію моделювання, можна визначити за рівнянням теплового балансу [15]:

$$Q_{TH}\big|_{t=t_i} = w_m \cdot c_p \cdot n \cdot \left(T_{f,0}\big|_{t=t_i} - T_{f,1}\big|_{t=t_i}\right), \qquad (2.22)$$

де $T_{f,0}$ – початкова температура теплоносія ҐТ на вході в випарник ҐТН, К;

$T_{f,1}$ – кінцева температура теплоносія ҐТ на виході з випарника ҐТН, К.

За результатами запропонованого нами інструментарію моделювання можна виконувати аналіз теплових процесів, які відбуваються в масиві ґрунту при довготривалій експлуатації зондів ҐТНС, що, головним чином, необхідно для визначення зміни поля температур шару ґрунту навколо ҐТ в процесі альтернативного теплозабезпечення споживачів. При цьому, небажані явища термічної релаксації ґрунту мають бути усунені при довготривалому (безупинному) відборі теплоти від ґрунтового масиву.

Аналіз змін, які можуть відбуватись при довготривалому тепловідводі зондами ґрунтової енергії, за результатами виконаного нами чисельного моделювання, яке виконано за програмою на об’єктно-орієнтованій мові (Додаток Г), спрямований на визначення термінів припиненні відбору теплоти ґрунтовими

зондами для відновлення поля температур у ґрунті навколо ҐТ, якщо це потрібно для недопущення термічної релаксації масиву ґрунту.

2.5. Аналіз результатів чисельного моделювання теплових процесів в ґрунтових зондах теплонасосної системи з попередженням явища термічної релаксації масиву ґрунту при довготривалому функціонуванні системи

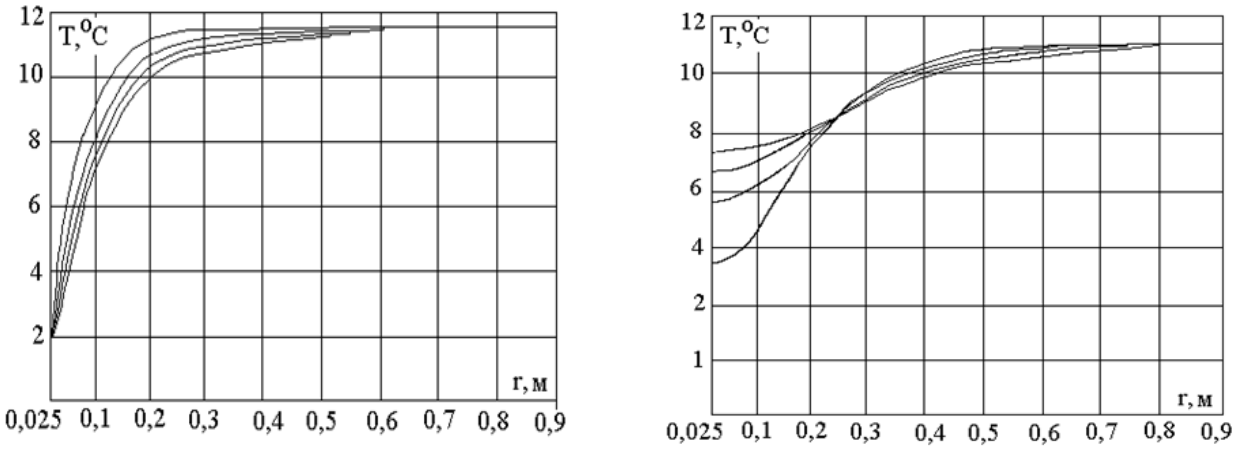
Процес відводу тепла від ґрунту відрізняється інтенсивним характером передачі тепла в шарах ґрунту, що найбільш близькі до поверхні ґрунтових трубок, де відбувається найбільш помітне зниження температури. В більшій відстані від ҐТ теплообмінні процеси в ґрунті відбуваються менш інтенсивно. Характер зміни поля температур в ґрунті протягом експлуатації та після виведення ґрунтової системи з роботи визначався за запропонованою нами методикою моделювання теплових процесів в ҐТНС за програмою на об'єктно-орієнтованій мові (Додаток Ґ) [15].

Результати чисельного моделювання зміни поля температур навколо одного зонду, які виконані з часовим інтервалом 12 годин, представлені на рисунку 2.8, а, для умов *безупинного* функціонування ҐТНС протягом двох діб (48 годин).

Аналіз графіків (рисунок 2.8, а) чітко показує які процеси відбуваються при відводі теплоти ґрунтовим зондом, а саме: спостерігається інтенсивне зниження температури в шарах ґрунту, які максимально наближені до ҐТ (на відстані 0,1 м). На більшій відстані (> 0,5 м) вплив процесів нестаціонарного теплообміну на поле температур в масиві ґрунту стає менш помітним, а при подальшому збільшенні відстані від зонду (> 0,6 м), зниження температури практично вже не спостерігається.

Результати чисельного моделювання зміни поля температур з часовим інтервалом 12 годин, представлені на рисунку 2.8, б, для умов *припинення* функціонування ҐТНС протягом двох діб (48 годин), що дозволило виявити характер процесу відновлення поля температур в ґрунті навколо ҐТ. Аналіз графіків (рисунок 2.8, б) явно показує, що відбувається при виведені ґрунтової системи з роботи. Коли немає теплообміну з ґрунтом протягом 48 год., температура

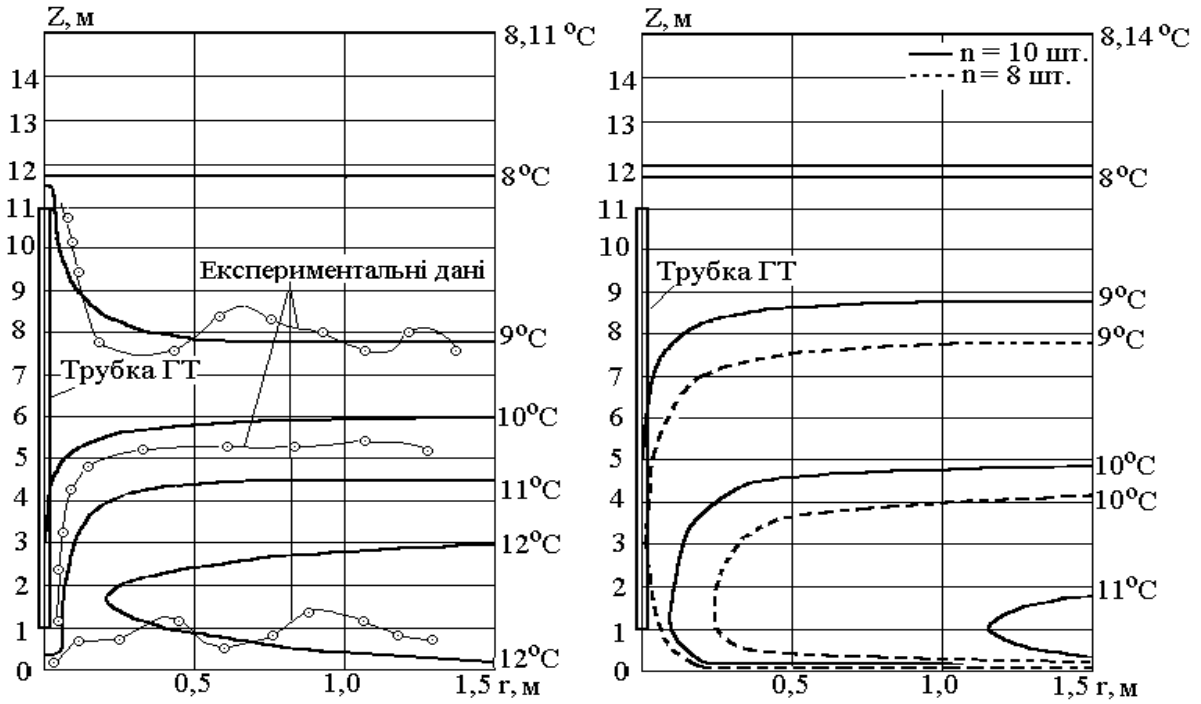
в шарах ґрунту, що оточують ҐТ поступово відновлюється. Так, в перші 12 годин процес нестаціонарного теплообміну при відновленні температур в ґрунті йде більш інтенсивно (нижня крива на рисунку 2.8, б), але з часом криві розподілення температур в ґрунті навколо ґрунтового зонду зближуються. А далі поступово відбувається асимптотичне наближення температури ґрунту до його початкового природного стану, що свідчить про те, що вже через 48 годин система здатна природним шляхом повністю термічно відновитись і вийти зі стану термічної релаксації масиву ґрунту. Це пояснюється природною здатністю ґрунту до акумулювання енергії.



а б

Рисунок 2.8 – Нестаціонарне поле температур в ґрунті навколо ҐТ:
а – при роботі системи; б – після виведення системи з роботи

На рисунку 2.9 представлені результати чисельного моделювання поля температур по глибині ґрунту навколо ҐЗ довжиною 11 м, перед введенням ґрунтової системи в роботу. В експлуатаційних умовах, коли починається відбір теплоти від ґрунту, характер ізоліній температури змінюється (рисунок 2.9, б), а інтенсивність зміни температур, при незмінному кроці установки ґрунтових зондів, залежить від їх кількості. Результати моделювання (рис. 2.9, а) підтверджуються серією експериментів [53, 54] для U-подібних ҐЗ на початку роботи ҐТНС з середньодобовою тепловою потужністю 2,6 кВт, звідки видно, що кількість ҐТ суттєво впливає на рівень термічної релаксації масиву ґрунту.



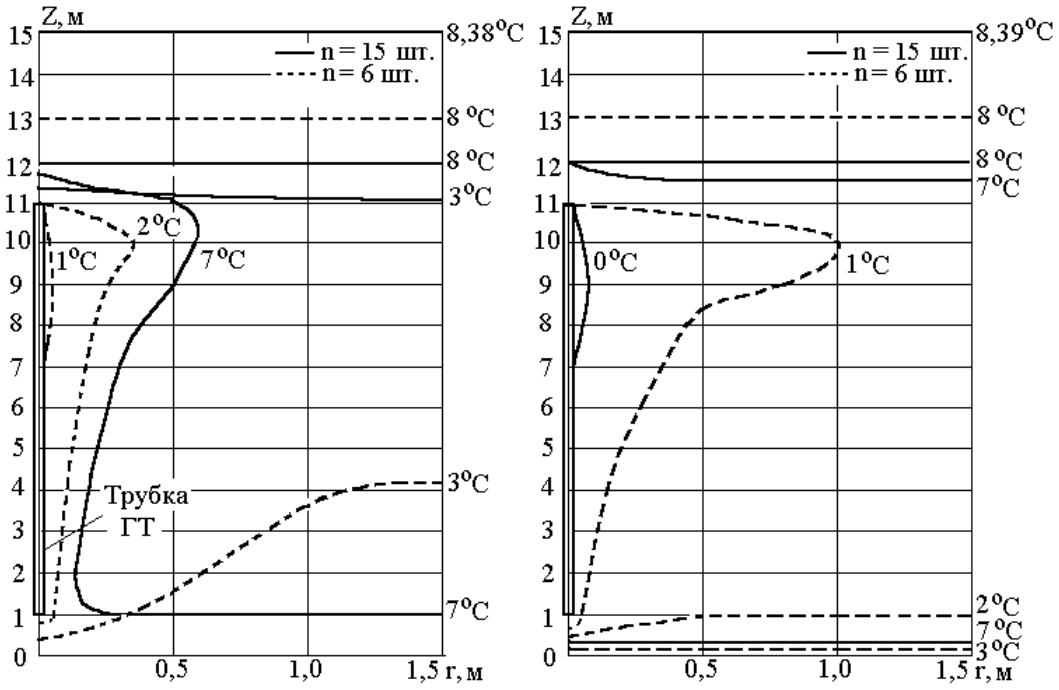
а *б*

Рисунок 2.9 – Нестаціонарне поле температур в ґрунті при n ҐЗ:
а – перед початком опалювального сезону; *б* – через місяць від початку роботи

Ізолінії поля температур в ґрунті в останній день опалювального сезону (рисунок 2.10) показують, що для ґрунтового контуру ҐТНС з 15 ҐЗ, між сусідніми шарами ґрунту навколо ҐТ, виникає надмірний градієнт температури (>6 ^{0}C) , що є підставою для призупинення функціонування системи, щонайменше на 48 годин, для цілей відновлення фонової температури ґрунтового масиву.

За результатами чисельного моделювання теплових процесів в ҐТНС, з використанням розробленої програми на об'єктно-орієнтованій мові (Додаток Г) встановлено умови, які призводять до промерзання ґрунту навколо зондів:

– при довготривалі експлуатації ҐТНС з однією вертикальною ҐТ довжиною 10 м вже в перший місяць сезону опалення може виникнути промерзання ґрунту, бо з часом температура рідини, що надходить від ҐЗ до випарника теплового насосу, має тенденцію до суттєвого зменшення при зростанні теплових потреб споживача. Отже, використовувати ҐТНС при кількості ҐТ *n=1* не рекомендується;



а б

Рисунок 2.10 – Нестаціонарне поле температур в ґрунті в останній місяць опалювального сезону для різного числа ґрунтових зондів
а – початок останнього місяця сезону опалення;
б – останнього місяця сезону опалення

– початкова температура теплоносія ґрунтового контуру з рівнем температури в інтервалі 1…6 ^{0}C не впливає на розподілення температур в ґрунті протягом часу;

– у випадку надмірної температури теплоносія в ҐТ відбувається інтенсивне зниження її температурного рівня внаслідок теплообміну з ґрунтом. В цьому разі ґрунтова трубка відіграє роль підігрівача ґрунту.

– у випадку занадто низькій температурі теплоносія в ҐТ відбувається інтенсивне підвищення температури рідини в ҐТ, що пояснюється інтенсивним підводам теплоти від масиву ґрунту до зонду.

Оскільки теплоносій ҐТ передає теплоту, яка надходить від ґрунту до робочого тіла, що циркулює крізь випарник ҐТН, то при довготривалій роботі системи температура теплоносія ґрунтового контуру зменшується, бо знижується тепловий потенціал ґрунту і здатність надійного теплозабезпечення споживачів.

На рисунку 2.11 представлені результати чисельного моделювання, з використанням об'єктно-орієнтованої програми (Додаток Г) для визначення середньомісячних температур теплоносія ҐТ протягом опалювального сезону, аналіз яких для числа n ґрунтових трубок, виявив, що n суттєво впливає не тільки на температурний рівень $\overline{T}_f$ теплоносія ґрунтового контуру ТН, а й на характер розподілення температур в ґрунтовому масиву навколо зондів. Аналіз результатів чисельного моделювання (рисунок 2.12), показує, що графіки зміни COP при кількості ҐТ $n > 6$ мають лінійній характер, за виключенням випадку $n = 1$, який використовувати недоцільно через можливість швидкої релаксації температури ґрунту навколо ҐТ. При більшій кількості зондів ($n > 15$), графіки зміни COP наближуються асимптотично до деякого середнього значення COP, тобто подальше збільшення кількості ҐТ для збільшення COP є недоцільним.

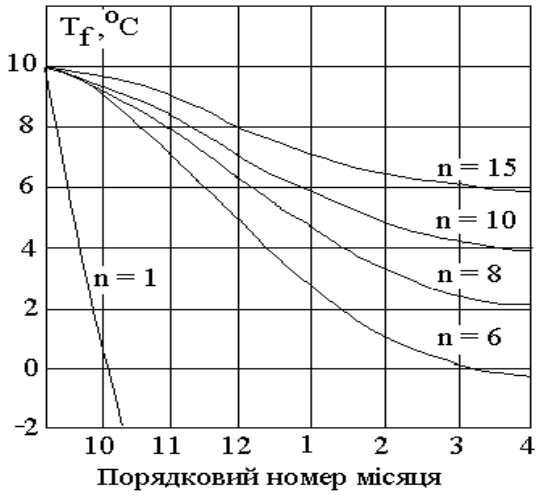


Рисунок 2.11 – Динаміка зміни середньомісячної температури ҐТ

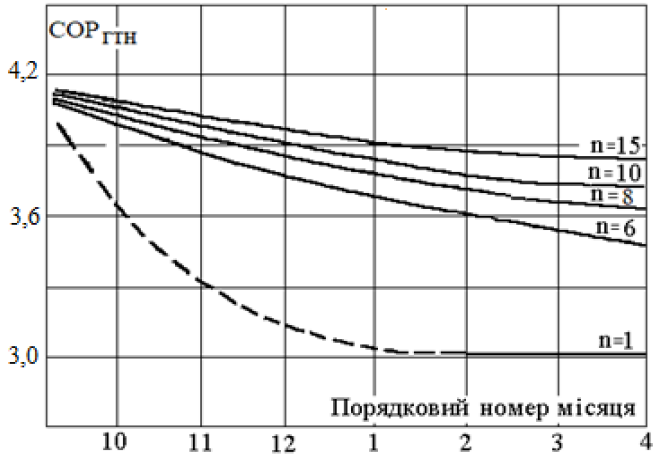


Рисунок 2.12 – Залежність COP від кількості ґрунтових зондів протягом місяців опалювального сезону

Для розрахунку середньої температури $\overline{T}_f$ теплоносія, що циркулює в вертикальних ґрунтових трубках, наприкінці опалювального періоду можна використовувати графічну залежність (рисунок 2.13), якщо число ґрунтових трубок знаходиться в інтервалі $5 \le n \le 15$

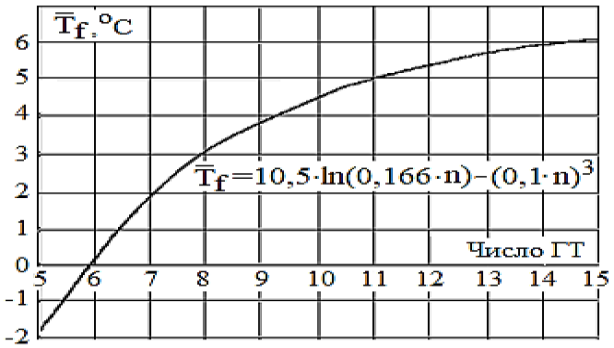


Рисунок 2.13 – Середня температура теплоносія ґрунтового контуру в функції числа ҐЗ в останній місяць сезону опалення

Енергетичною характеристикою ефективності роботи ҐТН є коефіцієнт трансформації енергії $COP = Q_1/L$.

Робота стиску в компресорі дорівнює різниці між кількістю теплоти, що відводиться на високому температурному рівні Q_1 (тобто в конденсаторі ҐТН), та кількістю теплоти, що підводиться на низькому температурному рівні Q_2 (тобто в випарнику ҐТН): $L = Q_1 – Q_2$.

СОР можна визначити за рівнянням [15] при незворотному циклі ҐТН:

$$COP_{ГТН} = \eta_к \cdot \varepsilon_к = \eta_к \cdot T_К/(T_К – T_{ВИП}), \quad (2.23)$$

де $\eta_к$ – ККД еквівалентного циклу Карно;

$\varepsilon_к$ – коефіцієнт перетворення енергії еквівалентного циклу Карно;

$T_К$ – температура в конденсаторі ҐТН, К.

$T_{ВИП}$ – температура в випарнику ҐТН, К.

З використанням середньої температури $\overline{T}_f$, яка є температурою низькопотенційної джерела енергії для ҐТН $_г$, при певній температурі високотемпературного джерела енергії для теплового насосу $\overline{T_в}$, знаючи температурний напір в конденсаторі $\Delta\vartheta_К$, в випарнику $\Delta\vartheta_{ВИП}$ та ККД еквівалентного циклу Карно $\eta_К$ можна визначити СОР.

Для теплового розрахунку конденсатора ҐТН необхідно мати дані щодо середньої різниці температур в конденсаторі $\Delta\vartheta_К = T_К – T_В^{ср}$, де $T_В^{ср} = (T_{В0}+T_{В1})/2$ –

середня температура теплоносія контуру споживача (гарячого температурного рівня), К; $T_к$ – температура робочого тіла в конденсаторі ҐТН.

Аналогічно, для теплового розрахунку випарника ҐТН необхідно мати дані щодо середньої різниці температур у випарнику $\Delta\vartheta_{ВИП}$, яка дорівнює різниці температур між $T_f^{ср}$ – середньою температурою рідинного теплоносія, що поступає в випарник ҐТН з ґрунтового контуру:

$$\Delta\vartheta_{ВИП} = T_f^{ср} - T_{ВИП}, \qquad (2.24)$$

де $T_f^{ср} = (T_{f,0}+T_{f,1})/2$ – середня температура теплоносія в процесі підводу теплоти від ҐТН до випарника ҐТН (холодного температурного рівня), К; $T_{ВИП}$ –температура робочого тіла випарника.

$T_f^{ср} = (T_{f,0}+T_{f,1})/2$ – середня температура рідинного теплоносія в процесі підводу теплоти від нетрадиційних джерел енергії до робочого тіла випарника ҐТН, тобто середня температура "холодного" теплоносія нижнього температурного рівня, К.

Якщо показник ефективності роботи теплового насосу в загальному вигляді представити як функцію середнього перепаду температур в конденсаторі $\Delta\vartheta_К$ та у випарнику $\Delta\vartheta_{ВИП}$, то з урахуванням рівняння (2.23) коефіцієнт трансформації ҐТН можна представити як функцію середнього перепаду температур в конденсаторі і випарнику і середньої температури теплоносія в ҐТ:

$$\varepsilon_{гтн} = \eta_к \cdot (\Delta\vartheta_К + T_в^{от})/(\Delta\vartheta_К + T_в^{от} + \Delta\vartheta_{ВИП} - T_f^{ср}) \ , \qquad (2.25)$$

де $T_в^{от}$–середня температура рідини в контурі об'єкта теплопостачання, К.

$T_f^{ср}$ – середня температура робочої рідини контуру ґрунтових теплообмінників, що є джерелом тепла для випарника ҐТН, К.

Аналіз результатів чисельного моделювання (рисунок 2.13) показує, що є гранично допустиме число ґрунтових зондів становить n = 6, при якому функціонування ГТН відбувається без термічної релаксації ґрунту. При використанні меншої кількості ґрунтових зондів, може виникнути ситуація зі зменшенням температури масиву ґрунту навколо ГЗ до 0 °С, тобто можлива термічна релаксація масиву ґрунту. Кількість теплоти, що надходить до випарника

ГТН від ґрунтових зондів, залежить від низки фізичних, технологічних, гідравлічних та режимних чинників:

–товщина шару ґрунту, де здійснюється відбір теплоти;

–теплопровідності ґрунту;

–гідравлічного режиму циркуляції теплоносія в ґрунтовому контурі;

–теплофізичних параметрів теплоносія ґрунтового контуру;

–числа ґрунтових зондів;

–розподілення температури в масиві ґрунту навколо і вздовж ҐЗ;

–особливостей перебігу процесів нестаціонарного теплообміну протягом часу, що впливають на тепловий потенціал ґрунту, від чого, в свою чергу, залежить температура на виході ҐЗ.

Для моделювання процесів в ҐТН використана програма CoolPack 1.46 [55], на основі якої (рисунок 2.14), розраховано цикл теплового насоса, визначені теплофізичні параметри робочого тіла та коефіцієнт трансформації (рисунок 2.15). Параметри процесів в характерних точках циклу ҐТН містяться в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри в характерних точках циклу ҐТН

Точка діаграмі	Позначення ентальпії	Ентальпія, кДж/кг	Позначення Ентропії	Ентропія, кДж/кг
A	h_A	1480	S_A	5,5993
B	h_B	1720	S_B	5,6314
C	h_C	480	S_C	1,928
C`	$h_{C`}$	480	$S_{C`}$	2,023

Коефіцієнт трансформації циклу ҐТН [56]:

$$COP = COP' \cdot \eta_i \cdot \eta_к, \tag{2.26}$$

де $COP' = (h_B – h_C)/(h_B – h_A)$ – коефіцієнт трансформації циклу без урахування роботи компресора й ізоентропійного ККД; $(h_B – h_C)$ – різниця ентальпій у точках B і C (рисунок 2.14), віднесена до різниці ентальпій $(h_B – h_A)$ в точках B і A; $\eta_i = 0,9$ – ізоентропійний ККД; $\eta_к = 0,92$ – ККД компресора.

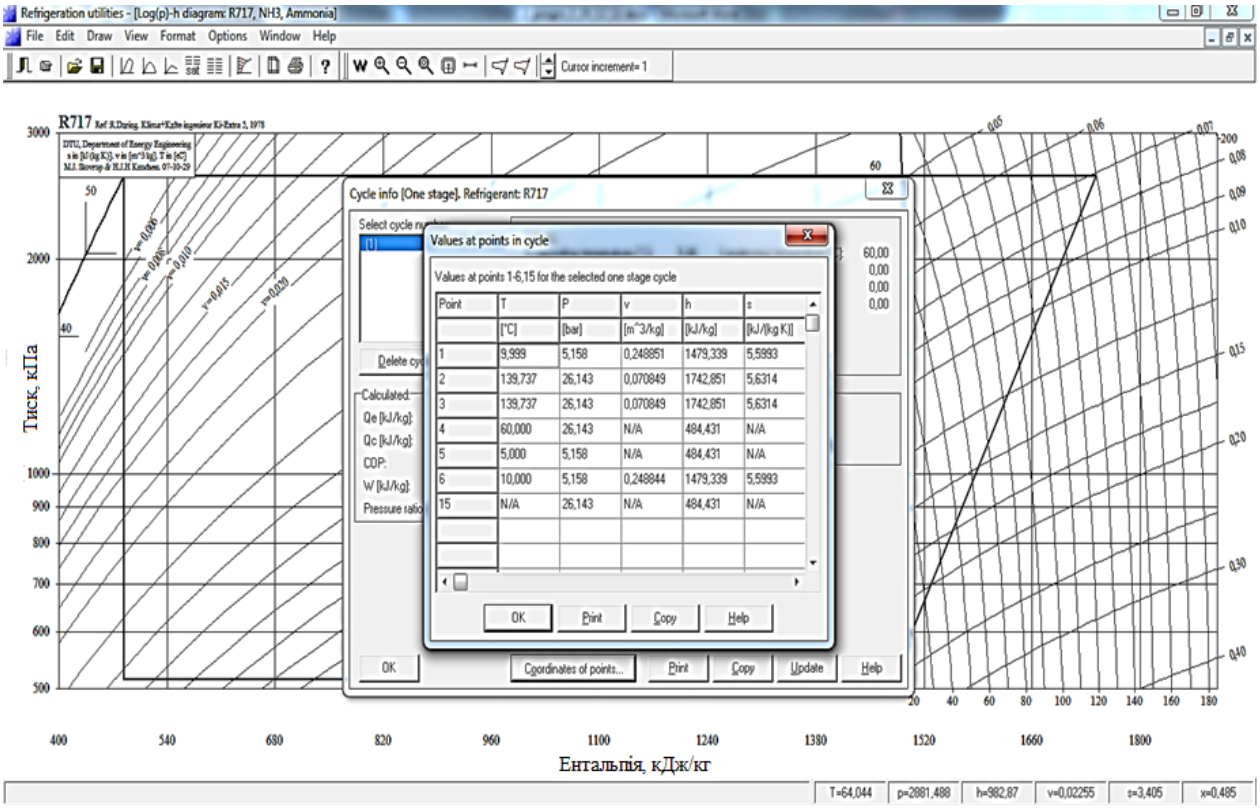


Рисунок 2.14 – Інтерфейс програми CoolPack 1.46 з параметрами в характерних точках циклу ТН з ґрунтовими зондами

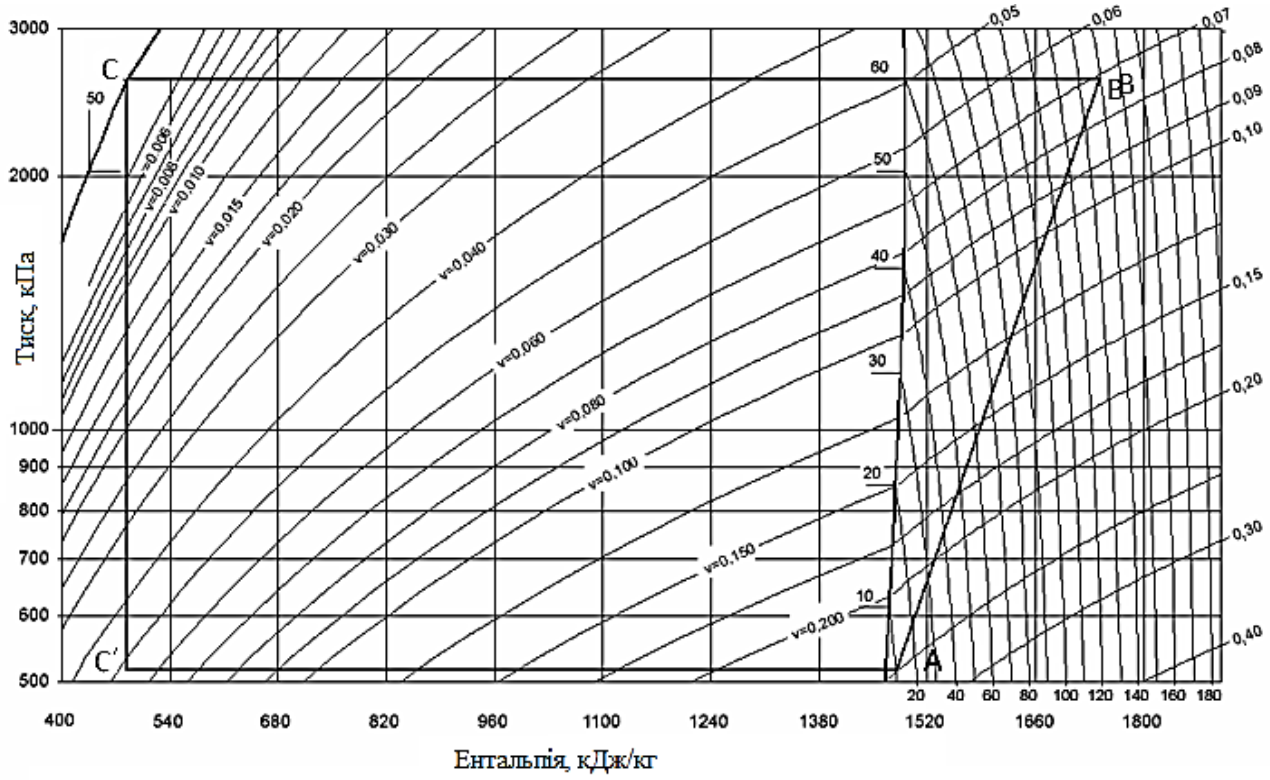


Рисунок 2.15 – Цикл теплового насоса з ГТН

Для циклу ГТН (рисунок 2.15), з урахуванням формули (2.25) одержимо:

$$COP' = (1720 - 480)/(1720 - 1480) = 5,2;$$

$$COP = 5,2 \cdot 0,9 \cdot 0,92 = 4,3.$$

Отримане значення *COP* свідчить про високу ефективність циклу ГТН.

2.6. Методика чисельного моделювання ефективності ґрунтових зондів, які відводять теплоту від ґрунту та аналіз результатів моделювання

Коефіцієнт теплопередачі в процесі відводу теплоти від ґрунтового масиву [51, 52, 57]:

$$k = 1/(1/\alpha_{р.т.} + \delta_{с.т.}/\lambda_{с.т.} + \delta_{гр}/\lambda_{гр}),\ Вт/(м^2 \cdot К), \qquad (2.7)$$

де $\alpha_{р.т.}$ – коефіцієнт тепловіддачі робочого тіла, Вт/(м^2·К);

$\delta_{ст}$, $\delta_{гр}$ – розрахункова товщина зовнішньої стінки ґрунтового зонду і розрахункова товщина шару ґрунту, від якого здійснюється відведення теплоти, м;

$\lambda_{ст}$, $\lambda_{гр}$ – відповідно розрахункові величини коефіцієнтів теплопровідності матеріалу стінки ґрунтово зонду та ґрунту, Вт/(м·К).

Для розрахунку процесу теплообміну в ґрунтових зондах скористаємося критеріальним рівнянням для вимушеної конвекції в каналах ГТ [51, 52, 57].

$$Nu = 1,86 \cdot (n_f/n_w)^{0,14} \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_г/L)^{0,33}, \qquad (2.28)$$

де *Nu* – число Нуссельта; $d_г$ – гідравлічний діаметр зонду, м;

n_f, n_w – динамічна в’язкість при середній температурі робочої рідини ґрунтового зонду та температурі стінки ГТ, кг/(м·с), відповідно.

За фізичними параметрами і середньою температурою теплоносія ГТ T_f можна визначити останній член критеріального рівняння (2.28) за співвідношенням [57]:

$$Re \cdot Pr \cdot d_г/L \geq 13\ . \qquad (2.29)$$

де $Re = \dfrac{u \cdot F_0}{v}$ – число Рейнольдса, $Pr = \dfrac{v}{a}$ – число Прандля.

Для малої витрати робочого тіла, що циркулює в ґрунтовому контурі, при $Re \cdot Pr \cdot d_г/L \geq 4,5$, справедливим є критеріальне рівняння:

$$Nu = 0,5 \cdot Re \cdot Pr \cdot d_г/L. \qquad (2.30)$$

Коли останній член критеріального рівняння (2.26) відповідає умові $4,5 \le Re \cdot Pr \cdot d_г/L < 13$, справедливим є критеріальне рівняння:

$$Nu = 1,62 \cdot Re \cdot Pr \cdot (d_г/L)^{0,33}. \quad (2.31)$$

Площа міжтрубного каналу дорівнює:

$$F_0 = (d^2_{зовн} - d^2_{вн}) \cdot \pi / 4, \text{ м}^2, \quad (2.32)$$

де $d_{зов}$, $d_{вн}$ – діаметри зовнішньої і внутрішньої трубок, м.

