

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему: «Підвищення ефективності роботи пристрою передачі тепла від ґрунту
до агропромислових приміщень»

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-3-24
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Панюхно Олексій Андрійович

Керівник: _____ Золотовська Олена Володимирівна

Рецензент: _____

Дніпро 2025

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: тракторів і СГМ
Освітній ступінь: "Магістр"
208 "Агроінженерія"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
тракторів і СГМ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

„_____” _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Панюхно Олексій Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи :** Підвищення ефективності роботи пристрою передачі тепла від ґрунту до агропромислових приміщень
керівник роботи к.т.н., доцент Золотовська Олена Володимирівна

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“24” жовтня 2025 року №3182

- 2. Строк подання студентом роботи** 29.11.2025р

- 3. Вихідні дані до роботи** 1. Аналіз сучасного стану та перспектив розвитку теплонасосних установок в Україні, аналіз джерел та обґрунтування дослідження з обраної тематики.

- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)** 1. Обґрунтування стану питання. 2. Теоретичне обґрунтування дипломної роботи. 3. Обґрунтування методики проведення та результатів експериментальних досліджень 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища. 5. Техніко-економічна оцінка ефективності розробленого комбінованого агрегату. Висновок. Список літератури.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (2 аркуші, А4).

2. Огляд і аналіз технологій (2 аркуші, А4). 3. Теоретичні дослідження (2 аркуші, А4). 4. Експериментальні дослідження (5 аркушів А4)

5. Економічна частина. (1 аркуш 4А)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1.	Золотовська О.В., доцент		
2	Золотовська О.В., доцент		
3	Золотовська О.В., доцент		
4	Золотовська О.В., доцент		
5	Золотовська О.В., доцент		
Нормо-контроль	Теслюк Г.В., завідувач кафедри		

7. Дата видачі завдання 28.03.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз сучасного стану проблеми та визначення мети й завдань дослідження.		
2.	Аналітичне обґрунтування процесів та конструкцій.		
3	Проведення випробувань, аналіз отриманих результатів		
4	Оцінка виробничих ризиків та розробка заходів безпеки під час експлуатації обладнання		
5	Розрахунок економічного ефекту та терміну окупності розробки.		
6.	Підготовка графічних матеріалів		

Здобувач _____
(підпис)

Панюхно О.А. _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Золотовська О.В. _____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Панюхно О.А. Підвищення ефективності роботи пристрою передачі тепла від ґрунту до агропромислових приміщень / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

У дипломній роботі проведено комплексний аналіз ефективності застосування теплових насосів як високопотенційного джерела енергозбереження. Розглянуто принципи роботи та класифікацію теплонасосних установок, визначено напрями та перспективи їх використання в різних галузях промисловості та сільського господарства. Обґрунтовано доцільність віднесення теплових насосів з ресурсозберігаючим обладнанням, якого недоцільно використовувати поняття ККД, оскільки такі установки здатні виробляти кількість теплової енергії, що перевищує витрати електричної енергії на їх роботу.

Виконано теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження з метою підвищення теплопродуктивності теплонасосної установки. Наведено результати техніко-економічного аналізу, що підтверджують доцільність впровадження теплових насосів як енергоефективного елемента систем теплопостачання.

Ключові слова: теплонасосна установка, тепла ефективність, накопичення еплогобмінник випаровування, геотермальне середовище.

Публікація статті в збірнику «

ЗМІСТ

Анотація	4
Вступ	9
1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ	12
1.1 Стан і перспективи впровадження теплонасосних систем	12
1.2 Огляд теплонасосних установок в сільському господарстві	
1.2.1 Споживання в теплопостачанні	15
1.2.2 Споживання у виробничій, харчовій промисловості	17
1.2.3 Особливості джерел теплоти та експлуатаційні аспекти установок з тепловими насосами	22
1.2.4 Температурний рівень у системах теплових насосів	23
1.2.5 Використання рідкого гною як джерела теплоти для теплових насосів	24
1.2.6 Використання витяжного повітря з тваринницьких приміщень як джерела теплоти для теплових насосів.	25
1.2.7 Використання теплових насосів у рибництві.	26
1.2.8 Використання ТН у рослинництві	27
1.3 ТН з використанням теплової енергії ґрунту	27
1.4 Конструктивне обґрунтування ґрунтового теплообмінника	28
1.5 Тепловий режим ґрунту при роботі ВСГТ у теплопостачанні	31
2 ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ ТН	34
2.1 Обґрунтування конструктивних елементів та параметрів схеми теплового насоса	36
2.2 Ефективність моделі ТН	43
2.3 Оцінка роботи теплового насоса за методом Іпсена	50
3 ДОСЛІДЖЕННЯ В ЛАБОРАТОРНИХ УМОВАХ	54
3.1 Опис лабораторного стенду ТН	54
3.2 Лабораторний комплекс з ґрунтовим теплообмінником	57
3.3 Експериментальні результати ґрунтового теплообміну	58
3.4 Аналіз результатів експериментальних випробувань режимів роботи теплового насоса	62
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68
4.1 Заходи безпеки та охорони праці в теплотехнічних системах	68
4.2. Захист навколишнього середовища та екологічна безпека	70
5 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРИСТРОЮ	72
Висновки	78
Бібліографічний список	80

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку енергетичного сектору однією з головних проблем є надмірна залежність від викопних енергоносіїв, запаси яких поступово вичерпуються, а їх використання призводить до значного негативного впливу на довкілля. Тому пошук альтернативних джерел енергії та впровадження енергоощадних технологій є одним із пріоритетних завдань сучасної науки й техніки. У галузі енергетики активно ведуться роботи з розробки нових методів виробництва енергії, удосконалення традиційних способів її отримання, оптимізації енергоспоживання та впровадження ресурсозберігаючих технологічних процесів.

Одним із ефективних напрямів вирішення енергетичної проблеми є використання відновлювальних джерел енергії — сонячної, вітрової, геотермальної, біоенергії тощо. Застосування таких систем не лише сприяє зменшенню витрат на паливо, а й дозволяє суттєво знизити рівень забруднення навколишнього середовища, забезпечуючи сталий розвиток енергетики. Особливе місце серед цих технологій займають теплонасосні установки (ТНУ), які забезпечують перетворення низькопотенційного тепла навколишнього середовища у придатну для використання теплову енергію.

Використання теплових насосів дає змогу ефективно трансформувати електричну енергію в теплову, забезпечуючи високий рівень енергозбереження. У багатьох випадках застосування теплонасосних систем дозволяє досягти значної економії палива в порівнянні з традиційними котельними установками.

Особливий інтерес становить використання низькопотенційної теплоти ґрунту, який є повсюдно доступним і характеризується відносно стабільною температурою протягом року. Системи теплопостачання, що базуються на використанні теплоти ґрунту з парокомпресійними тепловими насосами, набули широкого поширення в країнах з високими вимогами до енергозбереження та енергетичної безпеки. Їх впровадження дозволяє частково замінити дорогі імпорtnі види палива екологічно чистим відновлюваним теплом.

В Україні потенціал ґрунтових теплових насосів поки що використовується недостатньо. Основними стримуючими факторами є високі тарифи на електроенергію, що використовується для живлення компресорів, а також значні

капітальні витрати на встановлення систем. Тому підвищення енергетичної ефективності теплонасосних установок є ключовим завданням для їх подальшого широкого впровадження у практику.

Одним із перспективних шляхів підвищення ефективності є оптимізація конструкції теплонасосної системи на стадії проектування з урахуванням теплофізичних характеристик ґрунту, режимів його теплопередачі та можливості використання додаткових джерел тепла. Тепловий режим поверхневих шарів землі формується під дією сонячної радіації та потоку радіогенного тепла з надр. Добові та сезонні коливання температури повітря викликають відповідні зміни температури ґрунту: глибина проникнення добових коливань становить 0,3–1,5 м, сезонних — до 15–20 м залежно від кліматичних умов.

Таким чином, виникає потреба в розробці методики підвищення ефективності теплонасосних систем із ґрунтовими теплообмінниками для забезпечення тепlopостачання об'єктів агропромислового комплексу — тваринницьких ферм, теплиць, адміністративних та житлових приміщень, сушильних установок тощо.

Метою роботи є підвищення теплопродуктивності теплового насоса з ґрунтовим теплообмінником шляхом використання додаткового джерела теплоти.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі завдання:

- провести аналіз сучасного стану застосування теплових насосів у різних галузях;
- обґрунтувати доцільність використання теплоти ґрунту як низькопотенційного джерела енергії;
- розробити структурну схему теплонасосної установки з підключенням додаткового джерела тепла з тепломережі;
- розробити методику лабораторних досліджень для визначення температурного поля ґрунту, процесів акумулювання тепла навколо свердловини та механізмів його відновлення;
- обґрунтувати результати експериментальних досліджень щодо підвищення ефективності теплонасосної установки;

- розробити заходи з охорони праці при експлуатації теплонасосного обладнання;
- провести техніко-економічне обґрунтування
- **Практичне значення отриманих результатів.**

Апробація результатів досліджень:

- Участь в конференції: (Додаток 1)

1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Стан і перспективи впровадження теплонасосних систем

Одним із найперспективніших напрямів сучасної енергетики є використання геотермальної енергії, що належить до відновлюваних джерел енергії. Її застосування дозволяє значно зменшити споживання традиційних паливних ресурсів і, відповідно, знизити шкідливий вплив на довкілля. Геотермальна енергія, яка зосереджена у верхніх шарах землі, може бути двох видів - високопотенційна та низькопотенційна, залежно від температури носія тепла.

Високопотенційна енергія - це теплота пароводяних сумішей, сухої пари або термальних вод із температурою понад 300 °С. Такі ресурси зустрічаються лише на близько 10 % поверхні землі, переважно у районах з активною вулканічною діяльністю. На території України подібні поклади зосереджені переважно на південному заході, у межах Львівської, Тернопільської, Хмельницької та Одеської областей. Використання цього виду енергії технічно можливе, але географічно обмежене.

Більшість території планети (приблизно 90 %) охоплюють континентальні ділянки, де температура ґрунту на глибині 50–100 метрів зазвичай не перевищує 15–20 °С. Такі ресурси належать до низькопотенційних джерел енергії, які не можуть бути використані безпосередньо для опалення чи гарячого водопостачання. Проте, за допомогою теплових насосів (ТН), тепла енергія низького потенціалу може бути перетворена у придатну для практичного використання.

Принцип дії теплового насоса полягає у перенесенні теплоти від середовища з нижчою температурою до середовища з вищою температурою. Ефективність такого процесу характеризується коефіцієнтом перетворення (COP), який залежить від різниці температур між джерелом теплоти (наприклад, ґрунтом або повітрям) та споживачем (системою опалення). Чим менша ця різниця, тим ефективніше працює теплонасосна установка.

На сьогодні у світі накопичено значний досвід впровадження теплонасосних технологій у системах тепlopостачання, кондиціонування повітря, вентиляції, а також у промислових процесах, де потрібне утилізування або рекуперація відпрацьованого тепла. Теплові насоси широко застосовуються у побуті, сільському господарстві, комунальній сфері та промисловості.

Ринок теплонасосного обладнання активно розвивається — існує велика кількість моделей, які відрізняються типом конструкції, видом теплоносія, рівнем потужності та режимами роботи. У країнах Європейського Союзу використання теплових насосів вважається одним із пріоритетних напрямів реалізації програм енергоефективності та зменшення викидів вуглекислого газу. На державному рівні діють програми стимулювання споживачів до встановлення таких систем, що сприяє їх широкому розповсюдженню.

Практика експлуатації теплонасосних систем у країнах Західної Європи (зокрема в Німеччині, Швеції, Італії, Фінляндії) підтверджує їх високу економічну ефективність. Окупність обладнання в таких умовах становить від кількох років, а подальша експлуатація дозволяє суттєво скоротити витрати на енергію.

В Україні рівень використання теплових насосів залишається невисоким у порівнянні з розвиненими країнами. Це зумовлено високою вартістю обладнання, недостатньою кількістю кваліфікованих фахівців, а також низькою обізнаністю споживачів щодо економічних переваг та екологічної доцільності таких систем [1–8].

На рисунку 1.1 (додаток 1) представлено розподіл теплонасосних установок на території України, який демонструє обмежений, але поступово зростаючий рівень їх упровадження в окремих регіонах країни.

На рисунку 1.2–1.3 (додаток 1) наведені дані про використання теплонасосних установок країназ Європи.

У місті Червія, що розташоване в італійській провінції Равенна, впроваджено централізовану геотермальну систему (рисунок 1.4), що забезпечує тепlopостачання та охолодження житлового будинку з 25 квартир і 2-х магазинів. Геотермальне поле, що включає двадцять вертикальних свердловин глибиною по дев'яносто метрів кожна, з'єднане з тепловим насосом.



Рисунок 1.4 – Система центрального тепlopостачання житлового 25-квартирного будинку на основі теплового насосу м. Червія, провінція Равенна, Італія

У низькопотенційних джерелах енергії теплові потоки обмежені через високий термічний опір ґрунту, що ускладнює створення геотермальних установок великої потужності.

Беручи до уваги залежність ексергії від температури навколишнього середовища, можна розглядати сезонні коливання кліматичної температури як додаткове джерело для оптимізації роботи теплового насоса. Це дозволяє організувати циклічне включення систем або навіть їх реверс для охолодження та опалення залежно від потреби.

Якщо низькопотенційне джерело розглядати як тепловий акумулятор великої ємності, з'являється можливість застосовувати нові методи

використання геотермальної енергії. Зокрема, ефективно можна використовувати природні сезонні перепади температур для накопичення та передачі теплової енергії, що підвищує енергоефективність системи при мінімальних додаткових витратах.

1.2 Огляд теплонасосних установок в сільському господарстві

1.2.1 Споживання в теплопостачанні

Кожен вид джерела теплоти та система виробництва тепла або холоду може бути поєднаний із будь-яким типом робочого обладнання. Вибір оптимальної теплової насосної установки здійснюється з урахуванням характеристик робочої установки, типу джерела теплоти та способу отримання тепла чи холоду розрахунок здійснюється на основі потоку енергії, що витрачаються та виробляються у вигляді тепла. Практично доцільно використовувати два або три теплові насоси в одній системі, оскільки це дозволяє забезпечити плавне регулювання потужності (теплопродуктивності) та підвищує гнучкість експлуатації. Використання кількох теплових насосів також виправдане у випадках, коли застосовуються різні типи джерел теплоти або коли джерела розташовані на значній відстані одне від одного.

З технічної точки зору можлива реалізація різних варіантів опалювальних систем із тепловими насосами. В усіх випадках важливо проводити порівняльний аналіз систем на основі теплових насосів та традиційних опалювальних систем з точки зору енергоефективності та економічної доцільності [2,3].

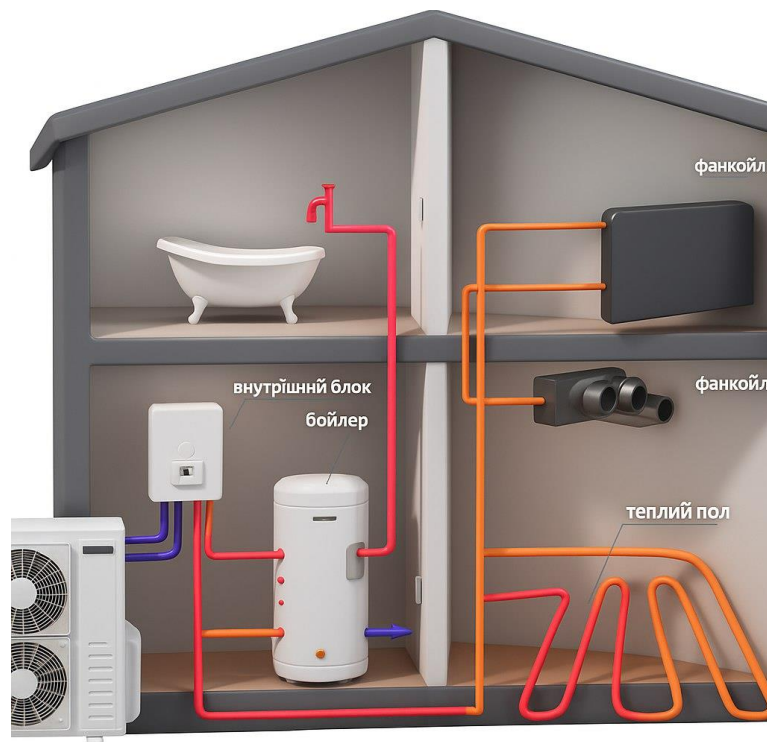


Рисунок 1.5 – Схема підключення теплового насоса в систем у теплопостачання

Застосування теплового насоса дозволяє значно скоротити витрати на опалення та, у деяких випадках, повністю відмовитися від традиційних джерел тепла, таких як газові котли, електричні нагрівачі, дрова чи пелети. Економічні показники свідчать, що використання теплового насоса для опалення перевищує ефективність газового котла у чотири рази, а для гарячого водопостачання він вигідніший за електричний бойлер у шість разів.