Масова витрата теплоносія в міжтрубному каналі:

$$W = u \cdot \rho \cdot F_0, \text{ кг/с}, \quad (2.33)$$

де u – швидкість робочого тіла, м/с; ρ – густина потоку, м^3/кг;

F_0 – площа міжтрубного каналу, м^2.

Гідравлічний діаметр ґрунтового зонду:

$$d_г = \sqrt{\frac{F_0 \cdot 4}{\pi}}, \text{ м}. \quad (2.34)$$

Площа поверхні зовнішньої стінки ґрунтового зонду, яка сприймає теплоту від навколишнього шару ґрунту:

$$F = d_{зов} \cdot \pi \cdot l, \text{ м}^2, \quad (2.35)$$

де l – крок між ґрунтовими зондами, м.

Кінематична в’язкість теплоносія, що циркулює в контурі ГТ:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2.36)$$

де μ – динамічна в’язкість теплоносія, кг/(м·с).

Температуропровідність:

$$a = \frac{\lambda_р}{C_р \cdot \rho}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2.37)$$

де $\lambda_р$ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К);

$C_р$ – ізобарна питома теплоємність, кДж/(кг·К).

Вхідні дані для чисельного моделювання теплових процесів при відводі теплоти від ґрунту в процесі роботи ҐТНС, характеристики об’єкту теплопостачання (ОТ), які прийняті для моделювання наведено в Додатку Д.

Чисельне моделювання ефективності ґрунтового зонду виконаний за програмою, з використанням можливостей об’єктно-орієнтованої програми Visual Basic, в діалоговому вікні якої представлені результати наближених розрахунків мінімальної теплоспроможності ҐТНС, для покриття потреб об’єкта теплопостачання за наведеною вище методикою без урахування градієнту температури в ґрунті вздовж і навколо ҐЗ, тобто без впливу інтенсивності тепловідводу за довжиною зонду протягом часу наведено в діалоговому вікні на рисунку 2.16.

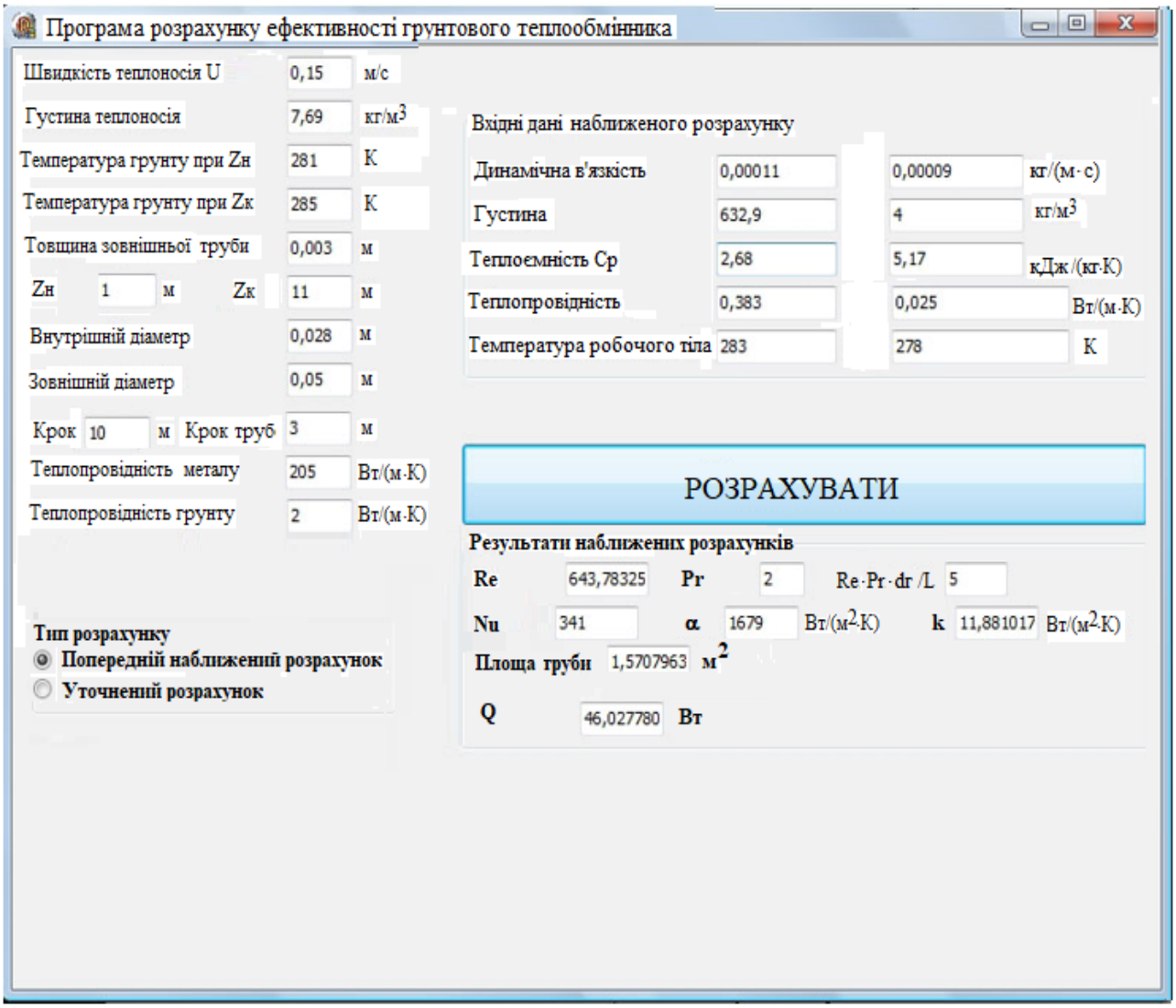


Рисунок 2.16 – Діалогове вікно з вхідними параметрами та результатами наближеного розрахунку теплоспроможності ҐЗ

Оскільки поле температур в шарах ґрунту є нерівномірним за глибиною, що підтверджується експериментальними даними, які наведено на рисунку 2.9, то найбільш інтенсивні зміни в розподіленні температурі ґрунту спостерігаються на глибині 4…8 м, а при заглиблені ґрунтового зонду більше, ніж на 8 м температура ґрунту практично не змінюється.

Подальше чисельне моделювання спрямовано на уточнення попередніх результатів щодо усередненої теплоспроможності ґрунтових зондів за глибиною, з урахуванням чинника інтенсивності на кожному вертикальному рівні заглиблення ҐТ в масиві ґрунту. Це дозволило одержати більш точні результати розрахунків ефективності ґрунтового контуру в діалоговому вікні (рисунок 2.17).

Для одержання уточнених результатів відрізок між точками С`…А циклу ҐТН (рисунок 2.15) поділений на 7 частин, сформовано 8 розрахункових точок, для яких визначались відповідні параметри. Для кожного відрізку характеристики осереднювались. Щодо ґрунтового зонду, то його довжина була поділена на 10 відрізків. Для кожного з відрізків ҐЗ виконано розрахунок теплоспроможності Q в заданий момент часу t. При цьому, осереднювались такі теплофізичні характеристики теплоносія як: динамічна в’язкість, густина, коефіцієнт теплопровідності робочого тіла і його теплоємність.

За результатами чисельного моделювання теплового потоку Q_i від всіх i-их відрізків ҐЗ довжиною L, кумулятивний тепловий потік $\sum Qi$, який надійшов від усіх розрахункових ділянок ҐЗ дорівнює $\sum Qi \approx 90$ Вт. Результати чисельного моделювання, які отримані при уточненому розрахунку теплоспроможності ҐЗ наведено в діалоговому вікні на рисунку 2.17.

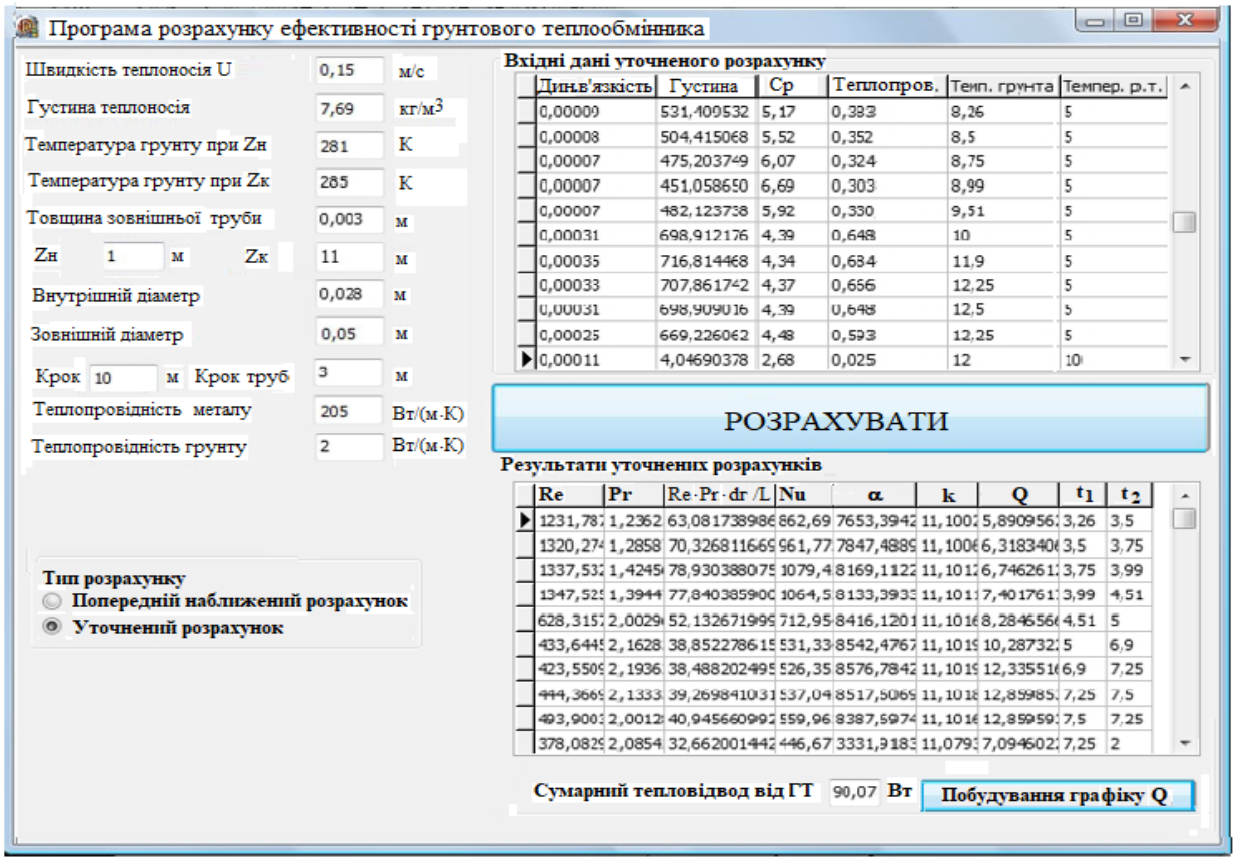


Рисунок 2.17 – Діалогове вікно з вхідними параметрами та результатами наближеного розрахунку теплоспроможності ґрунтового зонду з урахуванням впливу інтенсивності тепловідводу за довжиною ҐТ протягом часу

Для порівняння, кумулятивний тепловий потік, що надійшов від ґрунту, за наближеним розрахунком (без урахуванням чинника інтенсивності тепловідводу за висотою ҐЗ) становить $\sum Q$ = 46 Вт (рисунок 2.16). Тобто розрахункова теплопродуктивність без урахування поля температур ґрунту по висоті ҐЗ знайдена з похибкою в 1,3 разів. Таким чином, з урахуванням того, що поле температур має різний градієнт не тільки навколо ҐЗ, а й за його довжиною L [15] і безупинно зменшуючись протягом сезону опалення, то в об'єктно-орієнтованій програмі (Додаток Г) для чисельного моделювання теплових процесів в ґрунтовому контурі ҐТНС передбачена можливість розрахунку кумулятивного теплового потоку, що надходить до ҐЗ протягом заданого періоду функціонування системи, що показано в діалоговому вікні на рисунку 2.19. Для опалення приміщень, наприклад, площею 40 м^2 необхідно 15 ҐЗ з зазначеними вище параметрами, тобто, на 1 м^2 приходиться

0,59 м^2 ҐЗ і за результатами уточненого розрахунку кількість теплоти, яка підведена до робочого тіла ҐТНС, становить Q = 90 Вт, що відповідає забезпечую потреби об’єкту теплопостачання без термічної релаксації ґрунту.

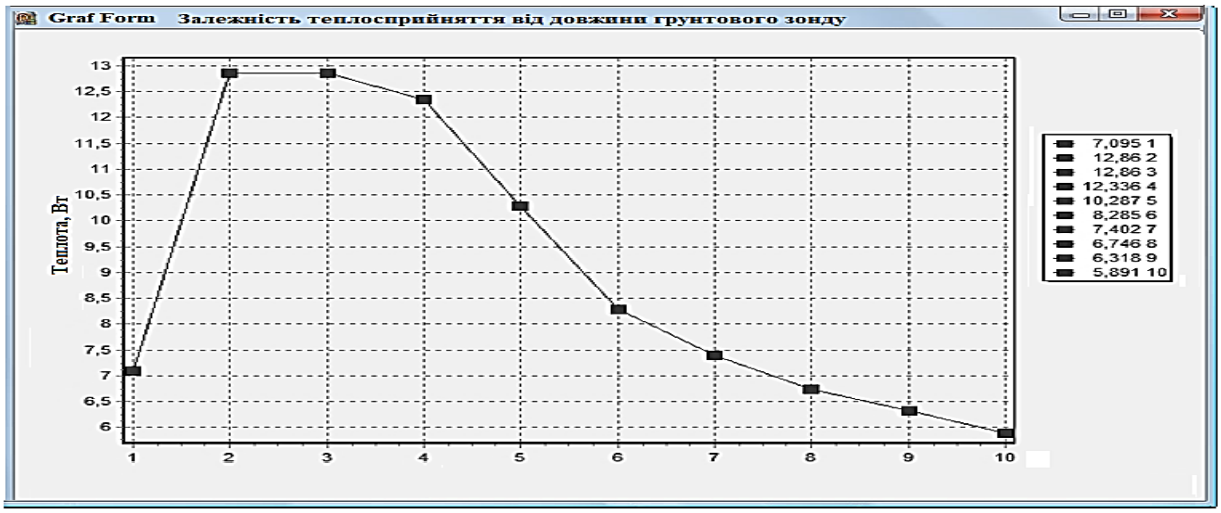


Рисунок 2.18 – Діалогове вікно з результатами розрахунку кількості теплоти, підведеної до ҐЗ в функції заглиблення

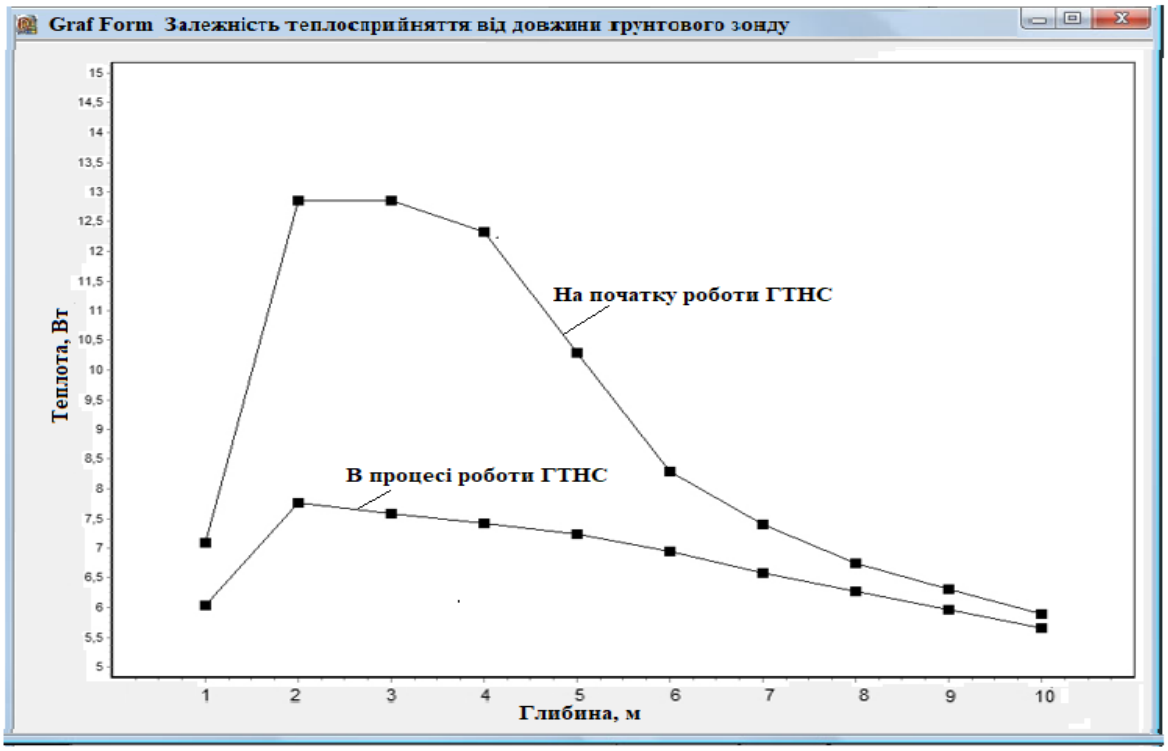


Рисунок 2.19 – Діалогове вікно програми з результатами чисельного моделювання кількості теплоти, підведеної до ҐЗ в функції заглиблення на початку роботи і в процесі роботи ҐТНС

2.7. Висновки до розділу 2

1. Інструментарій моделювання теплових процесів в ҐТНС, яка функціонує в довготривалому режимі протягом всього опалювального сезону має враховувати ефект можливого промерзання масиву ґрунту навколо ҐТ та містити рекомендації щодо попередження цього явища .

2. Запропонований нами інструментарій, який ґрунтується на математичному моделюванні теплових процесів в ґрунтовому контурі ҐТНС, дозволяє експлуатувати систему, не допускаючи погіршення термічного стану масиву ґрунту навколо ґрунтових зондів, з урахуванням їх кількості і довжини при довготривалій роботі системи.

3. Аналіз результатів чисельного моделювання теплових процесів в ґрунтовому контурі ҐТНС за запропонованим нами інструментарій попередження релаксації термічного стану масиву ґрунту свідчить про те, що обґрунтований нами підхід до моделювання теплових процесів в масиві ґрунту навколо і по довжині ҐЗ дозволяє вдвічі підвищити точність розрахунків. Виявлено, що неурахування інтенсивності тепловідводу від ґрунту за глибиною ҐЗ, призводить до похибки в в 1,3 разів при визначені кумулятивної теплоти.

4. Аналіз результатів уточнених розрахунків показує, що кількість теплоти, яка підводиться до робочого тіла випарника ТН, різко зменшується з 12,9 Вт (на відрізку перед випаровуванням) до 7,1 Вт (в зоні, де по міжтрубному каналу рухається пара), отже зменшення довжини зони ҐЗ з паровою фазою дозволить підвищити ефективність роботи ґрунтового зонду ҐТНС.

5. Зіставлення та аналіз результатів розрахунків ТНУ показує, що при роботі ТН з однією ҐТ, при температурі робочого тіла після компресора 60 °С і COP = 4,0 може забезпечити споживача тепловою потужністю ~207 Вт, а при температурі за компресором 90°С теплова спроможність зростає до 280 Вт. Це означає, що, наприклад, для опалення приміщень площею 40 м^2 засобами ҐТНС вистачає ҐЗ кількістю n=15, питома площа ҐЗ становить 0,6 м^2 на 1 м^2 приміщень.

6. Встановлено, що змінення градієнту температур після початку роботи ТН призводить до зменшення кількості теплоти, що відводиться від *i*-го рівня заглиблення ґрунтового зонду, що суттєвого зменшує (на 25%) кумулятивну кількість теплоти. Це пояснюється тим, що після початку роботи ҐТН з ҐЗ температурний градієнт в шарі ґрунту навколо ҐЗ змінюється, а саме, відбувається *зниження температурного напору* між *теплоносієм ґрунтового зонду* та шаром *ґрунту* навколо нього, що впливає на кількість теплоти, яка відводиться на *i*-ому рівні висоти ґрунтового зонду.

РОЗДІЛ 3
ІНСТРУМЕНТАРІЙ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМІ НА БАЗІ ҐРУНТОВИХ ВОД, З ПОПЕРЕДЖЕННЯМ ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ МАСИВУ ҐРУНТУ НАВКОЛО СВЕРДЛОВИНИ

3.1. Аналіз ресурсних можливостей свердловин з ґрунтовими водами при довгостроковому використанні теплонасосної системі на базі ґрунтових вод

Хоча широкомасштабне використання енергії ґрунтових вод гальмується низькою густиною теплового потоку в більшості регіонів світу і України, практична реалізація теплонасосних установок для вилучення теплоти зі свердловин є доцільною, бо допомагає вирішити проблему заміщення традиційних ПЕР в паливно-енергетичному балансі, що призводить до його оптимізації. Використання низькопотенційної енергії ґрунтових вод для ҐВТНС має перспективи завдяки стабільній температурі та складу речовин, отже, термодинамічні параметри цього ґрунтової води зостаються достатньо стабільними протягом всього періоду функціонування системи.

Слід зауважити, що досвід експлуатації існуючих свердловин з ґрунтовими водами (СҐВ) показує, що техніко-економічні показники теплонасосних систем з використанням ґрунтових вод (ҐВТНС) погіршуються протягом довготривалої експлуатації, а надійного інструментарію урахування вказаних змін немає [6, 7, 35, 58, 59, 60]. При цьому, слід зосередитись на створенні інструментарію математичного моделювання, який має враховувати енергетичні і екологічні чинники, задля попередження фазових змін в масиві ґрунту навколо СҐВ при довготривалій роботі ҐВТНС.

У зв'язку з цим запитом практики необхідно виконати дослідження, що спрямовані на вирішення проблеми прогнозування очікуваних змін енергетичної ефективності та ресурсних можливостей свердловин з ґрунтовою водою (СҐВ) при довгостроковому використанні ҐВТНС, які працюють у режимах опалення і

охолодження, з урахуванням циклічних змін режимів роботи на засадах енергозбереження [16, 17].

В цьому питанні глобальні вимогі до сталого енергозабезпечення та політичний імператив енергонезалежності України поєдналися, що підвищує значимість раціонального використання відновлюваних джерел енергії для задоволення зростаючих потреб в енергії. Вирішення проблеми удосконалення енергетичної спроможності теплонасосних систем з використанням ґрунтових вод для надійного забезпечення потреб споживачів відкриває шлях для сталого розвитку суспільства за умов постачання екологічно чистої альтернативної теплоти з високим рівнем енергоефективності.

Оскільки теплогенератори на основі викопного палива продовжують дотепер домінувати в галузі теплоенергетики, фактично забезпечуючи ОТ, відповідно до змін їх потреб, то, проблему підвищення енергоефективності можна вирішити тільки шляхом застосування інноваційних технологій генерації і споживання енергії з мінімізацією втрат енергії.

Закордонні дослідження [61, 62] вказують на необхідність вдосконалення інструментарію математичного моделювання, спрямованого на удосконалення ефективності роботи ГВТНС, що дозволяє отримати достовірне уявлення про наслідки тривалої роботи теплового насоса на базі ґрунтових вод без фазового переходу на вибої СҐВ, що може призвести до утворення льоду, що збільшить об'єм масиву ґрунту навколо СҐВ та руйнування ґрунтового контуру циркуляції, відповідно. Зона вибою свердловини – це зона СҐВ, яка знаходиться навпроти місця видобутку ґрунтових вод. Слід зауважити, що особливості впливу схемно-конструктивних рішень теплового контуру та режимних параметрів роботи ГВТНС на коефіцієнт заміщення викопного палива для цілей теплопостачання досі не з'ясовані [63, 64]. Виходячи з вищеописаної проблеми: незважаючи на необхідність застосування та численні дослідження в галузі теплової енергетики, широке впровадження теплонасосних систем з використанням ґрунтових вод (ГВТНС), з урахуванням кліматичних умов, гальмується недостатньою ефективністю існуючих рішень, що дозволяють запобігти промерзанню масиву ґрунту під час

тривалої експлуатації СҐВ при температурі зовнішнього повітря –8…26 °С, що характерно для України та Південно-Східної Європи [15, 16].

3.2. Математичне моделювання поля температур в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами

На відміну від існуючих моделей тепломасоомінних процесів у ґрунтовому масиві в зоні впливу СҐВ [65–69], включаючи нестаціонарну теплопровідність та перенесення теплоти фільтраційним потоком ґрунтових вод, інструментарій моделювання спрямований на визначення умов підвищення ефективності режимів функціонування теплонасосної системи на ґрунтових водах (ГВТНС), не тільки для теплопостачання, а й кондиціювання, з визначенням початкових і граничних умов для обраних режимів, які не призводять до переохолодження масиву ґрунту навколо свердловини з ґрунтовими водами.

Для математичного моделювання і подальшого чисельного моделювання моделі обрані наступні режими функціонування теплонасосної системи:

– *однопоточний режим*: або тільки теплопостачання, або тільки кондиціювання (Додаток Є.1, рисунок Є.1);

– *знакозмінний режим*: це сезонні зміни навантаження зі зміною напрямку теплового потоку при перемиканні теплового насоса з режиму теплопостачання на режим кондиціювання і навпаки (Додаток Є.1, рисунок Є.2).

Особливості використання свердловини з ґрунтовими водами (СҐВ), які необхідно враховувати у математичній моделі теплонасосоної системи на базі ґрунтових вод (ГВТНС) розглянуті в Додатку Є.

Математичне моделювання температурного поля масиву ґрунту при використанні низькопотенційної теплоти ґрунтової води спрямовано на розв’язання задачі нестаціонарної теплопровідності, для чого обрано циліндричну систему координат з урахуванням природної (фонової) теплоти масиву ґрунту (Додаток Ж, рисунок Ж.1) [14, 16].

Задачею моделювання для визначення поля температур в ґрунтовому масиві навколо СҐВ є з'ясування особливостей перебігу процесу нестаціонарного теплообміну, сформованого під впливом змінних сезонних циклів, які багатократно повторюються, при довгостроковому функціонуванні теплонасосної системи на ґрунтових водах (ҐВТНС) в режимах теплопостачання і кондиціонування, із сезонними реверсами потоку теплоти, відповідно [16]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial t}{\partial r}\right) + \frac{q_v}{c}, \qquad (3.1)$$

де t – температура ґрунту, ^{0}C;

τ – час, с;

a – коефіцієнт температуропровідності, м^2/с;

r – радіальна координата, м;

q_v – джерела і стоки теплоти, Вт/м^3;

c – теплоємність, Дж/(м^3·К).

3.3. Граничні умови, що використані при математичного моделювання поля температур в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами

Граничні температурні умови T_0 на вибої свердловини з ґрунтовою водою (СҐВ), тобто в нижній її частині, прийняті залежно від технологічних режимів функціонування ГВТНС.

Умови роботи без зміни напрямку теплового потоку:

– на межі зони впливу свердловини на ґрунтовий масив граничні умови 1-го роду з постійною фоновою температурою ґрунту $t(\infty, \tau) = t_{фон}$;

–граничні умови 2-го роду на поверхні колони СҐВ при працюючому тепловому насосі є функцією часу:

$$-\lambda\frac{\partial t(r_c,\tau)}{\partial r} = q_{\text{свердловини}} \qquad (3.2)$$

– при непрацюючому тепловому насосі:

$$\frac{\partial t(r_c,\tau)}{\partial r} = 0 \quad , \qquad (3.3)$$

де $q_{\text{свердловини}}$ – густина теплового потоку на поверхні колони СҐВ, яка визначається навантаженням системи теплопостачання і кондиціонування: ^{0}С;

– граничні умови 2-го роду на нижній утворюючій циліндру, де прийнято, що фоновий тепловий потік постійний:

$$-\lambda \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r} = q; \tag{3.4}$$

– на поверхні ґрунтового пласту граничні умови 3-го роду, які залежать від кліматичних умов і коефіцієнта тепловіддачі, з відносно малою похибкою, можуть бути представлені граничними умовами 1-го роду: $t\ (r, \tau) = t_{клімат}$. Припущення допустиме, бо коефіцієнт тепловіддачі на поверхні ґрунту відрізняється на порядок в більшу сторону, у зрівнянні з коефіцієнтом теплопередачі ґрунту до теплообмінної частини СҐВ.

Умови роботи системи теплопостачання і кондиціювання у знакозмінному режимі відрізняються реверсом теплового потоку:

$$-\lambda \frac{\partial t(r_c,\tau)}{\partial r} = \pm q \quad . \tag{3.5}$$

Для кількісної оцінки знакозмінних режимів роботи ГВТН можна використати коефіцієнт регенерації k_p, який визначається співвідношенням абсолютних значень відведеної і підведеної теплоти:

$$k_p = Q_{підвід} / Q_{відвід}, \tag{3.6}$$

де $Q_{підвід}$ – кількість підведеної теплоти в холодний період року, Вт/м^2;

$Q_{відвід}$ – кількість відведеної теплоти в теплий період року, Вт/м^2.

Діапазон зміни величини коефіцієнта регенерації становить $k_p = 0…1$.

Через різні кліматичні умови, схемно-конструктивні характеристики системи, при чисельному моделюванні реверсивних режимів її функціонування, величину коефіцієнта регенерації приймають за модулем.

Характеристики температурного поля, які залежать від режиму роботи ГВТНС наведено в роботах [14, 16]. Температурне поле ґрунту навколо свердловини за тривалої експлуатації залежить від режимів роботи. Коли ГВТНС працює при стаціонарному і реверсивному режимах, врахування цих змін у методиці числового

моделювання дозволяє досягти високої просторової та часової роздільної здатності, а також враховуючи технічні деталі системи, формувати температуру ґрунту навколо СҐВ з урахуванням кліматичних умов [13, 14].

3.4. Чисельне моделювання температурного поля в ґрунтовому масиві навколо свердловини з ґрунтовими водами

Шляхом чисельного моделювання виявлено, що протягом першого року експлуатації ҐВТНС відбувається зміна температури ґрунтового пласту. І, якщо перші три роки функціонування свердловини з ґрунтовими водами (СҐВ) характеризується незначною зміною температури, то при подальшій експлуатації СҐВ виникає більший градієнт температури в ґрунті навколо СҐВ, що суттєво відрізняється від природної (фонової) температури ґрунтового масиву [25, 26]. Безпосередні вимірювання у більшості випадків ускладнені через глибину ҐС [65 – 69]. Але ґрунтовий масив навколо СҐВ відрізняється суттєвою тепловою інерцію, що згладжує коливання температури протягом доби.

Ця особливість масиву ґрунту навколо СҐВ дозволяє при чисельному моделюванні замінити фактичну криву теплового навантаження на об’єкт дискретними ділянками з постійним середнім тепловим навантаженням протягом розрахункового періоду (рисунок Є.6, Додаток Є). У знакозмінних режимах роботи ҐВТНС (сезон на тепло, сезон на охолодження) початкові умови для першого та другого етапів ідентичні, з поправкою на напрямок теплового потоку [14, 16, 17]. Зміна початкових умов починаються з третього етапу, коли відбувається включення ҐВТНС у знакозмінний режим відносно першого етапу.

При зміні напрямку теплового потоку відбувається регенерація теплоти в ґрунтовому масиві навколо СҐВ. Якщо на першому етапі відбувається підведення теплоти, на другому етапі – відведення теплоти, а на третьому реверсному етапі знову відбувається підведення теплоти. Таким чином, третій етап – це включення теплового насосу в роботу після перерви, коли на температурне поле ґрунту

навколо СҐВ, після його охолодження ($\tau_1 < \tau < \tau_2$), накладається тепловий потік з протилежним знаком, який змінює поле температур.

Початкові граничні умови мають вигляд:

$$t = t_0\ (r,\ \tau_2), \tag{3.7}$$

де τ_2 – тривалість третього етапу, с,

t_0 – базова температура ґрунтового масиву, °С,

t – поточна температура ґрунтового масиву, °С.

Температура грантового масиву протягом другого етапу:

$$t_1 = t\ (r,\ \tau),\ ^0\text{C} \tag{3.8}$$

Температура ґрунтового масиву протягом третього реверсного етапу:

$$t_3 = t\ (r_0,\ \tau),\ ^0\text{C} \tag{3.9}$$

Граничні умови першого роду є тотожними.

Граничні умови другого роду при знакозмінних режимах роботи визначаються за формулою (3.4). Якщо теплоту ґрунтових вод q_E та тепловий потік крізь поверхню масиву ґрунту навколо СҐВ в довкілля вважати постійними, то граничні умови другого роду набувають вигляду:

$$-\lambda \frac{\partial \mathrm{t}}{\partial r}(\mathrm{r}, \tau) + q(\tau) + q_E = 0. \tag{3.10}$$

де q (τ) – тепловий потік крізь поверхню ґрунтового масив в довкілля, Вт/м^2.

Нестаціонарний режим роботи ҐВТН, який визначається кліматичними умовами і технологічних особливостями виробництва, призводить до зміни граничних умов. Особливості функціонування систем теплопостачання і кондиціонування при роботі теплового насосу зі знакозмінним напрямком теплового потоку наведено в Додатку Ж, рисунок Ж.1.

3.5. Аналіз результатів чисельного моделювання поля температур в ґрунтовому масиві при циклічному впливі знакозмінних теплових потоків з регенерацією теплоти

Чисельне моделювання, яке базується на дискретній формі представленні рівняння теплового балансу, граничних і початкових умов, з урахуванням різної

густини теплового потоку, виконано з використанням прикладного програмного пакету Matlab [70] і його результати наведені в Додатку З.