1.2.2 Споживання у виробничій, харчовій промисловості

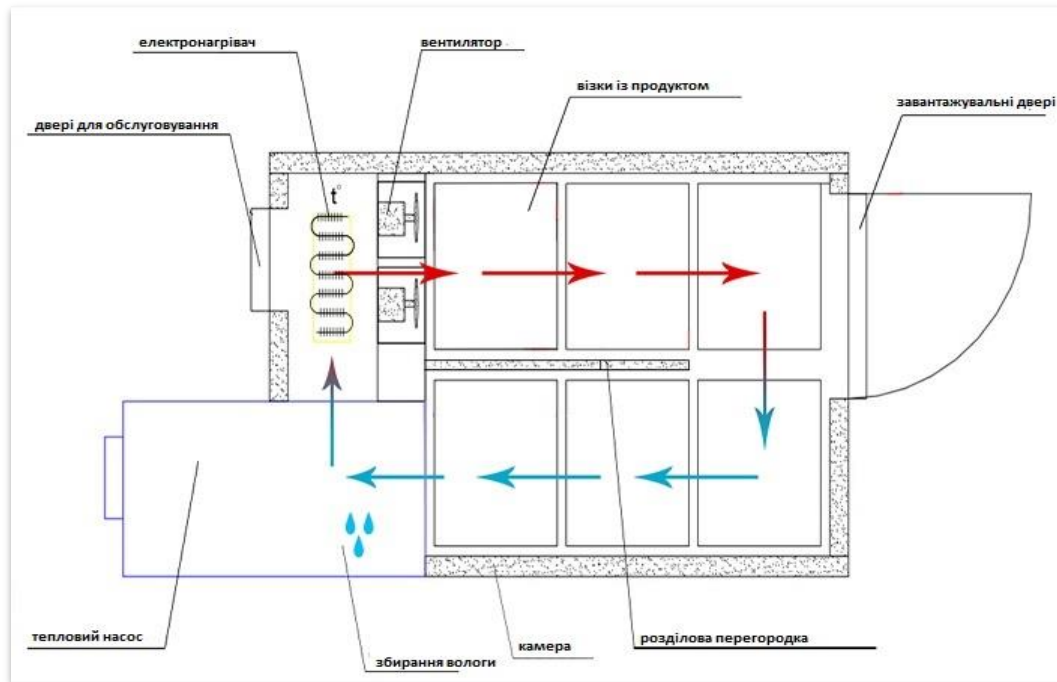


Рисунок 1.6 – Схема сушіння овочів та фруктів тепловим насосом

В камеру продукт доставляється за допомогою візків через завантажувальні двері. Під час активації установки одночасно включаються термодомпа, електричний нагрівач та повітрорудвки, що забезпечують циркуляцію повітря всередині камери та рівномірне охолодження або нагрівання продукту й теплообмінника термодомпи. Для прискореного виведення продукту на заданий режим експлуатації використовується електричний нагрівач. Після досягнення потрібної температури електронагрівач автоматично вимикається.

За допомогою теплового насоса відбувається перекачування теплової енергії всередині герметичної камери без її викиду в атмосферу, що дозволяє досягати високої енергоефективності роботи установки. Під час процесу сушіння відбувається конденсація та збір вологи з продукту.

Сфери застосування установки:

1. Харчова промисловість:

- сушіння харчових продуктів: ягоди, фрукти, овочі, м'ясо, риба, птиця, гриби, горіхи, круп'яні та макаронні вироби, снеки, чіпси, слайси.
- обробка продуктів методом в'ялення;

- виробництво добавки до чаю, а також готова продукція та напівфабрикати харчової промисловості.
2. Аграрна галузь: осушіння кормової суміші, зернових культур, відходи помолу, олійних зашилок та інших сільськогосподарських продуктів.
 3. Парфумерно-косметична промисловість:
 - сушіння лікарських та ароматичних рослин для отримання настоїв, лосьйонів, тоніків.
 - виробництво косметичних добавок для скрабів, масок для обличчя, тіла та волосся.
 4. Фармацевтична промисловість:
 - сушіння лікарських рослин (коріння, трави, квіти, листя).
 - отримання сировини для біологічно активних добавок (БАД) та біологічно активних рідин (БАЖ), фіточаїв і зборів.
 5. Виробництво гумотехнічних виробів
 6. Виробництво друкованої продукції: завершальна сушка видавничої продукції
 7. Водоочищувальні комплекси: висушування, залишки утворений у процесі фільтрування

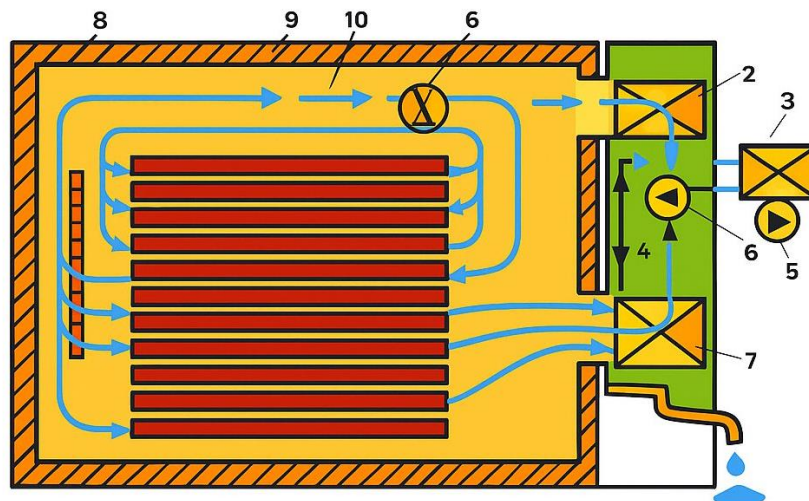


Рисунок 1.7 - Установа для сушіння сільськогосподарських культур (кукурудза, насіння соняшнику, гороху, дерева), яка працює по принципу теплового насоса.

- 1- компресор; 2 – конденсатор; 3 - допоміжний конденсатор для відведення надлишкової теплоти; 4 – розширювальний вентиль; 5 – випарник; 6 – вентилятор; 7- прилад для вимірювання кількості конденсату; 8 - пряме електричне нагрівання; 9 – сушильна камера; 10 – культура, покладена в штабель

Тепловий насос, що поєднує осушення повітря з його підігрівом, може застосовуватися для різних низькотемпературних процесів. Наприклад, для обробки кукурудзи, гороху, насіння соняшнику, дерева методом сушіння використовується повітряно-циркуляційна схема, де середня температура продукту становить близько 30 °С. Такий м'який режим забезпечує таку ж тривалість сушіння, як при традиційних методах із температурою 60 °С, при цьому енергоспоживання зменшується до п'ятої частини витрат звичайних установок.

Система дозволяє контролювати процес сушіння за кількістю відокремленої вологи, а теплота конденсації, що зазвичай відводиться в атмосферу, може бути використана для опалення приміщень або підігріву води з мінімальними додатковими витратами електроенергії. Для ефективного застосування важливо, щоб споживач теплоти знаходився поруч із установкою та мав низькотемпературну систему опалення.

Таким чином, використання теплового насоса дозволяє зменшити енергоспоживання, забезпечити м'який режим сушіння та ефективно використовувати відпрацьовану теплоту.

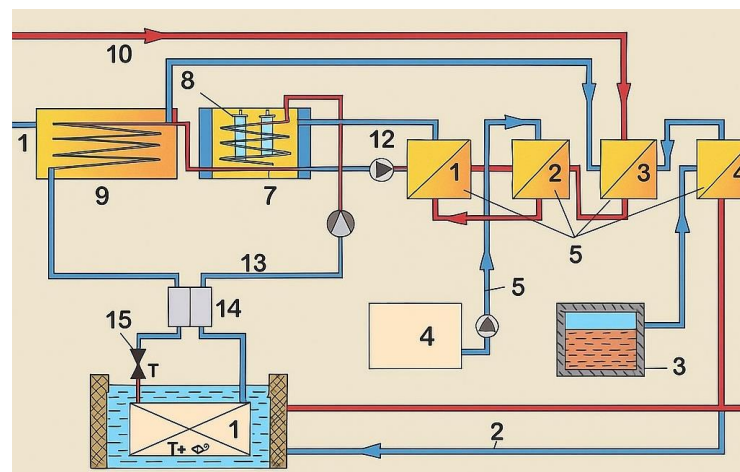


Рисунок 1.8 – Схема пастеризації і охолодження молока

1 – випарник, $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; 2 – крижана вода; 3 – ізольований резервуар для зберігання охолодженого молока; 4 – резервуар для необробленого молока; 5 – молоко ($1\text{ м}^3/\text{ч}$); 6 – 4-секційний пластинчастий теплообмінник; 7 – ємнісний водонагрівач; 8 – нагрівання електричними нагрівачами; 9 – конденсатор; 10 – водопровідна вода; 11 – гаряча вода $45 \dots 50\text{ }^\circ\text{C}$ $\text{м}^3/\text{ч}$; 12 – гаряча вода $85\text{ }^\circ\text{C}$; 13 – компресор; 14 – теплообмінник внутрішнього контуру; 15 – дросельний вентиль

Основне призначення даної системи полягає у нагріванні молока до температури пастеризації. Установку оснащено молочним насосом, автоматичною системою контролю та регулювання технологічних параметрів, а також пультом управління для зручного керування. Конструкція установки виконана компактно та модульно, що дозволяє легко інтегрувати додаткові елементи, такі як витримувач, у будь-якому доступному місці. В результаті формується зручна система, яка займає мінімум площі та забезпечує повністю автоматизовану роботу.

Технічні параметри установки варіюються залежно від моделі. На прикладі моделі ПБК-1: продуктивність: $1000\text{--}10000\text{ л/год}$; температура теплоносія та охолоджувача: різниця між молоком і носіями становить $2\text{--}4\text{ }^\circ\text{C}$ при кратності $1/3$.

Схема роботи установки:

Молоко надходить зі збірника у зрівняльний бак установки, звідки подається насосом або самопливом. Для запобігання підсмоктування повітря рівень молока не повинен падати нижче 300 мл . Далі насос перекачує молоко у першу секцію теплообмінника, де відбувається нагрівання завдяки теплообміну з пастеризованим молоком, що повертається через витримувач. Температура молока підвищується до $47\text{--}50\text{ }^\circ\text{C}$. Молоко переходить у другу секцію теплообмінника, де повторно нагрівається за допомогою того ж теплоносія, що проходив попередню секцію. У третій модуль — секції пастеризації — теплоносієм виступає вода, і молоко доводиться до температури $76\text{ }^\circ\text{C}$. Після завершення пастеризації молоко повертається через секції 1 і 2, віддаючи тепло, і охолоджується до $20\text{--}25\text{ }^\circ\text{C}$. Остаточне охолодження до $5\text{--}8\text{ }^\circ\text{C}$ відбувається в охолоджувачі, після чого молоко подається у танки для зберігання.

Додаткові компоненти та автоматизація: молоко проходить по верхньому та нижньому циліндрах, де рухається внутрішнім трубним простором. Клапани подачі та зворотного потоку пари автоматично регулюють процес пастеризації, забезпечуючи повторну обробку недопастеризованого молока. Термодатчики контролюють температуру на виході молока. Для контролю тиску пари та молока встановлено манометри. Під час обробки молоко у нижньому циліндрі нагрівається до 50–60 °С під дією пари та першого відцентрового насоса, а у верхньому циліндрі доводиться до 80–90 °С за допомогою другого насоса.

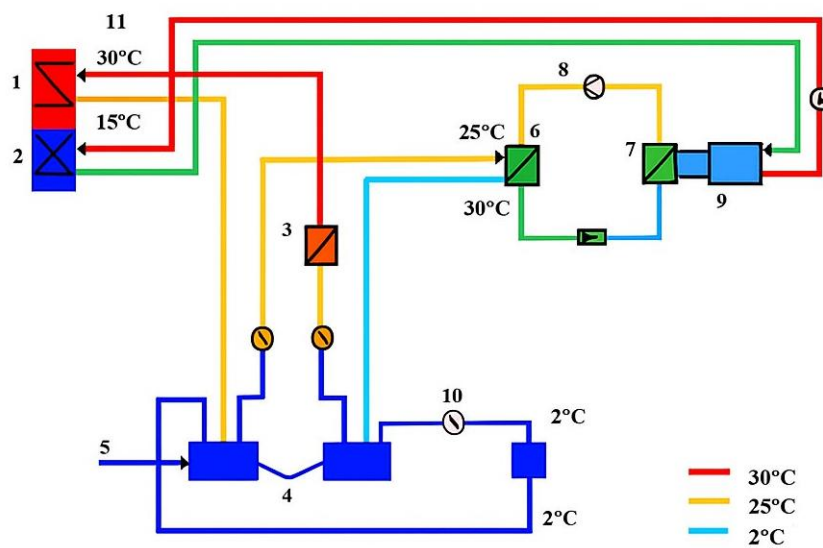


Рисунок 1.9 – Схема теплового насоса, що застосовується в ковбасному виробництві

1 – повітрянагрівач; 2 – повітроохолоджувач; 3 – паронагрівач; 4 - збірний резервуар; 5 - подача свіжої води через поплавковий клапан; 6 – конденсатор; 7 – випарник; 8 – компресор; 9 – резервуар для холодної води; 10 – насос; 11 - кондиціонери для приміщень де відбувається дозрівання ковбаси

Теплові насоси у харчовій промисловості застосовуються для одночасного вироблення холоду та теплоти, що особливо ефективно у процесах дозрівання продуктів, таких як сири та ковбаси.

Для дозрівання ковбаси оптимальна температура повітря в приміщенні підтримується на рівні 10–15 °С, а відносна вологість регулюється залежно від ступеня висихання продукту. Під час дозрівання виділяється значна кількість вологи, тому повітря в камерах осушується, щоб підтримувати необхідний режим вологості.

Установка функціонує за принципом примусової циркуляції повітря: повітря забирається з приміщення, охолоджується для видалення вологи, а потім підігрівається до заданої температури перед поверненням у камери. На прикладі установки для 72 камер дозрівання ковбаси із сумарною продуктивністю близько 425 т продукту за цикл, експлуатація підтвердила високу енергоефективність та технологічну надійність.

У сучасному тваринництві промислові методи відрізняються високою концентрацією тварин, новими конструкціями приміщень та технологіями утримання й видалення гною. Використання теплових насосів у таких об'єктах дозволяє ефективно підтримувати оптимальний мікроклімат, регулюючи температуру та вологість при мінімальних витратах енергії.

1.2.3 Особливості джерел теплоти та експлуатаційні аспекти установок з тепловими насосами

Енергія, що міститься в кормі тварин, частково перетворюється у продуктивність (збільшення маси, молочна продуктивність, яйценосність, утворення вовни), тоді як значна її частина втрачається у вигляді теплової продукції тварин. Це тепло виділяється у навколишнє середовище через внутрішнє повітря та огорожувальні конструкції приміщень для утримання тварин, а також частково відводиться витяжним повітрям. В умовах України загальна теплова енергія, що виділяється тваринами, може досягати приблизно 40 000 ГВт·год на рік, перебуваючи у низькотемпературному діапазоні від 5 до 30 °С.

Додаткові втрати енергії пов'язані з екскрементами (кал та сеча), які мають температуру близько температури тіла тварини. В екскрементах зберігається частина енергії, яка або виділяється у вигляді тепла під час анаеробного розкладу, або перетворюється на біогаз у разі відсутності доступу кисню.

Ще одним джерелом теплоти для теплових насосів є молоко, яке охолоджується після доїння за допомогою холодильних установок. Це створює сприятливі умови для застосування теплових насосів у режимі комбіноване генерування холодо- та теплової енергії. У зимовий період (температура

зовнішнього повітря нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$) ефективним джерелом теплоти є витяжне повітря з тваринницьких приміщень, яке характеризується температурою від $6 - 11$ до $21 - 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ та відносною вологістю близько 80% . За розрахунками, охолодження цього повітря до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ при вологості 100% потенційно може забезпечити близько $6\text{ ГВт}\cdot\text{год}$ тепла на рік для існуючого поголів'я худоби в Україні.

Витяжне повітря зазвичай містить значну кількість пилу (до $6\text{ кг}/\text{м}^3$), що призводить до засмічення поверхонь теплообмінників і зменшення їх ефективності, особливо для ребристо-трубних теплообмінників з невеликими прохідними перерізами. Крім того, при охолодженні повітря нижче точки роси відбувається конденсація вологи, що посилює ризик забруднень. Використання пиловловлюючих фільтрів показало обмежену ефективність, за винятком окремих випадків у птахівництві та свинарстві.

Таким чином, використання витяжного повітря як джерела теплоти вимагає особливих конструктивних рішень і регулярного обслуговування теплообмінного обладнання для забезпечення надійної та ефективної роботи теплових насосів.

1.2.4 Температурний рівень у системах теплових насосів

Теплова енергія, вироблена тепловими насосами при низькому температурному рівні, вимагає ретельного підбору типу установки для кожного конкретного тваринницького процесу.

Основне призначення теплоти – опалення приміщень для утримання молодняку та відтворення худоби. Для новонароджених тварин температура повітря у зоні перебування має становити близько $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, оскільки підстилок немає, а підлога має низький рівень теплоізоляції.

У приміщеннях для розведення та відтворення худоби оптимальна температура становить $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, що забезпечує комфортні умови для роботи обслуговуючого персоналу.

Теплова енергія також необхідна для гарячого водопостачання, яке використовується у санітарно-технічних приміщеннях (душові) та для підігріву води у напувалках. У деяких випадках її застосовують для підготовки кормів.

Крім того, теплота потрібна для опалення житлових будинків та об'єктів соціально-культурного призначення, що розташовані поруч із фермою.

Для приміщень з продуктивною худобою опалення важливе також з точки зору економії кормів, оскільки підтримання оптимальної температури дозволяє зменшити енергетичні витрати на утримання тварин. Наприклад, це стосується приміщень для відгодівлі свиней.

Особливу увагу слід приділяти опаленню підлоги в приміщеннях для вирощування молодняку, оскільки це позитивно впливає на стан здоров'я поросят. Раніше в приміщеннях для бройлерів температура підтримувалася на необхідному рівні повітря, але завдяки застосуванню теплових насосів із оптимізацією процесів вентиляції та опалення можна значно зменшити споживання енергії та кормів, що призводить до зниження сумарних витрат на утримання тварин.

1.2.5 Використання рідкого гною як джерела теплоти для теплових насосів

Установки з тепловим насосом, які інтегрують технологічну обробку рідкі органічні відходи з подальшим використанням для підігріву води або опалення приміщень дозволяють одночасно забезпечувати стабільні параметри анаеробного перетворення гною та отримувати теплову енергію для господарських потреб.

З метою зниження запахових викидів в зоні цеху відгодівлі свиней з постійним видаленням гною застосовується анаеробне зброджування із використанням спеціально відібраних мікроорганізмів. При додаванні кисню до рідкого гною утворюється тепло, що є результатом анаеробних реакцій. Температуру та інтенсивність цих процесів можна регулювати як шляхом контролю кількості підводимого кисню, так і за рахунок відведення тепла.

Отримане тепло може використовуватися для гарячого водопостачання та опалення приміщень.

За середньостатистичними даними, добове постачання рідинних органічних відходів від однієї свині становить близько п'ять дм³. Для цеху відгодівлі розміром 23 м × 11,2 м, розрахованого на 300 тварин із ґратчастою підлогою, при анаеробному окисненні утворюється щорічно чотири Вт·год енергії.

При забезпеченні оптимальних гідравлічних параметрів рідкий гній має об'єм близько 62 м³ та висоту шару приблизно 0,85 м, тривалість обробки (~41 день) та подачі кисню з інтенсивністю 3 кг/год, теплопродуктивність установки досягає 12 кВт. Температурний режим рідкого гною коливається від 22 до 35 °С, при цьому оптимальною вважається температура 25 °С.

Таким чином, рідкий гній може ефективно використовуватися як низькопотенційне джерело теплоти для теплових насосів, що дозволяє реалізувати енергоефективне приготування гарячої води та часткове опалення житлових і виробничих приміщень.

1.2.6 Використання витяжного повітря з тваринницьких приміщень як джерела теплоти для теплових насосів

Ефективним для реалізації комбінованих систем вентиляції та генерації теплоти застосовується повітряно-повітряний тепловий насос, де один теплообмінник розташовується у потоці припливного повітря, а другий — у потоці витяжного повітря.

В зимовий період теплообмінник у потоці витяжного повітря виконує функцію випарника, а теплообмінник у потоці припливного повітря — функцію конденсатора. Завдяки цьому тепло витяжного повітря, що міститься як у вигляді відчутної, так і прихованої теплоти, відбирається та використовується для підігріву припливного повітря.

При застосуванні чотириходового вентиля можливе перемикання потоку холодоагенту, що дозволяє використовувати установку у літній період для охолодження припливного повітря, забезпечуючи таким чином цілорічну експлуатацію та підвищену енергоефективність системи.

1.2.7 Використання теплових насосів у рибництві

Рибництво є однією з перспективних, але поки що мало освоєних сфер застосування теплових насосів, оскільки в цій галузі створюються сприятливі умови для комбінованого вироблення холоду та теплоти. У внутрішніх водоймах України основна річна продукція надходить протягом обмеженого періоду осінніх тижнів. Зазвичай живу рибу зберігають у спеціальних ємностях, де вона піддається впливу природних кліматичних умов. У таких умовах спостерігаються значні втрати живої риби через зменшення маси та ураження паразитами.

У зимовий період надмірне накопичення льоду в резервуарах може ускладнювати вилов риби, навіть при підведенні води. Застосування установки, яка працює за принципом теплового насоса, дозволяє регулювати температуру та зменшувати утворення льоду, полегшуючи експлуатацію ємностей.

Наявність установки з можливістю перемикання режимів також відкриває можливість одночасного використання ємностей для зберігання та розведення риби, що передбачає підтримання постійної температури, а у разі зміни температури зовнішнього повітря — відповідне охолодження або підігрів.

Аналіз експлуатації ТН на фермах дозволяє виділити основні завдання для ефективного використання в рибництві:

- забезпечення можливості регулювання потужності теплового насоса у відповідності до фактичного споживання теплоти, бажано плавного;
- підвищення надійності роботи холодильного обладнання та зниження витрат на технічне обслуговування з урахуванням умов експлуатації (наприклад, застосування захисного пластикового покриття на теплообмінниках);
- забезпечення альтернативного використання холодо- та теплопродуктивності;
- проведення економічної оцінки впливу охолодження приміщень у літній період на продуктивність і здоров'я риби, витрати кормів та ефективність виробничих процесів.

Таким чином, застосування теплових насосів у рибництві дозволяє підвищити енергоефективність зберігання риби, зменшити втрати продукції та оптимізувати роботу систем підтримки кліматичних параметрів у ємностях для зберігання та розведення риби.

1.2.8 Використання ТН у рослинництві

Однією з маловивчених сфер використання ТН являється рослинництво. В Україні промислові установки теплових насосів застосовуються, зокрема, для сушки листя чаю. Існує обладнання для сушіння зерна, які функціонують за аналогічним принципом, що й системи для сушіння деревини.

Дослідження показали, що використання теплових насосів у теплицях доцільне економічно лише за умов одночасної або альтернативної потреби в теплі та холоді, а також при наявності сприятливого джерела теплоти.

Циклічне зволоження рослин у теплицях, що використовуються для експериментального вирощування, проводиться при температурі повітря від 19,5 до 29,5 °С та відносній вологості 50–80 %. Основне завдання вентиляційної установки полягає в обробці повітря: воно, зволене в результаті транспірації рослин, випарів ґрунту та вмісту вологи в самому ґрунті, спочатку осушується шляхом охолодження, а потім повторно підігрівається до необхідної температури.

1.3 ТН з використанням теплової енергії ґрунту

Комплексні системи теплопостачання на базі теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками включають три взаємопов'язані контури:

- контур ґрунтових теплообмінників;
- контур теплового насоса;
- контур споживача теплоти.

Це вимагає ретельного проектування та оцінки ґрунтових теплообмінників.

Тепловий насос виступає сполучною ланкою між джерелом тепла та споживачем, підвищуючи потенціал теплоти ґрунту для подальшого використання у побутових та технологічних процесах.

Споживачами теплоти можуть бути:

- системи гарячого водопостачання;
- опалювальні системи;
- технологічні комплекси, наприклад установки для сушіння продукції.

Варто відзначити, що зменшення температурного рівня споживача підвищує енергетичну ефективність теплового насоса, оскільки зменшує різницю температур між джерелом та приймачем теплоти. У будівлях цього можна досягти застосуванням низькотемпературних систем опалення, таких як підлогове опалення.

На сьогодні відсутні комплексні методи оцінки всіх контурів систем теплопостачання на базі теплових насосів. Переважно застосовуються методи детальної оцінки окремих компонентів з наближеним урахуванням їх взаємодії. Подальші дослідження спрямовані на підвищення ефективності роботи системи та зменшення капітальних витрат на її створення.

1.4 Конструктивне обґрунтування ґрунтового теплообмінника

З метою застосування теплової енергії ґрунту застосовують спеціалізовані ґрунтові теплообмінники, конструкція яких залежить від конкретних умов експлуатації та вимог системи теплопостачання. Залежно від розташування і форми труб теплообмінники поділяють на вертикальні – свердловинні та енергетичні палі; та горизонтальні – змійовики та трубчасті реєстри.

Спіральні теплообмінники. Найпоширенішим варіантом у системах теплопостачання є вертикальні свердловинні ґрунтові теплообмінники (ВСГТ). Вони представляють собою U-подібні труби, встановлені у вертикальних свердловинах. Простір між трубами та стінками свердловини заповнюють бентоніто-цементною сумішю або ґрунтом, видобутий під час буріння, для забезпечення високої теплопровідності та надійного контакту з ґрунтом.

Зазвичай ВСГТ виготовляють з трубками U-подібними форми, а також застосовують коаксіальні трубні елементи. У разі використання U-подібних труб нижні та верхні гілки з'єднуються через загальний колектор, що забезпечує стабільний рух теплоносія без утворення застійних зон. Глибина свердловин зазвичай коливається від 50 до 100 м, при цьому основна частина ВСГТ розташована нижче зони сезонних коливань температури ґрунту, де підтримується відносно постійний температурний режим. Верхня частина теплообмінника, яка знаходиться в зоні впливу змінної температури ґрунту, як правило, ізолюється, щоб уникнути втрат тепла та замерзання в холодний період року.

Горизонтальні теплообмінники зазвичай монтують у неглибоких траншеях і використовують у разі великої площі доступного ґрунту. Вони можуть бути виконані у вигляді змійовиків або трубчастих реєстрів, розташованих на певній глибині для забезпечення оптимального теплообміну. Спіральні теплообмінники застосовуються рідше, але мають переваги при обмеженій площі ґрунту та високій інтенсивності теплового навантаження.

Вибір типу ґрунтового теплообмінника залежить від наявності вільної площі, температури та теплофізичних властивостей ґрунту, а також від конкретних потреб системи споживача теплоти. Правильне поєднання конструкцій теплообмінника та параметрів ґрунту дозволяє максимально підвищити ефективність роботи теплового насоса та знизити експлуатаційні витрати.



Рисунок 1.10 – ВСГТ з однією (а) та двома (б) U-подібними трубами

Аналогом свердловинних ВСГТ є енергетичні палі — будівельні палі, у які інтегровані труби для циркуляції теплоносія (зазвичай рідкого). Основною перевагою таких теплообмінників є відсутність додаткових витрат на земельні роботи, оскільки витрати переносяться на зведення самої будівлі.

Як джерела тепла можуть застосовуватися також горизонтальні ґрунтові теплообмінники, що виконуються у вигляді плоских змійовиків, трубчастих колекторів або спіралей (рисунок 1.11). Така конструкція дозволяє ефективно використовувати поверхневий шар ґрунту для відбору або накопичення тепла, особливо при наявності достатньої площі земельної ділянки.

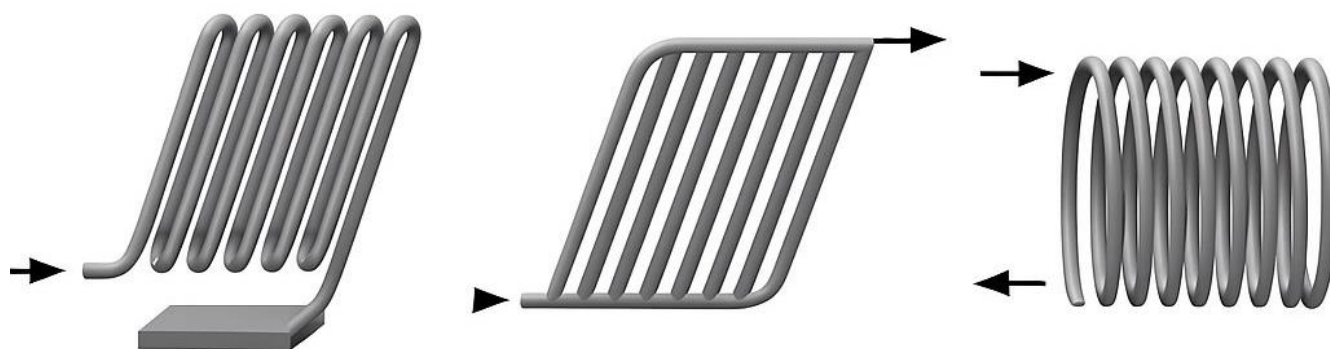


Рисунок 1.11. – Горизонтальні ґрунтові теплообмінники: змійниковий (а), колекторний (б) та спіральний (в)

Горизонтальні ґрунтові теплообмінники зазвичай розміщуються на глибині 1,3–2,1 м та служать для використання теплоти ґрунту, яка піддається сезонним коливанням температури. Основним недоліком таких систем є велика займана площа, що обмежує їхню теплову потужність у певних умовах. Через це горизонтальні ґрунтові теплообмінники ефективні лише при наявності достатньо великої вільної ділянки.

Водночас потенційних споживачів теплоти ґрунту в міських житлових комплексах, наприклад у Республіці Білорусь, значно більше, ніж у приватних будинках із прилеглими вільними ділянками, що підкреслює актуальність пошуку компактніших рішень, таких як свердловинні ВСГТ або енергетичні палі.

1.5 Тепловий режим ґрунту при роботі ВСГТ у теплопостачанні

Досвід застосування ТН свідчить, що температура ґрунту в зоні розташування вертикальних свердловинних ґрунтових теплообмінників (ВСГТ) знижується протягом опалювального періоду через відведення теплоти до системи. Початкова температура ґрунту в Україні зазвичай становить 6–8 °С. Інтенсивність зниження температури залежить від параметрів роботи ВСГТ, які, у свою чергу, пов'язані з характеристиками інших елементів системи теплопостачання, що впливає на загальну ефективність роботи теплового насоса.