Результати чисельного моделювання поля температур у ґрунтовому масиві при функціонування ҐВТНС протягом першої половини року при знакозмінному напрямку теплового потоку містяться в Додатку З на рисунку З.1, що дозволило побудувати графік зміни температури ґрунтового масиву протягом половини року (рисунок 3.1).

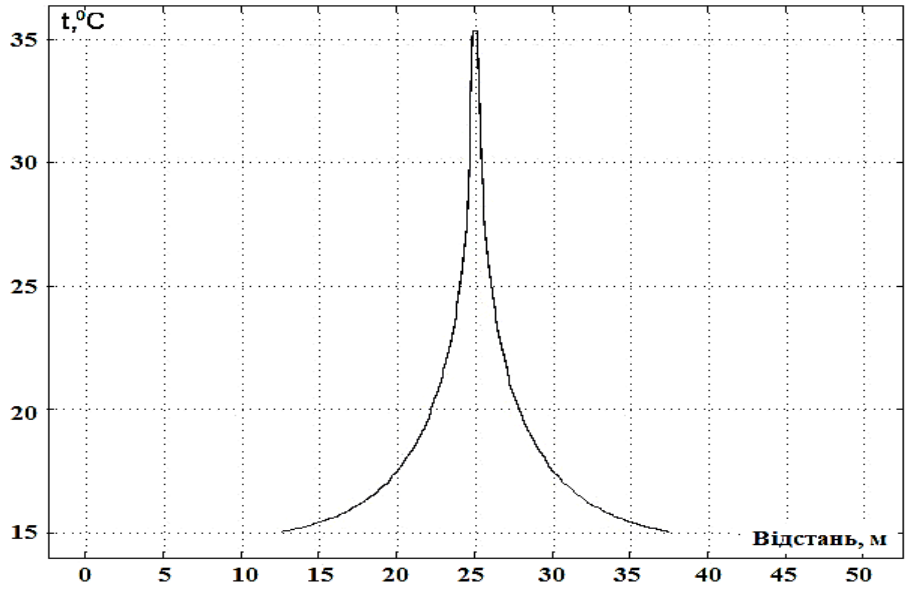


Рисунок 3.1 – Графік зміни температури в ґрунтовому масиві при позитивному навантаженні протягом перших 6 місяців роботи ҐВТНС

Графіки температурного поля протягом цілорічного періоду функціонування ҐВТНС при реверсних циклічних режимах теплового навантаження з регенерацією теплоти наведено в Додатку З.3 (рисунки З.1, З.2).

Чисельне моделювання виконано для діапазону зміни теплових навантажень від (+100) Вт/м^2 до (–25) Вт/м^2, при коефіцієнті регенерації k_p = 0,25.

На другому етапі чисельного моделювання поля температур у ґрунтовому масиві при функціонуванні теплонасосної установки на ґрунтових водах протягом року використовується інше за напрямом активне навантаження, для якого, за результатами чисельного моделювання, одержано температурне поле в ґрунтовому

масиві навколо СҐВ, яке міститься в Додатку З.4 (рисунок З.3) при знакозмінному тепловому навантажені.

Графік зміни температури ґрунтового масиву протягом цілорічного функціонування ҐВТНС наведено на рисунку 3.4, звідки видно, що дія теплового навантаження на ґрунтовий масив суттєво відрізняється від попереднього результату за півроку роботи системи, представленого на рисунку 3.3.

На підставі аналізу зміни поля температури ґрунтового масиву протягом цілорічного функціонування ҐВТНС (рисунок 3.2), можна зробити висновок, що вплив теплового навантаження має хвильовий характер. Зміна температури ґрунту відбувається у радіальному напрямку осі СҐВ і суттєво відрізняється за температурою, порівняно з першим етапом чисельного моделювання.

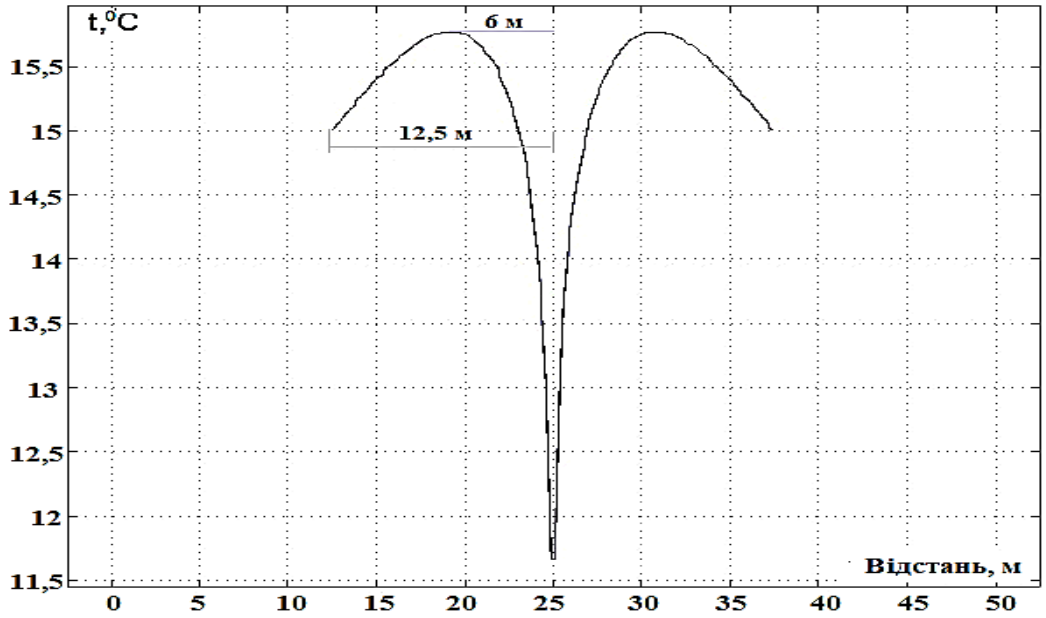


Рисунок 3.2 – Графік зміни температури в ґрунтовому масиві при знакозмінному тепловому навантаженні протягом року

На відстані 12,5 м від осі СҐВ помітні сліди теплового впливу від функціонування ҐВТНС в першому циклі у вигляді зон підвищеної температури, яка вище фонових значень температури ґрунтового масиву, а на відстані 6…7 м від осі СҐВ починається зниження температури ґрунту зі значно більшим градієнтом (рисунок 3.2).

З урахуванням послідовних циклів при знакозмінних теплових режимах при роботі ҐВТНС, характер зміни температурного поля такий: для режиму подачі теплоти у СҐВ при кондиціонуванні (k_p = 0,25), температура на вибої свердловини зростає на 1,5 °С, порівняно з режимом відводу теплоти від СҐВ при теплопостачанні. За результатами чисельного моделювання встановлено, що протягом двох років роботи ҐВТНС зміна температури ґрунтового масиву є незначною і становить в середньому ~ 0,2 °С, що знаходиться в межах похибки результатів розрахунку. Слід зауважити, що при використанні регенерації зміна температури за циклічним принципом досягається раніше, ніж без регенерації. Результати чисельного моделювання протягом трьох років функціонування ҐВТНС підтверджують, що через 2,5 роки, коли сезонні зміни входять у певний циклічний ритм, досягається квазістаціонарний стан,.

Зміна температурного поля при циклічному підведенні тепла в СҐВ 100 Вт/м^2 міститься в Додатку З.3, рисунки З.3, З.4, звідки видно, що температура ґрунтового масиву навколо СҐВ при однопотоковому режимі роботи ГВТНС з моменту його першого включення суттєво підвищується, і тільки на третьому році експлуатації стабілізується (Додаток З.3, рисунок З.3, а). У період простою теплового насосу (Додаток З.3, рисунок З.3, б) температура ґрунтового масиву майже повністю відновлюється, хоча на вибої свердловини відхилення від фонової температури ґрунту становить 2 ^{0}С.

Квазістаціонарний стан, який відповідає циклічному режиму теплообміну без подальшого зростання температур, відбувається протягом 2,5 років, а у період простою – протягом 3 років (Додаток З.3, рисунок З.4, а). Квазістаціонарний стан поля температур – є режимом роботи, коли поле температур змінюється дуже повільно в часу, і його можна вважати стаціонарним, шо спрощує чисельне моделювання, дозволяючи використовувати закони стаціонарного теплообміну, нехтуючи похідну температури протягом часу в рівняннях теплопровідності.

За наявності регенерації квазістаціонарний стан температурного поля ґрунтового масиву, який відповідає знакозмінному режиму при реверсі теплового навантаження, досягається через 1,5 роки (Додаток З.3, рисунок З.4, б). Аналіз

впливу коефіцієнта регенерації k_p (Додаток З.3, рисунок З.4, в). дозволяє зробити висновок про зміщення поля температур у бік зниження, на етапі завершення відведення теплоти, при зростанні k_p. Наприклад, при $k_p = 0{,}25$ температура на вибої свердловини T_0 становила +12 °С, при $k_p = 0{,}5$ ця температура становила +7 °С, а при $k_p = 1{,}0$ температура знизилася до −4 °С, при цьому, вплив попереднього циклу підведення теплоти у вигляді теплової хвилі не спостерігається, що свідчить про стабілізацію температурного поля відносно природної температури масиву ґрунту, а при $k_p = 1{,}0$ – про підвищення ефективності СҐВ у зрівнянні, навіть, з однократним включенням. Узагальнення результатів чисельного моделювання дозволяє зробити висновок, що робота ҐВТНС в знакозмінному режимі теплового навантаження є більш ефективною, ніж режим роботи з переривчастою подачею теплоти або відведенням теплоти без його реверсії. Зниження температурного напору теплового насоса визначається наближенням температури в СҐВ до фонового значення температури масиву ґрунту.

Результати впливу на температурне поле протягом першого року функціонування ҐВТНС з коефіцієнтом регенерації $k_p = 0{,}25…1{,}0$ для активних теплових навантажень в інтервалі від (+100) до (−100) Вт.

Характер зміни температури ґрунтового масиву при коефіцієнтах регенерації $k_p = 0…1$, при різних величинах теплового навантаження наведено на рисунку 3.3, звідки видно, що при відводі теплоти від СҐВ ґрунтовий масив навколо свердловини охолоджується, а при підводі теплоти до СҐВ – нагрівається, але послідовне реверсування теплового насоса призводить до появи теплових хвильових збурень, які викликають зміни температури ґрунту та впливають на техніко-економічні характеристики ҐВТНС. Аналіз результатів чисельного моделювання дозволили дійти до висновку про те, що щорічне зменшення температури ґрунтового масиву навколо свердловини поступово скорочуватиметься за умов використанні регенерації, що дозволить компенсувати зростаючі потреби у тепловому навантаження.

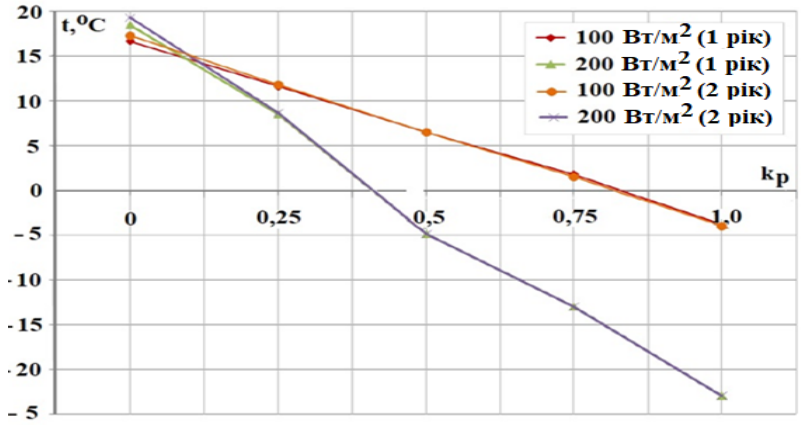


Рисунок 3.3 – Залежність температури ґрунтового масиву навколо СҐВ від коефіцієнта регенерації

Слід зауважити, що за умов експлуатації системи з регенерацією необхідно ввести ряд обмежень, до негативна температура на вибої свердловини T_0 може призвести до таких проблем: збільшення об'єму замерзлого ґрунту призводить до спучування масиву ґрунту, стиску трубопроводів і їх руйнуванню, що може зашкодити експлуатації свердловини.

На підставі отриманих результатів можна зробити висновок, що при роботі СҐВ зі знакозмінним напрямком теплового потоку (з регенерацією) знижуються довгострокові наслідки експлуатації, пов'язані з відхиленням температури ґрунтового масиву від його природної (фонової) величини.

3.6. Узагальнення одержаних результатів чисельного моделювання з використанням теорії подібності

Для практичного використання одержаних результатів чисельного моделювання необхідно використати теорію подібності, щоб сформувати узагальнююче критеріальне рівняння у безрозмірному вигляді, бо існуючі критеріальні співвідношення [71 –73] не повною мірою відображають явища, які досліджуються. В нашому випадку можна використати такі безрозмірні чинники: Q – активний тепловий потік та θ – безрозмірна температура, на базі яких можна, з використанням безрозмірної функції $f = [Fo, \Theta, Q]$, описати температурне поле

ґрунтового масиву навколо СҐВ. Поставлене задача передбачає визначення умов однозначності, для чого представимо критерії подібності у декілька модифікованому вигляді.

Критерій Фур'є:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{r_c^2} \tag{3.11}$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м ²/с;

τ – характерний час зміни зовнішніх умов;

r_c – характерний розмір, радіус свердловини, м.

Активний безрозмірний (відносний) тепловий потік:

$$Q = \frac{q_{\text{навантаження}}}{q_{\text{ґрунт}}} \tag{3.12}$$

де $q_{\text{навантаження}}$ – питоме теплове навантаження на одиницю площі колони СҐВ у певний експлуатаційний період ҐВТНС, що аналізується, Вт/м^2;

$q_{\text{ґрунт}}$– природний (фоновий) тепловий потік, Вт/м^2.

Безрозмірна (відносна) температура:

$$\Theta = \frac{t_{\text{остаточно}}^{\text{грунт}} - \bar{t}_{\text{нс}}}{t_{\text{фон}}^{\text{грунт}} - \bar{t}_{\text{нс}}} \tag{3.13}$$

де $t_{\text{остаточно}}^{\text{грунт}}$ – температура масиву ґрунту протягом періоду експлуатації ГВТНС, який аналізується, ^{0}С;

$\bar{t}_{\text{нс}}$ – середня температура навколишнього середовища протягом періоду експлуатації системи, ^{0}С;

$t_{\text{фон}}^{\text{грунт}}$ – природна (фонова) температури ґрунту, ^{0}С;

Складний характер взаємного впливу визначальних параметрів не дозволяє формалізувати однозначне рішення, у зв'язку з чим використовується традиційний підхід до критеріального рівняння, як степеневої залежності, отже , з урахуванням прийнятих безрозмірних чисел, базове критеріальне рівняння буде [16, 17] :

$$\theta = \sum c \cdot Fo^n \cdot Q^m \quad , \tag{3.14}$$

де: $Fo = \frac{a \cdot \tau}{r_c^2}$ – критерій Фур'є;

n, m – показники степені;

α – температуропровідність, м²/с;

τ – час, с;

r_c – радіус свердловини, м;

Q – активний безрозмірний тепловий потік;

c – коефіцієнт пропорційності.

Узагальнююче критеріальне рівняння (3.14) для режиму роботи зі зміною напрямку теплового потоку (з регенерацією) представлено у вигляді степеневого ряду. Якщо ҐВТН переходить у знакозмінний режим теплового потоку, то загальні закономірності процесу зберігаються.

При цьому, особливістю цього режиму функціонування ҐВТН є здатність реалізації ефекту регенерації теплоти за рахунок природної акумулюючої здатності ґрунту. Отже, зазначена особливість визначає можливість використання рівняння (3.14) як базового з поправкою $f(k_p)$ на коефіцієнт регенерації.

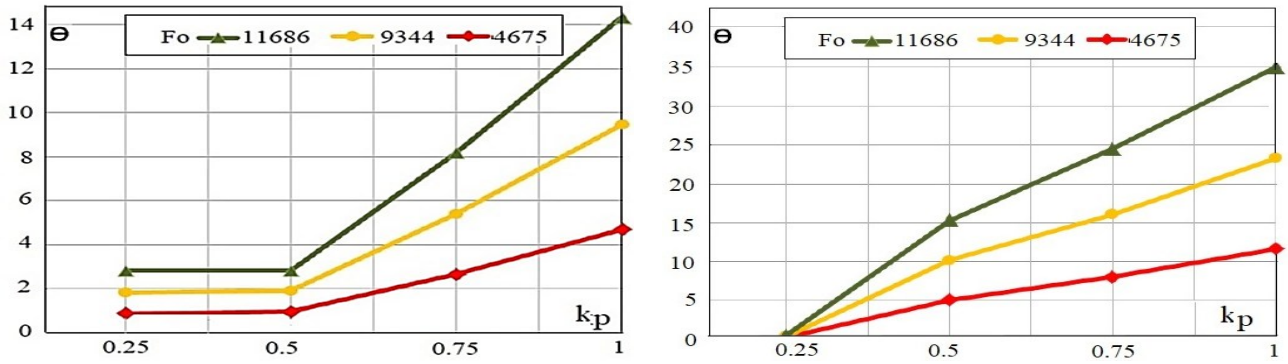
Тоді базове узагальнююче критеріальне рівняння буде мати вигляд:

$$\Theta = (k_1 \cdot Q \cdot Fo^2 + k_2 \cdot Fo \cdot Q + \cdots + k_1 \cdot Q) \cdot f(k_p)\ , \qquad (3.15)$$

де $k_1, k_2, \dots, k_n$ – коефіцієнти регресії, які визначаються методами статистичного аналізу для заданих діапазонів зміни різних безрозмірних величин; k_p– коефіцієнт регенерації теплоти в ґрунтовому масиві.

Чисельне моделювання виконано для діапазону числа Фур'є Fo = 4675 …11686, який взято за модулем, та для двох різних величин активних відносних потоків теплоти $Q_1 = \frac{q_{\text{навантаження}}}{q_{\text{грунт}}} = 2000$; *і* $Q_2 = \frac{q_{\text{навантаження}}}{q_{\text{грунт}}} = 4000$ за базовим критеріальним рівнянням (3.15).

Аналіз результатів чисельного моделювання, з використанням рівняння (3.15), виконано шляхом зіставлення одержаної безрозмірної температури Θ при різних величинах коефіцієнтів регенерації теплоти k_p з результатами функціонування теплового насоса без застосування регенерації теплоти. Графік залежності безрозмірної температури Θ від коефіцієнта регенерації теплоти k_p наведено на рисунку 3.4.



а б

Рисунок 3.4 – Зміна відносної температури Θ в функції коефіцієнта регенерації k_p при зміни числа *Fo* у діапазоні *4675…11686* для потоків теплоти*: а) $Q_1 = 2000$; б) $Q_2 = 4000$*

За результатами чисельного моделювання, наведено на графіках, які візуалізують вплив коефіцієнтів регенерації в інтервалі k_p=0,5…1,0 на безрозмірну температуру масиву ґрунту навколо СҐВ протягом року при зміні Q в інтервалі 200…– 100 і чисел Фур'є, взятих за модулем, в інтервалі 4675…11686 (Додаток З, рисунки З.7 – З.9) .

На рисунку З.7 показано вплив регенерації при k_p= 0,5 на температурне поле масиву ґрунту навколо СҐВ. Регенерація теплоти призводить до зростання безрозмірної температури, тобто, робота при черговому перемиканні «теплота – холод» та «холод – теплота» починається не з фонової температури ґрунтового масиву, а з більш сприятливої температури для ҐВТН. Отже, відбір теплоти зі СҐВ для теплопостачання починається з більш високої температури ґрунту навколо свердловини, ніж фонова. Як показали результати чисельного моделювання, тривалий час при реверсі теплоти ҐВТН працює *при меншому температурному напорі*.

В Додатку З на рисунку З.8 візуалізовано вплив регенерації при k_p = 0,75 та активних навантаженнях 75/0, 100/–75, 150/0, 200/–150. Дві верхні лінії – результати чисельного моделювання з регенерацією при активних навантаженнях 200/–150 та без регенерації при активному навантаженні 150/0. Перепад між безрозмірними температурами Θ становить ~ 5. Дві нижні лінії – результати

чисельного моделювання при використанні регенерації при 100/–75 і без регенерації 75/0 і різниця значень безрозмірної температури складає ~ 0,3.

В Додатку З на рисунку 3.9, представлені результати розрахунку при $k_р = 1$ та активних навантаженнях 75/0, 100/–100, 150/0, 200/–200. Верхня лінія 200/−200 (з регенерацією), а друга лінія знизу 150/0 (без регенерації), різниця між значеннями безрозмірної температури Θ складає ~ 8. Друга лінія зверху 100/-100 і нижня лінія 75/0, різниця між значеннями безрозмірної температури Θ складає ~2.

Результати розрахунку безрозмірної температури на вибої СҐВ представлено в функції визначальних впливових чинників у безрозмірному вигляді в Додатку, на рисунку З.10, звідки видно, що, в залежності від режиму роботи ҐВТН при довгостроковій експлуатації досягається різна температура ґрунтового масиву навколо СҐВ.

Рівняння регресії для Θ при знакозмінному потоці теплоти Q, з урахуванням числа Фур'є і коефіцієнта регенерації k_p має вигляд:

$$\Theta = -5 \cdot 10^{-9} \cdot Q \cdot Fo^2 + 2 \cdot 10^{-8} \cdot Fo \cdot Q + 3 \cdot 10^{-4} \cdot Q + 5{,}1(2 \cdot 10^{-4} \cdot k_p + 1{,}98), \quad (3.16)$$

Якщо експлуатувати ҐВТНС виключно в режимі відводу теплоти, то температура ґрунтового масиву навколо СҐВ буде зменшуватись і через декілька років функціонування буде менше природної (фонової) температури ґрунту.

Якщо ҐВТНС працює з чергуванням підводу і відводу теплоти, то температура ґрунтового масиву навколо СҐВ поступово наближається до природної (фонової) температури ґрунту, а при коефіцієнті регенерації k_p = 1 дорівнює фоновій температурі. Чисельне моделювання виконано за алгоритмом (Додаток *І,* рисунок *І.1*). Блок схема представлена в Додатку *І* на рисунку *І.2*.

В результаті обробки отриманих результатів у безрозмірному вигляді отримані наступні узагальнюючі критеріальні рівняння:

– однопоточний режим функціонування ҐВТНС:

$$\Theta = -5 \cdot 10^{-9} \cdot Q \cdot Fo^2 + 2 \cdot 10^{-8} \cdot Fo \cdot Q + 0{,}0003 \cdot Q + 5{,}1\ ; \quad (3.17)$$

–знакозмінний режим функціонування ҐВТНС:

$$\Theta = -5 \cdot 10^{-9} \cdot Q \cdot Fo^2 + 2 \cdot 10^{-8} \cdot Fo \cdot Q + 0{,}0003 \cdot Q + 5{,}1 \cdot (0{,}0002 \cdot k_p + 1{,}98)\ . \quad (3.18)$$

3.7. Обґрунтування доцільності практичної реалізації теплонасосної системи на ґрунтових водах

Доцільність практичної реалізації ҐВТНС має бути обґрунтована за результатами розрахунку техніко-економічних параметрів системи.

Алгоритм чисельного моделювання, представлений в Додатку І, на рисунку І.1 відноситься до безрозмірного знакозмінного активного теплового навантаження (рисунок І.2) при експлуатації ҐВТНС протягом року

Сформовано графіки даних для розрахунку кількості свердловин з урахуванням кліматичних умов та результатів досліджень з ґрунтів (рисунок 3.5).

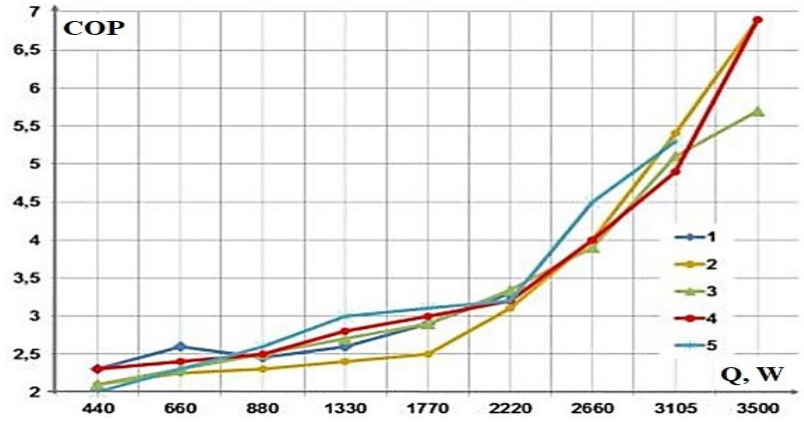


Рисунок 3.5 – Залежність кількості свердловин від теплоти

Визначення доцільності використання теплового насосу протягом часу можна відобразити у вигляді блок-схеми (Додаток І, рисунок І.3.).

3.8. Висновки до розділу 3

1. Виявлено, що зниження температурного напору зблизь вибійного шару ґрунту навколо СҐВ, які використовуються як низькопотенційне джерело енергії в ҐВТНС, обумовлено нестаціонарними тепловими навантаженнями при теплопостачанні і кондиціонуванні, залежно від кліматичних умов.

2. Температура ґрунтового пласта навколо СҐВ при однопотоковому режимі з першого включення теплового насоса підвищується, але на третьому році

експлуатації ця температура стабілізується. В період простою зниження температури компенсується фоновим тепловим потоком і досягає фонової температури, але збільшується загалом на 2…3 ^{0}С. З кожним наступним роком експлуатації температура збільшується і залишається постійною протягом усього періоду. Вихід на квазістаціонарний стан пояснюється тим, що СҐВ, є лише фактором збурення фонового температурного поля ґрунтового масиву навколо свердловини ҐВ. При підведенні тепловий потік віддає тепло свердловині, а після перерви ҐВТНС починає роботу з параметрами завершення попереднього етапу, тобто зі збільшеною температурою ґрунтового масиву, що позитивно впливає на ефективність роботи ҐВТНС. При знакозмінному режимі: при відводі теплоти грунт навколо СҐВ охолоджується, а при підведенні – нагрівається. Циклічне реверсування режиму роботи системи призводить до появи теплових хвиль, які спричиняють зміну температури в СҐВ і впливають на техніко-економічні показники. Результати дослідження дозволили дійти висновку про те, що щорічне падіння температури ґрунту поступово скорочуватиметься в процесі регенерації, який дозволяє компенсувати дефіцит теплоти. Позитивним чинником є те, що в режимі з регенерацією стабілізація поля температур настає швидше, ніж при однопотоковому режимі.

2. Отримано узагальнені результати моделювання процесів теплообміну теплоносія з масивом ґрунту навколо СҐВ в циклічних режимах теплопостачання і кондиціювання при довгострокової експлуатації ҐВТНС та запропоновані критеріальні рівняння для розрахунку температурних напорів, які враховують циклічність теплових навантажень відповідно кліматичним умовам.

3. Розроблено інструментарій систем теплопостачання та кондиціювання, що використовують низькопотенційне альтернативне джерело енергії із застосуванням СҐВ. Методика враховує довгострокову експлуатацію ҐВТНС у сезонному циклічному режимі роботи теплопостачання і кондиціювання з відповідною зміною температурних напорів, що визначають коефіцієнт трансформації теплоти ҐВТНС.

РОЗДІЛ 4
ІНСТРУМЕНТАРІЙ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ТЕПЛОНАСОСНІЙ УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ СКИДНИХ ВОД

4.1. Особливості роботи теплового насосу з використанням низькопотенційної теплоти скидних вод

Скидні води, як ґрунт і ґрунтові води, відрізняються стабільною температурою, яка мало залежна від погодних умов. Наприклад, сезонні коливання температури скидних вод ТЕС не перевищує 5 °С, а побутові скидні води протягом року мають температуру 15 °С.

Принципова схема теплонасосної системи з використанням скидних вод (СВТНС), що використовує низькопотенційну альтернативну енергію скидних вод, представлена на рисунку 4.1.

Після випаровування робочого тіла у випарнику 1 (це може бути звичайна труба, металева чи з пластику), встановленому в колекторі 2 мережі каналізації, пар, що утворився, потрапляє в компресор *3*, в якому тиск робочого тіла значно підвищується. Далі пар потрапляє до теплообмінника *4* СВТН. Тут проходить тепловідвід у вторинний контур циркуляції споживача, робочим тілом якого зазвичай є вода, з обов’язковим протіканням процесу конденсації пари первинного робочого тіла. Після цього конденсат первинного робочого тіла крізь дросельний клапан *5* повертається до випарника *1* СВТН. Вторинний контур циркуляції складається з насосу *6*, що забезпечує циркуляцію робочого тіла, резервного генератора теплоти *7* та системи приборів опалення *8*, де проходить відвід теплоти від робочого тіла. Резервне джерело енергії *7* потрібно встановлювати для випадків, коли основний генератор теплоти, яким в цій схемі є СВТН, не спроможний забезпечити необхідну потужність, що може статися при нерозрахункових параметрах скидних вод.

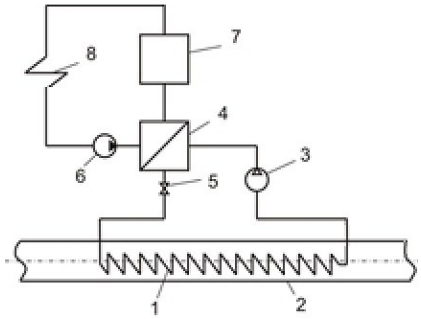


Рисунок 4.1 – Принципова схема СВТН: *1* – випарник;
2 – колектор СВ; 3 – компресор; 4 – конденсатор; 5 – дросельний пристрій;
6 – циркуляційний насос контуру споживача;
7 – дублер енергії; 8 – пристрій опалення

Для надійного довготривалого функціонування СВТН важливим є правильне визначення температури джерела теплової енергії. Температура скидної води промислового призначення, що відводиться в каналізаційний колектор, не повинна перевищувати 40 °С [58]. Якщо ця температура вище, то тільки після спеціальних заходів зі зменшення температури, її можна зливати її в каналізацію. Але існує велика кількість технологічних процесів, де температура скидних вод знаходиться у вказаних межах. Так, циркуляційна вода, що підводиться до конденсатору ТЕС та АЕС, нагрівається до 30…35 °С, та скидається в природні або штучні водойми. Температура конденсації водяної пари $t_к = 90$ ° С, то коефіцієнт трансформації *COP* становить (рисунок 4.2), де h_i – ентальпії в *i*–тих точка циклу, кДж/(кг·К).

$$COP' = (h_B - h_C)/(h_B - h_A) = (1810 - 646)/(1810 - 1494) = 3{,}68,$$

З урахуванням $\eta_к = 0{,}92$ – ККД компресора:

$$COP = COP' \cdot \eta_к = 3{,}68 \cdot 0{,}92 = 3{,}39.$$

Якщо температура СВ для циклу СВТН з використанням побутових СВ (рисунок 4.3), де робочим тілом є аміак, як у попередньому випадку, де температура конденсації водяної пари дорівнює $t_к = 90$ °С, а температура випаровування у випарнику ТН менше $t_{вип} = 5$ °С, то:

$$COP = (h_B - h_C)/(h_B - h_A) \cdot \eta_к = (1902 - 646)/(1902 - 1480) \cdot 0{,}92 = 2{,}74.$$

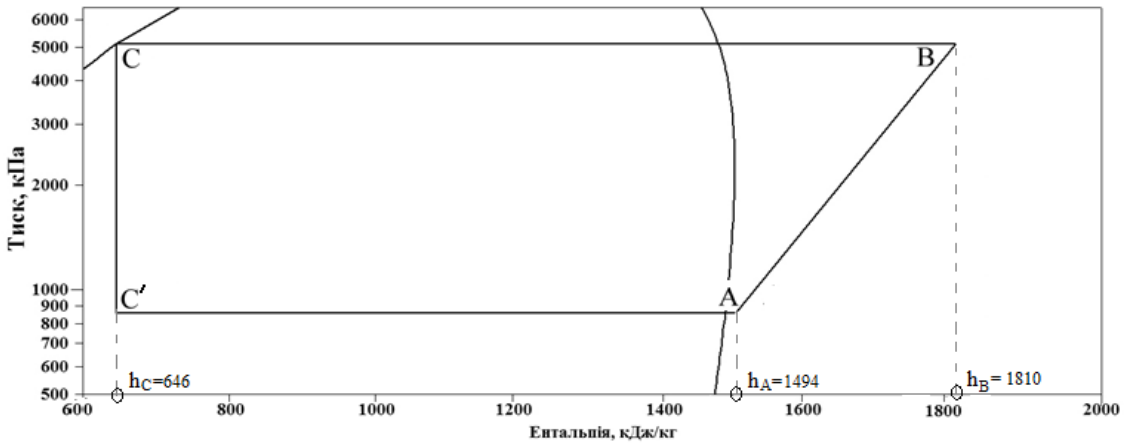


Рисунок 4.2 – Цикл СВТН на основі скидних вод ТЕС

A – перед компресором (h_A=1494 кДж/кг); *B* – після з компресору (h_B=1810 кДж/кг); *C* – після конденсації ХА (h_c=646 кДж/кг)

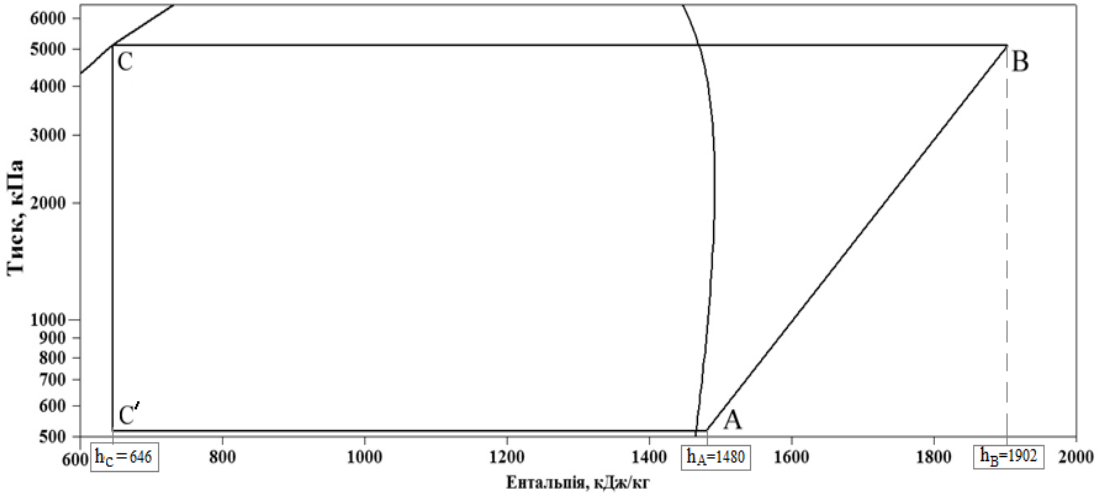


Рисунок 4.3 – Цикл ТН на основі теплоти побутових скидних вод

A – перед компресором (h_A=1480 кДж/кг); *B* – після з компресору (h_B=1902 кДж/кг); *C* – після конденсації ХА (h_c=646 кДж/кг)

Аналіз циклів СВТН, наведених на рисунках 4.2 і 4.3, показує, що, більшу ефективність має цикл СВТН на базі теплоти СВ ТЕС (COP = 3,4), що в 1,25 разів більше ефективності СВТН на базі побутових скидних вод. Це обумовлено меншим технічним потенціалом побутових скидних вод, температура яких нижче за промислові СВ, отже, в цьому випадку, компресор виконує більшу роботу, що досягти 90 °С в конденсаторі СВТН.