При проектуванні систем з ВСГТ необхідно враховувати цю особливість і обирати такі параметри установки, щоб протягом всього опалювального періоду температура ґрунту не опускалася нижче 0 °С. Це обумовлено тим, що при замерзанні ґрунтової вологи можливі небажані деформації ґрунту та заповнювача свердловини, а також зниження теплопродуктивності і коефіцієнта ефективності теплового насоса.

Для запобігання надмірному охолодженню ґрунту вибір ВСГТ здійснюється з урахуванням оптимальної довжини свердловини. У практиці проектування використовуються орієнтовні рекомендації щодо лінійної густини теплового потоку q_1 , Вт/м (табл. 1.2–1.3), залежно від типу ґрунту та його теплопровідності. Водночас навіть при точному визначенні середніх теплофізичних властивостей

грунту використання цих орієнтовних значень для визначення довжини ВСГТ є досить приблизним, оскільки не враховуються параметри контуру теплового насоса, характеристики споживача теплоти та тепловий опір самого теплообмінника.

Таблиця 1.2

Наближені значення лінійної густини теплового потоку ВСГТ при роботі теплового насоса понад 1800 годин на рік

λ , Вт/(м·К)	q_l , Вт/м
<1,5	20
1,5–3,0	50
>3,0	70
Винятки (наприклад, при інтенсивному русі ґрунтової вологи)	80–100

Таблиця 1.3

Характеристики щільності теплового потоку ВСГТ

Тип ґрунту	q_l , т/м	
	1800, ч/год	2400, ч/год
Сухий пісок, гравій	<25	<20
Сухі пухкі породи	20–25	15–20
Суха глина, суглинок	20–30	20–25
Волога глина, суглинок	35–50	30–40
Скальна порода з низькою теплопровідністю	40–45	35–40
Водоносні пухкі породи	50–55	45–50
Вапняний піщаник	55–70	45–60
Водоносний пісок, гравій	65–80	55–75
Піщаник	60–70	55–65
Магматичні породи кислого складу (наприклад, граніт)	65–85	55–70
Магматичні породи основного складу (наприклад, базальт)	40–65	35–55
Гнейс	70–85	60–70

Висновки

1. Для об'єктивної оцінки ефективності роботи теплових насосів необхідно враховувати як параметри опалювальних приладів, так і взаємодію теплового насоса з ґрунтовими теплообмінниками.

2. Найбільш доцільним є застосування вертикальних свердловинних ґрунтових теплообмінників (ВСГТ), оскільки вони забезпечують стабільну температуру джерела та компактність системи.

3. Вибір довжини та кількості свердловин ВСГТ повинен базуватися на аналізі теплового потоку, теплопровідності ґрунту та параметрів споживача теплоти, щоб уникнути замерзання ґрунту та зниження теплопродуктивності.

4. Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників доцільне лише за наявності великої вільної території, оскільки вони займають значну площу і менш ефективні в умовах щільної забудови.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ ТН

На сучасному етапі важливим напрямом енергозбереження є заміна традиційних котлів на теплонасосні установки. Ефективність їх роботи залежить від температури навколишнього середовища та джерела теплоти, насамперед ґрунту. У холодний період теплонасоси працюють при максимальному тепловому навантаженні, забезпечуючи необхідну температуру гарячої води. Збільшення температурного перепаду між теплоносієм та джерелом тепла призводить до зростання енергоспоживання, що потребує комбінованого використання з котельними установками для догріву теплоносія.

Система тепlopостачання умовно поділяється на три взаємопов'язані контури (рис. 2.1):

1. Первинний контур – ґрунтові теплообмінники;
2. Контур теплового насоса – підвищення потенціалу теплоти джерела;
3. Контур споживача

На роботу системи значний вплив мають параметри джерела теплоти — температура і теплофізичні властивості ґрунту та властивості ґрунтових теплообмінників включно з їхніми розмірами, матеріалами та режимом руху теплоносія. Тепловий насос виконує роль сполучної ланки між споживачем та джерелом тепла, забезпечуючи стабільний тепловий режим.

Для достовірного аналізу системи необхідно моделювати взаємодію трьох контурів та враховувати особливості споживачів тепла. Такий підхід дозволяє визначати оптимальні параметри теплового насоса та ґрунтових теплообмінників, знижувати енергоспоживання та забезпечувати ефективне використання низькопотенційної теплоти ґрунту.

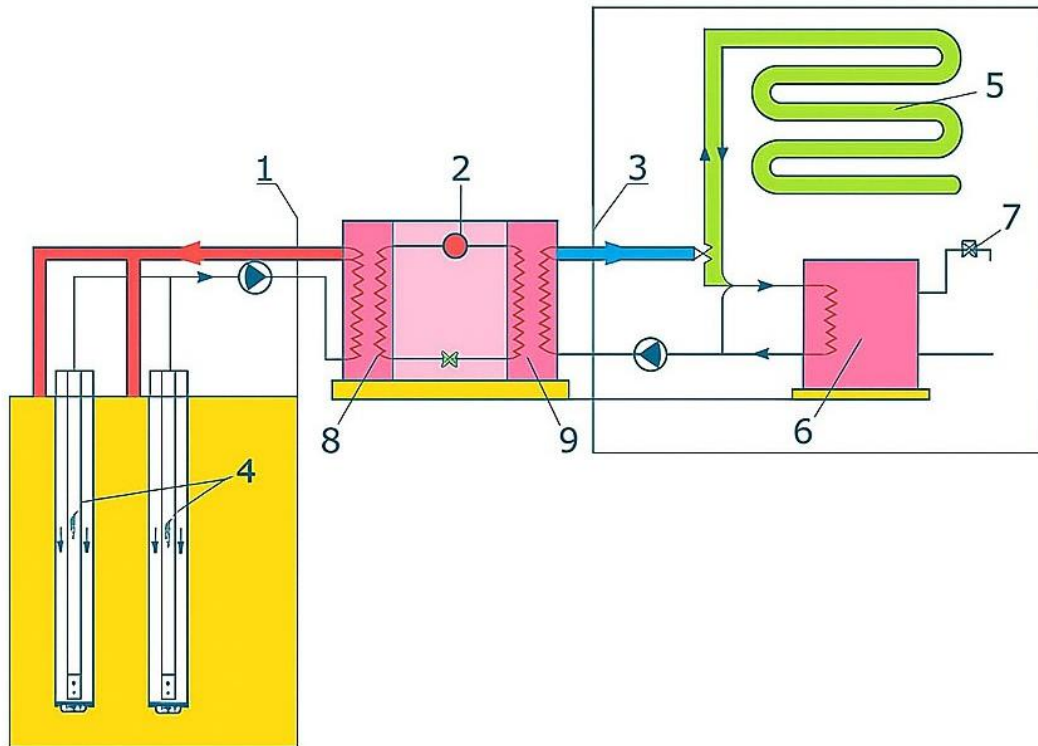


Рисунок 2.1 – Схема теплозабезпечення з використанням ґрунту

1-первичний контур; 2-тепловой насос; 3-вторинний контур; 4- ґрунтовий теплообмінник; 5-система опалення; 6-бак-акумулятор; 7-система ГВП; 8 - випарник ТН; 9-конденсатор ТН.

Випарник теплового насоса здійснює забір теплової енергії з джерела теплоти, температура якого може досягати близько 10 °С. Холодоагент у випарнику поглинає тепло та переходить у пароподібний стан. Далі пар піддається стиску в компресорі, де тиск підвищується до приблизно 27 бар, що призводить до зростання температури холодоагенту до рівня близько 75 °С. У конденсаторі тепло, накопичене холодоагентом, передається теплоносію споживача, забезпечуючи гарячу воду або опалення приміщень.

Для підвищення ефективності системи та оптимального використання енергії частина теплової енергії може додатково відбиратися з тепломережі і подаватися в пластинчатий теплообмінник, що працює за принципом противотоку. Це дозволяє максимально використовувати потенціал низькопотенційного джерела теплоти та зменшувати витрати електроенергії компресора. Після цього холодоагент повертається у випарник, і цикл повторюється.

Важливо відзначити, що ефективність роботи контуру значною мірою залежить від синхронізації роботи всіх елементів системи: теплопередачі у випарнику та конденсаторі, регулювання потоку холодоагенту та оптимізації додаткових джерел тепла. Тому проектування та експлуатація теплонасосних систем потребують комплексного підходу з урахуванням теплотехнічних характеристик джерел тепла та споживачів, а також температурного режиму роботи всіх контурів системи.

2.1 Обґрунтування конструктивних елементів та параметрів схеми теплового насоса

Для підвищення теплопродуктивності теплового насоса (ТН) важливо зменшити різницю температур між теплоносієм у ґрунтовому теплообміннику та випарником. Для цього пропонується використання додаткового джерела тепла, що відбирається з системи тепlopостачання (опалення та гарячого водopостачання) і подається у пластинчатий теплообмінник (рис. 2.2). Це дозволяє регенерувати частину теплової енергії та підвищити ефективність роботи ТН.

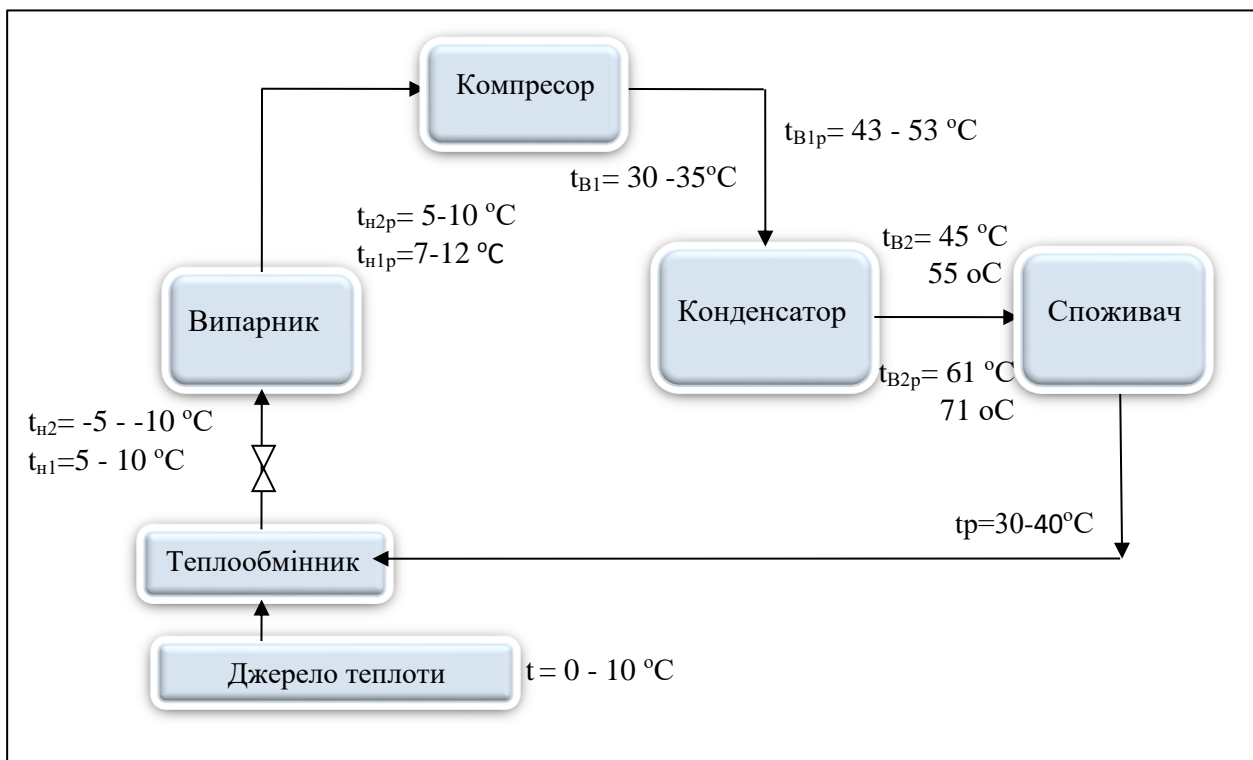


Рисунок 2.2 – Розрахункова модель схеми ТУ з ґрунтовим теплообмінником

t_{n1}, t_{n1p} – температура хладагента на вході в випарник без і з регенерацією тепла відповідно; t_{n2}, t_{n2p} – температура хладагента на виході з випарника без і з регенерацією тепла відповідно; t_{B1}, t_{B1p} – температура теплоносія на вході в конденсатор без і з регенерацією тепла відповідно; t_{B2}, t_{B2p} – температура теплоносія на виході з ТН без і з регенерацією тепла відповідно

Розрахунок робочого циклу ТН проводиться у двох варіантах: із регенеративною схемою (додаткове забирання теплоносія $30\text{ }^\circ\text{C}$ із теплової мережі) і без регенеративної схеми. Температура кипіння холодоагенту (фреону) визначається за температурою з випарника та температурним перепадом Δt_i , при цьому теплота від теплоносія передається холодоагенту у випарнику:

$$t_u = t_{n2} - \Delta t_u = -5 - 5 = -10^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

З діаграми повітря за температурою випаровування t_i визначаються тиск випаровування p_i та ентальпія h_1 холодоагенту. Температура конденсації холодоагенту визначається за температурним перепадом у конденсаторі Δt_k та температурою на виході з ТН t_{B2} . Теплота в конденсаторі передається від джерела з вищою температурою до холодного теплоносія. За таблицями властивостей фреону у стані насичення визначаються ентальпія h_3 і тиск конденсації p_k .

$$\begin{aligned} h_1 &= 500,15 \text{ кДж / кг;} \\ p_u &= 0,18152 \text{ МПа} \quad \cdot \\ t_k &= t_{B2} + \Delta t_k = 45 + 5 = 50^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (2.2)$$

За таблицями властивостей фреону у стані насичення визначаються ентальпія h_3 і тиск конденсації p_k .

$$\begin{aligned} h_3 &= 290,5 \text{ кДж / кг;} \\ p_k &= 1,1774 \text{ МПа} \quad \cdot \end{aligned}$$

ККД компресора в адіабатних умовах розраховується за формулою:

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_k} = 0,98 \frac{273 - 10}{273 + 50} = 0,80 \quad (2.3)$$

Після стиску холодоагенту в компресорі визначається його ентальпія h_2 , з урахуванням теплових втрат у компресорі. Далі в вузлах схеми обчислюються питомі теплові навантаження: q_k , q_1 , q_2 , що дозволяє перевірити правильність теплового балансу.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a} = 500,15 + \frac{564 - 500,15}{0,80} = 580,0 \text{ кДж/кг} \quad (2.4)$$

Згідно значень ентальпії $h_2 = 588,91 \text{ кДж/кг}$ і тиску $p_k = 1,174 \text{ МПа}$ Температура в цій точці $t_2 = 88^\circ\text{C}$. За значенням ентальпії $h_3 = h_4 = 291,5 \text{ кДж/кг}$ і тиску $p_{\text{и}} = 0,1812 \text{ МПа}$

В основних елементах схеми ТН визначимо питомі теплові навантаження:

$$q_u = h_1 - h_4 = 500,15 - 290,5 = 209,65 \text{ кДж / кг} \quad (2.5)$$

$$q_k = h_2 - h_3 = 580,0 - 290,5 = 289,50 \text{ кДж / кг}; \quad (2.6)$$

$$l_{\text{сж}} = h_2 - h_1 = 580,0 - 500,15 = 79,85 \text{ кДж / кг} \quad (2.7)$$

Таким чином :

$$q_u + l_{\text{сж}} = q_k; \quad (2.8)$$

$$209,65 + 79,85 = 289,51 \text{ кДж / кг}$$

Отже, $q_k = 289,5 \text{ кДж/кг}$, що свідчить доцільності розрахунку.