Слід зауважити, що в обох циклах СВТН (рисунки 4.2 – 4.3), *після лінії насичення* відбувається додатковий перегрів пари на ~5 °С, що забезпечує повне випаровування ХА, щоб попередити потрапляння ХА у конденсатор у стані рідини.

Аналіз доцільності використання скидних вод різноманітного походження і СВТН показує, що:

– використання дощових скидних вод представляється нераціональним рішенням через непрогнозований характеру злив і, відповідно, непрогнозованої потужності СВТН;

– технологічні скидні води, якість яких на вході в каналізаційний колектор відповідає нормам, а температура СВ перевищує температуру довкілля, можуть бути використані в СВТН. Такі скидні води в більшості випадків мають постійний склад і температуру, що робить їх придатними для використання в СВТН;

– побутові скидні води, склад та температура яких не регламентовані, але, за певних умов, ці СВ мають достатній технічний потенціал для використання в СВТН.

Використання скидних вод дозволяє знизити витрату викопного палива та грошових коштів для опалення широкого спектру споживачів. А при використанні НАДЕ промислових та побутових СВ, температура яких може значно перевищувати температуру довкілля, досягається ефект зниження впливу на навколишнє середовище за рахунок зменшення теплового забруднення СВ.

Оскільки технічний потенціал побутових скидних вод, близький до потенціалу ґрунтової енергії на глибині 5..1,5 м, то має сенс використовувати гібридну компоновку теплонасосної системи з двома НАДЕ (ҐЕ і СВ) для підігріву теплоносія контуру циркуляції теплового споживача.

Гібридна система теплопостачання з використанням СВТН, де використовується низькопотенційна теплота ґрунту та скидних вод, може задовольнити потреби споживача в тепловій енергії для опалення та гарячого водопостачання без використання додаткових, резервних систем теплопостачання з використанням дефіцитного органічного палива.

4.2. Аналіз результатів наближеного та уточненого розрахунку ефективності процесів теплообміну у випарнику теплового насосу на скидних водах

На першому етапі чисельного моделювання процесів в елементах СВТНС, з використанням скидних вод, припустимо, що СВ повність заповнюють колектор скидних вод (КСВ), що, звичайно є наближенням до реальності. В цьому випадку β=1 – це коефіцієнт заповнення КСВ. Еквівалентний діаметр КСВ становить:

$$d_{екв} = d_{кол} - 2 \cdot d_{зов}, \tag{4.1}$$

де $d_{кол}$ – внутрішній діаметр КСВ; $d_{зов}$ – зовнішній діаметр труб випарника СВТН.

Тоді площа поперечного перетину, яка заповнена СВ дорівнює:

$$F_0 = \frac{\pi \cdot (d_{кол} - 2 \cdot d_{зов})^2}{4} \ . \tag{4.2}$$

В діалоговому вікні (рисунок 4.4) програми чисельного моделювання задля визначення площі теплообмінної поверхні випарника СВТН.

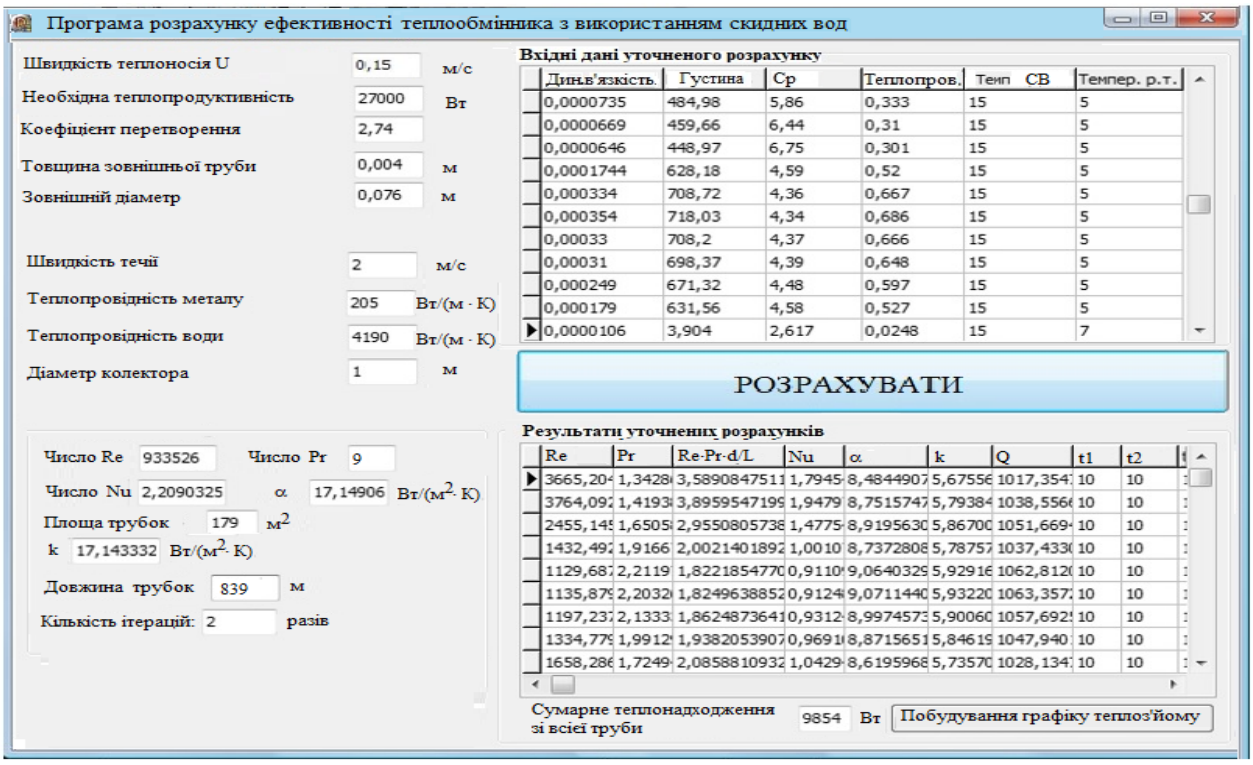


Рисунок 4.4 – Діалогове вікно програми з вхідними даними та результатами розрахунків довжини трубок та площі теплообміну випарника СВТН

За нормами використання трубопроводів для відводу скидних вод, коефіцієнт заповнення колекторів скидних вод (КСВ) не більше β=0,8 [74]. Ця величина може бути у межах до 0,5 в залежності від умов експлуатації КСВ та його діаметра.

З урахуванням геометричних параметрів :

$$F_0 = \frac{\pi \cdot (d_к - 2 \cdot d_н)^2}{4} - S, \tag{4.3}$$

де $S = \frac{\pi \cdot (d_к - 2 \cdot d_н)^2}{4 \cdot 360} \cdot \alpha - \frac{(d_к - 2 \cdot d_н)^2}{2} \cdot sin\,\alpha$ – площа сегменту, який не заповнений скидними водами.

Кут між радіусами КСВ, який з рівнем його заповнення, формує рівносторонній трикутник (рисунок 4.5).

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{h \cdot d_к - \frac{d_к}{2}}{\frac{d_к}{2} - d_н}\right), \tag{4.4}$$

де h – рівень заповнення колектору скидними водами;

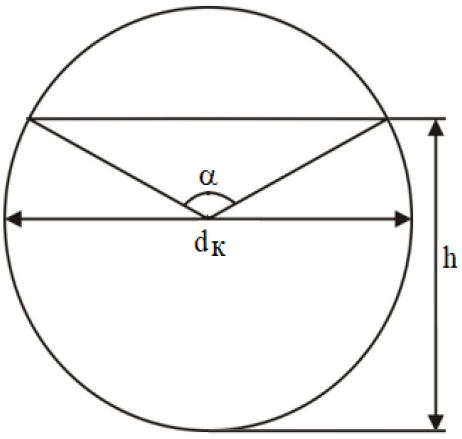


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема КСВ для чисельного моделювання

Еквівалентний діаметр становить:

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}. \tag{4.5}$$

З урахуванням коефіцієнта заповнення, розрахунки показали, що площа труб випарника СВТН зменшились з 179 до 172 м^2 , а довжина труб з 839 до 806 м, відповідно.

4.3. Аналіз результатів чисельного моделювання конструктивних характеристик теплообмінної поверхні випарника теплового насосу на скидних водах при різних діаметрах труб випарника і швидкості руху теплоносія

Програмний код для виконання чисельного моделювання ефективності СВТНУ, який наведено в Додатку К, дозволяє визначати геометричні параметри теплообмінних труб (ТТ) випарника СВТН при зміні швидкості скидних вод в ТТ різного діаметра.

Діапазон зміни зовнішніх діаметрів ТТ випарника: $d_{зов}$ = 0,048…0,108 м, товщина стінки ТТ: δ = 0,0035 м (якщо $d_{зов}$ < 0,07 м), а в інших випадках прийнято δ = 0,004 м.

Інтерфейс програмного коду для виконання чисельного моделювання ефективності СВТНУ представлено в діалоговому вікні (рисунок 4.6), із можливістю чисельного моделювання ефективності випарника в функції швидкості руху СВ і схемно-конструктивних рішень ТТ.

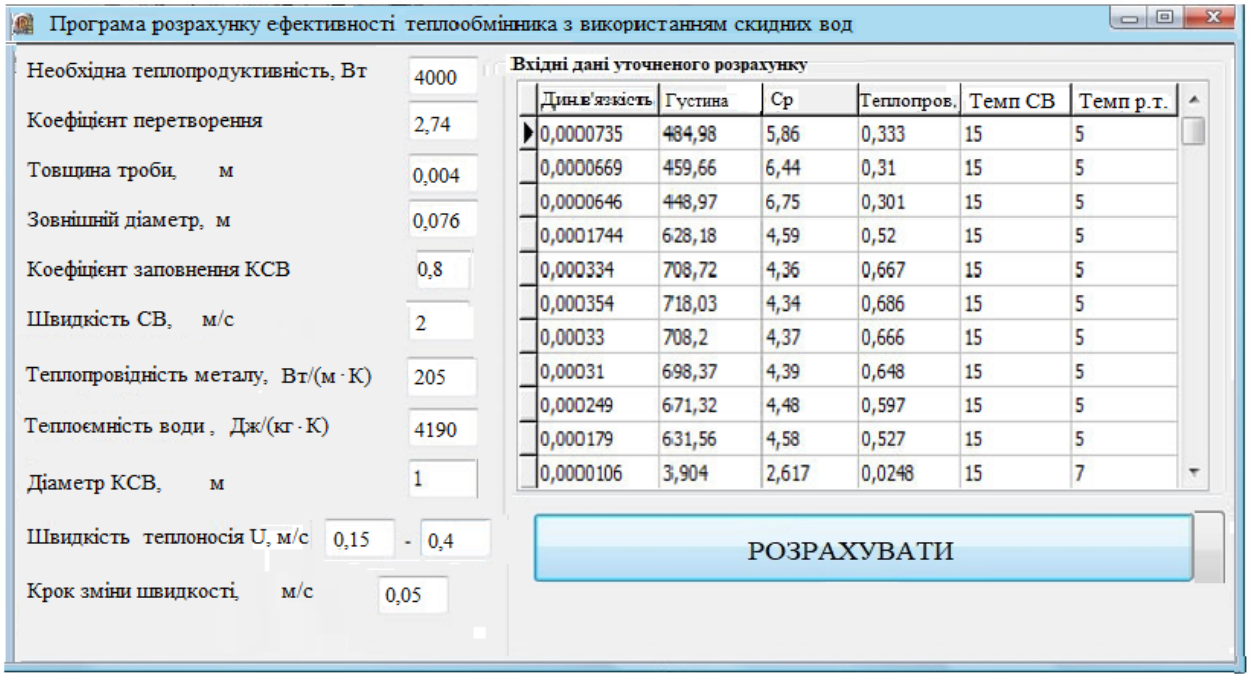


Рисунок 4.6 – Діалогове вікно модифікованого програмного коду для визначення ефективності СВТН

Результати розрахунку наведені в діалоговому вікні на рисунку 4.7.

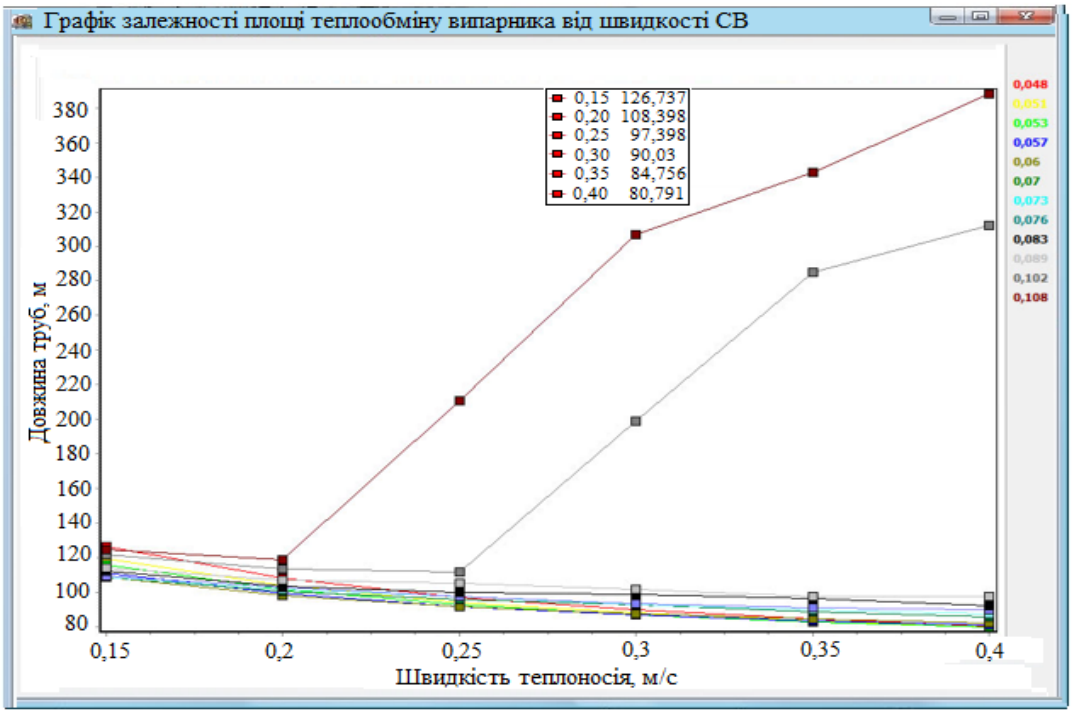


Рисунок 4.7 – Діалогове вікно з результатами моделювання за програмним кодом розрахунку ефективності випарника СВТН

Аналіз результатів чисельного моделювання представлених в графічному вигляді показує, що результати розрахунку довжини ТТ випарника для утилізації скидних вод (СВТ) не можуть забезпечити необхідну теплопродуктивність 4000 Вт з довжиною труб менше 500 м.

Для подальшого чисельного моделювання використано критеріальні залежності [75, 76] для визначення числа Нуссельта за модифікованим програмним кодом, який наведено в Додатку К:

$$\mathrm{N}u = \begin{cases} 0,99 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,305}, 0.1 < Re < 4 \\ 0,86 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,41}, 0.4 \le Re < 8 \\ 0,59 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,47}, 0.8 \le Re < 100 \\ 0,665 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,47}, 100 \le Re < 5000 \\ 0,22 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,6}, 5000 \le Re < 50000 \\ 0,026 \cdot Pr^{0,35} \cdot Re^{0,8}, Re > 50000 \end{cases} \quad (4.5)$$

Співвідношення (4.5) для розрахунку числа *Nu* дозволяють визначити геометричні характеристики ТТ випарника СВТНС, які відповідають потребам споживачів в теплоті на основі визначення співвідношення довжини труб, швидкості СВ і зовнішнього діаметра ТТ випарника (рисунок 4.8).

Слід зауважити, що при довготривалій експлуатації енергетична ефективність роботи ТТ випарника СВТН може погіршуватись через забруднення СВ, які можуть містити в'язкі й тверді складові елементи, які потрапляють до КСВ після технологічних циклів.

Для визначення впливу забруднень СВ на теплообміні процеси в програмному коді було використано коефіцієнт забруднення β.

В діалогових вікнах, на рисунках 4.9 , 4.10, наведено результати чисельного моделювання при коефіцієнті забруднення $\beta = 0{,}8$.

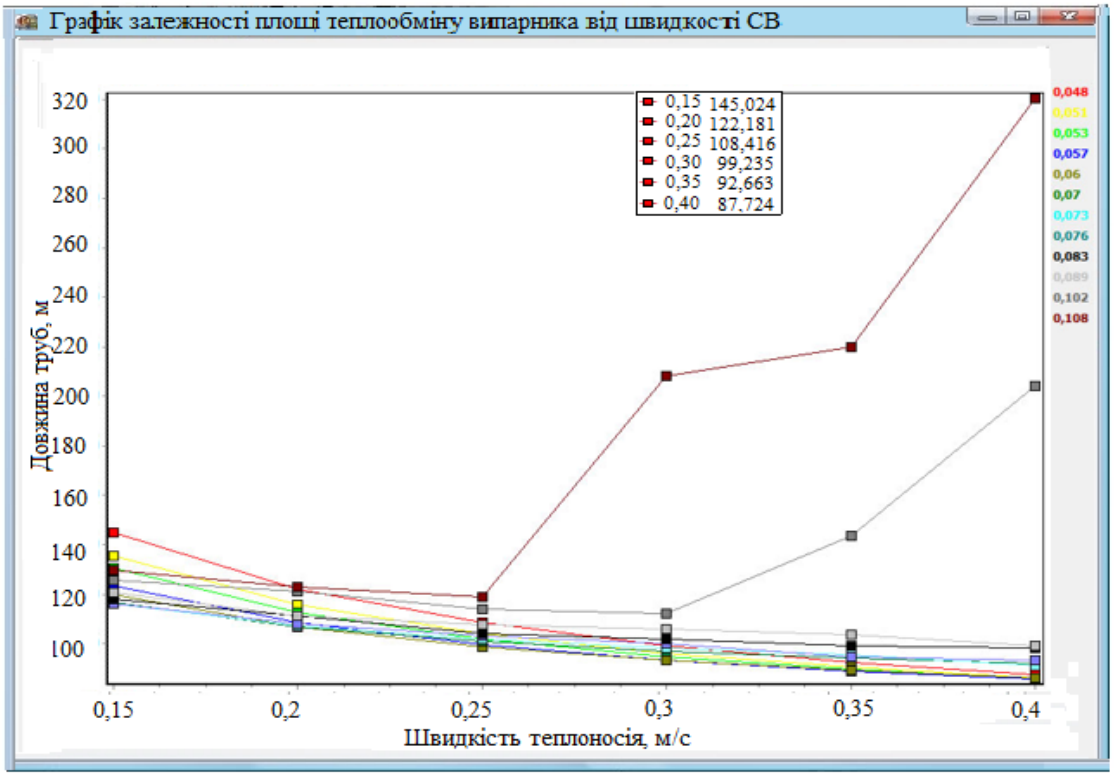


Рисунок 4.8 –Діалогове вікно програмного коду з результатами чисельного моделювання за модифікованою версією визначення числа Нуссельта

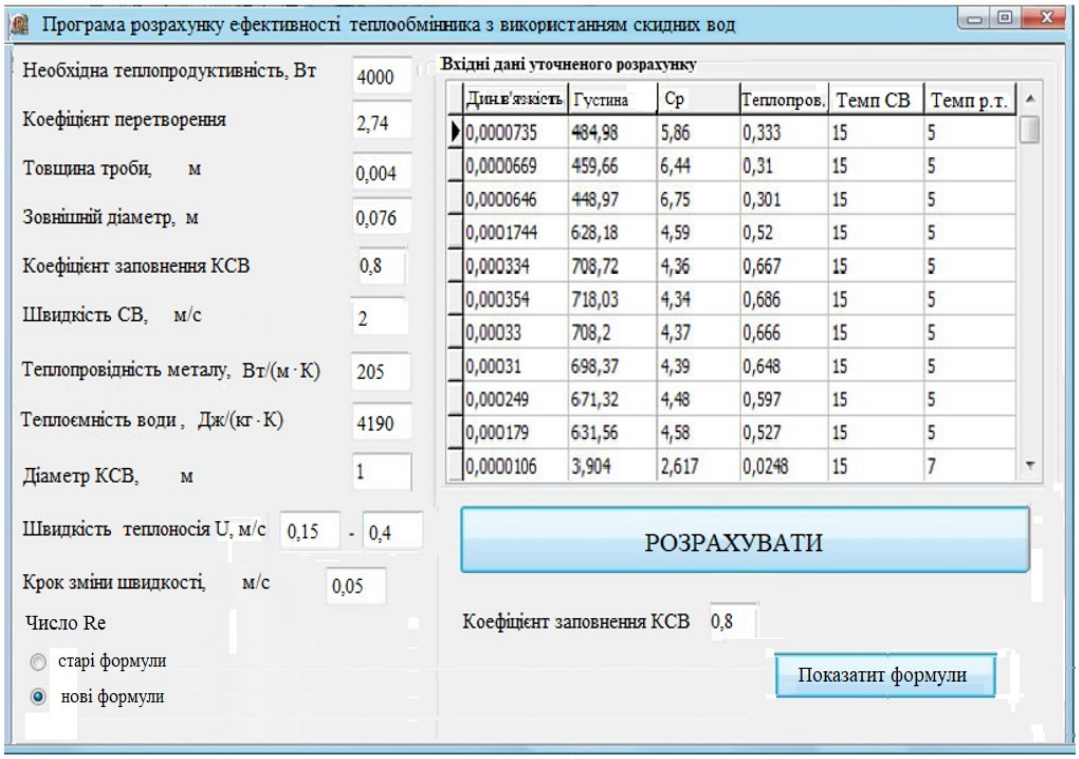


Рисунок 4.9 – Діалогове вікно модифікованої версії програмного коду з результатами чисельного моделювання з урахуванням β

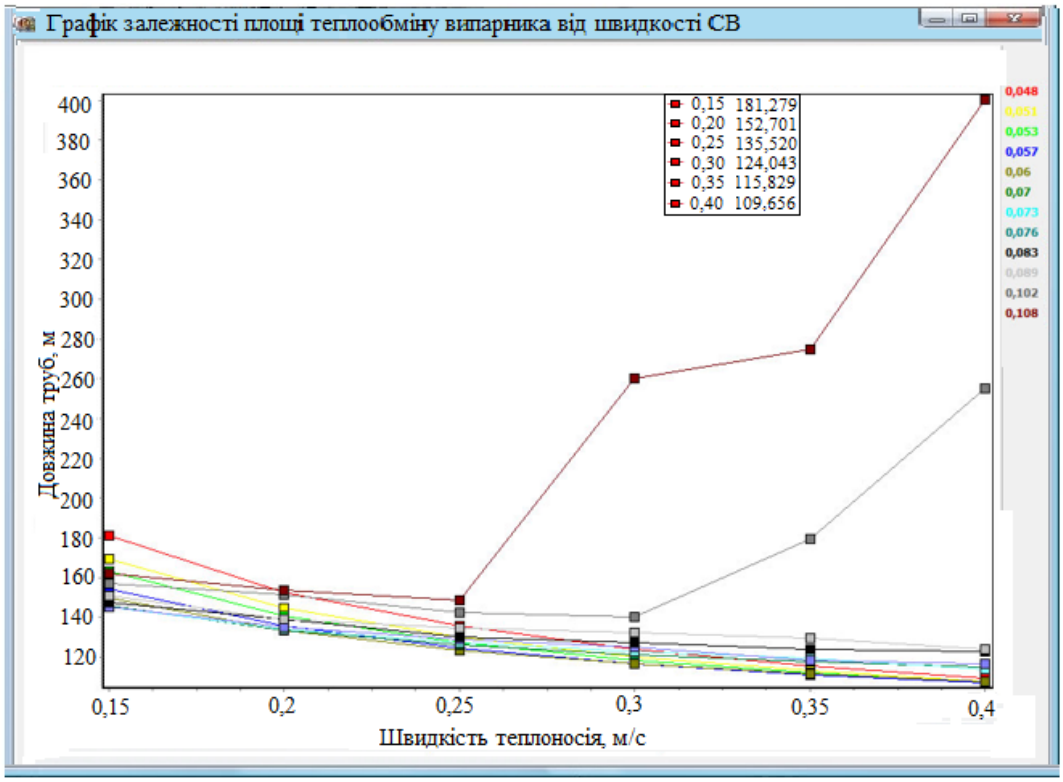


Рисунок 4.10 – Діалогове вікно модифікованої версії програмного коду з результатами чисельного моделювання при $\beta = 0{,}8$

Аналіз результатів чисельного моделювання, які містяться на рисунках 4.8 і 4.10 показує, що розрахункова площа теплообміну збільшується в інтервалі 1,3…1,4 разів, що залежить від швидкості теплоносія в випарнику СВТН.

4.4. Вибір робочого тіла та тепловий розрахунок циклу теплового насосу на скидних водах

Вибір робочого тіла здійснювався на основі тиску на лінії насичення при даній температурі 60 °С в конденсаторі ТН. Сучасна компресійна техніка використовує наступні ХА: R22, R134a, R407c, 410a. В таблиці 4.1, наведені значення тиску на лінії насичення цих ХА при температурі 60 °С.

Таблиця 4.1 – Тиск на лінії насичення ХА

Марка ХА	R22	R407c	410a	R134a
Тиск насичення, МПа, при t=60С	2,43	2-2,3	3,83	1,68

Видно, що фреон R134a – має найменший тиск при заданій температурі. R134a – не містить хлору. Можливість використання обмежена для низьких температур кипіння (нижче мінус 6 °С). Отже, обираємо його, як робоче тіло циклу теплового насосу.

На рисунку 4.11 зображена *P-h* діаграма для фреону 134а та показані лінії процесів, які віббуваються в СВТНС.

В обраній теплонасосній установці побутового призначення теплота відбирається від СВ житлового будинку.

Температура СВ на вході у випарник теплоносія $t'_{TH} = 20\ ^oC$, а на виході $t''_{TH} = 10\ ^oC$. З урахуванням температурного напору у випарнику СВТНС, температура кипіння ХА становить $t_o = 5\ ^oC$. Враховуючи перегрів ХА, температура на вході в компресор $t_1 = 8^oC$.

На рисунку 4.12 зображена схема та цикл СВТНС на стічних водах побутового призначення для багатоповерхової будівлі

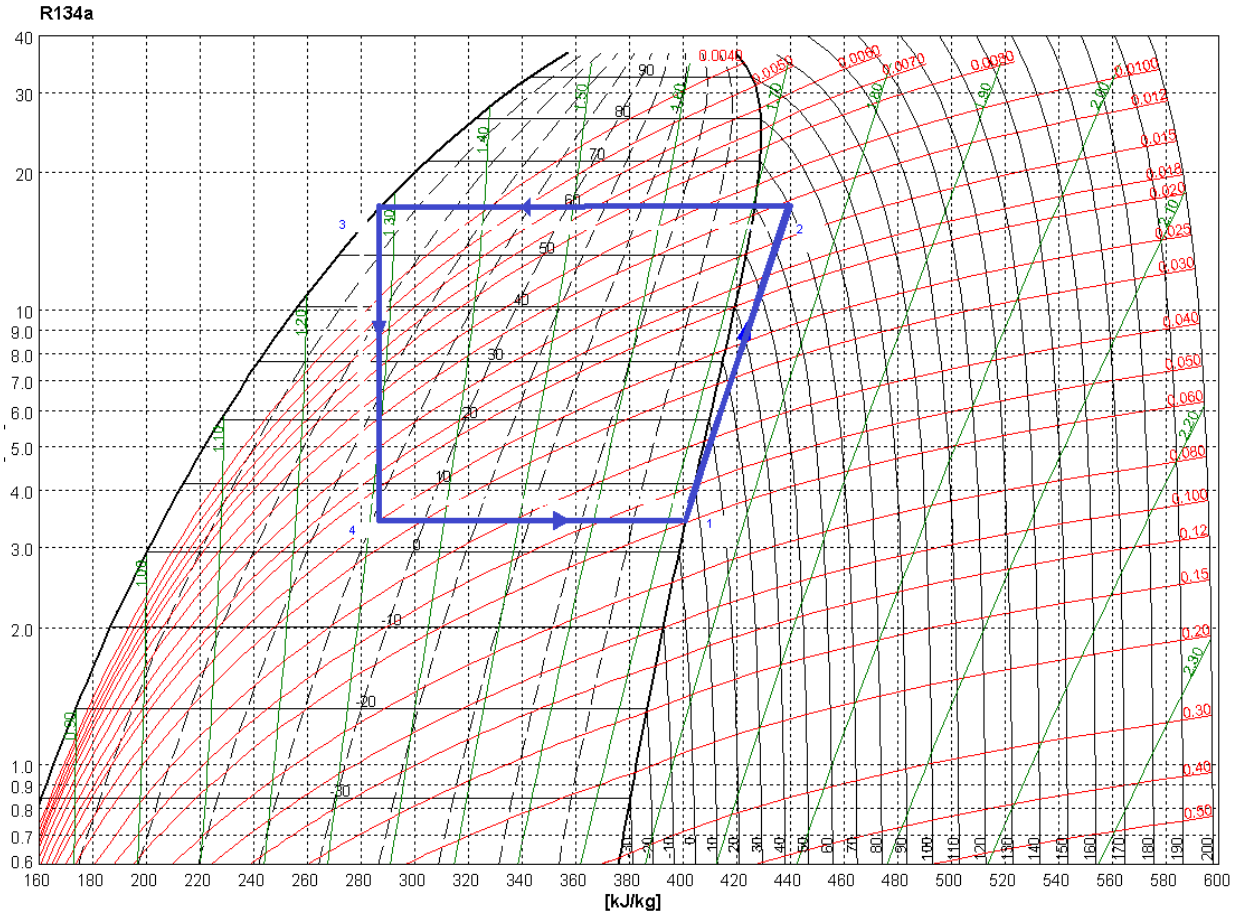


Рисунок 4.11 – P-h діаграма фреону R134a

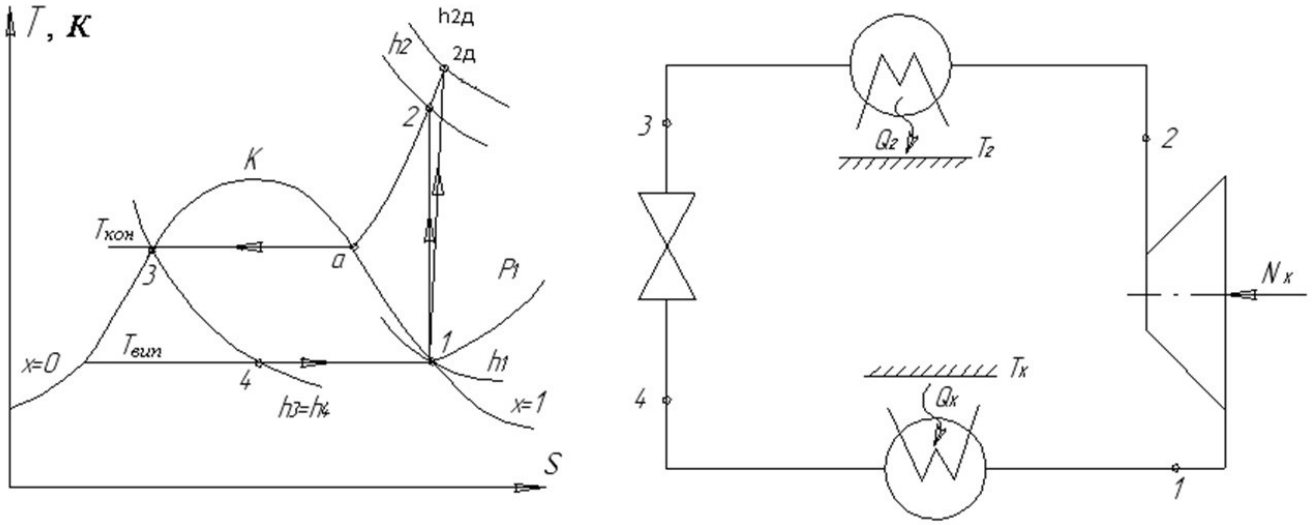


Рисунок 4.12 – Схема та цикл СВТНС багатоповерхової будівлі

В СВТНС тепло відбирається від стічних вод житлового будинку. Температура води на вході у випарник $t'_{TH} = 20\ ^oC$, а на виході $t''_{TH} = 10\ ^oC$.

З урахуванням температурного напору у випарнику СВТНС, приймаємо температуру кипіння фреону $t_o = 5\ ^oC$. Враховуючи перегрів холодоагенту у трубах, його температуру на вході в компресор приймаємо $t_1 = 8^oC$.

За температурою насичення холодоагенту у випарнику $t_o = 5^oC$ знаходимо тиск холодоносія у випарнику, по *P-h* діаграмі: $P_o = P(T_o) = 354$ кПа. За температурою $t_1 = 8^oC$ і тиску $P_1 = 354\ кПа$ ентальпію в точці 1 становить: $h_1 = 402\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Для здійснення процесу тепловіддачі від ХА до води для ГВП, яка повинна мати температуру на виході з конденсатора СВТН не вище $t''_{MB} = 34,9^oC$, приймаємо температуру насичення *R134a* в конденсаторі $t_к = 40^oC$. Тиск у конденсаторі становить: $P_K = P(T_{кон}) = 1682$ кПа. На виході з конденсатора ХА переохолоджується в трубах на 2^oC. По температурі на вході в дросельний вентиль $t_3 = 38^oC$ знаходимо ентальпію $h_3 = 283\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Оскільки процес в дросельному вентилі ізоентальпний ($h = const$), то $h_4 = h_3 = 283\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

При теоретичному процесі стиснення ентальпію на виході з компресора визначаємо за *P-h* діаграмою: при $S_1 = S_2 = const, P_2 = 1682$ кПа, $h_2 = 442\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Ентальпію ХА при дійсному процесі стиснення визначаємо при $\eta_{oi} = 0,75$, $\eta_{oi} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2д} - h_1}$. Звідки $h_{2д} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oi}} + h_1 = 442\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Питома теплове навантаження в конденсаторі ТНУ становить: $q_K = h_2 - h_3$, $q_K = 442 - 287,5 = 154,5\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$. Питоме теплове навантаження випарника ТНУ: $q_o = h_1 - h_4$, $q_o = 402 - 283 = 119\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Масова витрата холодоагенту циклу СВТН: $m_a = \frac{Q_к}{q_к}$,

де $Q_к$=163 кВт – величину теплового навантаження конденсатора СВТН;

$$m_a = \frac{163}{154,5} = 0,91 \ \frac{кг}{с}.$$

Потужність компресора СВТН: $N = m_a (h_2 - h_1)$, $N = 0,91 \cdot (442 - 402) = 35$ кВт

СОР циклу СВТН: $\varphi = \frac{Q_к}{N}$, $\varphi = \frac{163}{35} = 4,6$.

Дійсний СОР, з урахуванням втрат енергії в компресорі, становить:

$$\varphi_p = \frac{Q_к}{N} \eta_{к} \ , \ \varphi = 4,6 \cdot 0,9 = 4,2 .$$

Результати моделювання (рисунок 4.13) зменшення викидів парникових газів при переході до теплозабезпечення с використанням теплонасосної установки на базі стічних вод будинку з використанням програми RETScreen Plus

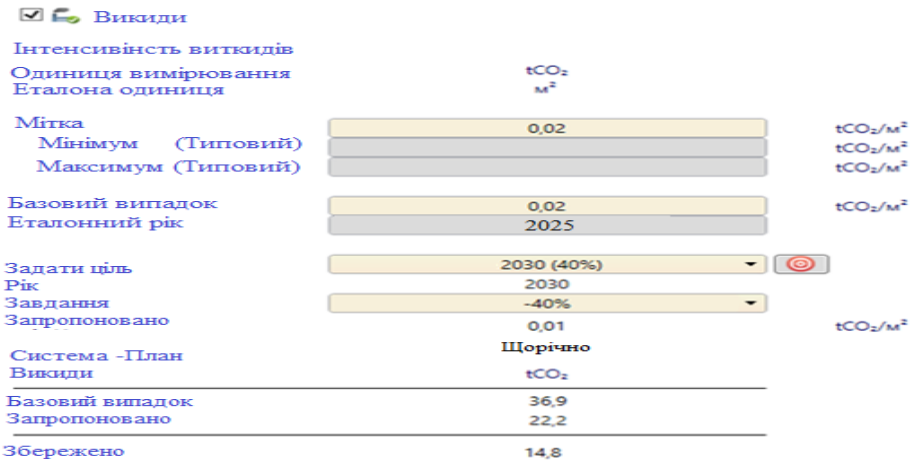


Рисунок 4.13 – Результати розрахунку зменшення викидів CO_2 при використанні СВТН з використанням RETScreen

4.5. Висновки до розділу 4

1. Аналіз та узагальнення результатів чисельного моделювання показує, що довжина випарника СВТН при використанні скидних вод, сталий термічний потенціал та теплофізичні характеристики яких дозволяють зменшити кількість вхідних даних чисельного моделювання та зменшити кількість ітерацій у зрівнянні з моделюванням процесів в ҐЕТН.

2. Довжина випарника СВТН при використанні технічного потенціалу скидних вод зменшується при збільшені швидкості теплоносія. Для СВТН доцільним є використання труб з діаметром > 0,06 м, що пов'язано зі зменшенням витрат енергії на компресор СВТН і зменшенням гідравлічних втрат в контурі теплообмінника СВ.

3. Аналіз результатів розрахунків показує, що при використанні утилізації низькопотенційної теплоти СВ та перетворення її у теплоту заданого тепловим споживачем потенціалу, в умовах різних регіонів є актуальним, але необхідно враховувати хімічний склад, а значить, і теплоємність скидних вод, які відрізняються для різних технологічних процесів.

4. При швидкостях теплоносія більше 0,25 м/с для труб діаметром $d_{зов}$ = 0,102…0,108 м розрахункова площа труб різко зростає – використання таких труб є недоцільним. Оптимальним є використання теплообмінників з $d_{зов}$ = 0,053…0,076 м при швидкості теплоносія в діапазоні 0,30…0,4 м/с. За таких умов забезпечується найменша необхідна площа теплообмінника–випарника СВТН для забезпечення споживача необхідною кількістю теплоти.

5. Аналіз перспектив використання ТН систем зі скидними водами показує, що на відміну від ҐЕТН і ГВТН, де температура ґрунту навколо ҐЕ змінюється протягом сезону, скидні води промислових підприємств та комунальних господарств мають стабільну температуру по всій площі скидного колектору. Крім того, скидні води мають високий потенціал (температура в колекторі не менше 15 °С) для використання їх в якості НАДЕ для СВТН систем теплозабезпечення. Аналіз результатів чисельного моделювання показує, наприклад, що для забезпечення будинку площею 40 м^2 із споживанням теплоти 4 кВт на опалення достатньо 17…19 м^2 площі поверхні теплообмінника–випарника теплонасосної системи на базі побутових скидних вод.

9. В процесі роботи теплообмінника, встановленого в скидному колекторі, його поверхня поступово забруднюється, що враховується коефіцієнтом забруднення β. При β = 0,8 необхідна площа теплообмінника зростає у 1,4 рази, отже, необхідно передбачити необхідність періодичного очищення випарника та

враховувати вплив забруднення поверхні теплообміну на ефективність СВТН. Запропонована нами методика дозволяє враховувати велику кількість параметрів, що впливають на ефективність роботи теплообмінника теплонасосної системи з використанням скидних вод. При використані СВТНС на стічних водах побутового призначення COP=4,4

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. На основі аналізу ефективності теплонасосних систем на базі енергії ґрунту, встановлено шляхи і методи їх вдосконалення на принципах енергозберігаючих технологій, щодо збільшення частки заміщення традиційних видів палива без негативного впливу на довкілля, а саме, без промерзання шару ґрунту навколо ґрунтового зонду, що завдає шкоди рослинності і призводить до необхідності періодичного виведення ҐЕТНС з роботи для відновлення поля температур в масиві ґрунту навколо ҐТ.

2. Розроблена математична модель теплових процесів, які відбуваються в елементах ҐТНС на базі ґрунтової енергії з урахуванням екологічних вимог – недопущення переохолодження ґрунту навколо ґрунтових зондів, що дозволяє обґрунтувати раціональні умови використання ҐЕ на засадах енергозберігаючих технологій. Розроблена математична модель нестаціонарного теплообміну дозволяє вдосконалити динаміку теплових процесів в ҐЕТНС та підвищити ефективність ґрунтового контуру, з урахуванням схемно-конструктивних особливостей ҐТ, теплофізичних параметрів ґрунту навколо ГТ, поля температур та кліматичні чинники при довготривалій експлуатації системи. Запропонована математична модель ҐЕТНС на базі ҐЕ дозволяє удосконалити режими роботи системи теплозабезпечення без термічної релаксації ґрунту.

3. Встановлено, що обмеження до 75…80 % теплопродуктивності системи не призводять до необхідності періодичного призупинення роботи ҐТНС на 48 годин, для відновлення поля температур в ґрунті навколо ҐТ, що пов’язано з попередженням фазових змін в ґрунті, згідно екологічних вимог.

4. Запропонований інструментарій чисельного моделювання теплових процесів, які відбуваються в елементах ҐЕТНС є універсальним, бо дозволяє визначати ефективність теплообміну вздовж ґрунтового зонду, а й для для випарника теплового насосу на скидних водах (СВТН). Точність розрахунків досягається завдяки врахуванню градієнту температур в ґрунті навколо ҐТ та ефективності підведення теплообміну на кожній ділянці ҐТ.

5. Аналіз результатів числового моделювання показує, що найменшу ефективність мають ділянки ҐТ з паровою фазою теплоносія, який має низьку теплоємність та густину у зрівнянні з робочим тілом в стані рідини. Для підвищення ефективності роботи ҐТ та для отримання більшої кількості теплоти від ґрунту потрібно збільшувати довжину зондів шляхом їх заглиблення.

6. Розроблено алгоритми й програми чисельного моделювання на мові об’єктно-орієнтованій мові Delphi, що дозволяють вести розрахунки теплових процесів в теплообмінниках–випарниках теплових насосів на базі енергії ґрунту та скидних вод, виконувати аналіз впливу різних чинників (сезонних й добових кліматичних факторів, схемно-конструктивних параметрів випарників ҐЕТНС і СВТНС, теплофізичних і гідравлічних параметрів теплоносія, теплофізичних параметрів ґрунту, типу робочого тіла ТН) на теплопродуктивність системи та визначати екологічні наслідки її роботи та відповідність вимогам енергозберігаючих технологій.

7. Виявлено, що зниження температурного напору зблизь вибійного шару ґрунту навколо СҐВ, які використовуються як низькопотенційне джерело енергії в ҐВТНС, обумовлено нестаціонарними тепловими навантаженнями при теплопостачанні і кондиціонуванні, залежно від кліматичних умов.

8. Температура ґрунтового пласта навколо СҐВ при однопотоковому режимі з першого включення теплового насоса підвищується, але на третьому році експлуатації ця температура стабілізується. В період простою зниження температури компенсується фоновим тепловим потоком і досягає фонової температури, але збільшується загалом на 2…3 0С. З кожним наступним роком експлуатації температура збільшується і залишається постійною протягом усього періоду. Вихід на квазістаціонарний стан пояснюється тим, що СҐВ, є лише фактором збурення фонового температурного поля ґрунтового масиву навколо свердловини ҐВ. При підведенні тепловий потік віддає тепло свердловині, а після перерви ҐВТНС починає роботу з параметрами завершення попереднього етапу, тобто зі збільшеною температурою ґрунтового масиву, що позитивно впливає на ефективність роботи ҐВТНС. При знакозмінному режимі: при відводі теплоти

ґрунт навколо СҐВ охолоджується, а при підведенні – нагрівається. Циклічне реверсування режиму роботи системи призводить до появи теплових хвиль, які спричиняють зміну температури в СҐВ і впливають на техніко-економічні показники. Результати дослідження дозволили дійти висновку про те, що щорічне падіння температури ґрунту поступово скорочуватиметься в процесі регенерації, який дозволяє компенсувати дефіцит теплоти. Позитивним чинником є те, що в режимі з регенерацією стабілізація поля температур настає швидше, ніж при однопотоковому режимі.

9. Отримано узагальнені результати моделювання процесів теплообміну теплоносія з масивом ґрунту навколо свердловини ҐВ при змінних режимах теплопостачання і кондиціювання протягом довгострокової експлуатації ҐВТНС та запропоновані критеріальні співвідношення для розрахунку температурних напорів, які враховують циклічність теплових навантажень відповідно до зміни кліматичних умов.

10. Розроблено інструментарій чисельного моделювання систем теплопостачання та кондиціювання, що використовують низькопотенційне альтернативне джерело зі свердловини ҐВ. Методика враховує довгострокову експлуатацію ҐВТНС у сезонному циклічному режимі роботи теплопостачання і кондиціювання з відповідною зміною температурних напорів, що визначають коефіцієнт трансформації теплоти ҐВТНС.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон України про енергозбереження // Закони України. – Київ, 1997. – Т.7. – С. 281 – 291. — Режим доступу: https://zakononline.com.ua/documents/show/162782___595043

2. Закон України “Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні” // Закони України. – Київ, 2023. – Режим доступу:https://mon.gov.ua/ua/news/prodovzheno-strok-diyi-prioritetnih-napryamiv-rozvitku-nauki-i-tehniki-ta-innovacijnoyi-diyalnosti-v-ukrayini

3. Public Housing Policy in Ukraine: Current state and prospects for reform (2019). Cedos, IRF, Sweden Sverige. – Available from: https://cedos.org.ua/en/researches/derzhavna-zhytlova-polityka-v-ukraini-suchasnyi-stan-ta-perspektyvy-reformuvannia/

4. State Statistics Service of Ukraine, 2022: https://ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2022/zb/11/Yearbook_21_e.pdf

5. Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of the European union of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources. – Available from: https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2018/2001/oj

6. Low-power heat pumps for heating // European heat pump association (EHPA). – Available from: https://idm.ua/objects/idm-sw-twin-26-r/

7. High-power heat pumps for heating the buildings // European heat pump association (EHPA). – Available from: https://idm.ua/product-idm-terra-sw-max-110-hgl/

8. A. Mazurenko, O. Klymchuk, G. Luzhanska, P. Ivanov, I. Sergeiev. Ensuring increased reliability and efficiency of heat supply systems due to the use of microturbines in conditions of unstable power supply// Proceedings of Odessa Polytechnic University, Issue 2(66), 2022 – P.58-63. – Available from: https://doi.org/10.15276/opu.2.66.2022.07

9. Іванов П.О., Мазуренко А.С. Забезпечення ефективності теплонасосної системи // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я:

тези доповідей XXXII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2024, 22-25 травня 2024 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 583. – Режим доступу: https://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2024/05/Zbirnik-tez-MicroCAD-2024.pdf

10. Іванов П.О., Чабан А.О. Підтримка умов мікроклімату на засадах енергозберігаючих технологій // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 750. – Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

11. Іванов П.О., Шилов П.О. Ефективність роботи теплового насосу у послідовно- паралельній схемі системи опалення// Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 751. – Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

12. Денисова А. Є., Іванов П. О. Ексергетична ефективність теплонасосних технологій для когенераційних потреб // Інформатика. Культура. Техніка. – 2025. – № 2. – С. 548 – 554. – Режим доступу: https://doi.org/10.15276/ict.02.2025.82

13. Denysova A.A., Ivanov P., Mazurenko A.S., Zhaivoron O.S. Perfection of an Energy-Economic and Environmental Parameters of the Ground Source Heat Pump Systems with Preventing Freezing of the Soil around Ground Pipes // Problemele energeticii regionale 2(62) 2024. – P. 108 – 120. – Available from: https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.2-62.10

14. Денисова А.Є., Іванов П.О. Математичне моделювання нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі // Вісник Національного Технічного Університету «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів, 2023, No 2 (1366). С. 11– 17. – Режим доступу: https://doi.org/10.20998/2220-4784.2023.02.02

15. Denysova A.E., Ivanov P.A. Modelling of thermal processes in vertical heat exchangers of ground-source heat pump // Herald of Advanced Information Technology 2023; Vol.6 No.4: 352–362. – Available from: https://doi.org/10.15276/hait.06.2023.23

16. Alla Denysova, Svitlana Antoshchuk, Pavlo Ivanov, Olena Arsirii, Anastasiya Troyniña. Modelling of the temperature field in the soil massive for different operating modes of the ground source heat pump // Applied Aspects of Information Technology. 2024, N7 (3): 242–254. – Available from: https://doi.org/10.15276/aait.07.2024.17

17. A.E Denysova, P.O. Ivanov. The toolkit of numerical modelling of the operating modes of the geothermal heat pump for heating and cooling with the account of climate conditions// Refrigeration Engineering and Technology, 2026, Issue ---_(--). – Available from: DOI

18. Іванов П.О. Методика визначення температури теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника теплонасосної системи // VIII International scientific and practical conference VIII International scientific and practical conference «Scientific Research as a Mechanism of Effective Human Development» (January 31-February 2, 2024) Sofia, Bulgaria, International Scientific Unity. 2024. С.341–344. – Режим доступу: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/03/Scientific-research-as-a-mechanism-of-effective-human-development_Jan_31_Feb_2_2024_Sofia_Bulgaria.pdf

19. Денисова А.Є., Іванов П.О. Модель нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі // X Міжнародна наукова конференція «Інформатика Культура Техніка», 26 – 27 вересня.2024 р. Одеса, Україна. – Режим доступу: – Режим доступу: DOI: https://doi.org.10.15276/ict

20. Мазуренко А.С., Іванов П.О., Шавров В.В. Перспективи використання води свердловин для теплонасосных систем теплопостачання // Proceedings of the XVIII International Scientific and Practical Conference “Theoretical and applied aspects of the development of science”. Bilbao, Spain. May 09 – 12, 2023. – С.471-474. – Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/theoretical-and-applied-aspects-of-the-development-of-science/

21. Мазуренко А.С., Лужанська Г.В., Іванов П.О., Гафінчук В.М.,Хавара Ю.П. Використання мікротурбін автономного енергозабезпечення в міському та сільському господарстві // II Міжнародна науково-практична конференція “Modern education using the latest technologies”, 17-20 січня 2023 р., Лісабон, Португалія. – Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/modern-education-using-the-latest-technologies/

22. Статистика по країнам ЄС, 2020 року. – Режим доступу: https://lez.com.ua/news/2857

23. Статистика світових цін на нафту та природний газ зі звіту «Макроекономічний та монетарний огляд, грудень 2024 від Нацбанку України» / НБУ/LSEG – Режим доступу: https://www.unian.ua/economics/energetics/naftogazova-paralelna-realnist-2025-go-nafta-gaz-ta-palne-virishat-dolyu-ukrajini-rf-ta-svitu-12859410.html

24. Урядовий портал. Єдиний веб-портал органів виконавчої влади України. – Режим доступу: https://www.kmu.gov.ua/news/ukraina-i-mea-vyznachyly-napriamky-spivpratsi-na-20252026-roky

25. Energy Map “Прозорість енергетичного сектору”. – Режим доступу: https://ua-energy.org/uk/posts/ukraina-u-2024-rotsi-importuvala-rekordnyi-obsiah-elektroenerhii-za-11-rokiv

26. United Nations Economic Commission for Europe. Information Unit. – Available from: https://unece.org/media/press/379979

27. Denysova, A., Nikulshin, V., Wysochin, V. Zhaivoron O. S., Solomentseva Ya. V. Modelling the efficiency of power system with reserve capacity from variable renewable sources of energy // Herald of Advanced Information Technology. 2021, Vol.4.– N 4.– P.318-328. – Available from: https://doi.org/10.15276/hait.04.2021.3

28. UNECE Annual report. Connecting countries. Recovering better. Driving progress. Improving Lives. – Available from: https://unece.org/sites/default/files/2022-04/

29. International Energy Agency (2021), IEA, Paris. – Available from: https://iea.blob.core.windows.net/assets/ac51678-9551-87040cb0c99d/UkraineEnergyProfile.pdf

30. Denysova A.E., Klymchuk O.A., Ivanova L.V., Zhaivoron O.S. Energy Efficiency of Heat Pumps Heating Systems at Subsoil Waters for South-East Regions of Europe//Probleme le energeticii regionale 4 (48) 2020. P.78-89. – Available from: https://journal.ie.asm.md/ru/contents/electronni-jurnal-448-2020

31. Денисова А.Є. Інтегровані системи альтернативного теплопостачання для енергозберігаючих технологій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора технічних наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Денисова А.Є. – Одеса, 2003. – 36 с.

32. Стан і перспективи розвитку відновлюваної енергетики в Україні: аналіт. доп. / О. М. Суходоля, А. Ю. Сменковський, А. І. Шевцов, М. Г. Земляний; за ред. О. М. Суходолі. – К. : НІСД, 2013. – 104 с. – Режим доступу: http://www.niss.gov.ua

33. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних і нетрадиційних джерел енергії України / НАН України, Ін-т електродинаміки, Державний комітет з енергозбереження. – Київ – 2001 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.intelcenter.com.ua/rus/library/atlas_alten_UA.htm

34. Кулик М.М. Основні напрями та пріоритетні заходи зі зменшення обсягів використання природного газу в економіці і соціальній сфері України/ М.М. Кулик, С.В. Дубовський // Проблеми загальної енергетики. - 2009. - №19. – С. 7–15. – Режим доступу: www.ienergy.kiev.ua

35. Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici. Heat pumps – efficient heating and cooling solution for buildings // WSEAS transactions on heat and mass transfer, 2010, Issue 2, vol. 5, P. 31– 40. – Available from: http://www.wseas.us/e-library/transactions/heat/2010/89-499.pdf

36. David A., Mathiesen B.V., Averfalk H., Werner S., Lund H. Heat Roadmap Europe: Large-Scale Electric Heat Pumps in District Heating Systems. Energies, 2017, 10, 578. – Available from: https://doi.org/10.3390/en10040578; www.mdpi.com/journal/energies

37. Gaur A.S., Fitiwia D.Z., Curtisa J. Heat Pumps and Their Role in Decarbonising Heating Sector: A Comprehensive Review. Working Paper, No. 627, June 2019. – Available from: http://aei.pitt.edu/102238/1/WP627_0.pdf

38. Дерій В., Соколовська І., Тесленко О. Огляд джерел низькопотенційної теплоти для теплонасосних установок систем централізованого теплопостачання // The problems of general energy, 2022, Issue 1-2(68-69). – P. 30 – 41. – Режим доступу: https://doi.org/10.15407/pge2022.01-02.030

39. Снєжкін Ю.Ф. Енергоефективні теплонасосні технології: стан та перспективи їх впровадження в Україні // Промислова теплотехніка. 2017, Том 39, №2. – С. 18 – 24. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/PTT_2017_39_2_5

40. John W. Lund, Aniko N. Toth/ Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review // Proceedings of the World Geothermal Congress 2020, Reykjavik, Iceland, 24 – 27 October 2021. – Available from: https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915

41. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч.посіб / М.Ф.Боженко, В. П. Сало – К.: НТТУ «КПІ», 2010. – 256 с. – Режим доступу: https://files01.core.ac.uk/download/pdf/47211999.pdf

42. A. Denysova, O. Zhaivoron. Modelling the efficiency of the combined heat pump system with tank accumulator for permanent and intermittent heating modes of the public buildings // Proceedings of Odessa Polytechnic University, Issue 1(67), 2023. – P. 35 – 48. DOI: 10.15276/opu.1.67.2023.05. – Режим доступу: https://pratsi.op.edu.ua/articles/show/24312

43. Serheiev M. I. Heat pump system using the subsoil and waste waters energy // Proceedings of 13 International Scientific Conference in Spain Science and society: tools of modern innovative development". May 06…09, 2025. – Режим доступу: https://isg-konf.com/science-and-society-tools-of-modern-innovative-development/

44. Сергеєв М. І. Доцільність застосування теплонасосних установок на основі інструментарію визначення еколого-енергетичних показників // XXXIII International Scientific and Practical Conference "Information Technologies: Science, Engineering, Technology, Education, Health" (MicroCAD-2025), May 14-17, 2025. –

Режим доступу: https://web.kpi.kharkov.ua/microcad/wp-content/uploads/sites/240/2025/05/Programka-2025.pdf

45. Денисова А.Е. Вплив біструктурного режиму роботи інтегрованої системи на температуру робочого тіла грунтових теплообмінників // Холодильна техніка і технологія. – 2003, № 3 (83). – С. 81 – 82.

46. Комплексна геліо-акумуляційна і теплонасосна система теплопостачання в комунально-побутовому секторі / А. Е. Денисова, Б. Х. Драганов, М. А. Сироватка, С. А. Герасимчук // Відновлювана енергетика. Комплексні енергетичні системи на основі НВДЕ. – 2012. – № 2. – С. 16 –18. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vien_2012_2_5

47. Денисова А.Є., П'янкова Ю., Троїцький О.М. Чинники ефективності випарника теплового насосу на грунтових та скидних водах // Наукові праці Донецького інституту холодильної та торгівельної техніки ім. М. Туган – Барановського, 2011. – № 1. – С. 29 – 32.

48. Титко, В.М Калініченко. Відновлювальні Джерела Енергії (досвід Польщі для України): Навчальний посібник. – Варшава: OWG, 2010 – 530 с. – Режим доступу: https://dspace.pdau.edu.ua/handle/123456789/3205.

49. Перестюк М.О., Маринець В.В. Теорія рівнянь математичної фізики. – К.: К: ВПЦ «Київський університет», 2017.– 520 с. – Режим доступу: https://library.kpi.kharkov.ua/files/new_postupleniya/terimf.pdf

50. Маринець В.В, Рего В.Л., Маринець К.В. Теорія крайових задач звичайних диференціальних рівнянь: Навч.посіб. – Ужгород: УНУ, «Говерла», 2013.–196 с.– Режим доступу: https://www.uzhnu.edu.ua/uk/infocentre/get/27991

51. Константінов С.М. Теплообмін: Підручник. – ВТНУ. – К.: ВПІ ВПК «Політехніка», Інрес, 2005. – 304 с. – Режим доступу: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2015/Konstantinov_2005_304.pdf

52. Кулінченко В. Р., Ткаченко С. Й. Теплопередача з елементами масообміну (Теорія і практика процесу). Навч. посіб., 2011 . – К: ВНТУ «Фенікс», 2014. – 918 с. – Режим доступу: https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/kulinchenko_teploper/3.htm

53. Shonder J.A., Beck J.V. A new method to determinate the thermal properties of soil formations from in SITU field tests // USA Department of energy, OAK Ridge National Laboratory. April Report ORLN/TM-2000/97. – Springfield (USA). – 2000.– 40 p.

54. Денисова А.Є., Мазуренко А.С., Новаківський Е.В. Експериментальна установка на основі грунтового теплообмінника теплонасосної системи теплопостачання // Холодильна техніка і технологія. –2002. – № 4 (78). – С. 29 – 30.

55. Jakobsen, B.D. Rasmussen, M.J.Skovrup, S.E.Andersen. Application package CoolPack 1.46. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark: http://www.et.dtu.dk/CoolPack
http://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx#

56. Стоянов П.Ф. Аналіз характеристики теплонасосних установок // Холодильна техніка та технології, 2015, 2(15). – С. 53 –58 – Режим доступу: https://doi.org/10.15673/0453-8307.2/2015.39292

57. Теплотехніка: підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова ; за ред. Б. Х. Драганова ; 2-е вид., перероб. і доп. – К. : ІНКОС, 2005. – 400 с.

58. Henrik Lund, Sven Werner, Robin Wiltshire, Svend Svendsen, Jan Eric Thorsen, Frede Hvelplund, Brian Vad Mathiesen 4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems // Energy, vol. 68, 2014, pp. 1–11. – Available from: https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544214002369

59. Szkarowski A., Janta-Lipińska S., Koliienko A. , Koliienko V. Poprava sprawnosci scentralizowanych systemow cieplowniczych przez doskonalenie metod regulacji // Teplownictwo,ogrzewicwo,wentylacja, 2016. Tom 47, Nr.9. – P.347– 351. – Available from: https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-92f349cd-2e58-43c0-96d4-275fb5bd278

60. Bayer P., Saner D., Belay S., Rybach L., Blum P. Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: A review. Renewable Sustainable

Energy Reviews, 2012, Vol.16. – P.1256 –1267. – Available from: https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.09.027

61. Ruiz-Calvo F., Cervera-Vázquez J., Montagud C., Corberán J.M. Reference data sets for vali-dating and analysing GSHP systems based on an eleven-year operation period // Geothermics, 2016, vol. 64, pp. 538–550. – Available from: https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2016.08.004 .

62. Alberto Liuzzo-Scorpo, Bo Nordell, Signhild Gehlin. Influence of regional groundwater flow on ground temperature around heat extraction boreholes // Geothermics, 2015, vol. 56. – P. 119–127. – Available from: https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.04.002

63. Qian H., Wang Y. Modelling the interactions between the performance of ground source heat pumps and soil temperature variations // Energy for Sustainable Development, 2014, Vol. 23. – P.115–121. – Available from: https://doi.org/10.1016/j.esd.2014.08.004

64. Alberto Liuzzo-Scorpo, Bo Nordell, Signhild Gehlin. Influence of regional groundwater flow on ground temperature around heat extraction boreholes // Geothermics, 2015, Vol. 56. – P. 119-127.– Available from: https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2015.04.002

65. Rybach L. Shallow Systems–Geothermal Heat Pumps // Comprehensive Renewable Energy, 2nd ed. Elsevier: Oxford, UK, 2022. – P. 197–219. –Available from: https://www.researchgate.net/publication/288164052_Shallow_Systems

66. Lund, J.; Toth, A. Direct Utilization of Geothermal Energy Worldwide Review // Proceedings of the World Geothermal Congress 2020, Reykjavik, Iceland, 24–27 October 2021. – Available from: https://deepegs.eu/proceedings-and-abstracts/

67. Peter-Borie, M., Loschetter A., Blaisonneau A., Hieu Tran V., Gaucher E., Sigurdsson O., Fridleifsson G.Ó., Damy P-C., Le Lous M., Tulinius H. Thermal stimulation of the deep geothermal wells: insights from the H2020- DEEPEGS project // European Geothermal Congress 2019 Den Haag, The Netherlands, 11-14 June 2019. – Available from: http://europeangeothermalcongress.eu/wp-content/uploads/2019/07/212.pdf

68. Gunnar Skúlason Kaldal, Ingólfur Örn Þorbjörnsson // European Geothermal Congress 2016, Strasbourg, France, 19-24 Sept 2016. – Available from: https://www.researchgate.net/publication/308778035_Thermal_expansion_of_casings_in_geothermal_wells_and_possible_mitigation_of_resultant_axial_strain

69. Thorbjornsson I.O, Kaldal G.S., Axelsson R. Testing flexible couplings for geothermal well // GRC2020 Transactions, 2020, Vol 43. – Available from: https://www.researchgate.net/publication/308778220_Thermal_expansion_of_casings_in_geothermal_wells_and_possible_mitigation_of_resultant_axial_strain

70. Моделювання динамічних систем у Matlab. Електронний навчальний посібник. – Київ: НТУУ "КПІ", 2011. – 421 с.

71. Cui, P. Heat Transfer Analysis of Pile Geothermal Heat Exchangers with Spiral Coils / P. Cui, X. Li, Y. Man, Z. Fang // Applied Energy. — 2011. — Vol. 88, N 11. — P. 4113 – 4119. – Available from: http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.045

72. Nordell B., Grein M., Kharseh M. Large-Scale Utilization of Renewable Energy Requires Energy Storage // Proceedings of the International Conference «Renewable Energies and Sustainable Development», May 21–24. – University Abou Bekr, 2007. – Available from: https://pdfs.semanticscholar.org/da96/bf2fb1f4bce80f7f7e12b1b16fc54afd6699.pdf

73. RETScreen ® International. Ground-source Heat Pump Project Analysis: Chapter // RETScreen ® Engineering & Cases Textbook. — Ministry of Natural Sources of Canada, 2005. – 70 p.

74. Запольський А.К. Водопостачання, водовідведення та якість води // Київ: Вища школа, 2005. – 671 с.

75. Hobler T. Ruch ciepla i wymieniki. – Warszawa: WNT, 1981. – 139 p.

76. Бродянський В.М. Ексергетичні розрахунки технічних систем систем/Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я.: Під. ред. Долиньского А.А., Бродянського В.М. – К.: Наук.думка, 1991. – 360 с.