Споживана електроенергія визначається за формулою:

$$W = \frac{l_{сж}}{\eta_{э.м} \eta_{э}} \quad (2.9)$$

$$W = \frac{79,85}{0,95 \cdot 0,8} = 105,07 \text{ кДж}$$

$$W = 378,8 \text{ Вт} / \text{год}$$

До основних характеристик енергоефективності ТН належать:

– коефіцієнт перетворення електричної енергії:

$$\mu_{э} = \eta_{э.м} \eta_{э} \mu = 0,95 \cdot 0,8 \cdot 3 = 2,6 \quad (2.10)$$

– коефіцієнт перетворення теплоти:

$$\mu = \frac{q_k}{l_{сж}}; \quad \mu = 3 \quad (2.11)$$

– питома витрата первинної енергії:

$$ПЭ = \frac{1}{\eta_{э.м} \eta_{э} \eta_{эс} \eta_{пер} \mu} \quad (2.12)$$

$$ПЭ = \frac{1}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,95 \cdot 3} = 0,86$$

Отримані результати показують, що $ПЭ < 1$, що свідчить про економічну доцільність застосування ТН порівняно зі спалюванням викопного палива у котлах. Ступінь підвищення тиску в компресорі визначається стандартною формулою, а розрахунок схеми у ексергетичному напрямку дозволяє оцінити

ефективність роботи ТН на кожному етапі циклу, враховуючи ексергію холодоагенту та теплоносія.

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_u} \quad (2.13)$$

$$\varepsilon = \frac{1,1774}{0,18152} = 6,49$$

Отже, виконаємо розрахунко в зворотному напрямку:

–ексергія e_n , віддана фреону в випарнику:

$$e_n = t_n q_u \quad (2.14)$$

$$e_n = 0,0366 \cdot 209,65 = 7,67 \text{ кДж / кг};$$

де τ_n - ексергетична температура фреону, значення якої повинно знаходитись у межах від 0 до 1):

$$\tau_n = \frac{T_{cp.n} - (t_0 + 273)}{T_{cp.n}} = \frac{273 - (-10 + 273)}{273} = 0,0366 \quad (2.15)$$

– середня логарифмічна температура холодоагента:

$$T_{cp.n} = \frac{t_{n1} - t_{n2}}{\ln \frac{t_{n1} + 273}{t_{n2} + 273}} = \frac{5 - (-5)}{\ln \frac{5 + 273}{-5 + 273}} = 273 \text{ K} \quad (2.16)$$

– ексергія e_b , отримана в конденсаторі високопотенційним теплоносієм:

$$e_b = 0,160 \cdot 289,50 = 46,32 \text{ кДж / кг}, \quad (2.17)$$

де τ_b - ексергетична температура високопотенційного теплоносія:

$$\tau_b = \frac{T_{cp. \epsilon} - (t_0 + 273)}{T_{cp. \epsilon}} = \frac{313 - (-10 + 273)}{313} = 0,160 \quad (2.18)$$

– середня логарифмічна температура гарячого теплоносія:

$$T_{cp. B} = \frac{t_{\theta 2} - t_{\theta 1}}{\ln \frac{t_{\theta 2} + 273}{t_{\theta 1} + 273}} = \frac{45 - 35}{\ln \frac{45 + 273}{35 + 273}} = 313 \text{ K} \quad (2.19)$$

–ексергія електроенергії, споживаної електродвигуном:

$$e_3 = W = \frac{l_{сж}}{\eta_{э.м}\eta_э} = 105,07 \text{ кДж} = 378,8 \text{ Вт/год} \quad (2.20)$$

Знаходимо ексергетичний ККД $\eta_э$:

$$\eta_э = \frac{e_{вix}}{e_{ex}} = \frac{e_6}{e_H + e_3} = \frac{46,32}{7,67 + 105,07} = 0,38 \quad (2.21)$$

Як видно з наведених вище розрахунків, використання теплового насоса (ТН) є технічно та економічно доцільним. Для забезпечення ефективної роботи системи важливо, щоб коефіцієнт перетворення електричної енергії мав значення $\mu_e > 1$, адже у випадку, коли $\mu_e \leq 1$, споживана потужність дорівнює тепловій потужності, яку можна отримати при використанні звичайних електричних нагрівачів, що робить систему неефективною.

У таблиці нижче наведено порівняльні показники парокompресійних теплових насосів із додатковим джерелом теплоти, відібраним із тепломережі споживача (тобто з регенерацією), та без нього.

Таким чином, чим більшою є питома витрата первинної енергії (ПЕ), тим менш ефективною виявляється схема теплозабезпечення. Це пояснюється тим, що для газових котлів ПЕ обернено пропорційна їх коефіцієнту корисної дії (ККД), який зазвичай не перевищує 0,85. У наших розрахунках отримано значення 0,8, що підтверджує доцільність застосування теплового насоса, адже він дозволяє ефективніше використовувати енергію та зменшити експлуатаційні витрати системи тепlopостачання.

Аналіз результатів розрахунків і таблиці свідчить, що застосування теплового насоса (ТН) з додатковим відбором теплоти від тепломережі є більш раціональним та ефективним рішенням. Підвищення температури фреону у випарнику до 13 °С сприяє зниженню енергоспоживання компресора, оскільки стискання парів відбувається за менших витрат електроенергії. Унаслідок цього температура теплоносія після компресора підвищується з 30–35 °С до 43–53 °С, а до споживача надходить уже нагрітий теплоносій із температурою близько 71 °С. Додаткове використання теплоти з тепломережі забезпечує зростання теплопродуктивності системи до 323 кДж/кг, що дозволяє отримати приблизно 1,8 кВт додаткового тепла. При цьому споживання електроенергії зменшується до 7 кВт·год, що підвищує загальний коефіцієнт корисної дії системи та робить її більш енергоощадною і економічно вигідною.

Таблиця 2.1

Порівняльні результати розрахунків

Схема	Парокомпресійна ТНУ без регенерації тепла	Парокомпресійна ТНУ з регенерацією тепла
Питоме теплове навантаження теплового насоса $q_{ТН}$	$q_k = q_{ТН} = 289 \text{ кДж/кг}$	$q_k = q_{ТН} = 323 \text{ кДж/кг}$
Питома енергія, яку споживає електродвигун W , Вт	378	311
Ступінь стиснення в компресорі ϵ	6,49	6,49
Коефіцієнт перетворення теплоти μ	3	4,2
Коефіцієнт перетворення електроенергії μ_3	2,6	3,11
Питома витрата первинної енергії ПЕ, кДж	0,86	0,8
Ексергетичний ККД η_3	0,38	0,52

2.2 Ефективність моделі ТН

На ефективність роботи теплового насоса, а саме на зменшення різниці температур між випарником і теплоносієм, який циркулює в ґрунтовому теплообміннику, суттєво впливають кілька факторів. До основних із них належать: температура шарів ґрунту, величина теплового потоку в товщі землі, а також відстань між свердловинами, що забезпечує збереження енергетичного потенціалу ґрунтового масиву та запобігає його локальному переохолодженню.

Тепловий режим ґрунту формується під впливом двох основних джерел енергії:

- сонячної радіації, що прогріває поверхневі шари;
- внутрішнього теплового потоку Землі, який надходить із надр.

Глибина проникнення температурних коливань залежить від кліматичних умов та структури ґрунту. Так, добові коливання температури проникають на глибину близько 0,5–1,5 м, тоді як сезонні - до 15–20 м. Нижче цієї межі розташована так звана нейтральна зона, де температура залишається практично сталою протягом року і визначається геотермальними потоками. Саме в цій зоні найдоцільніше розміщувати ґрунтові теплообмінники, адже вона є стабільним джерелом низькопотенційного тепла.

Сонячна радіація, що становить приблизно $1,4 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2\cdot\text{добу}$, формує основні запаси теплової енергії у верхніх шарах ґрунту. Кількісною характеристикою цих запасів є температурне поле ґрунту, яке змінюється залежно від глибини, пори року та інтенсивності сонячного опромінення. Таким чином, аналіз динаміки зміни температури ґрунту на різних глибинах дозволяє оцінити його тепловий потенціал і визначити ефективність відбору теплоти системою.

Процес підведення та відведення теплоти з низькопотенційного джерела має просторово-часовий характер, тобто залежить як від часу, так і від відстані від осі свердловини. Температурне поле в ґрунті формується концентрично навколо свердловини, поступово зменшуючись у напрямку від її центру.

Для опису цього процесу прийнято структурну модель у вигляді циліндричного тіла, яке складається з декількох зон (контурів), що відображають теплообмінні процеси між теплоносієм, стінками свердловини та навколишнім ґрунтом. На рисунках 2.3 та 2.4 подано розрахункову схему вертикального геотермального теплообмінника, який конструктивно представлений у вигляді насосно-компресорної труби. Така модель дозволяє визначити розподіл температур, теплові потоки та ефективність теплопередачі в системі, що є основою для побудови математичної моделі роботи теплового насоса.

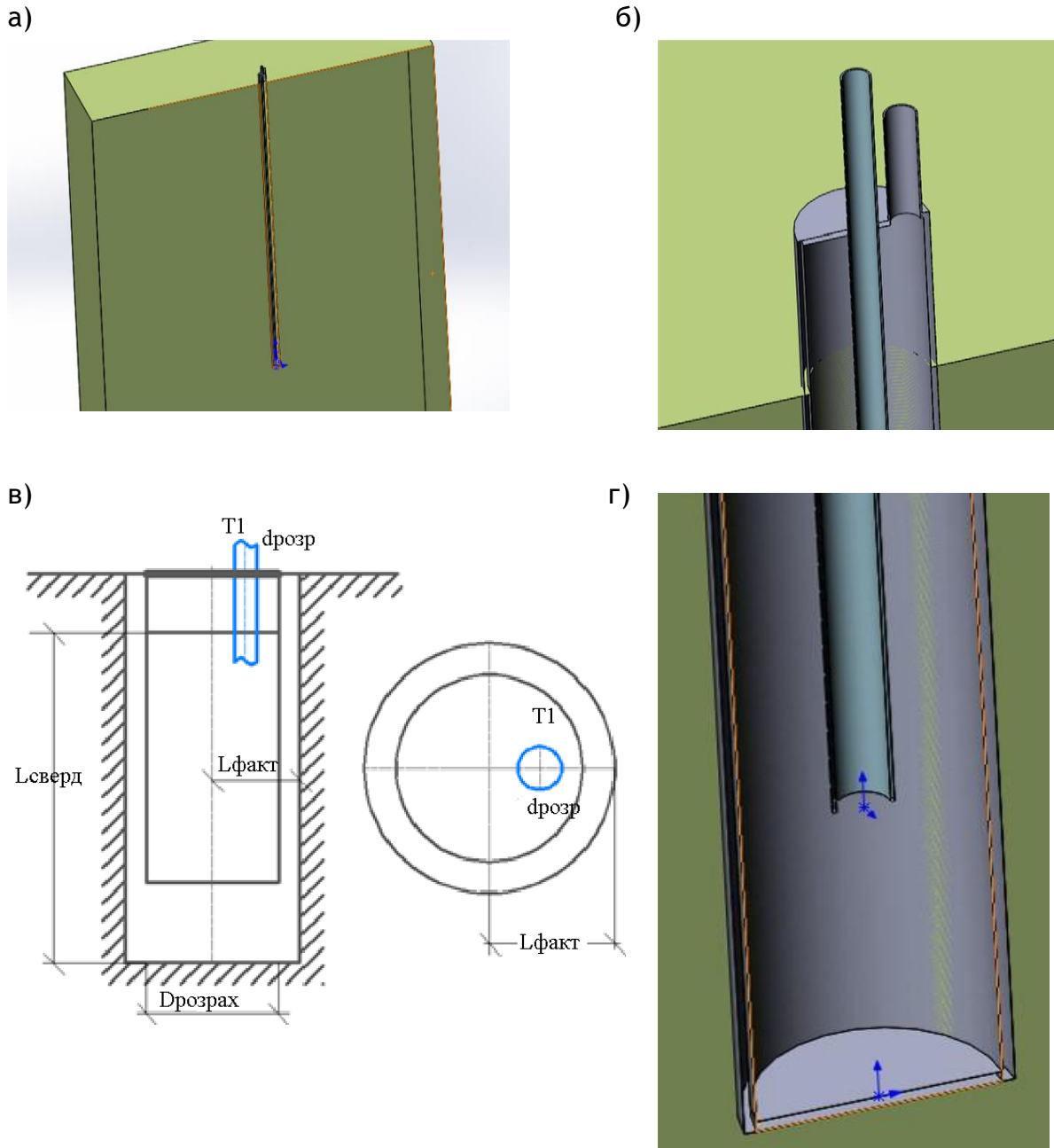


Рисунок 2.3 – Модель ґрунтового вертикального теплообмінника

а)загальний вигляд свердловини в масиві ґрунту; б)вид верхньої частини свердловини; в) розрахункове креслення; г) вид вибою свердловини

На рис. 2.4 показаний ґрунтовий масив із вертикальною свердловиною:

Зовнішня межа контуру $r_k=r_\infty$ у розрахунках приймається як умовна границя, на якій температура ґрунту під час роботи коливання параметрів у свердловинах знаходяться в межах похибки вимірювань. Радіус теплового контуру одиночної свердловини приймається $r_k=20-25$ м.

Температура ґрунтового масиву визначається в зоні впливу свердловини. Слід врахувати, що свердловина та низькопотенційне джерело теплоти є

складним комплексним об'єктом, який характеризується змінними граничними умовами. Тому розв'язання задачі проводиться з використанням неявної різницевої схеми та методу контролю об'єму зі зміщеною сіткою.

Дискретні змінні, такі як температура, об'єм масиву та тепловий потік, приймаються у розрахункових інтервалах $\Delta r, \Delta \theta$. Товщина контролюваного об'єму в напрямку осі z приймається рівною 1 м.

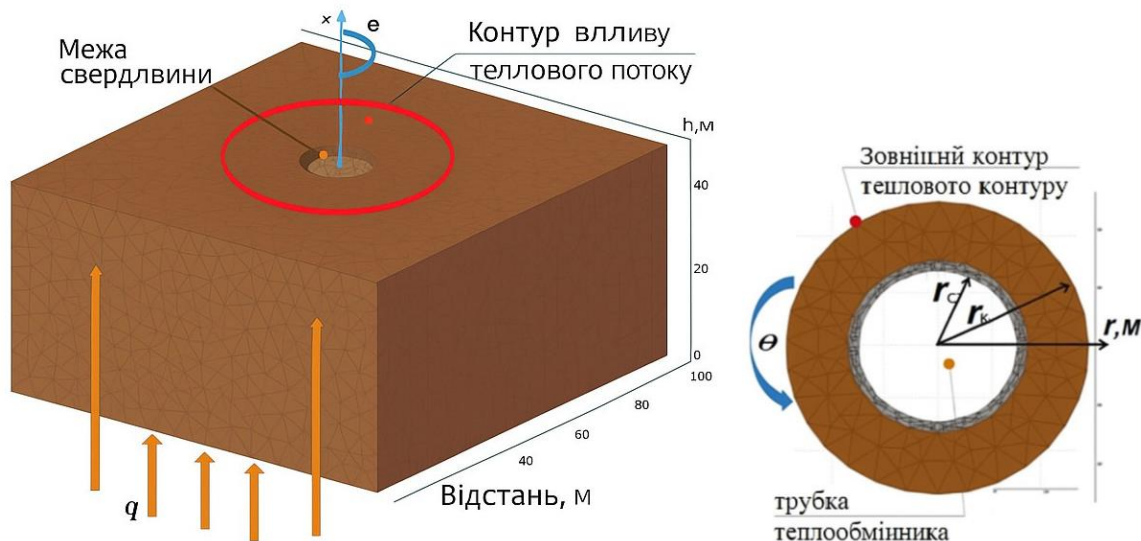


Рисунок 2.4 – Модель розповсюдження тепла навколо ґрунтового теплообмінника

r_c – радіус ґрунтового теплообмінника, м; r_k – радіус контуру свердловини (розповсюдження теплоти); θ – кут між радіусом-вектором та віссю x ; Q – тепловий потік на глибині більше 20 м, Вт/м²: а) загальний вигляд; б) вид зверху

Для розв'язання поставленої задачі застосовують спрощене рівняння за умови, що процес теплообміну в ґрунтовому масиві відбувається у сталому режимі, тобто зміни температури з часом є незначними

$$\tau > 0; r_c < r < r_k:$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (1)$$

де r_c - радіус ґрунтового теплообмінника, м; r_k - радіус контуру свердловини, м

Враховуючи можливе ускладнення задачі при подальшому врахуванні впливу свердловинного поля та наявності ґрунтових вод, розрахунок виконується відповідно до рівняння (1). Для спрощення розгляду здійснюється перехід від тривимірної до двовимірної моделі, що дозволяє виключити компоненту теплового потоку вздовж осі свердловини. Однак вертикальний тепловий потік не можна повністю ігнорувати, оскільки він зберігається навіть у періоди, коли теплонасос тимчасово не працює, забезпечуючи теплову інерційність системи.

З метою врахування цього ефекту в модель вводиться компенсуючий елемент — об'ємні джерела теплоти, що імітують накопичення тепла у ґрунті, а також додатковий потік енергії, який надходить із тепломережі. Такий підхід дозволяє забезпечити більш точне відображення реальних умов теплообміну в системі «ґрунт – свердловина – теплоносій» і підвищити достовірність розрахункових результатів.

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

t – температура ґрунту, °С; τ – час, с; a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; r – радіальна координата, м; q_v – джерела тепла, обумовлені тепловими потоками з глибини та з тепломережі, Вт/м²; c – теплоємність, Дж/м³К

Н

Рівняння (2) запишеться в дискретному вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{a_{i,j} t_{i,j}}{\Delta \tau} = \frac{a_{i,j}^0 \Delta \tau}{\Delta r^2} \left[t_{(i-1),j(\tau)} - 2t_{i,j(\tau)} + t_{(i+1),j(\tau)} \right] + \frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} \left[t_{i,j-1(\tau)} + t_{i,(j+1)(\tau)} \right] + \\ + \frac{1}{r} \left[t_{i,j-1(\tau)} - 2t_{i,j(\tau)} + t_{i,(j+1)(\tau)} \right] + q_{i,j} \frac{\Delta \tau}{c} \end{aligned} \quad (3)$$

Отже, з використанням формули (3) можна визначити температурне поле, тобто розподіл температури у ґрунтовому масиві навколо свердловини. Важливою умовою ефективної роботи системи є правильне вибирання відстані між свердловинами — вона має бути достатньою, щоб температурні поля окремих свердловин не перетиналися. Це забезпечує стабільність теплового

режиму ґрунту та запобігає його переохолодженню чи замерзанню під час тривалої експлуатації теплонасосної системи.

Розв'язання цієї задачі дає змогу визначити оптимальні межі майданчика для розміщення свердловинного поля та виконати раціональну розбивку території. Знаючи обсяг теплової енергії, яку ґрунтовий теплообмінник може вилучити з масиву, а також параметри теплоносія (температуру на вході, теплофізичні характеристики), властивості матеріалів труб, заповнювача свердловини та самого ґрунту, можна розрахувати необхідний об'єм ґрунту, що забезпечить покриття заданого теплового навантаження системи теплопостачання.

Для проведення такого розрахунку приймаємо, що ґрунтовий масив навколо свердловини має форму циліндра, а теплообмін відбувається радіально від осі свердловини.

Першим етапом є визначення кількості теплоти, що відбирається від однієї свердловини, з урахуванням теплового потоку, температурного градієнта та властивостей ґрунтового середовища, Дж:

$$Q = 86400 \cdot q_{св} \cdot L_{сверд} \cdot n, \quad (4)$$

де $q_{св}$ – середній тепловий потік з одного метру свердловини, Вт/м;

$L_{сверд}$ – глибина свердловини, м;

n – тривалість опалювального періоду.

Встановимо межі ґрунтового масиву, через який відбувається тепловий потік навколо свердловини. м³:

$$V_{зр} = \frac{Q}{c_{зр} \rho_{зр} \left[t_{зр} - \left(\frac{t_{вх} + t_{вих}}{2} \right) \right]} \quad (5)$$

$c_{зр}$ – питома теплоємність ґрунтового масиву, Дж/(кгК);

$\rho_{зр}$ – щільність ґрунтового масиву, кг/м³;

$t_{зр}$ – температура ґрунтового масиву, °С;

$t_{вх}$, $t_{вих}$ – температура входу та виходу робочої рідини в ґрунтовому теплообміннику, °С

Визначаємо відстань від осі свердловини з ґрунтовим теплообмінником до зовнішньої межі контуру ґрунтового масиву, м:

$$r_k = \sqrt{\frac{V_{zp}}{\pi L_{сверд}}} \quad (6)$$

Відповідно до запропонованої методики розрахунку, формулу (3) можна модифікувати, об'єднавши рівняння (1) та (2), що дозволяє отримати узагальнену формулу для визначення відстані між свердловинами:

$$R_{сверд} = 2 \sqrt{\frac{86400qn}{\pi c_{zp} \rho_{zp} \left[t_{zp} - \left(\frac{t_{ex} + t_{вих}}{2} \right) \right]}} \quad (7)$$

За результатами проведених розрахунків вихідні дані прийняті такі: температура теплоносія на виході з теплового насоса – 0 °С, температура в зворотній трубці – 5 °С, температура ґрунту на глибині 10 м – 15 °С.

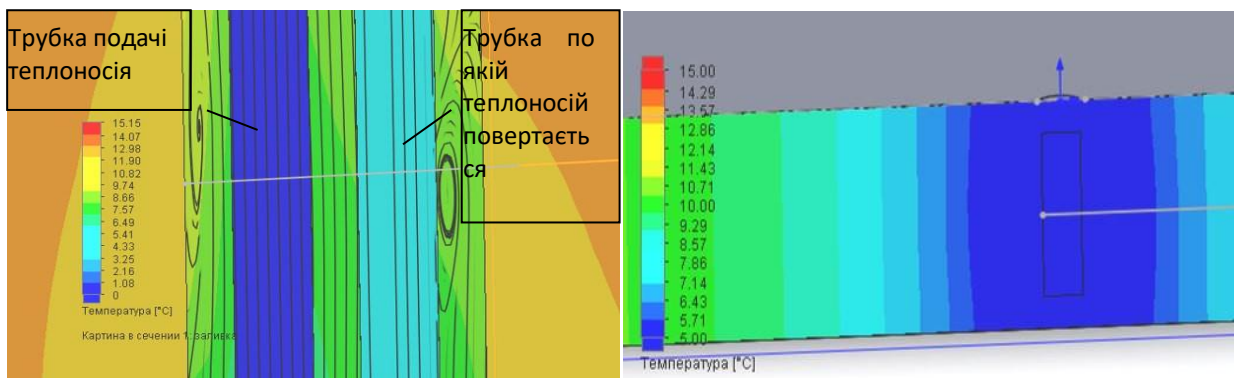


Рисунок 2.6 – Розповсюдження температур в теплообміннику

З рис. 2.6 видно, що температура зворотного теплоносія знаходиться в діапазоні 3,25–6,49 °С. При проведенні розрахунку на тій же глибині, але за підвищених температур теплоносія від теплового насоса – 7–10 °С, температура зворотного теплоносія підвищується до 10 °С (рис. 2.7).

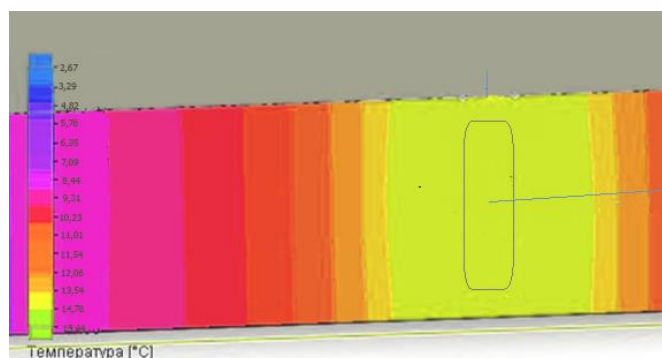


Рисунок 2.7 – Температурне поле з підвищеною температурою

З рис. 2.7 видно, що температура теплоносія в теплообміннику знаходиться у межах 13-14°C. Підвищення температури теплоносія на вході в ґрунтовий теплообмінник призводить до збільшення температури на його виході.

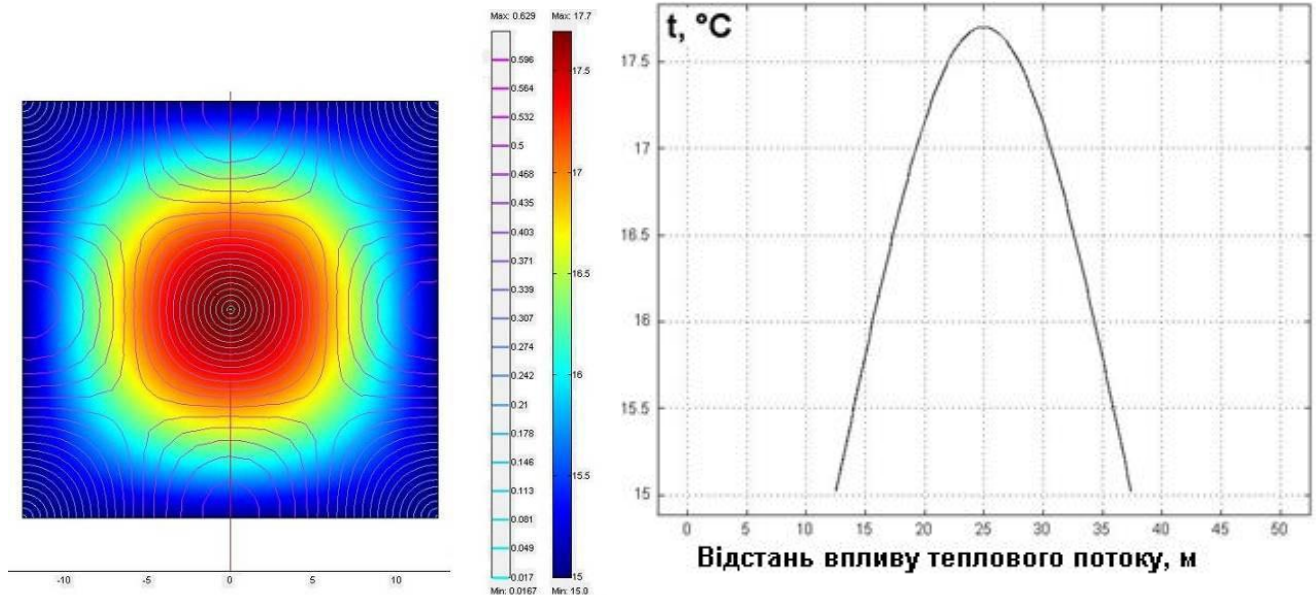


Рисунок 2.8 – Контур теплового потоку навколо ґрунтового теплообмінника.

2.3 Оцінка ефективності роботи теплового насоса за методом Іпсена

Для мінімізації витрат на експериментальні дослідження в роботі застосовується моделювання за методом Іпсена. Це передбачає вибір незалежних змінних, які суттєво впливають на процес. До таких змінних відносяться розмірні коефіцієнти та фізичні сталі, що визначають поведінку системи. На основі розрахункових даних визначимо безрозмірні коефіцієнти:

$$x = f(a, b, c, e, d)$$

x – залежна величина; a, b, c, e, d – змінні коефіцієнти.

Щоб перевірити коректність математичної моделі, визначимо наступне:

E – ефективність використання ТНУ для теплопостачання [О];

t_b – температура у випарнику [Т];

t_k – температура в конденсаторі [Т];

t_{pn} – вплив теплового потоку навколо свердловини [О];

Q – кількість теплоти, яке необхідне для режимів опалення [$ML^{-2}t^{-2}$];

G – кількість теплоти, яке необхідно для регенованого повітря [Mt^{-1}].

Ефективність ТН можна представити у вигляді залежності:

$$E = t_b^a \cdot t_k^e \cdot t_{pn}^c \cdot Q^e \cdot G^d$$

Далі слід підставити відповідні розмірності для змінних величин:

$$O = T^a \cdot T^e \cdot O^c \cdot (ML^{-2}t^{-2})^e \cdot (Mt^{-1})^d$$

Складемо рівняння для кожної розмірної величини:

$$O : 1 = c;$$

$$T : 0 = a + e;$$

$$M : 0 = e + d;$$

$$L : 0 = -2e;$$

$$t : 0 = -2e - d.$$

$$\Rightarrow \begin{pmatrix} c = 1; \\ a = -e; \\ d = -e \end{pmatrix}$$

Підставивши ці величини в загальне рівняння, отримаємо:

$$O = T^e \cdot T^{-e} \cdot O^1 \cdot M^{-d} L^0 t^d \cdot M^d t^{-d}$$

$$E = \left(\frac{t_b}{t_k} \right)^e \cdot t_{pn}$$

В результаті було отримано залежність, яка показує, що ефективність теплового насоса, або його теплопродуктивність, визначається температурами в конденсаторі та випарнику, а також температурним полем навколо свердловини і ґрунтового теплообмінника. На основі цього будується графічна залежність при температурах випарника $t_b = 5-10^\circ\text{C}$ та конденсатора $t_k = 45 - 71^\circ\text{C}$, причому вплив теплового потоку оцінювався у відсотковому співвідношенні.

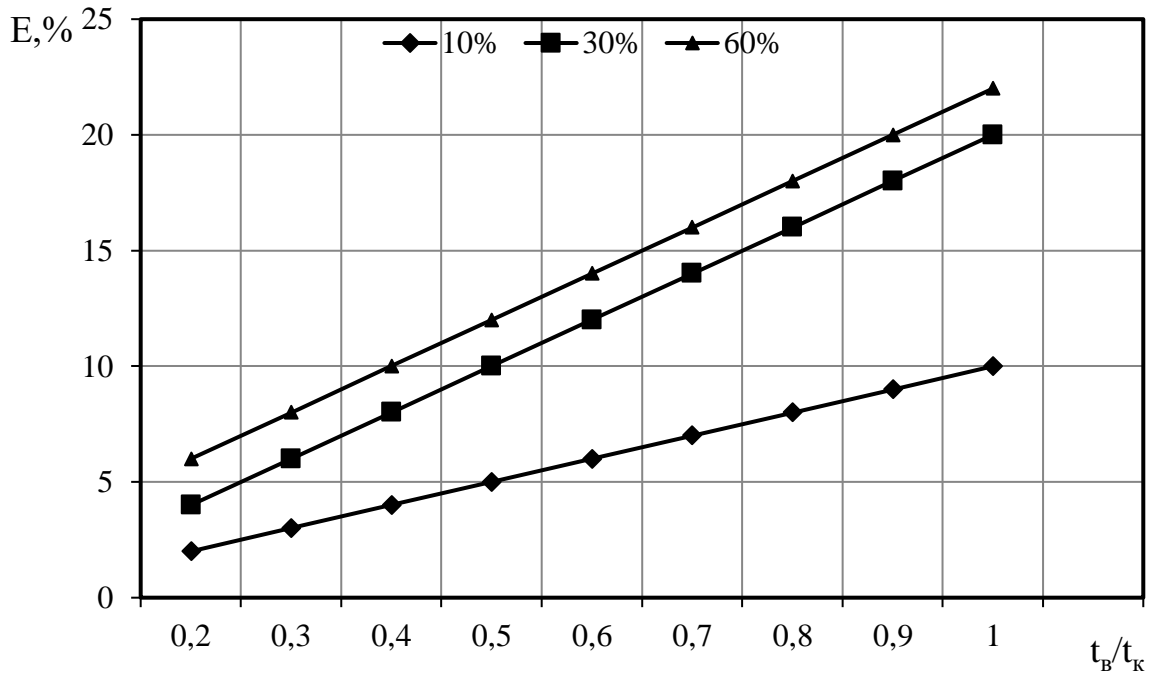


Рисунок 2.9 – Залежність ефективності ТН від температури

Очевидно, що зменшення різниці температур між випарником і конденсатором підвищує ефективність роботи теплового насоса. З графіку видно, що теплопродуктивність зростає зі збільшенням впливу теплового потоку, причому найвищі результати демонструє лінія при 60%. Це пояснюється тим, що тепло, яке акумулюється навколо ґрунтового теплообмінника, зберігається протягом тривалого часу, що забезпечує можливість економічно ефективного використання теплового насоса.