ДОДАТОК А
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Denysova A.A., Ivanov P., Mazurenko A.S., Zhaivoron O.S. Perfection of an Energy-Economic and Environmental Parameters of the Ground Source Heat Pump Systems with Preventing Freezing of the Soil around Ground Pipes// PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2(62) 2024. – P. 108 -120. – Available from: DOI: https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.2-62.10 *(Indexed in SCOPUS)*

2. Denysova A.E., Ivanov P.O. The toolkit of numerical modelling of the operating modes of the geothermal heat pump for heating and cooling with the account of climate conditions // Refrigeration Engineering and Technology, 2026 . – Available from: https://journals.ontu.edu.ua/index.php/reftech/article/view/3380
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

3. Денисова А.Є., Іванов П.О. Математичне моделювання нестаціонарних теплових процесів в ґрунтовій теплонасосній системі// Вісник Національного Технічного Університету «ХПІ». Серія: Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів, 2023, No 2 (1366). С. 11– 17. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.20998/2220-4784.2023.02.02
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

4. Denysova A.E., Ivanov P. A. Modelling of thermal processes in vertical heat exchangers of ground-source heat pump / Herald of Advanced Information Technology 2023; Vol.6. No.4. P. 352–362. – Режим доступу: DOI: https://doi.org/10.15276/hait.06.2023.23
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»)

5. Alla Denysova, Svitlana G. Antoshchuk, Pavlo O. Ivanov, Olena O. Arsirii, Anastasiya S. Troynina. Modelling of the temperature field in the soil massive for different operating modes of the ground source heat pump // Applied Aspects of Information Technology. 2024, N7 (3): 242–254. Режим доступу:

https://doi.org/10.15276/aait.07.2024.17
https://tests.hait.od.ua/index.php/journal/article/view/15
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

6. A. Mazurenko, O. Klymchuk, G. Luzhanska, P. Ivanov, I. Sergeiev. .Ensuring increased reliability and efficiency of heat supply systems due to the use of microturbines in conditions of unstable power supply// Proceedings of Odessa Polytechnic University, Issue 2(66), 2022 – P.58-63. Режим доступу: DOI: 10.15276/opu.2.66.2022.07
https://doi.org/10.15276/opu.2.66.2022.07
https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/33/33
(Реєстр наукових фахових видань України, категорія «Б»).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Іванов П.О., Шилов П.О. Ефективність роботи теплового насосу у послідовно- паралельній схемі системи опалення// Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 751. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

8. Іванов П.О., Чабан А.О. Підтримка умов мікроклімату на засадах енергозберігаючих технологій // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 750. Режим доступу: https://ndch.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2025/05/Zbirnik-tez-2025.pdf

9. Денисова А. Є., Іванов П. О. Ексергетична ефективність теплонасосних технологій для когенераційних потреб// Proceedings of XI International conference "Informatics. Culture. Technique". Інноваційні енергетичні технології, Одеса, 16–17 жовтня 2025 р., №2.–С.548–554. https://doi.org/10.15276/ict.02.2025.82

10. Іванов П.О. Методика визначення температури теплоносія на виході з ґрунтового теплообмінника теплонасосної системи // VIII International scientific and practical conference VIII International scientific and practical conference «Scientific

Research as a Mechanism of Effective Human Development» (January 31-February 2, 2024) Sofia, Bulgaria, International Scientific Unity. 2024. С.341–344. – Режим доступу: https://isu-conference.com/wp-content/uploads/2024/03/Scientific-research-as-a-mechanism-of-effective-human-development_Jan_31_Feb_2_2024_Sofia_Bulgaria.pdf

11. А.Є.Денисова, П.О.Іванов. Модель нестаціонарних теплових процесів в грунтовій теплонасосній системі // Proceedings of X International conference "Informatics. Culture. Technique" . Інноваційні енергетичні технології, 2024, Vol. 1, N1. – P.315–322. DOI: https://doi.org.10.15276/ict.01.2024.49

12. Іванов П.О., Мазуренко А.С. Забезпечення ефективності теплонасосної системи // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXXII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2024, 22-25 травня 2024 р. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С. 583. Режим доступу: https://science.kpi.kharkov.ua/wp-content/uploads/2024/05/Zbirnik-tez-MicroCAD-2024.pdf

13. Мазуренко А.С., Іванов П.О., Шавров В.В. Перспективи використання води свердловин для теплонасосных систем теплопостачання // Proceedings of the XVIII International Scientific and Practical Conference "Theoretical and applied aspects of the development of science". Bilbao, Spain. May 09 – 12, 2023. – С.471-474. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/theoretical-and-applied-aspects-of-the-development-of-science/

14. Мазуренко А.С., Лужанська Г.В., Іванов П.О., Гафінчук В.М.,Хавара Ю.П. Використання мікротурбін автономного енергозабезпечення в міському та сільському господарстві // II Міжнародна науково-практична конференція "Modern education using the latest technologies", 17-20 січня 2023 р., Лісабон, Португалія. –С 468– 470. Режим доступу: https://isg-konf.com/uk/modern-education-using-the-latest-technologies/

ДОДАТОК Б
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ В ҐРУНТОВОМУ МАСИВІ НАВКОЛО ҐРУНТОВИХ ЗОНДІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ КІНЦЕВИХ РІЗНИЦЬ

Метод кінцевих різниць (метод сітки) є універсальним чисельним методом рішення задач теплопровідності є [50, 51]. При використані методу кінцевих різниць для елементарного циліндру ґрунту представимо частинні похідні, що входять до диференційного рівняння теплопровідності кінцевими різницями. Диференційне рівняння теплопровідності у формі кінцевих різниць, що пов'язує значення шуканої функції температури, представленої у дискретній формі, з координатами вузлів просторово-часової сітки (рисунок Б.1), дозволяє вирішити задачу нестаціонарної теплопровідності елементарному циліндричному об'ємі ґрунту навколо ґрунтової трубки (ҐТ). З урахуванням рівняння (2.10) крок сітки Δx_i відповідає Δr_i, а дискретні змінні величини $r(i)$ та $x(i)$ взаємно пов'язані між собою. Відстань до внутрішньої границі елементарного циліндру ґрунту навколо ҐТ вздовж координатної осі x_0 (відповідає r_0), а також до зовнішньої границі циліндру x_{max} (відповідає r_{max}) можна визначити за рівнянням (2.10).

Постійний крок Δx між вузлами просторово-часової сітки дорівнює:

$$\Delta x = \frac{ln\left(r_{max}/r_0\right)}{n-1} \quad . \tag{Б.1}$$

де n – кількість вузлів сітки на осі x.

Для довільного вузла просторово-часової сітки з координатами (i, j), з урахуванням логарифмічної трансформації осі, для довільного моменту часу t, що в сітці відповідає вузлу з координатою $(k+1)$, рівняння буде мати вигляд:

$$\frac{T_{i,j}^{k+1}-T_{i,j}^{k}}{\Delta t} = \frac{a}{r(i)^2}\left(\frac{T_{i-1,j}^{k}-2T_{i,j}^{k}+T_{i+1,j}^{k}}{\Delta x^2}\right) + a\left(\frac{T_{i,j-1}^{k}-2T_{i,j}^{k}+T_{i,j+1}^{k}}{\Delta z^2}\right). \tag{Б.2}$$

Поточна відстань між внутрішньою та зовнішньою границями становить:

$$x(i) - x_0 = ln\left[r(i)/r_0\right] . \tag{Б.3}$$

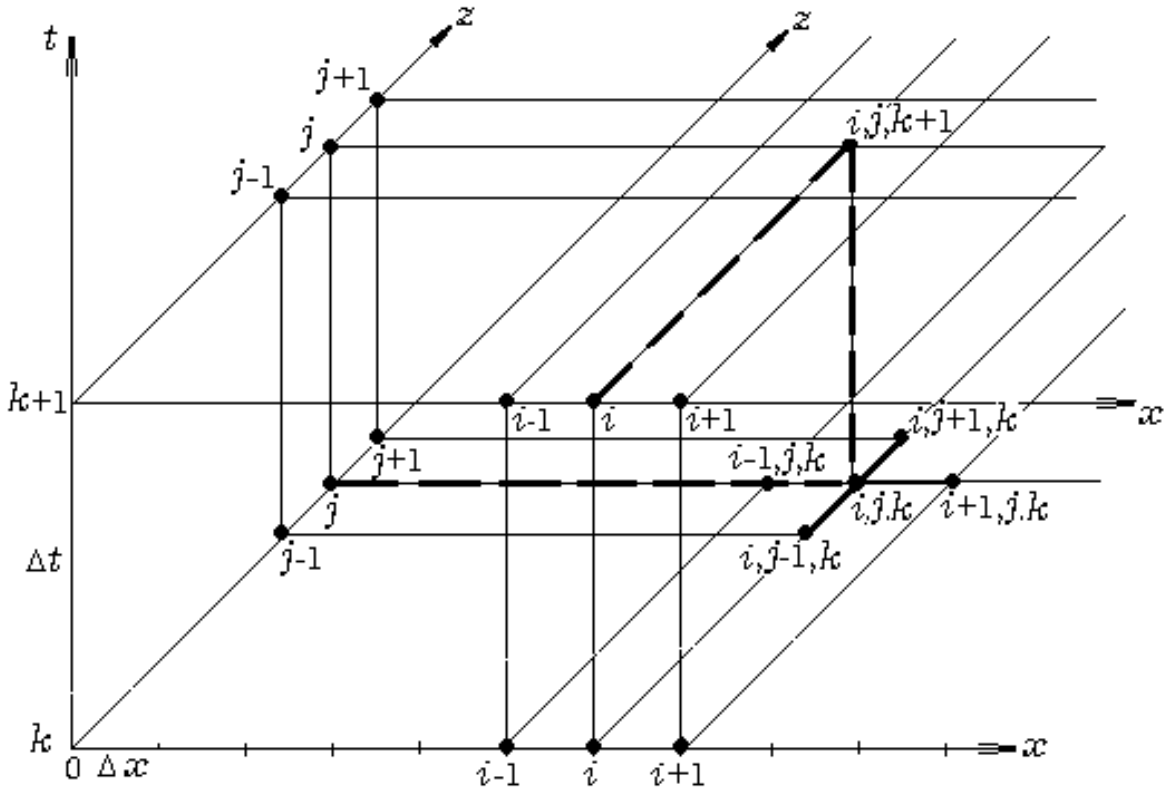


Рисунок Б.1 – Елементарний об’єм ґрунту у вигляді просторово-часової сітки

Величину r(i) в функції x можна представити так:

$$r(i) = r_0 \cdot exp[x(i) - x_0]\,. \qquad (Б.4)$$

При цьому справедливо:

$$x(i) - x - (i-1)\cdot \Delta x\ . \qquad (Б.5)$$

Для довільного вузла просторово-часової сітки з координатами (i, j), з урахуванням логарифмічної трансформації осі, для довільного моменту часу t, що в сітці відповідає вузлу з координатою (k+1), рівняння буде мати вигляд:

$$\frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^{k}}{\Delta t} = \frac{a}{r(i)^2}\left(\frac{T_{i-1,j}^{k} - 2T_{i,j}^{k} + T_{i+1,j}^{k}}{\Delta x^2}\right) + a\left(\frac{T_{i,j-1}^{k} - 2T_{i,j}^{k} + T_{i,j+1}^{k}}{\Delta z^2}\right). \qquad (Б.6)$$

Після нескладних перетворень одержуємо величину температури $T_{i,j}^{k+1}$ в обраний момент часу *(k+1)* у вузлу з координатами (*i, j*) в функції температури в попередній момент часу (*k*) у вузлах сітки з відповідними координатами:

$$T_{i,j}^{k+1} = a\Delta t\left[\frac{1}{\Delta x^2}\frac{1}{r(i)^2}\left(T_{i+1,j}^{k} + T_{i-1,j}^{k} - 2T_{i,j}^{k}\right) + \frac{1}{\Delta z^2}\left(T_{i,j+1}^{k} + T_{i,j-1}^{k} - 2T_{i,j}^{k}\right)\right] + T_{i,j}^{k}. \quad (Б.7)$$

Граничні значення температури на торцевих поверхнях елементарного циліндру ґрунту можно визначити при *i = 1, … , n* :

$$T_{i,j}^{k+1} = T_{\text{гр}} \qquad \text{(Б.8)}$$

Гранична умова для відстані z між верхньою та нижньою торцевими поверхнями елементарного циліндру для $j = 1, \ldots, m$:

$$\mathrm{z} = \Delta \mathrm{z}(\mathrm{m} - \mathrm{j}) . \qquad \text{(Б.9)}$$

Величина z визначається як відстань між початком проекції координатної осі у вузлу $j = 1$, що лежить на нижній горизонтальній торцевій поверхні елементарного циліндру грунту, та її кінцем у вузлу сітки $j = m$.

Оскільки температура на верхній торцевій поверхні циліндра дорівнює T_z, з урахуванням позначень на рисунку Б.1, дорівнює температурі навколишнього середовища, граничною умовою для верхнього горизонтального ізотермічного торця циліндру грунту справедливо:

$$T_{i,m}^{k+1} = T_z . \qquad \text{(Б.10)}$$

Перейдемо до представлення функції температури у відповідних вузлах сітки, що лежать на внутрішній та зовнішній бокових границях елементарного циліндру ґрунту, у вигляді розкладення в ряд Тейлора зблизь відповідних вузлів. Так, для внутрішньої границі, тобто при $x = x_0$, представимо функцію температури $T(x,z)$ у вигляді розкладення в ряд Тейлора зблизь вузла з координатою $i = 1$ вздовж осі x, а саме у вузлах, що мають координати $i = 2$ та $i = 3$ вздовж осі x. Для цих вузлів одержимо відповідні рівняння для визначення температури, до яких входить друга похідна температури:

$$\mathrm{T}_{2,\mathrm{j}} = \mathrm{T}_{1,\mathrm{j}} + \frac{\Delta \mathrm{x}}{1!}\mathrm{T}'_{1,\mathrm{j}} + \frac{\Delta \mathrm{x}^2}{2!}\mathrm{T}''_{1,\mathrm{j}} \quad , \qquad \text{(Б.11)}$$

$$\mathrm{T}_{3,\mathrm{j}} = \mathrm{T}_{1,\mathrm{j}} + \frac{2\Delta \mathrm{x}}{1!}\mathrm{T}'_{1,\mathrm{j}} + \frac{4\Delta \mathrm{x}^2}{2!}\mathrm{T}''_{1,\mathrm{j}} \quad . \qquad \text{(Б.12)}$$

Для виключення з рівнянь (Б.11) та (Б.12) другої похідної температури $\mathrm{T}''_{1,\mathrm{j}}$ представимо першу похідну температури $T'_{1,j}$ на внутрішній боковій границі елементарного циліндру в функції температур $T_{2,j}$, $T_{3,j}$ зблизь вузла сітки з координатою $i = 1$ вздовж осі x:

$$T'_{1,j} = \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{r=r_0} = \frac{4T_{2,j} - 3T_{1,j} - T_{3,j}}{2 \cdot \Delta x}. \qquad (Б.13)$$

З урахуванням граничної умови (формула (2.13), розділ 2), рівняння (Б.12) набуває вигляду:

$$T'_{1,j} = \lambda \frac{1}{r_0}\left[\frac{4T_{2,j} - 3T_{1,j} - T_{3,j}}{2 \cdot \Delta x}\right] = \alpha\left[T_{1,j} - T_{f,j}\right] . \qquad (Б.14)$$

Після перетворень одержимо температуру на внутрішній поверхні циліндру для довільної точки з координатами (*i, j*) в момент часу *k+1*

$$T_{i,j}^{k+1} = T_{f,j} + \frac{\lambda}{r_0 \cdot \alpha \cdot 2\Delta x}\left(\frac{4T_{2,j}^{k+1} - T_{3,j}^{k+1}}{1 + [3\lambda/(r_0 \cdot \alpha \cdot 2\Delta x)]}\right) . \qquad (Б.15)$$

При відсутності відбору ґрунтової енергії (формула (2.6) з розділу 2), з урахуванням граничної умови (Б.13) температура адіабатичної внутрішньої бокової поверхні елементарного циліндру грунту буде:

$$T_{1,j}^{k+1} = \frac{4T_{2,j}^{k+1} - T_{3,j}^{k+1}}{3} . \qquad (Б.16)$$

Гранична умова для адіабатичної зовнішньої бокової поверхні елементарного циліндру визначається аналогічно, але з урахуванням зміни нумерації вузлів коло її границі:

$$T_{1,j}^{k+1} = \frac{4T_{n-1,j}^{k+1} - T_{n-2,j}^{k+1}}{3} . \qquad (Б.16)$$

Сумарний потік тепла, що відводиться від ґрунту робочою рідиною ҐТ по всій довжині ґрунтової трубки, можна визначити як суму теплових потоків у вузлах сітки вздовж осі j з кроком Δz :

$$\sum_j Q_{ГР}(j) = 2\pi r_0 \Delta z \sum_j \alpha\left(T_{1,j}^{k+1} - T_{f_j}\right) . \qquad (Б.17)$$

В процесі відводу ґрунтової теплоти відбувається збільшення температури T_f робочої рідини ҐТ у напрямку її руху вздовж осі трубки від температури $T_{f,ВХ}$ на вході до температури $T_{f,ВИХ}$ на виході з ҐТ.

Зміна температури $T_{f(z)}$ теплоносія ГТ розраховується послідовно вздовж осі *j* з кроком Δz, який був обраний для чисельного моделювання зміни температури в елементарному циліндрі грунту навколо ГТ.

Потужність теплового потоку $Q_{f,L}$, що сприймається теплоносієм ҐТ для довільного моменту часу *t,* з урахуванням результатів моделювання теплових процесів за рівнянням теплового балансу становить:

$$Q_{f,L}\big|_{t=t_i} = w_m \cdot c_p \cdot \left(T_{f,ВХ}\big|_{t=t_i} - T_{f,ВИХ}\big|_{t=t_i}\right), \qquad (Б.18)$$

де $w_m = u \cdot \rho \cdot F_0$ – масова витрата теплоносія;

u, ρ, c_p –швидкість, густина та теплоємність теплоносія, відповідно;

F_0 – площа поперечного перерізу ҐТ, м^2 ;

$T_{f,ВХ}$, $T_{f,ВИХ}$ –температура рідини на вході та виході ҐТ, відповідно, К.

ДОДАТОК В

В.1. ВПЛИВ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ СИСТЕМИ В РЕЖИМІ ҐРУНТОВОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Для проведення розрахунків параметрів ґрунтових теплообмінників необхідно враховувати теплофізичні параметри масиву ґрунту навколо ГТ. Відомо, що ґрунт є дрібнодисперсним матеріалом, на теплопровідність якого впливають такі фактори, як температура, вологість, густина, що визначаються кліматичними умовами та матеріалом ґрунту. Властивості ґрунту навіть для одного регіону можуть помітно змінюватись напротязі року та дещо відрізнятись навіть протягом доби [15, 30, 35]. В той же час, дослідження [13] показали, що сезонні коливання температури довкілля впливають на температуру поверхневого шару ґрунту на певній глибині, тому при розрахунках ГТНС, що використовують низькопотенційну енергію ґрунтового масиву, слід опиратися на виконані дослідження, з уточненням регіональних кліматичних показників.

Вологість, температура і теплопровідність грунту, можуть суттєво мінятись, тому навіть сусідні зонди можуть мати різні показники ефективності роботи. Температура ґрунту на глибині 10 м становить ~11ºС [15, 30, 33, 35]. Отже, довжина зонду має становити ~ 10 м при заглиблені верхнього торця ГТ на 1 м від поверхні.

Залежність теплофізичних характеристик ґрунту від температури представлена, вологості і густини на рисунку В.1 [15, 30, 35]. Розподіл температур у ґрунті залежить від глибини, типу ґрунту, особливостей поверхневого шару грунту, температури довкілля, наявності чи відсутності ґрунтових вод. З рисунку В.1 видно, що теплофізичні параметри ґрунту суттєво залежать від вологості.

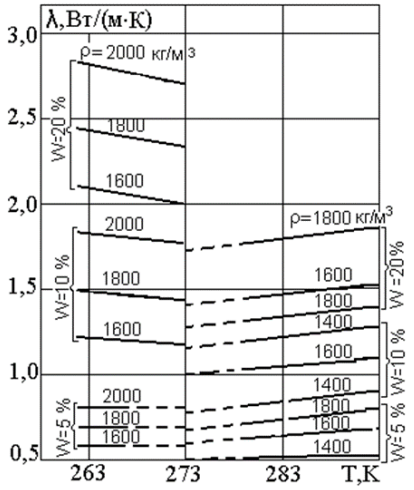


Рисунок В.1 – Теплофізичні властивості ґрунту

При наявності ґрунтових вод вигідніше викачувати їх на поверхню, і вже на поверхні відбирати теплоту за допомогою ТН. У цьому випадку немає необхідності в установці великої кількості зондів, заглиблених у ґрунт, необхідно лише організувати викачування води з ґрунту.

При роботі ГТНС, важливим питанням є забезпечення такого конструктивного виконання ГТ і взаємного розташування, що при довготривалій експлуатації не призводить до промерзання ґрунту.

Умова підтримки термічної рівноваги ґрунту є важливим технологічним і екологічним аспектом практичної реалізації системи без негативного впливу вегетацію рослинності, бо при безупинній роботі ГТН може виникнути небажана зміна поля температур навколо ГТ, аж до виникнення шару мерзлого ґрунту навколо ГТ. Характерно те, що радіус мерзлого грунту та швидкість його збільшення залежить від інтенсивності і тривалості відводу теплоти ґрунтовими зондами від грунту [15, 30, 35]. Виникнення мерзлого шару грунту є небезпечним не тільки для вегетації рослин, а є загрозою для міцності фундаментів будівель, та комунікацій.

Розглянемо модель ТНУ з метою визначення ефективності роботи ГТНС та її елементів протягом опалювального сезону (з жовтня по квітень). Для цього розглянемо ділянку ґрунту, де встановлені ГТ (рисунок В.2).

На інтенсивність теплообміну між центральною трубкою 1 та ґрунтом 2 впливає розташування сусідніх *n* трубок системи. По відношенню до зовнішнього ряду внутрішні трубки знаходяться у більш несприятливих умовах теплообміну, що стає ще більш вираженим при довготривалій безупинній експлуатації ГТНС. Несприятливі умови при нестаціонарному процес теплообміну можуть виникнути при невірно розрахованій відстані між ГТ.

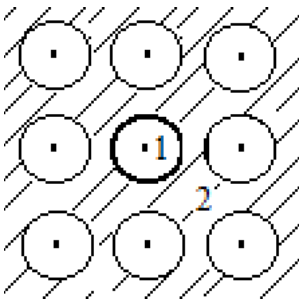


Рисунок В.2 – Схема розташування *n* ГТ на ділянці ґрунту

В.2. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ҐРУНТУ

Рисунок В.1– Експериментальна установка для визначення теплопровідності грунту $\lambda_в = f(\rho, W)$

В3. ПРОТОКОЛИ ВИПРОБУВАНЬ $\lambda_в = f(\rho, W)$

Таблиця В3.1 – Теплопровідність грунту при вологості W = 5 % та густині $\rho = 1400$ кг/м^3

№	*δ, м*	*F, м²*	*ΔT_т, K*	*m, кг/с*	*Q, Вт*	*ΔT_r, K*	*λ, Вт/(м·К)*
1	0,15	0,245	3,1	0,145	1,717	2,2	0,478
2	0,15	0,245	3,2	0,15	1,835	2,3	0,488
3	0,15	0,245	3,2	0,14	1,711	2,4	0,437
4	0,15	0,245	3,2	0,152	1,858	2,5	0,455
5	0,15	0,245	3,3	0,151	1,903	2,2	0,529
6	0,15	0,245	3,3	0,146	1,840	2,3	0,491
7	0,15	0,245	3,1	0,148	1,753	2,2	0,488
8	0,15	0,245	3,2	0,149	1,821	2,3	0,485
9	0,15	0,245	3,1	0,151	1,788	2,1	0,522
10	0,15	0,245	4,3	0,152	2,497	2,2	0,491

Таблиця В3.2 – Теплопровідність грунту при вологості W = 5 % та густині

ρ =1600 кг/м^3

№	δ, м	F, м^2	ΔT_m, К	m, кг/с	Q, Вт	$\Delta T_г$, К	λ, Вт/(м·К)
1	0,15	0,245	4,1	0,145	2,271	2,2	0,632
2	0,15	0,245	4,2	0,15	2,407	2,3	0,641
3	0,15	0,245	4,2	0,14	2,246	2,4	0,573
4	0,15	0,245	4,2	0,152	2,439	2,5	0,597
5	0,15	0,245	4,3	0,151	2,480	2,2	0,690
6	0,15	0,245	4,3	0,146	2,398	2,3	0,639
7	0,15	0,245	4,1	0,148	2,318	2,2	0,645
8	0,15	0,245	4,3	0,149	2,447	2,3	0,652
9	0,15	0,245	4,2	0,151	2,423	2,1	0,707
10	0,15	0,245	4,3	0,152	2,497	2,2	0,695

Таблиця В3.3 – Теплопровідність грунту при вологості W = 5 % та густині

ρ =1800 кг/м^3

№	δ, м	F, м^2	ΔT_m, К	m, кг/с	Q, Вт	$\Delta T_г$, К	λ, Вт/(м·К)
1	0,15	0,245	4,7	0,145	2,603	2,2	0,725
2	0,15	0,245	4,8	0,15	2,750	2,3	0,732
3	0,15	0,245	4,9	0,14	2,620	2,4	0,669
4	0,15	0,245	4,9	0,152	2,845	2,5	0,697
5	0,15	0,245	5	0,151	2,884	2,2	0,803
6	0,15	0,245	4,9	0,146	2,733	2,3	0,728
7	0,15	0,245	4,8	0,148	2,714	2,2	0,756
8	0,15	0,245	5	0,149	2,846	2,3	0,758
9	0,15	0,245	4,8	0,151	2,769	2,1	0,807
10	0,15	0,245	4,7	0,152	2,729	2,2	0,759

Таблиця В3.4 – Теплопровідність грунту при вологості W = 5 % та густині

ρ =2000 кг/м^3

№	δ, м	F, м^2	ΔT_m, К	m, кг/с	Q, Вт	$\Delta T_г$, К	λ, Вт/(м·К)
1	0,15	0,245	5,5	0,145	3,046	2,2	0,848
2	0,15	0,245	5,4	0,15	3,094	2,3	0,824
3	0,15	0,245	5,4	0,14	2,888	2,4	0,737
4	0,15	0,245	5,7	0,152	3,309	2,5	0,811
5	0,15	0,245	5,6	0,151	3,230	2,2	0,899
6	0,15	0,245	5,4	0,146	3,012	2,3	0,802
7	0,15	0,245	5,5	0,148	3,109	2,2	0,866
8	0,15	0,245	5,4	0,149	3,074	2,3	0,818
9	0,15	0,245	5,6	0,151	3,230	2,1	0,942
10	0,15	0,245	5,5	0,152	3,194	2,2	0,889

ДОДАТОК Ґ
ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ З ВИКОРИСТАННЯМ ҐРУНТОВИХ ЗОНДІВ

```
unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, Grids, DBGrids, DB, StdCtrls, ExtCtrls, adscnnct, adsdata, adsfunc,
  adstable, ComCtrls;
type
  TMainForm = class(TForm)
    Button1: TButton;
    Edit_u: TEdit;
    Edit_ro: TEdit;
    Edit_tzn: TEdit;
    Edit_tzk: TEdit;
    Edit_delta: TEdit;
    Edit_zn: TEdit;
    Edit_zk: TEdit;
    Edit_dint: TEdit;
    Edit_dout: TEdit;
    Edit_step: TEdit;
    Edit_steppipes: TEdit;
    Edit_condpipe: TEdit;
    Edit_condground: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Label2: TLabel;
    Label5: TLabel;
    Label6: TLabel;
    Label7: TLabel;
    Label8: TLabel;
    Label9: TLabel;
    Label10: TLabel;
    Label11: TLabel;
    Label12: TLabel;
    Label13: TLabel;
    Label14: TLabel;
```

Label15: TLabel;
Label21: TLabel;
Label22: TLabel;
Label26: TLabel;
Label27: TLabel;
Label25: TLabel;
Label28: TLabel;
Label29: TLabel;
Label30: TLabel;
Label31: TLabel;
Label32: TLabel;
Label33: TLabel;
Label34: TLabel;
Label35: TLabel;
results_box1: TGroupBox;
Label41: TLabel;
Edit_re: TEdit;
Label42: TLabel;
Label43: TLabel;
Edit_pr: TEdit;
Edit_p: TEdit;
Label44: TLabel;
Label45: TLabel;
Label46: TLabel;
Edit_nu: TEdit;
Edit_alfa: TEdit;
Edit_k: TEdit;
Label48: TLabel;
Label47: TLabel;
Label49: TLabel;
Label51: TLabel;
Edit_Q: TEdit;
Edit_f: TEdit;
Label3: TLabel;
Label4: TLabel;
data_table: TAdsTable;
AdsConnection1: TAdsConnection;
pre_box: TGroupBox;
Label16: TLabel;

```
Label17: TLabel;
Label18: TLabel;
Label19: TLabel;
Label20: TLabel;
Label36: TLabel;
Label37: TLabel;
Label38: TLabel;
Label39: TLabel;
Label40: TLabel;
Edit_visc1: TEdit;
Edit_visc2: TEdit;
Edit_ro1: TEdit;
Edit_ro2: TEdit;
Edit_cp1: TEdit;
Edit_cp2: TEdit;
Edit_lambda1: TEdit;
Edit_lambda2: TEdit;
Edit_t1: TEdit;
Edit_t2: TEdit;
RadioGroup1: TRadioGroup;
spec_box: TGroupBox;
DataSource1: TDataSource;
DBGrid1: TDBGrid;
res_table: TAdsTable;
DataSource2: TDataSource;
results_box2: TGroupBox;
DBGrid2: TDBGrid;
res_tableRe: TAdsStringField;
res_tablePr: TAdsStringField;
res_tableRePrdL: TAdsStringField;
res_tableNu: TAdsStringField;
res_tableALFA: TAdsStringField;
res_tableK: TAdsStringField;
data_tableDyn_visc: TAdsStringField;
data_tablero: TAdsStringField;
data_tableCp: TAdsStringField;
data_tableLAMBDA: TAdsStringField;
data_tableG_temp: TAdsStringField;
data_tableA_temp: TAdsStringField;
```

```
    res_tableQ: TStringField;
    Edit1: TEdit;
    res_tablet1: TStringField;
    res_tablet2: TStringField;
    DateTimePicker1: TDateTimePicker;
    res_tablet_napor: TAdsStringField;
    Label23: TLabel;
    Label24: TLabel;
    data_tablepipe_visc: TAdsStringField;
    Button2: TButton;
    Label52: TLabel;
    Edit_Q2: TEdit;
    Label50: TLabel;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure RadioGroup1Click(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;
var
  MainForm: TMainForm;
implementation
uses Unit4;
{$R *.dfm}
procedure TMainForm.Button1Click(Sender: TObject);
var f0, W, dgidr, f, dynvisc, kinemvisc, ro, lambda, Cp, a, napor,k, re, pr, p, nu, alfa, t1,
t2, q, q_sum, temper, pipe_visc: real;
var dynvisc_i, ro_i, lambda_i, Cp_i, g_temp_i, a_temp_i, pipe_visc_i: array[0..10] of
real;
var i, n: integer;
var date: string;
begin
  f0:=(sqr(strtofloat(Edit_dout.text))–sqr(strtofloat(Edit_dint.text)))*Pi/4;
  W:=strtofloat(edit_u.text)*strtofloat(edit_ro.text)*f0;
  dgidr:=sqrt(f0*4/Pi);
  f:=strtofloat(Edit_dout.text)*Pi*strtofloat(Edit_step.text);
  edit_f.text:=floattostr(f);
```

```
if radiogroup1.ItemIndex=0 then
begin
  dynvisc:=(strtofloat(Edit_visc1.Text)+strtofloat(Edit_visc2.Text))/2;
  ro:=(strtofloat(Edit_ro1.Text)+strtofloat(Edit_ro2.Text))/2;
  kinemvisc:=dynvisc/ro;
  lambda:=(strtofloat(Edit_lambda1.Text)+strtofloat(Edit_lambda2.Text))/2;
  Cp:=(strtofloat(Edit_Cp1.Text)+strtofloat(Edit_Cp2.Text))/2;
  a:=lambda/(Cp*1000*ro);
  Edit_Re.text:=floattostr(strtofloat(edit_u.text)*f0/kinemvisc);
  Edit_Pr.text:=floattostr(system.Round(kinemvisc/a));
Edit_p.Text:=floattostr(system.Round(strtofloat(Edit_Re.text)*strtofloat(Edit_Pr.text)*
dgidr/strtofloat(Edit_step.text)));
  if strtofloat(Edit_p.Text)<4.5 then
Edit_Nu.Text:=floattostr(system.Round(0.5*strtofloat(Edit_p.Text)))
  else if (strtofloat(Edit_p.Text)>4.5) then
Edit_Nu.Text:=floattostr(system.Round(1.62*strtofloat(Edit_Re.Text)*strtofloat(Edit_P
r.Text)*exp(0.33*ln(dgidr/strtofloat(Edit_step.Text)))));
  Edit_ALFA.text:=floattostr(system.Round(strtofloat(Edit_Nu.Text)*lambda/dgidr));
  napor:=((strtofloat(Edit_Tzn.text)–strtofloat(Edit_T1.Text))–
(strtofloat(Edit_Tzk.text)–strtofloat(Edit_T2.Text)))/ln((strtofloat(Edit_Tzn.text)–
strtofloat(Edit_T1.Text))/(strtofloat(Edit_Tzk.text)–strtofloat(Edit_T2.Text)));
k:=1/(1/(strtofloat(Edit_ALFA.text))+strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpip
e.text)+f*ln(2*strtofloat(Edit_step.text)/(strtofloat(Edit_dout.text)/2))/(2*Pi*strtofloat(E
dit_step.text)*strtofloat(Edit_condground.text)));
  Edit_k.text:=floattostr(k);
  Edit_Q.text:=floattostr(f*k*napor);
  //2.57 – температурный напор между грунтом и рабочим телом
  //Edit_Q2.text:=floattostr(1000*W*Cp*(strtofloat(Edit_T2.Text)–
strtofloat(Edit_T1.text)));
  //results_box1.visible:=true;
end
else if radiogroup1.ItemIndex=1 then
  begin
  q_sum:=0;
  res_table.Active:=false;
  datetimepicker1.Update;
  datetimepicker1.Refresh;
  date:=FormatDateTime('yyyy_mm_dd_hh_nn_ss',DateTimePicker1.date);
  res_table.TableName:=date+'.adt';
```

```
  res_table.CreateTable;
  res_table.open;
  res_table.Edit;
  results_box2.visible:=true;
  data_table.active:=true;
  data_table.First;
  for n := 0 to data_table.RecordCount–2 do begin
    dynvisc_i[n]:=data_table.Fields[0].value;
    ro_i[n]:=data_table.Fields[1].value;
    Cp_i[n]:=data_table.Fields[2].value;
    lambda_i[n]:=data_table.Fields[3].value;
    g_temp_i[n]:=data_table.Fields[4].value;
    a_temp_i[n]:=data_table.Fields[5].value;
    pipe_visc_i[n]:=data_table.Fields[6].value;
    data_table.Next;
    end;
  dynvisc_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[0].Value;
  ro_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[1].value;
  Cp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[2].value;
  lambda_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[3].value;
  g_temp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[4].value;
  a_temp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[5].value;
  for n := 0 to data_table.RecordCount–2 do begin
    res_table.Insert;
    dynvisc:=(dynvisc_i[n]+dynvisc_i[n+1])/2;
    ro:=(ro_i[n]+ro_i[n+1])/2;
    kinemvisc:=dynvisc/ro;
    lambda:=(lambda_i[n]+lambda_i[n+1])/2;
    Cp:=(Cp_i[n]+Cp_i[n+1])/2;
    pipe_visc:=(pipe_visc_i[n]+pipe_visc_i[n+1])/2;
    a:=lambda/(Cp*1000*ro);
    re:=strtofloat(edit_u.text)*f0/kinemvisc;
    pr:=kinemvisc/a;
    p:=re*pr*dgidr/strtofloat(Edit_step.text);
    if p<4.5 then nu:=0.5*p
    else if (p>=4.5) {and (p<13)} then
nu:=1.62*re*pr*exp(0.33*ln(dgidr/strtofloat(Edit_step.Text)))
    else if (p>=13) then nu:=1.86*0.14*ln(dynvisc/pipe_visc)*0.33*ln(p);
    alfa:=nu*lambda/dgidr;
```

```
k:=1/(1/alfa+strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpipe.text)+(f*ln(2*strtofloat(
Edit_step.text)/(strtofloat(Edit_delta.text)/2))/(2*Pi*strtofloat(Edit_step.text)*strtofloat(
Edit_condground.text))));
   // начало определения температурного напора
   t1:=g_temp_i[n]–a_temp_i[n];
   t2:=g_temp_i[n+1]–a_temp_i[n+1];
   temper:=(t1–t2)/ln(t1/t2);
   if (t1>=t2) then napor:=(t1–t2)/ln(t1/t2)
   else napor :=(t2–t1)/ln(t2/t1);
   // конец определения температурного напора
   q:=f*k*napor;
   res_table.fields[0].AsFloat:=re;
   res_table.fields[1].AsFloat:=Pr;
   res_table.fields[2].AsFloat:=p;
   res_table.fields[3].AsFloat:=Nu;
   res_table.fields[4].AsFloat:=ALFA;
   res_table.fields[5].AsFloat:=k;
   res_table.fields[6].AsFloat:=q;
   res_table.fields[7].asfloat:=t1;
   res_table.fields[8].asfloat:=t2;
   res_table.Fields[9].asfloat:=napor;
   q_sum:=q_sum+q;
   res_table.Next;
  end;
  edit1.text:=floattostr(q_sum);
  res_table.close;
  res_table.Active:=true;
{  Edit_Q2.text:=floattostr(1000*W*Cp*(strtofloat(Edit_T2.Text)–
strtofloat(Edit_T1.text)));
  Edit_Q.text:=floattostr(f*k*napor);}
  results_box1.visible:=false;
  results_box2.Visible:=true;
  end;
  end;
procedure TMainForm.Button2Click(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
mainform.res_table.first;
GrafForm.Series1.Clear;
```

```
GrafForm.Series2.Clear;
for I := mainform.res_table.RecordCount downto 1 do
  begin
  GrafForm.series1.addxy(i,mainform.res_table.fields[6].value,inttostr(i),clBlack);
    if i>0 then mainform.res_table.Next;
  end;
GrafForm.series2.addxy(10,5.891,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(9,6.318,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(8,6.746,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(7,7.402,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(6,8.285,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(5,10.287,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(4,12.436,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(3,12.96,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(2,12.96,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(1,7.095,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.Series1.Repaint;
GrafForm.ShowModal;
end;
procedure TMainForm.RadioGroup1Click(Sender: TObject);
begin
if radiogroup1.ItemIndex=0 then
begin
  pre_box.Visible:=true;
  spec_box.visible:=false;
  results_box1.Visible:=true;
  results_box2.Visible:=false;
end
else
begin
  pre_box.Visible:=false;
  spec_box.visible:=true;
  results_box1.Visible:=false;
  results_box2.Visible:=true;
end;
end;
end
```

ДОДАТОК Д
ВХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ҐРУНТОВОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ТА ХАРАКТЕРИСТКА ОБ'ЄКТУ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Вхідні параметри конфігурації ґрунтового контуру які обрані для чисельного моделювання, наведено в таблиці Д.1

Таблиця Д.1 – Вхідні параметри

Параметри	Робоче	тіло циклу
Теплоносій	Фреон	R717
Швидкість теплоносія, U	м/с	0,15
Густина теплоносія , ρ	кг/м^3	7,69
Теплоємність, $c_р$	кДж/(кг·К)	4,94
Теплопровідність, λ	Вт/(кг·К)	0,42
Температура на вході, $T_{ВХ}$	ºС	5,00
Температура на виході, $T_{ВИХ}$		10,00
Довжина ҐТ	м	10
Рівень верхнього торця зонду $z_Н$	м	1
Рівень нижнього торця зонду $z_К$	м	11
Діаметр зовнішній ҐТ	м	0,05
Діаметр зовнішній ҐТ	м	0,028
Конструктивний матеріал ҐТ	алюміній	
Теплопровідність	Вт/(кг·К)	205
Товщина зовнішньої труби	м	0,003

ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБ'ЄКТУ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Температура всередині будинку 20°С, Температура зовнішня –22°С

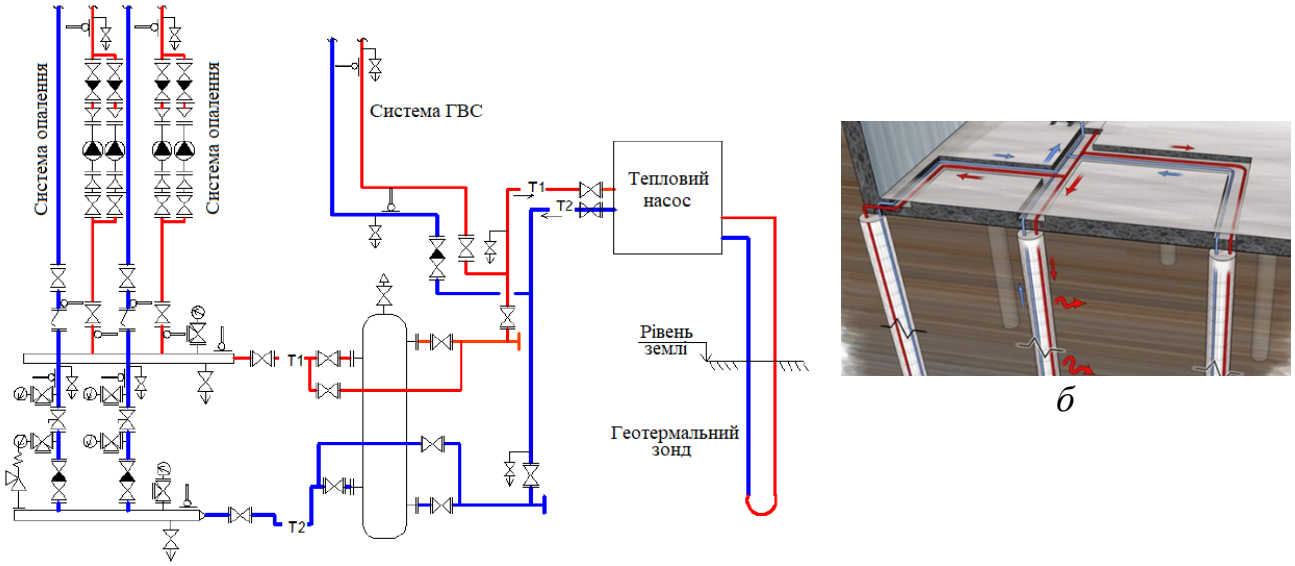
Таблиця Д.1 – Результати розрахунку теплових потреб будівлі

Північна сторона		
Площа стіни $A_{ст}$	$м^2$	15,235
Площа вікон $A_{окон}$	$м^2$	0
Коефіцієнт теплопередачі для стін, $k_{ст}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Коефіцієнт теплопередачі для вікон, $k_{окон}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,91
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0,15
Коефіцієнт положення огородження n	–	1
Західна сторона		
Площа стіни $A_{ст}$	$м^2$	16,5855
Площа вікон $A_{окон}$	$м^2$	3,22
Коефіцієнт теплопередачі для стін, $k_{ст}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Коефіцієнт теплопередачі для вікон, $k_{окон}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,91
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0,15
Коефіцієнт положення огородження n	–	1
Південна сторона		
Площа стіни $A_{ст}$	$м^2$	12,015
Площа вікон $A_{окон}$	$м^2$	3,22
Коефіцієнт теплопередачі для стін, $k_{ст}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Коефіцієнт теплопередачі для вікон, $k_{окон}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,91
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0,15
Коефіцієнт положення огородження n	–	1
Східна сторона		
Площа стіни $A_{ст}$	$м^2$	16,5855
Площа вікон $A_{окон}$	$м^2$	1,61
Коефіцієнт теплопередачі для стін, $k_{ст}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Коефіцієнт теплопередачі для вікон, $k_{окон}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,91
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0,15
Коефіцієнт положення огородження n	–	1
Стеля		
Площа стелі, $A_п$	$м^2$	39,325
Коефіцієнт теплопередачі для стелі, $k_п$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0
Підлога		
Площа підлоги, $A_п$	$м^2$	39,325
Коефіцієнт теплопередачі для підлоги, $k_п$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	0,62
Додатковий коефіцієнт втрат β	–	0

Таблиця Д.2 – Результати розрахунку тепловтрат будівлі

Північна сторона		
Втрати тепла через стіни, Вт	$Q_{ст} = A_{ст} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{ст}$	456
Втрати тепла через вікна, Вт	$Q_{окон} = A_{окон} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{окон}$	0
Західна сторона		
Втрати тепла через стіни, Вт	$Q_{ст} = A_{ст} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{ст}$	497
Втрати тепла через вікна, Вт	$Q_{окон} = A_{окон} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{окон}$	142
Південна сторона		
Втрати тепла через стіни, Вт	$Q_{ст} = A_{ст} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{ст}$	360
Втрати тепла через вікна, Вт	$Q_{окон} = A_{окон} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{окон}$	142
Східна сторона		
Втрати тепла через стіни, Вт	$Q_{ст} = A_{ст} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{ст}$	497
Втрати тепла через вікна, Вт	$Q_{окон} = A_{окон} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{окон}$	71
Стеля		
Втрати тепла, Вт	$Q_{п} = A_{п} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{п}$	1024
Підлога		
Втрати тепла, Вт	$Q_{п} = A_{п} \cdot (t_{вн} – t_{нар}) \cdot (1+\beta) \cdot k_{п}$	1024
Сума втрат		
Втрати тепла сумарні, кВт	$Q_{сум} = \Sigma Q/1000$	4

ДОДАТОК Є
ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ З ВИКОРИСТАННЯМ ГРУНТОВИХ ВОД



а *б*

Рисунок Є.1 – Однопоточна схема теплонасосної системи з використанням грунтових вод: а) тільки теплопостачання (або тільки кондиціювання); б) грунтовый контур ГВТНС

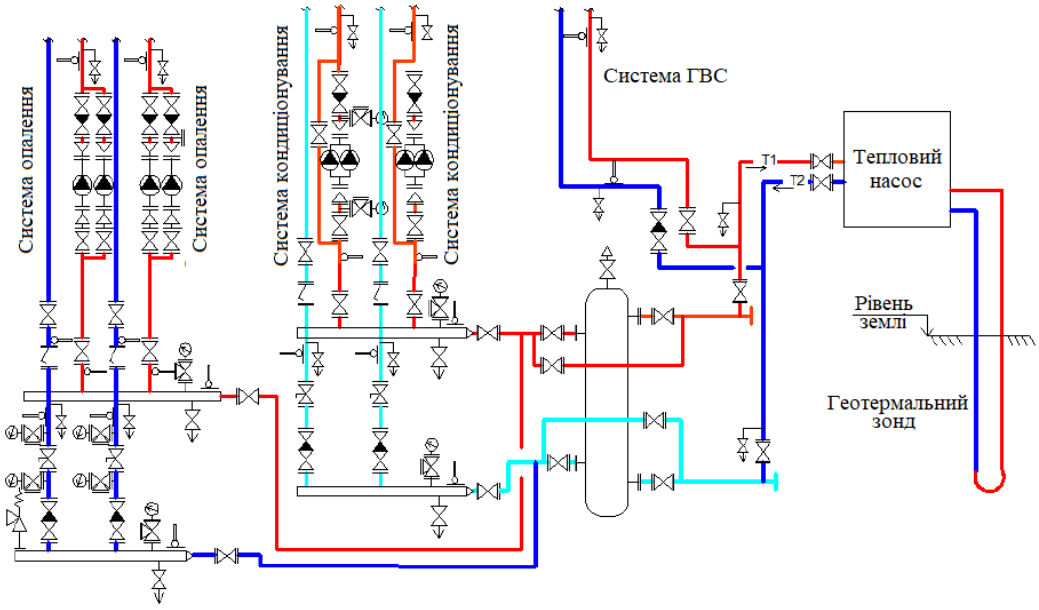


Рисунок Є.2 – Змішана схема теплонасосної системи з використанням грунтових вод для теплозабезпечення та кондиціонування, що функціонує в знакозмінному режимі (сезонні зміни навантаження зі зміною напрямку потоку за рахунок перемикання теплового насоса з режиму теплопостачання на режим кондиціювання і навпаки

Розглянемо особливості використання грунтових вод, які необхідно враховувати у математичній моделі теплонасосоної системи на базі грунтових вод (ГВТНС):

– свердловина з грунтовими водами є локальним джерелом теплоти для ГВТНС в змішаному режимі режимі теплопостачання та накопичувачем теплоти в режимі кондиціонування, що вносить локальне спотворення в природне температурне поле масиву грунту навколо свердловини, що призводить до підвищення температури (при підведенні теплоти до ОТ) або зниження температури (при відведенні теплоти від ОТ) в зоні впливу свердловини на грунтовий масив. При зупинці ГВТНС відбувається поступове повернення до природного (фонового) значення температури масиву грунту навколо свердловини;

– значна маса ґрунтового масиву та його термічний опір значно скорочують зону впливу свердловини, знижуючи темпи охолодження або нагрівання. У поєднанні з малою густиною фонових теплових потоків грунтовий пласт доцільно використовувати як акумулятор теплоти (ТА), ефективність якого суттєво підвищується в знакозмінному режимі експлуатації ГВТНС, особливо, коли реалізується принцип регенерації теплоти;

– нестаціонарний режим роботи свердловини з грунтовою водою обумовлений роботою ГВТНС на однопоточна систему теплопостачання чи кондиціонування (рисунок Є.1) або на змішану систему теплопостачання і кондиціювання (рисунок Є.2), потреба яких у теплоти чи холоді залежить від багатьох впливових чинників технологічного, гідрогеологічного і кліматичного походження;

– на нестаціонарний режим роботи свердловини з грунтовою водою, як низькопотенційного джерела теплоти для ГВТНС може здійснювати вплив фільтраційний потік грунтових вод.

ДОДАТОК Ж

РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ҐРУНТОВОГО МАСИВУ НАВКОЛО СВЕРДЛОВИНИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИ РОБОТІ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ЗІ ЗНАКОЗМІННИМ НАПРЯМКОМ ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ

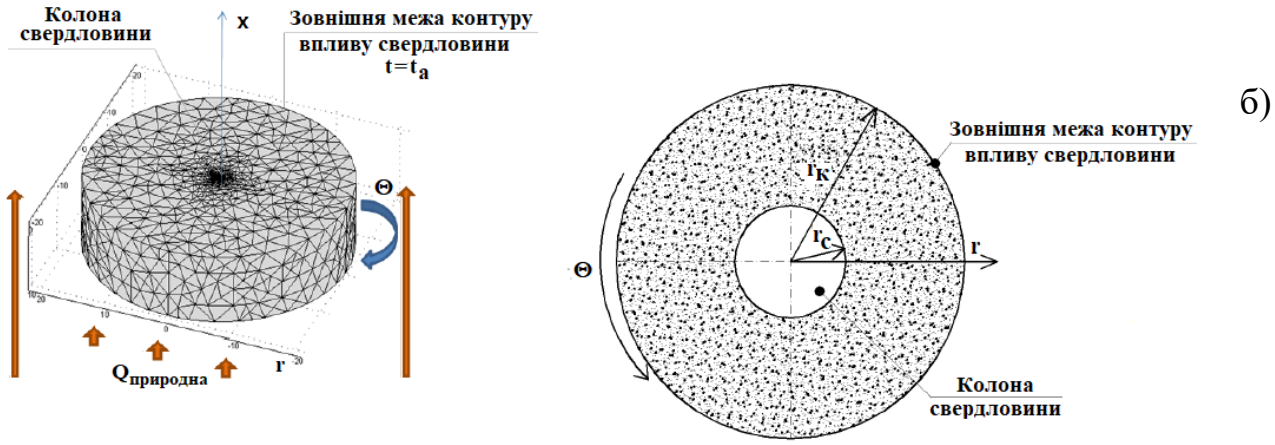


Рисунок Ж.1 – Розрахункова схема грунтового масиву навколо свердловини

а) грунтовий масив; б) поперечний переріз

$r_к$ – радіус грунтового масиву; $r_с$ – радіус свердловини;

$Q_{природна}$ – природна теплота грунтового масиву навколо свердловини

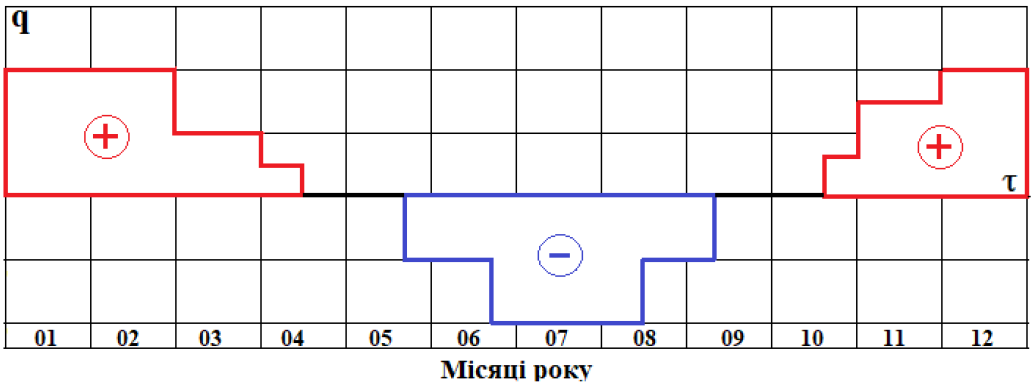
ГЕТНС, завдяки реверсивності режимів роботи, може ефективно функціонувати в режимі опалення в холодний сезон року і в режимі кондиціонування влітку. З техніко-економічної точки зору доцільно скидати вторинну теплоту у свердловину, що забезпечить не тільки відновлення поля температур, а й підвищення термодинамічної ефективності циклу ТН, відповідно [16]. При чисельному моделюванні поля температур в реверсивних процесах треба враховувати змінну величину коефіцієнта регенерації k_p.

Усереднені теплові характеристики ГЕТН при функціонуванні системи в реверсивних режимах наведено на рисунку Ж.2, а. За результатами чисельного

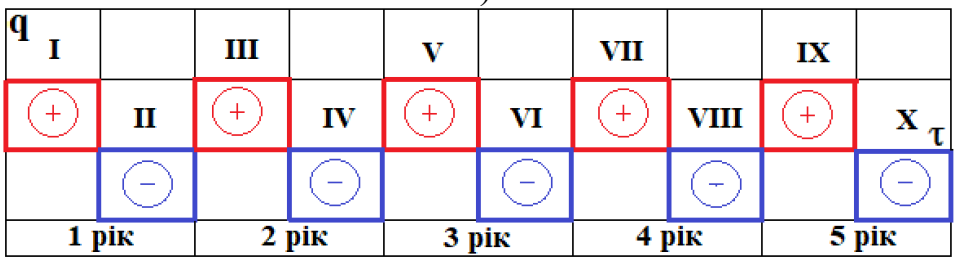
моделювання можна визначити тривалість циклів включення і зупинки геотермального теплового насосу (рисунок Ж.2, б), яка залежить від кліматичними і технологічних чинників, які змінюються протягом довготривалого періоду роботи системи. Тривалість досягнення квазістаціонарного режиму визначається шляхом чисельного моделювання і звичайно це ть років, що підтверджується експлуатаційними випробуваннями діючих свердловин [68, 69]. Таким чином, при чисельному моделюванні урахування тривалості змінних режимних циклів при функціонуванні ҐВТНС становило не менше п'ять років, з урахуванням енергетичного потенціалу геотермального джерела.

Пікові величини температур в масиві грунту навколо геотермального джерела досягаються в момент часу, коли завершуються знакозмінні режими роботи (опалення і кондиціонування) ҐВТНС. Отже при чисельному моделюванні саме ці пікові значення температур використовуються для визначення експлуатаційних характеристик системи. Чергування реверсивних режимів роботи ҐВТНС, а саме, режимів відводу теплоти зі свердловини (взимку) та скиду теплоти у свердловину (влітку) призводить до різних температурних режимів ґрунтового пласту навколо свердловини. Слід зазначити, що знакозмінний режим роботи теплового насоса супроводжується регенерацією теплоти у грунтовому масиві. При цьому, за ідеальні умови найкращим температурним режимом є нульовий тепловий баланс, коли кількість теплоти, що відбирається взимку від геотермального масиву, дорівнює кількості теплоти, що повертається до нього влітку. Це означає, що при адіабатичному режимі температура ґрунтового масиву не має змінюватися у довгостроковій перспективі функціонування теплонасосної системи з використанням ґрунтових вод. Чергування режимів знакозмінних режимів роботи ҐВТНС наведено на рисунку Ж.2, б. Визначення зміни теплового стану ґрунтового масиву в умовах знакозмінного нестаціонарного теплового потоку є складним завданням, бо вимагає математичного моделювання поля температур, яке сформовано під впливом різних нестаціонарних чинників, які, в свою чергу, визначають процеси теплозбору або тепловідводу, з урахуванням змінних

зовнішніх кліматичних умов, характеристик циклу ҐВТН та властивостей ґрунтового пласту навколо свердловини [16, 17, 19].



а)



б)

Рисунок Ж.2 – Навантаження в змінних режимах роботи ГЕТНС:
тривалість реверсивних періодів роботи:
а) розрахункова схема реверсивних циклів:
б) знакозмінні цикли етапів функціонування системи

ДОДАТОК З

РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР В ГРУНТОВОМУ МАСИВІ НАВКОЛО СВЕРДЛОВИНИ З ГРУНТОВИМИ ВОДАМИ

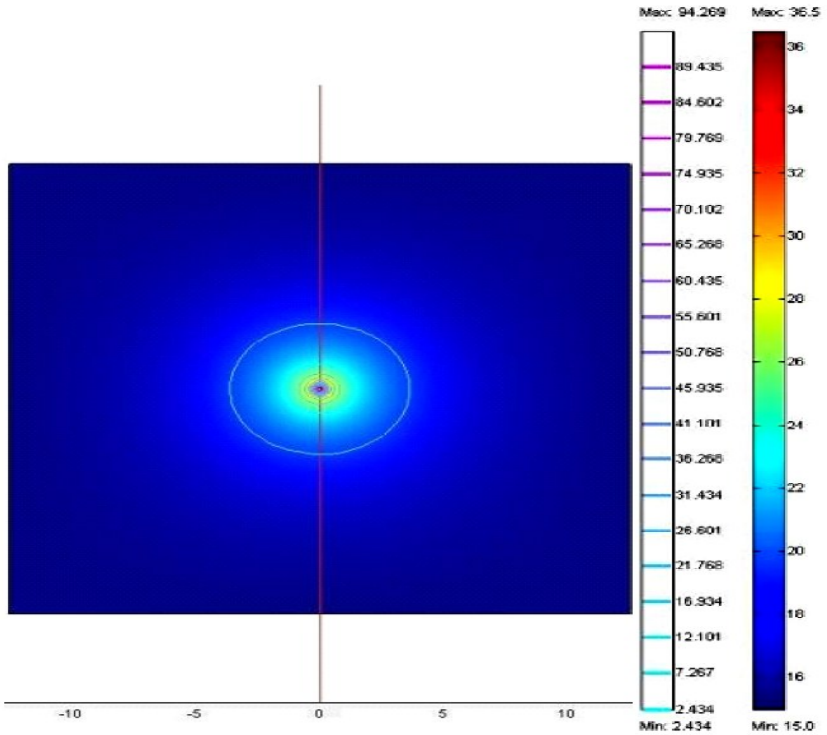


Рисунок З.1– Поле температур при позитивному тепловому навантаженні протягом перших шести місяців функціонування ГВТНС

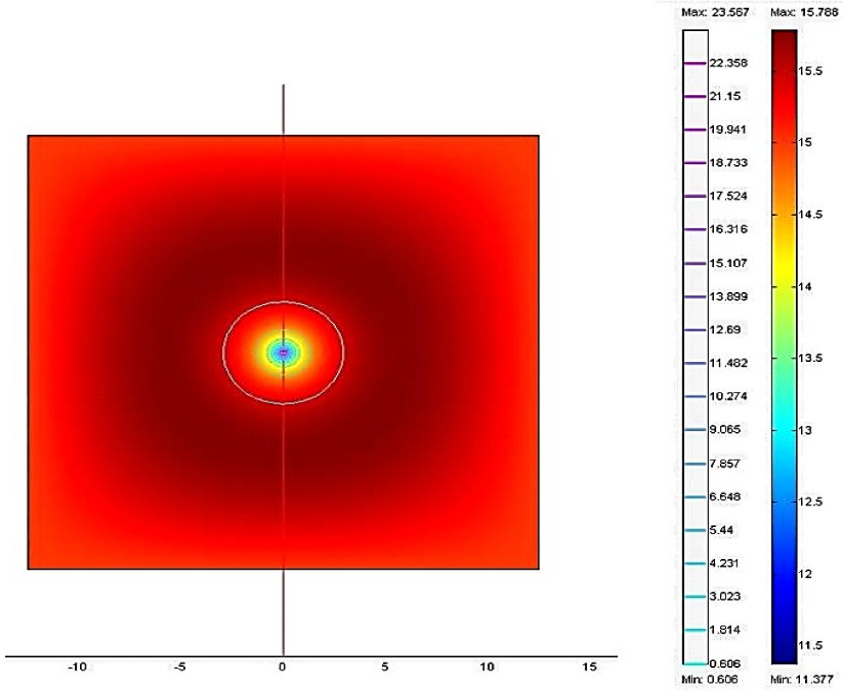
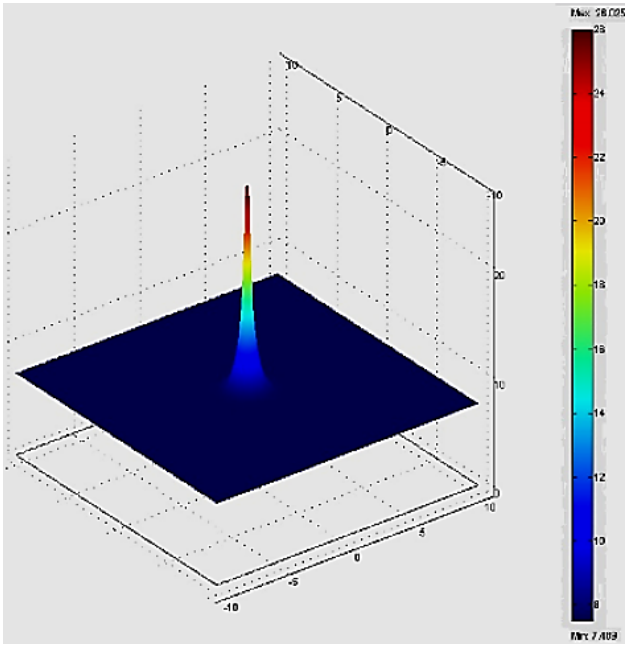
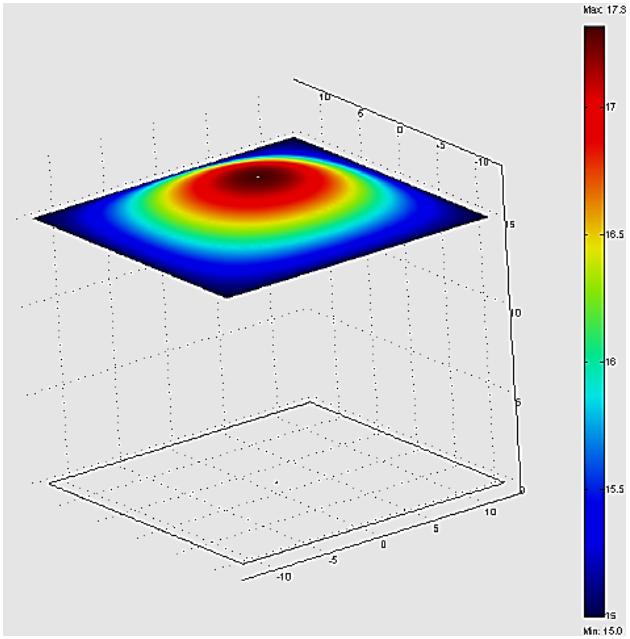


Рисунок З.2– Поле температур при знакозмінному тепловому навантаженні протягом першого року функціонування ГВТНС

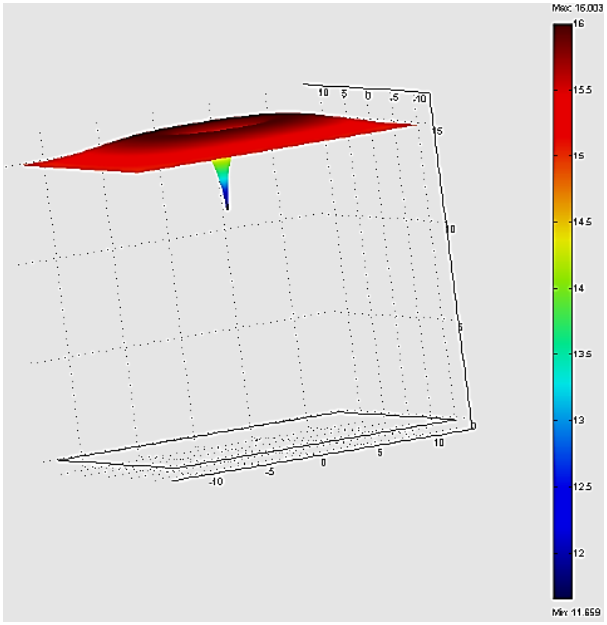
РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ ТЕМПЕРАТУР В ГРУНТОВОМУ МАСИВІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ ПІДВОДІ ТЕПЛОТИ У СВЕРДЛОВИНУ



а)



б)



в)

Рисунок 3.3 – Зміна температурного поля при роботі ГВТНС в режимах:
а) активне навантаження протягом півроку;
б) зупинка теплового насосу;
в) знакозмінне навантаження протягом першого року експлуатації

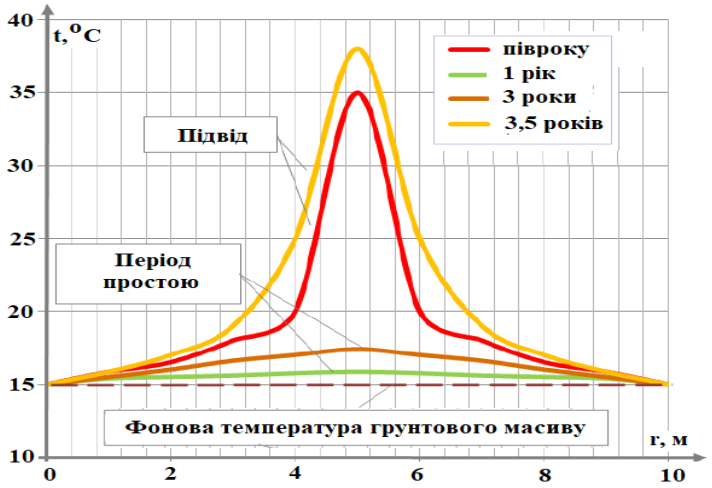


Рисунок 3.4 –Зміна температури грунтового масиву від першого включення ГЕТНС до рівноважного (квазістаціонарного) стану при однопоточному режимі