Висновки

1. Розроблено схему тепlopостачання на основі теплового насоса з додатковим джерелом теплоти із системи опалення та ГВП.
2. Розрахунки показали, що теплоносій до споживача надходить із температурою 71 °С завдяки підвищенню температури на виході з компресора з 29,5 до 52,5 °С. Додаткове джерело теплоти дозволяє збільшити теплову продуктивність до 323 кДж/кг, що економить до 7 кВт·год.
3. Створено модель ґрунтового теплообмінника з урахуванням розподілу тепла в ґрунті. В результаті температура в зоні впливу свердловини

підтримується на рівні 15–17,5 °С, що сприяє підвищенню теплопродуктивності теплового насоса.

4. Моделювання методом Іпсена підтвердило, що накопичене навколо ґрунтового теплообмінника тепло підвищує ефективність роботи системи та забезпечує економічний ефект.
5. Зменшення різниці температур між випарником і ґрунтовим теплообмінником також позитивно впливає на ефективність роботи теплового насоса.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ В ЛАБОРАТОРНИХ УМОВАХ

3.1 Опис лабораторного стенду ТН

Лабораторний комплекс дає змогу визначити залежності параметрів теплового насоса, зокрема температурні режими систем тепlopостачання та температури джерела тепла. На рис. 3.1–3.2 представлені програмний модуль та структурна схема лабораторної установки ТН.002 RBE.

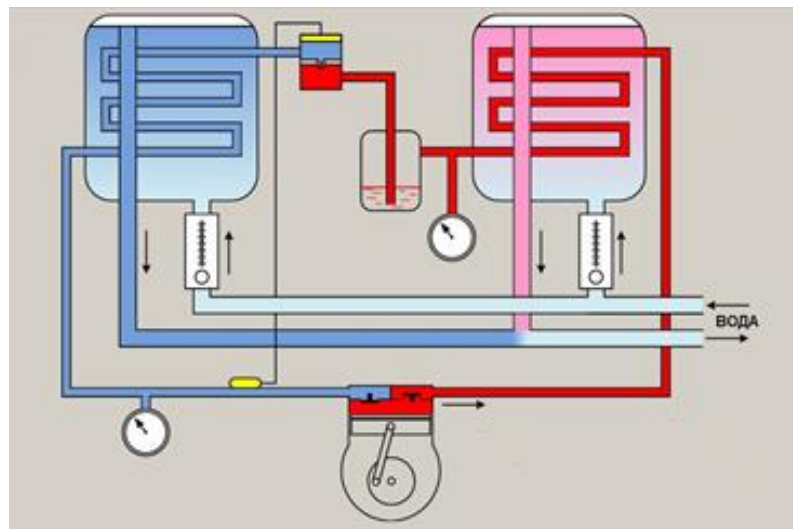


Рисунок 3.1 – Модуль лабораторного стенду ТН.002 RBE.

До складу дослідного лабораторного стенду входить холодильний агрегат, який працює на холодоагенті R134a. Джерелом теплової енергії в системі є ґрунт (рис. 3.4). Теплоносій, циркулюючий у ґрунтовому теплообміннику, надходить у випарник (7), де відбувається його випаровування, а в конденсатор (6) подається вода, нагріта до температури, необхідної для потреб споживача. Під час експериментальної роботи здійснювали регулювання температури теплоносія як у випарнику, так і в конденсаторі, що дозволяло імітувати різні режими роботи теплового насоса. Одночасно проводили вимірювання температури ґрунту та теплоносія в ґрунтовому теплообміннику за допомогою встановлених термопар, а також контролювали тиск у контурах обладнання. Такий підхід забезпечував можливість оцінки ефективності роботи теплового насоса при різних експлуатаційних режимах. Температурні показники води в точці (7) та

відповідний тиск системи фіксували і аналізували для всіх режимів експерименту (рис. 3.3), що дозволяло будувати математичні моделі теплопередачі та оцінювати вплив параметрів теплоносія та ґрунту на роботу системи.



Рисунок 3.3– Загальний вигляд лабораторного вимірювань

Було проведено вимірювання основних параметрів: P_v, t_v - тиск і температура перед випарником, P_k, t_k - тиск і температура після конденсатора. Результати вимірювань наведені в таблиці 3.3. Одночасно фіксували витрати електроенергії та тривалість роботи установки. Для реєстрації величин використовували такі прилади: лічильник електричної енергії NIK 2102-02 M2, термогірограф С-25 та термоанемометр testo 425.

Таблиця 3.3

Таблиця дослідних даних

№ пш	P_v , МПа	P_k , МПа	t_v , ° С	t_k , ° С	B , Па	t_{oc} , ° С
1	0,01	0,1	18	31	748	18
2	0,03	0,3	28	40	748	18
3	0,05	0,5	40	48	748	18
4	0,08	0,8	48	80	748	18

На основі отриманих даних здійснювався розрахунок ймовірних значень температури протягом опалювального періоду для статистичного аналізу

динаміки та прогнозування роботи і оптимізації ТНУ. На графіках необхідно відобразити ймовірну зміну температури у випарнику та конденсаторі, а також температурне поле ґрунту, включаючи акумульоване тепло та тепловий потік. Крім того, визначаються мінімальні та максимальні значення параметрів, які відповідають умовам збереження значень m_x та σ_x , що характеризують, X_{\min} та X_{\max} .

З урахуванням дисперсії D_x застосовується наступний вираз:

$$m_x = \frac{a+b}{2} \quad (3.1)$$

де a, b – величини на межах дослідної ділянки

$$D_x = \frac{(b-a)^2}{12} \quad (3.2)$$

Звідси отримуємо:

$$\begin{cases} a = m_x - \sqrt{3\sigma_x} \\ b = m_x + \sqrt{3\sigma_x} \end{cases} \quad (3.3)$$

Цей розподіл відповідає закону ймовірності. Після проведених розрахунків визначається параметр рівномірного розподілу ймовірності:

$$p_k = \frac{n_k}{n} \quad (3.4)$$

Далі визначаємо сталу вірогідність:

$$p_x = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{b-a} \cdot \frac{1}{N} \quad (3.5)$$

де N – кількість вимірювань дослідної ділянки

3.2 Лабораторний комплекс ґрунтового теплообмінника

Для фіксації температури ґрунту застосовували лабораторну установку, що моделює роботу ґрунтового теплообмінника. Оскільки в лабораторних умовах неможливо створити свердловину глибиною 10 м, експерименти проводилися з метою визначення теплового потоку та часу накопичення тепла в ґрунті (рис. 3.4).



Рисунок 3.4 – Лабораторний стенд ґрунтового теплообмінника

1 – ґрунтове джерело тепла; 2, 7, 8, 9 – вентилі; 3 – показники температур; 4 – мілівольтметр; 5 – ротометр; 6 – ємність з термостат; 10–13 – термопари

У даному досліді теплообмінник горизонтальний, а адекватність

експериментального зразка реальному об'єкту забезпечується дотриманням проектних параметрів $D, d \text{ і } s \ll H$, де D - зовнішній діаметр трубки, d - внутрішній діаметр, s - відстань між гілками, H - довжина трубки, а також забезпеченням умов теплообміну, подібних до напівобмеженого ґрунтового масиву. Розміри піщаного середовища обирали так, щоб температура ґрунту на відстані від теплообмінника залишалася стабільною.

Джерелом тепла служив електронагрівач, встановлений у піщаному коробі. У коробі також знаходилася U-подібна трубка довжиною $H=950$ мм з пластифікованого полівінілхлориду ($D=6$ мм, $d=4$ мм, $s=15$ мм), що моделює ґрунтовий теплообмінник. Теплопровідність трубки приймалася рівною $0,19$ Вт/(м·К) [15]. Додатково проводили експерименти при відстанях між трубками 25 мм та 35 мм.

Витрату води G контролювали ротаметром, а температури теплоносія на вході t_1 і виході t_2 вимірювали термоперетворювачами Pt100 (ТСП-1199/41, – 50...+100 °С).

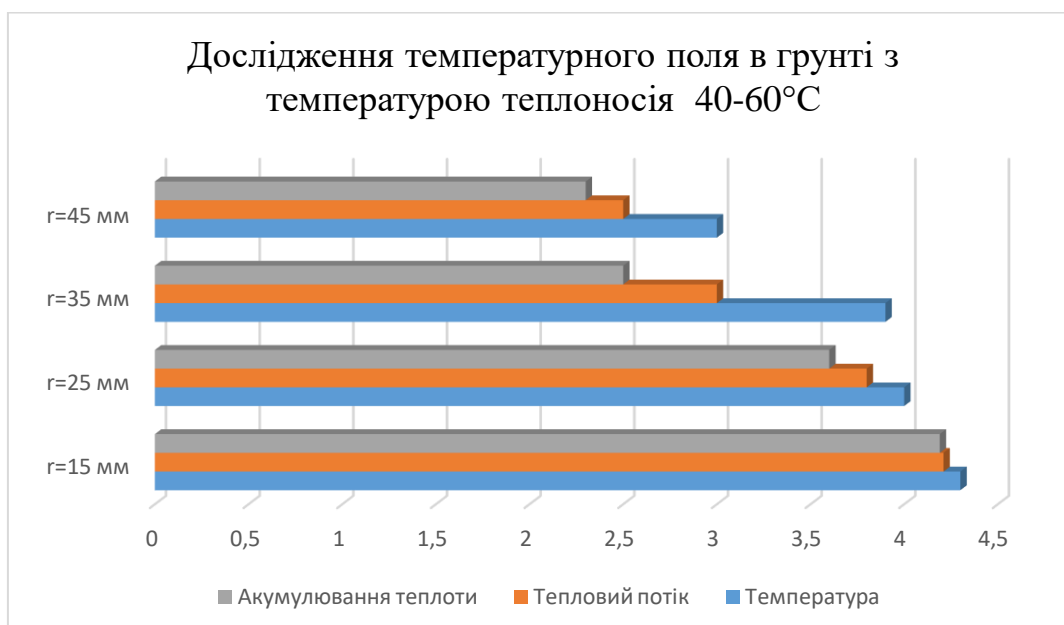
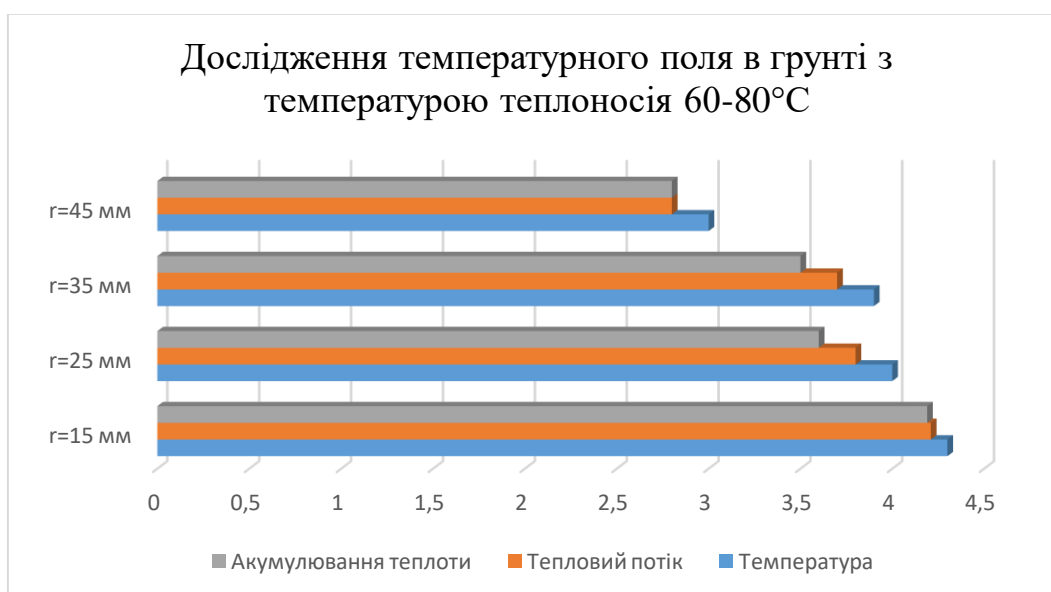
Установка працює так: гарячий теплоносій самопливом рухається по трубопроводах і надходить у U-подібну трубку з температурою на вході $t_1 = 18\text{--}80$ °С, де охолоджується до t_2 і збирається в ємність з термостатом. Температуру теплоносія на вході регулюють потужністю електронагрівача, а масову витрату G — вентилями, що дозволяє визначати тепловий потік і розподіл температури в ґрунті.

3.3 Експериментальні результати ґрунтового теплообміну

За результатами експериментів температура встановлена на вході t_1 та виході t_2 ґрунтового теплообмінника, а також розподіл температур у ґрунтовому масиві. Похибка вимірювань теплового потоку при інтервалі часу $\tau > 0,2$ с не перевищувала 6%. Завдання полягало у порівнянні температури теплоносія на виході t_2 із ґрунтового теплообмінника та значень теплового потоку Q , а також у визначенні розподілу середньої температури ґрунту на відстанях $r=20\text{--}45$ мм від осі трубки U-подібної форми. Таким чином, середня

температура ґрунту t_{20} відповідає відстані $r = 20$ мм ... $t_{45} \Rightarrow r = 45$ мм.

Температура теплоносія в моделі ґрунтового теплообмінника підтримувалася в діапазоні від 20 до 80 °С, при цьому масова витрата складала приблизно $G \approx 3,12 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Час виходу теплоносія на робочу температуру був невеликим: температура на вході в теплообмінник t_1 досягала 80 °С вже через $\tau = 0,04$ год, а до завершення експерименту зменшувалася до 54 °С при $\tau=0,9$ год. Така динаміка дозволяє оцінити тепловий режим моделі та ефективність акумуляції тепла в ґрунтовій масі.



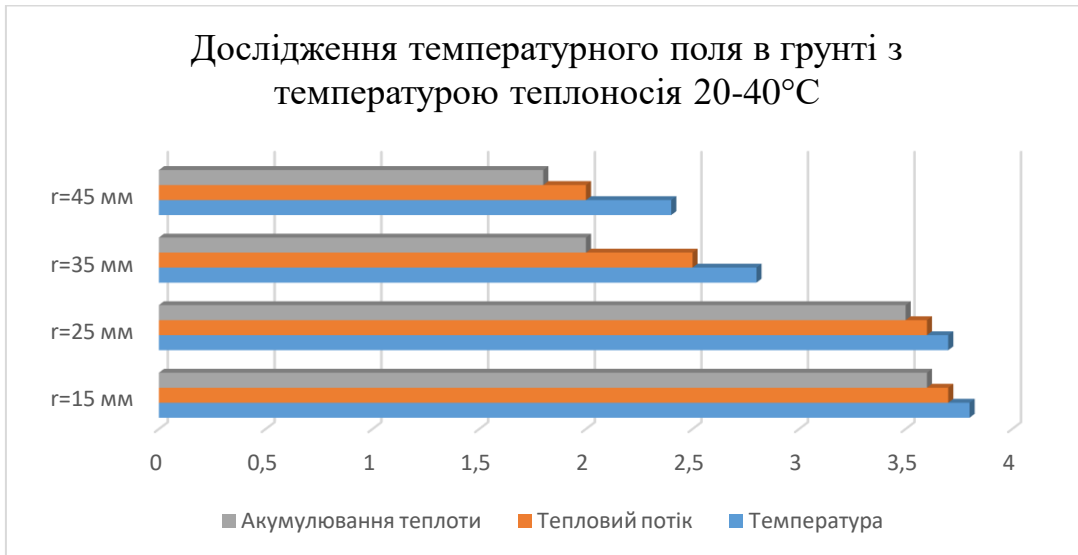


Рисунок 3.5 – Температурне поле навколо ґрунтового теплообмінника

Отже, тепло акумулюється в радіусі 15–35 мм від осі трубки, при цьому воно зберігається до 4,5 годин за температури 50–80 °С. У зоні з радіусом 35–45 мм температурне поле підтримується в межах 20–50 °С протягом приблизно 3,5 годин. При цьому тепловий потік зменшувався від 155 Вт до 35 Вт. На основі цих експериментальних даних проводиться перерахунок теплопродуктивності для конкретного теплового насоса, встановленого у свердловині.