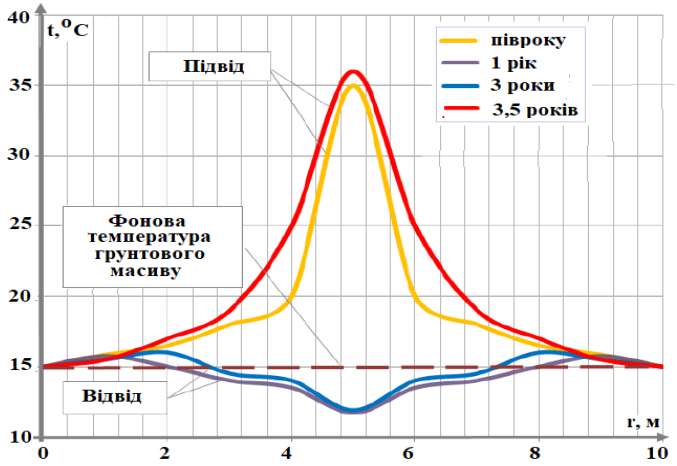
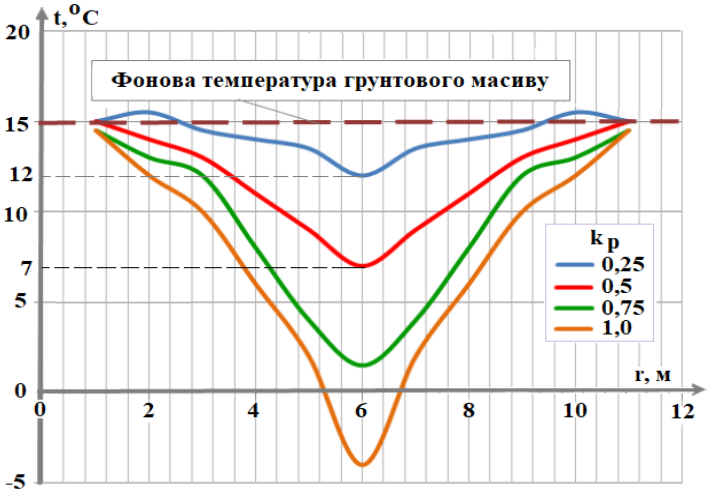


Рисунок 3.5 –Зміна температури грунтового масиву від першого включення ГЕТНС до рівноважного (квазістаціонарного) стану в знакозмінному режимі



в)

Рисунок 3.6 –Зміна температури грунтового масиву від першого включення ГЕТНС при зміні коефіцієнтів регенерації $k_p = 0…1$

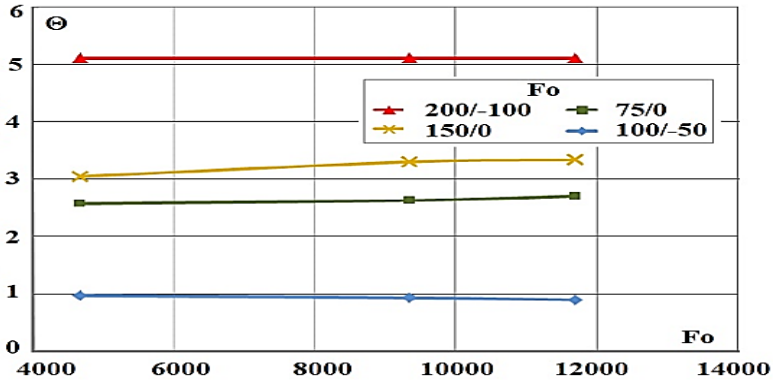


Рисунок 3.7 – Вплив регенерації на температурне поле масиву грунту навколо СҐВ при k_p= 0,5

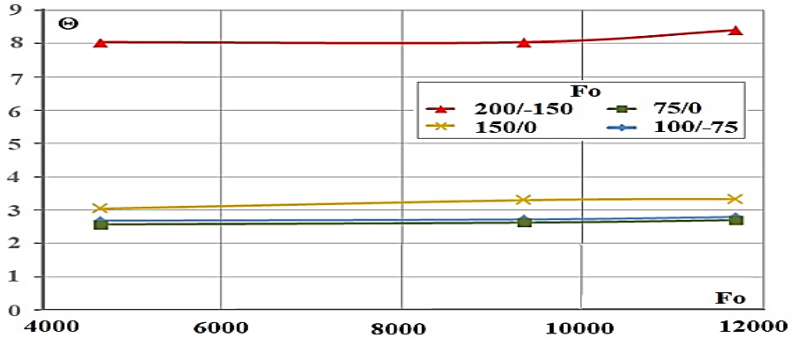


Рисунок 3.8 – Вплив регенерації на температурне поле масиву грунту навколо СҐВ при k_p= 0,75

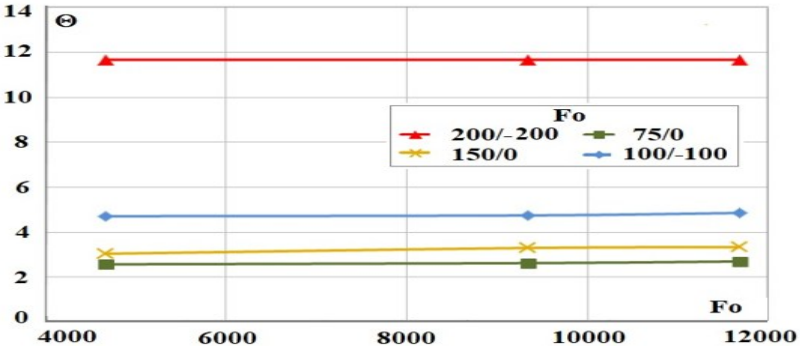


Рисунок 3.9 – Вплив регенерації на температурне поле масиву грунту навколо СҐВ k_p=1,0

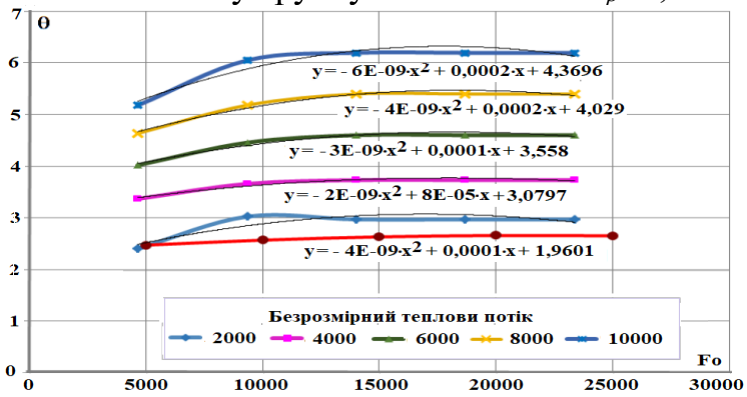


Рисунок 3.10 – Залежність безрозмірної температури θ в залежності від числа Фур'є та безрозмірного Q активного теплового потоку

ДОДАТОК І
АЛГОРИТМ І БЛОК-СХЕМА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ НА БАЗІ ГРУНТОВИХ ВОД

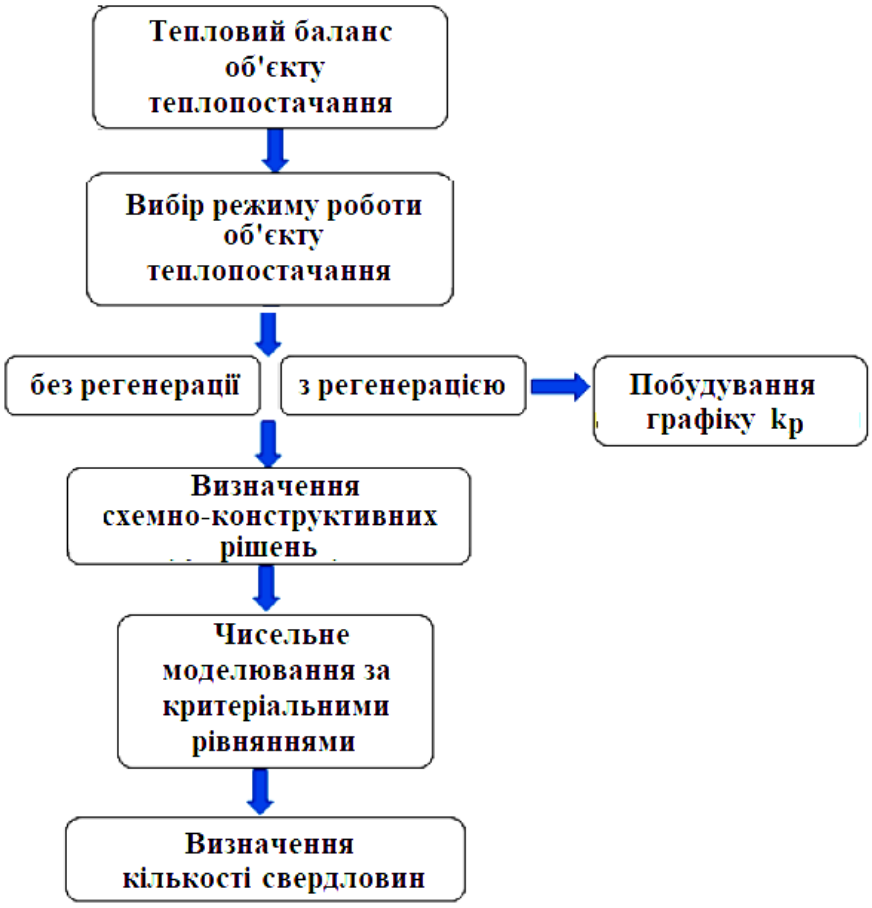


Рисунок *І.1* – Блок-схема чисельного моделювання ГВТНС за критеріальними рівняннями

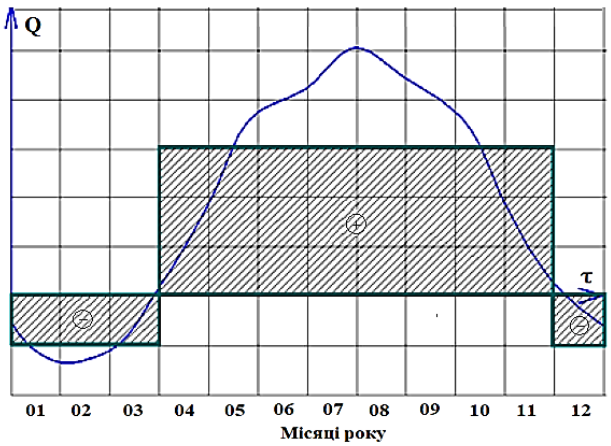


Рисунок *І.2* – Зміна безрозмірного знакозмінного активного теплового навантаження при роботі ГВТНС усередного протягом року

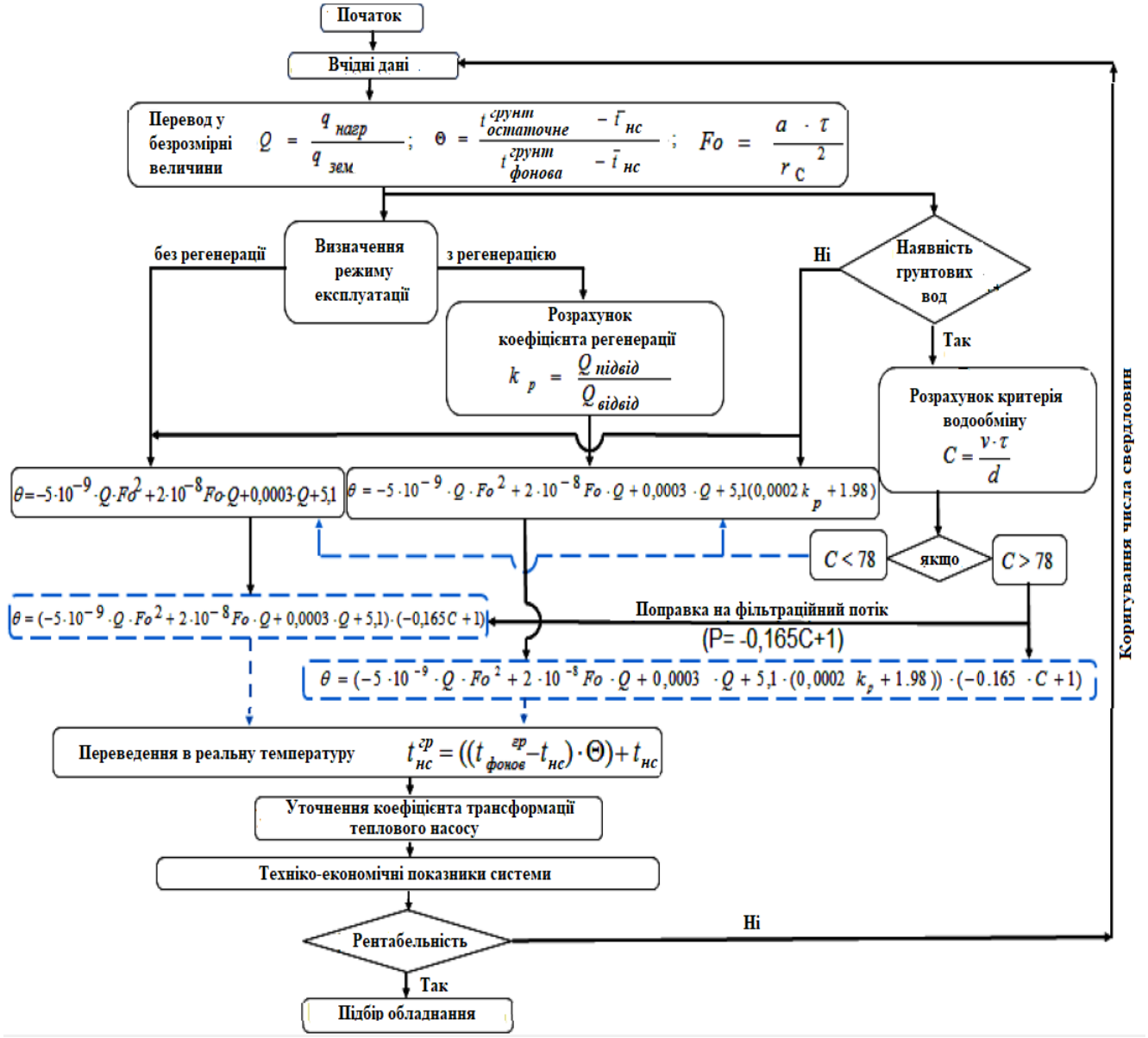


Рисунок І.3 – Блок-схема розрахунку техніко-економічних показників теплового насосу при реалізації теплопостачання і кондиціювання, з використанням грунтових вод

ДОДАТОК К
ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ З ВИКОРИСТАННЯМ СКИДНИХ ВОД

```
unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, Grids, DBGrids, DB, StdCtrls, ExtCtrls, adscnnct, adsdata, adsfunc,
  adstable, ComCtrls, math;
type
  TMainForm = class(TForm)
    Button1: TButton;
    Edit_u: TEdit;
    Edit_delta: TEdit;
    Edit_dout: TEdit;
    Edit_condpipe: TEdit;
    Edit_condwater: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Label7: TLabel;
    Label11: TLabel;
    Label14: TLabel;
    Label15: TLabel;
    Label21: TLabel;
    Label25: TLabel;
    Label31: TLabel;
    Label34: TLabel;
    Label35: TLabel;
    results_box1: TGroupBox;
    Label41: TLabel;
```

Edit_re: TEdit;

Label42: TLabel;

Edit_pr: TEdit;

Label44: TLabel;

Label45: TLabel;

Label46: TLabel;

Edit_nu: TEdit;

Edit_alfa: TEdit;

Edit_k: TEdit;

Label48: TLabel;

Label47: TLabel;

Label49: TLabel;

Label51: TLabel;

Edit_L: TEdit;

Edit_f: TEdit;

Label3: TLabel;

Label4: TLabel;

data_table: TAdsTable;

AdsConnection1: TAdsConnection;

pre_box: TGroupBox;

Label16: TLabel;

Label17: TLabel;

Label18: TLabel;

Label19: TLabel;

Label20: TLabel;

Label36: TLabel;

Label37: TLabel;

Label38: TLabel;

Label39: TLabel;

Label40: TLabel;

Edit_visc1: TEdit;

Edit_visc2: TEdit;

Edit_ro1: TEdit;

Edit_ro2: TEdit;

Edit_cp1: TEdit;

Edit_cp2: TEdit;

Edit_lambda1: TEdit;

Edit_lambda2: TEdit;

Edit_t1: TEdit;

Edit_t2: TEdit;

spec_box: TGroupBox;

DataSource1: TDataSource;

DBGrid1: TDBGrid;

res_table: TAdsTable;

DataSource2: TDataSource;

results_box2: TGroupBox;

DBGrid2: TDBGrid;

res_tableRe: TAdsStringField;

res_tablePr: TAdsStringField;

res_tableRePrdL: TAdsStringField;

res_tableNu: TAdsStringField;

res_tableALFA: TAdsStringField;

res_tableK: TAdsStringField;

data_tableDyn_visc: TAdsStringField;

data_tablero: TAdsStringField;

data_tableCp: TAdsStringField;

data_tableLAMBDA: TAdsStringField;

data_tableG_temp: TAdsStringField;

data_tableA_temp: TAdsStringField;

res_tableQ: TStringField;

```
Edit1: TEdit;
res_tablet1: TStringField;
res_tablet2: TStringField;
DateTimePicker1: TDateTimePicker;
res_tablet_napor: TAdsStringField;
Label23: TLabel;
Label24: TLabel;
data_tablepipe_visc: TAdsStringField;
Button2: TButton;
Label52: TLabel;
Edit_iter: TEdit;
Label50: TLabel;
Label5: TLabel;
Label6: TLabel;
Edit_u_water: TEdit;
Label8: TLabel;
Label9: TLabel;
Edit_d_water: TEdit;
Label12: TLabel;
Label13: TLabel;
Edit_Q: TEdit;
Label26: TLabel;
Edit_COP: TEdit;
Edit_x: TEdit;
Label10: TLabel;
edit_alfa1: TEdit;
Edit2: TEdit;
Edit3: TEdit;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure Button2Click(Sender: TObject);
```

```
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;
var
  MainForm: TMainForm;
implementation
uses Unit4;
{$R *.dfm}
procedure TMainForm.Button1Click(Sender: TObject);
var h, d_w, k_, Q_, ftr, L, step, f_pipes, f_water, f0, alfa2, W, dgidr, f, c, m, dynvisc,
kinemvisc, ro, dynvisc2, kinemvisc2, ro2, lambda, lambda2, Cp, a2, a, napor,k, re, re2,
pr, pr2, p, nu, nu2, alfa, t1, t2, q, q_sum, q1_sum, temper, pipe_visc, corner, S, d_ekv:
real;
var dynvisc_i, ro_i, lambda_i, Cp_i, g_temp_i, a_temp_i, pipe_visc_i: array[0..10] of
real;
var iter, i, n: integer;
var date: string;
begin
// розрахунки попередні
  dgidr:=strtofloat(Edit_dout.text)–2*strtofloat(edit_delta.Text); // гидр. диаметр трубы
  ftr:=Pi*sqr(dgidr)/4;  // площадь поперечного сечения трубы
  data_table.active:=true;
  data_table.First;
  for n := 0 to data_table.RecordCount–2 do begin
     dynvisc_i[n]:=data_table.Fields[0].value;
    ro_i[n]:=data_table.Fields[1].value;
    Cp_i[n]:=data_table.Fields[2].value;
    lambda_i[n]:=data_table.Fields[3].value;
```

```
    pipe_visc_i[n]:=data_table.Fields[6].value;
    g_temp_i[n]:=data_table.Fields[4].value;
    a_temp_i[n]:=data_table.Fields[5].value;
    data_table.Next;
    end;
  g_temp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[4].value;
  a_temp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[5].value;
  dynvisc_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[0].Value;
  ro_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[1].value;
  Cp_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[2].value;
  lambda_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[3].value;
  pipe_visc_i[data_table.recordcount–1]:=data_table.Fields[6].value;
// температурний напір
  napor:=((g_temp_i[0]–a_temp_i[0])–(g_temp_i[data_table.RecordCount–1]–
a_temp_i[data_table.RecordCount–1]))/ln((g_temp_i[0]–a_temp_i[0])–
(g_temp_i[data_table.RecordCount–1]–a_temp_i[data_table.RecordCount–1]));
  dynvisc2:=1.1767/1000;
  ro2:=999.13;
  lambda2:=0.590;
  kinemvisc2:=1.21/1000000;
  a2:=1.3794/10000000;
  pr2:=kinemvisc2/a2;
  Edit_pr.Text:=floattostr(round(pr2));
  d_w:=strtofloat(edit_d_water.text)–2*strtofloat(edit_dout.Text);
  h:=0.5*d_w–(1–strtofloat(Edit_x.text))*d_w;
  f_water:=sqr(d_w)/4*(2*arccos(h/(0.5*d_w))+sin(2*arccos(h/(0.5*d_w))));
  corner:=2*arccos((strtofloat(Edit_x.text)*strtofloat(edit_d_water.text)–
0.5*strtofloat(edit_d_water.text))/(strtofloat(edit_d_water.text)/2–
strtofloat(edit_dout.text)));
```

```
  S:=Pi/4/360*sqr(strtofloat(edit_d_water.text)–2*strtofloat(edit_dout.Text))*corner–
(strtofloat(edit_d_water.text)–2*strtofloat(edit_dout.Text))/2*sin(corner);
  f_water:=Pi/4*sqr(strtofloat(edit_d_water.text)–2*strtofloat(edit_dout.Text))–S;
  edit3.Text:=floattostr(f_water);
  //f_water:=Pi*sqr(strtofloat(edit_d_water.text)–2*strtofloat(edit_dout.Text))/4;
  d_ekv:=sqrt(4*f_water/Pi);
  re2:=strtofloat(Edit_u_water.text)*strtofloat(Edit_dout.text)/kinemvisc2;
  Edit_re.Text:=floattostr(round(re2));
  {if (re2>0.1) and (re2<4) then nu2:=0.99*0.35*ln(pr2)*0.305*ln(re2)
  else if (re2>=4) and (re2<8) then nu2:=0.86*0.35*ln(pr2)*0.41*ln(re2)
  else if (re2>=8) and (re2<100) then nu2:=0.59*0.35*ln(pr2)*0.47*ln(re2)
  else if (re2>=100) and (re2<5000) then nu2:=0.665*0.35*ln(pr2)*0.47*ln(re2)
  else if (re2>=5000) and (re2<50000) then nu2:=0.22*0.35*ln(pr2)*0.6*ln(re2)
  else if (re2>=50000) then nu2:=0.026*0.35*ln(pr2)*0.8*ln(re2);}
  if (re2>10) and (re2<1000) then nu2:=0.44*0.5*ln(re2)
  else if (re2>=1000) and (re2<200000) then nu2:=0.22*0.6*ln(re2);
  //if (re2>=5) and (re2<1000) then nu2:=0.5*(0.5*ln(re2))*(0.38*ln(pr2))
  //else if (re2>=1000) and (re2<200000) then nu2:=0.25*(0.6*ln(re2))*(0.38*ln(pr2))
  //else if (re2>=200000) and (re2<2000000) then
nu2:=0.25*(0.8*ln(re2))*(0.37*ln(pr2));
  edit_nu.text:=floattostr(nu2);
  alfa2:=nu2*lambda2/strtofloat(edit_dout.text);
  Edit_alfa.text:=floattostr(alfa2);
  k_:=1/(strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpipe.text)+1/alfa2);
  Edit_k.text:=floattostr(k_);
  Q_:=strtofloat(Edit_Q.text)/strtofloat(Edit_COP.text);
  f_pipes:=Q_/(k_*napor);
  Edit_f.text:=floattostr(round(f_pipes));
  L:=f_pipes/(Pi*dgidr);
  Edit_L.text:=floattostr(round(L));
```

```
//розрахунок параметрів теплообмінника
q_sum:=0;
res_table.Active:=false;
datetimepicker1.Update;
datetimepicker1.Refresh;
date:=FormatDateTime('yyyy_mm_dd_hh_nn_ss',DateTimePicker1.date);
res_table.TableName:=date+'.adt';
res_table.CreateTable;
res_table.open;
res_table.Edit;
results_box2.visible:=true;
for n := 0 to data_table.RecordCount–2 do begin
  res_table.Insert;
  dynvisc:=(dynvisc_i[n]+dynvisc_i[n+1])/2;
  ro:=(ro_i[n]+ro_i[n+1])/2;
  kinemvisc:=dynvisc/ro;
  lambda:=(lambda_i[n]+lambda_i[n+1])/2;
  Cp:=(Cp_i[n]+Cp_i[n+1])/2;
  pipe_visc:=(pipe_visc_i[n]+pipe_visc_i[n+1])/2;
  a:=lambda/(Cp*1000*ro);
  re:=strtofloat(edit_u.text)*ftr/kinemvisc;
  pr:=kinemvisc/a;
  step:=L/10;
  p:=re*pr*dgidr/step;
  if p<4.5 then nu:=0.5*p
  else if (p>=4.5) {and (p<13)} then nu:=1.62*re*pr*exp(0.33*ln(dgidr/step));
  if (p>=13) then nu:=1.86*0.14*ln(dynvisc/pipe_visc)*0.33*ln(p);
  alfa:=nu*lambda/dgidr;
  k:=1/(1/alfa+strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpipe.text)+1/alfa2);
  // початок визначення температурного напору
```

```
  t1:=g_temp_i[n]–a_temp_i[n];
  t2:=g_temp_i[n+1]–a_temp_i[n+1];
  if (t1=t2) then napor:=t1
  else if (t1>=t2) then napor:=(t1–t2)/ln(t1/t2)
  else napor:=(t2–t1)/ln(t2/t1);
  // кінець визначення температурного напору
  q:=f_pipes*k*napor/10;
  res_table.fields[0].AsFloat:=re;
  res_table.fields[1].AsFloat:=Pr;
  res_table.fields[2].AsFloat:=p;
  res_table.fields[3].AsFloat:=Nu;
  res_table.fields[4].AsFloat:=ALFA;
  res_table.fields[5].AsFloat:=k;
  res_table.fields[6].AsFloat:=q;
  res_table.fields[7].asfloat:=t1;
  res_table.fields[8].asfloat:=t2;
  res_table.Fields[9].asfloat:=napor;
  q_sum:=q_sum+q;
  res_table.Next;
end;
iter:=1;
if q_sum<>Q_ then
begin
 while (abs(q_sum–Q_)>1) do begin
f_pipes:=f_pipes*Q_/q_sum;
q_sum:=0;
iter:=iter+1;
res_table.Active:=false;
datetimepicker1.Update;
datetimepicker1.Refresh;
```

```
date:=FormatDateTime('yyyy_mm_dd_hh_nn_ss',DateTimePicker1.date);
res_table.TableName:=date+'.adt';
res_table.CreateTable;
res_table.open;
res_table.Edit;
results_box2.visible:=true;
for n := 0 to data_table.RecordCount–2 do begin
 res_table.Insert;
 dynvisc:=(dynvisc_i[n]+dynvisc_i[n+1])/2;
 ro:=(ro_i[n]+ro_i[n+1])/2;
 kinemvisc:=dynvisc/ro;
 lambda:=(lambda_i[n]+lambda_i[n+1])/2;
 Cp:=(Cp_i[n]+Cp_i[n+1])/2;
 pipe_visc:=(pipe_visc_i[n]+pipe_visc_i[n+1])/2;
 a:=lambda/(Cp*1000*ro);
 re:=strtofloat(edit_u.text)*ftr/kinemvisc;
 pr:=kinemvisc/a;
 step:=L/10;
 p:=re*pr*dgidr/step;
 if p<4.5 then nu:=0.5*p
 else if (p>=4.5) {and (p<13)} then nu:=1.62*re*pr*exp(0.33*ln(dgidr/step));
 if (p>=13) then nu:=1.86*0.14*ln(dynvisc/pipe_visc)*0.33*ln(p);
 alfa:=nu*lambda/dgidr;
 k:=1/(1/alfa+strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpipe.text)+1/alfa2);
 // початок визначення температурного напору
 t1:=g_temp_i[n]–a_temp_i[n];
 t2:=g_temp_i[n+1]–a_temp_i[n+1];
 if (t1=t2) then napor:=t1
 else if (t1>=t2) then napor:=(t1–t2)/ln(t1/t2)
 else napor:=(t2–t1)/ln(t2/t1);
```

```
  // кінець визначення температурного напору
  q:=f_pipes*k*napor/10;
  res_table.fields[0].AsFloat:=re;
  res_table.fields[1].AsFloat:=Pr;
  res_table.fields[2].AsFloat:=p;
  res_table.fields[3].AsFloat:=Nu;
  res_table.fields[4].AsFloat:=ALFA;
  res_table.fields[5].AsFloat:=k;
  res_table.fields[6].AsFloat:=q;
  res_table.fields[7].asfloat:=t1;
  res_table.fields[8].asfloat:=t2;
  res_table.Fields[9].asfloat:=napor;
  q_sum:=q_sum+q;
  res_table.Next;
end;
  end;
  end;
Edit_f.text:=floattostr(round(f_pipes));
L:=f_pipes/(Pi*dgidr);
Edit_k.text:=floattostr(k);
Edit_L.text:=floattostr(round(L));
edit1.text:=floattostr(round(q_sum));
edit_alfa1.text:=floattostr(alfa);
edit2.Text:=floattostr(strtofloat(Edit_delta.text)/strtofloat(Edit_condpipe.text));
Edit_iter.text:=inttostr(iter);
res_table.close;
res_table.Active:=true;
results_box1.visible:=true;
results_box2.Visible:=true;
end;
```

```
procedure TMainForm.Button2Click(Sender: TObject);
var i: integer;
begin
mainform.res_table.first;
GrafForm.Series1.Clear;
GrafForm.Series2.Clear;
for I := mainform.res_table.RecordCount downto 1 do
 begin
 GrafForm.series1.addxy(i,mainform.res_table.fields[6].value,inttostr(i),clBlack);
   if i>0 then mainform.res_table.Next;
 end;
GrafForm.series2.addxy(10,5.891,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(9,6.318,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(8,6.746,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(7,7.402,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(6,8.285,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(5,10.287,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(4,12.436,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(3,12.96,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(2,12.96,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.series2.addxy(1,7.095,inttostr(i),clBlack);
GrafForm.Series1.Repaint;
GrafForm.ShowModal;
end;
end.
```

ДОДАТОК Л

ВИСНОВКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

НАУКОВИЙ ПАРК
ОДЕСЬКОГО ПОЛІТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
пр. Шевченка, 1, Адмін. корпус, каб. 109, м. Одеса, 65044 Україна
тел.: +38 048 705 83 76, факс: +38 0482 344 273

08.04.2026 № 4/1
На №

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційного дослідження аспіранта Національного університету «Одеська політехніка» Іванова Павла Олександровича на тему: «Підвищення ефективності альтернативного теплопостачання за рахунок енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод»

Підтверджуємо, що наукові результати дисертації на здобуття наукового ступеня доктора філософії П.О.Іванова впроваджені в діяльності Наукового парку Національного університету «Одеська політехніка», згідно Договору №1 від 12.03.2021 р. з Полонійною Академією, м. Ченстохова, Польща «Про проведення комплексу заходів щодо організації навчання та освітньо консультативних послуг щодо обміну студентів за Програмою Подвійний диплом», при консультуванні студентів протягом переддипломної практики в Науковому парку Національного університету «Одеська політехніка» та при підготовці кваліфікаційних робіт:

Магістрів Українсько-польського навчально наукового інституту (2023 р):

– Геращенка С.О., гр. ЛЛН-171 кафедри загальної теоретичної та нетрадиційної енергетики на тему: «Підвищення ефективності роботи теплонасосних установок для використання циркуляційної води когенераційного енергоблоку»

– Новотного В.О. ЛЛН-171, кафедра загальної теоретичної та нетрадиційної енергетики на тему: «Теплонасосне енергозабезпечення будівель громадського призначення з використанням потенціалу повітря Одеських катакомб».

Результати дисертаційного дослідження наукового ступеня доктора філософії П.О.Іванова мають теоретичну і практичну цінність, відповідають сучасним вимогам енергозберігаючих технологій і можуть бути рекомендовані до впровадження завдяки використанню:

1. Науково-методичному підходу до обґрунтування ефективності процесів в елементах теплонасосних систем енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод
2. Інструментарію підвищення ефективності практичної реалізації енерготехнологій для оптимізації паливно-енергетичного сектору України.
3. Інноваційних технологій енергозбереження , які сприяють збільшенню ефективності генерації енергії та захисту довкілля.

Генеральний директор, д.т.н., професор Козлов І.Л.

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ "НАУКОВИЙ ПАРК ОДЕСЬКОГО ПОЛІТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ" м. ОДЕСА * УКРАЇНА * Ідент. код 39570137

Україна
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КОД ЄДРПОУ 43861328

пр.Шевченка, 1, м.Одеса, 65044
Україна
тел. +38 048 7223474
факс. +38 048 7221992
E-mail: mail@op.edu.ua

06.04.2026 № 580/157-07
на №

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційного дослідження аспіранта Національного університету «Одеська політехніка» Іванова Павла Олександровича на тему: «Підвищення ефективності альтернативного теплопостачання за рахунок енергії ґрунту, ґрунтових та стічних вод», представленої на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 –теплоенергетика

Надана Іванову Павлу Олександровичу в тому, що матеріали дисертаційного дослідження використовуються при підготовці бакалаврів і магістрів за освітньою програмою «Відновлювані джерела енергії та енергокомплекси, в Українсько-польському навчально-науковому інституті на кафедрі «Теоретичної, загальної та нетрадиційної енергетики» у наступних навчальних дисциплінах :

– *Першого (бакалаврського) рівня вищої освіти:* «Теплові двигуни енергетичних комплексів», «Моделювання теплових процесів в енергокомплексах»

–*Другого (магістерського) рівня вищої освіти:*

«Теплові насоси та кондиціонери», «Інноваційні технології відновлюваної енергетики».

Довідка надана у зв'язку із захистом дисертації

Перший проректор, д.т.н., професор С.А.Нестеренко