Визначення теплопродуктивності трубки ґрунтового теплообмінника:

$$Q = 1,05GC\Delta t$$

де 1,05 – коефіцієнт витрат тепла,

G – масова витрата теплоносія $G=0,044$ кг/с,[24]

C – теплоємність теплоносія, ($C=4,2$ кДж/кг К),[24]

Δt – різниця температур теплоносія входу і виходу з трубки приймається 7 °С

$$Q_{mp} = 1,05 \cdot 0,044 \cdot 4,2 \cdot 7 = 1,35 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Таким чином, для теплового насоса з потужністю 10 кВт необхідно спроектувати 7 трубок. Визначимо площу поверхні теплообміну, м²:

$$Q = 7Q_{mp} = 7 \cdot 1,35 = 9,45 \text{ кВт}$$

$$S = \frac{Q}{q} = \frac{9,45}{7,7} = 1,5 \text{ м}^2, \quad (3.4)$$

де q – питоме теплове навантаження.

$$q = k\Delta t = 1,1 \cdot 7 = 7,7 \text{ кВт} / \text{м}^2 \quad (3.5)$$

де k – коефіцієнт тепловіддачі трубки (сталь $k=1,1$ кВт/м²)

Довжина трубки знаходиться по формулі:

$$l = \frac{S}{\pi d_{mp} n} = \frac{9,45}{3,14 \cdot 0,097 \cdot 7} = 4,4 \text{ м}, \quad (3.6)$$

де діаметр однієї трубки:

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{2}{n}} D_{зов} = \sqrt{\frac{2}{7}} 0,18 = 0,097 \text{ м} \quad (3.7)$$

Для теплового насоса з продуктивністю 10 кВт обираємо параметри ґрунтового теплообмінника: довжина трубки становить 4,4 м, діаметр — 0,097 м. Для монтажу використовується трубна дошка, затиснута між фланцями без наскрізних отворів.

Таким чином, акумулювання тепла в ґрунті забезпечує підтримання стабільної температури теплоносія в теплообміннику, який подається у випарник теплового насоса. Це дозволяє підвищити теплопродуктивність ТН при мінімальній різниці температур між випарником і конденсатором.

3.4 Аналіз результатів експериментальних випробувань режимів роботи теплового насоса

На початковому етапі лабораторних досліджень на стенді теплового насоса (рис. 3.3) у систему заливали теплоносії — воду (п.3, рис. 3.2). Після запуску компресора забезпечувалася циркуляція холодоагенту, що спричиняло охолодження випарника (7) та нагрівання конденсатора (6). Температуру води у випарнику та конденсаторі регулювали, контролювали тиск у контурах, а також вимірювали температуру теплоносія та ґрунту в ґрунтовому теплообміннику. Це дозволяло змодельовати різні режими роботи теплового насоса та оцінити ефективність теплопередачі від випарника до конденсатора. За відомих значень температур у випарнику та конденсаторі можливо визначити тепловий потік, що транспортується між цими елементами системи.

Залежності температурного поля можна з достатньою точністю описати рівнянням другого порядку. Коефіцієнти цього рівняння визначаються методом найменших квадратів, який полягає у підборі таких коефіцієнтів регресії, що мінімізують похибку розрахунків.

Таким чином, отримано рівняння регресії, яке відображає взаємозв'язок між ключовими факторами.

$$Y = 28,74 + 79,6X_1 + 49,85X_2 + 22,56X_3 + 93,5X_1X_2 + 26,57X_2X_3 + 58,6X_2^2$$

В якості змінних величин, тобто факторів вибираємо:

X_1 - температурне поле в ґрунті,

X_2 – температура додаткового джерела,

X_3 – різниця температур між випарником і конденсатором.

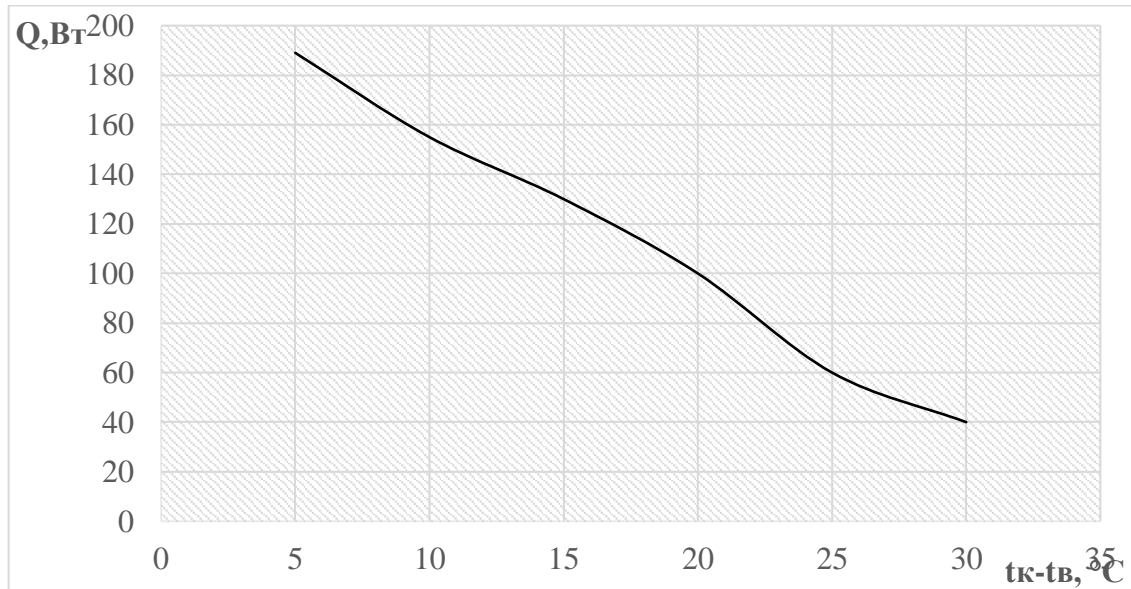
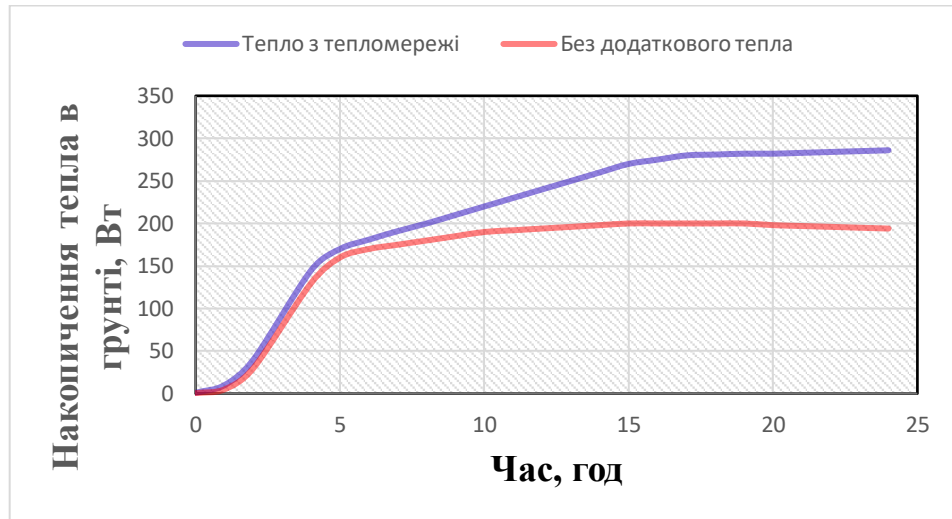


Рисунок 3.6 – Залежність теплопродуктивності ТН від різниці температур в конденсаторі і випарнику

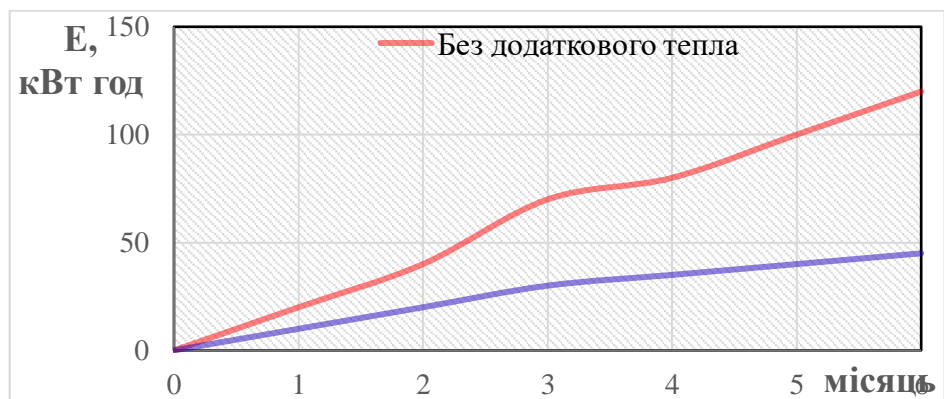
З експериментальних даних, представлених на графіку, видно, що теплопродуктивність теплового насоса знижується зі збільшенням різниці температур між конденсатором і випарником. Оптимальна різниця температур для ефективної роботи ТН не перевищує $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Для забезпечення такої різниці температур необхідно підтримувати стабільний температурний режим ґрунту. Це досягається шляхом відбору тепла з тепломережі та його подачі в ґрунтовий теплообмінник, що дозволяє накопичувати тепло в ґрунті (рис. 3.6).

На рис. 3.7 наведена порівняльна характеристика теплового потоку з додатковим джерелом тепла та без нього. З аналізу видно, що використання тепла з тепломережі є доцільним, і при цьому споживання електроенергії може зменшитися приблизно вдвічі.



а) тепловий потік



б) споживання електроенергії

Рисунок 3.7 – Порівняльна характеристика накопичення тепла

Виконаємо обробку експериментальних даних для визначення ймовірності сталої величини при різниці температур 5–35 °С. За формулою (3.5) розрахуємо сталу вірогідності, яка впливає на підвищення теплопродуктивності теплового насоса.

$$p_x = \frac{x_{max} - x_{min}}{b - a} \cdot \frac{1}{N} = \frac{6,8 - 10,3}{4,86 - 5,24} \cdot \frac{1}{18} = 0,094$$

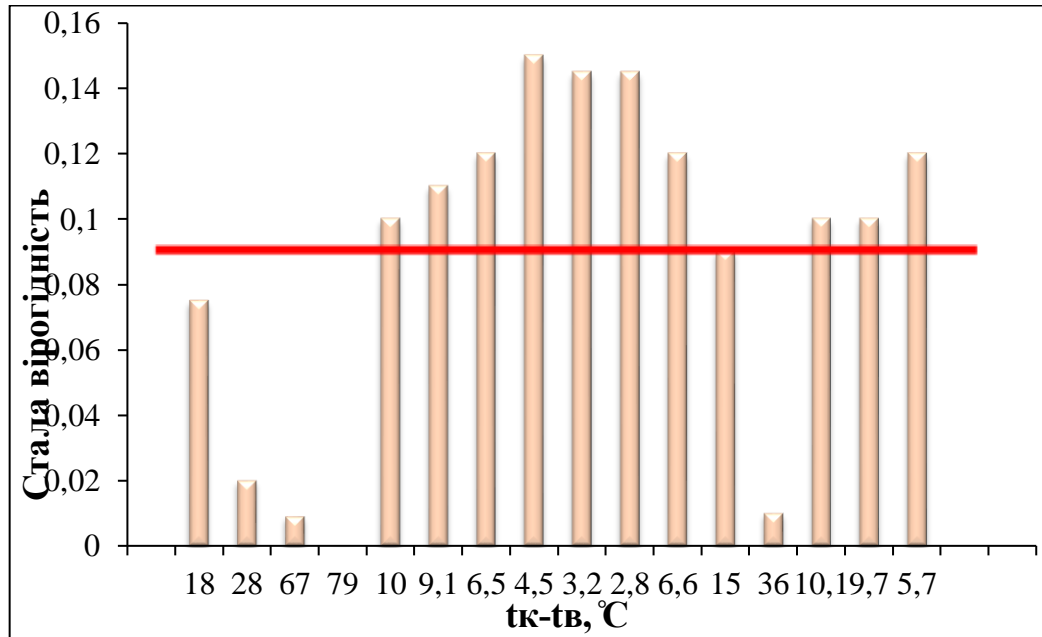


Рисунок 3.7 – Динаміка зміни різниці температур у випарнику та конденсаторі.

Стала ймовірність враховує акумуляцію теплової енергії в ґрунті, тобто визначається через тепловий потік.

$$p_x = \frac{x_{max} - x_{min}}{b - a} \cdot \frac{I}{N} = \frac{200 - 21}{151,9 - 112,56} \cdot \frac{1}{18} = 0,06$$

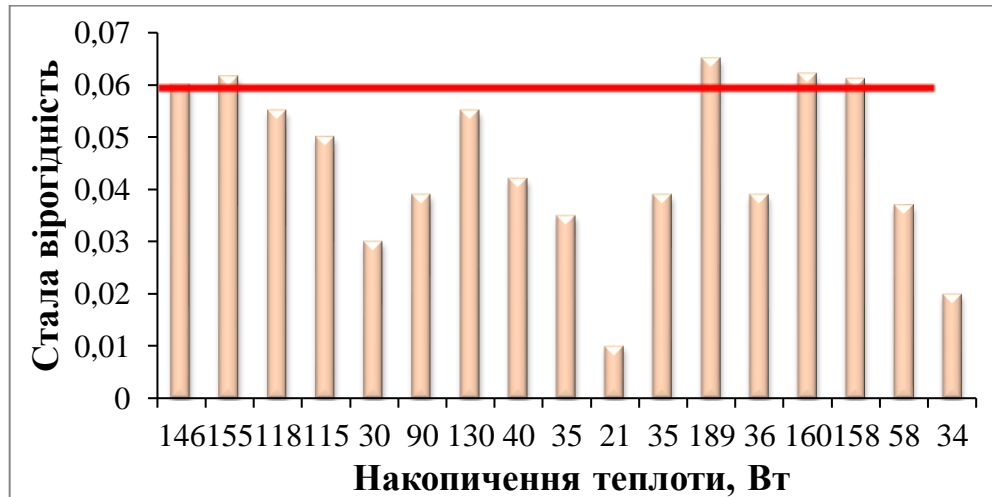


Рисунок 3.8 - Динаміка зміни акумулювання тепла в ґрунті

Експериментальні випробування показали, що з ймовірністю 0,06 тепло починає накопичуватися при тепловому потоці від 146 Вт (рис. 3.8). Аналіз даних свідчить, що оптимальне акумулювання тепла в ґрунті відбувається при різниці температур між конденсатором і випарником до 15 °С (рис. 3.7).

Під час дослідів показники вимірювалися кожні 2 хвилини, що дозволяло відстежувати динамічні зміни тиску та температури холодоагенту у випарнику

та конденсаторі, а також температури середовища і споживаної електроенергії компресором.

$$E = Q_k C_{me} W_k C_{ee}$$

де Q_k – тепло, яке передається від конденсатора до випарника, кВт;

C_{me} – тариф (комерційний) на теплову енергію для конкретного споживача, грн кВт;

W_k – кількість електроенергії, витраченої на роботу компресора ТН, кВт год;

C_{ee} – тариф (комерційний) на електроенергію для конкретного споживача, грн кВт ч.

Графіки динаміки основних параметрів протягом 20-хвилинного циклу роботи стенду наведені на рис. 3.4.

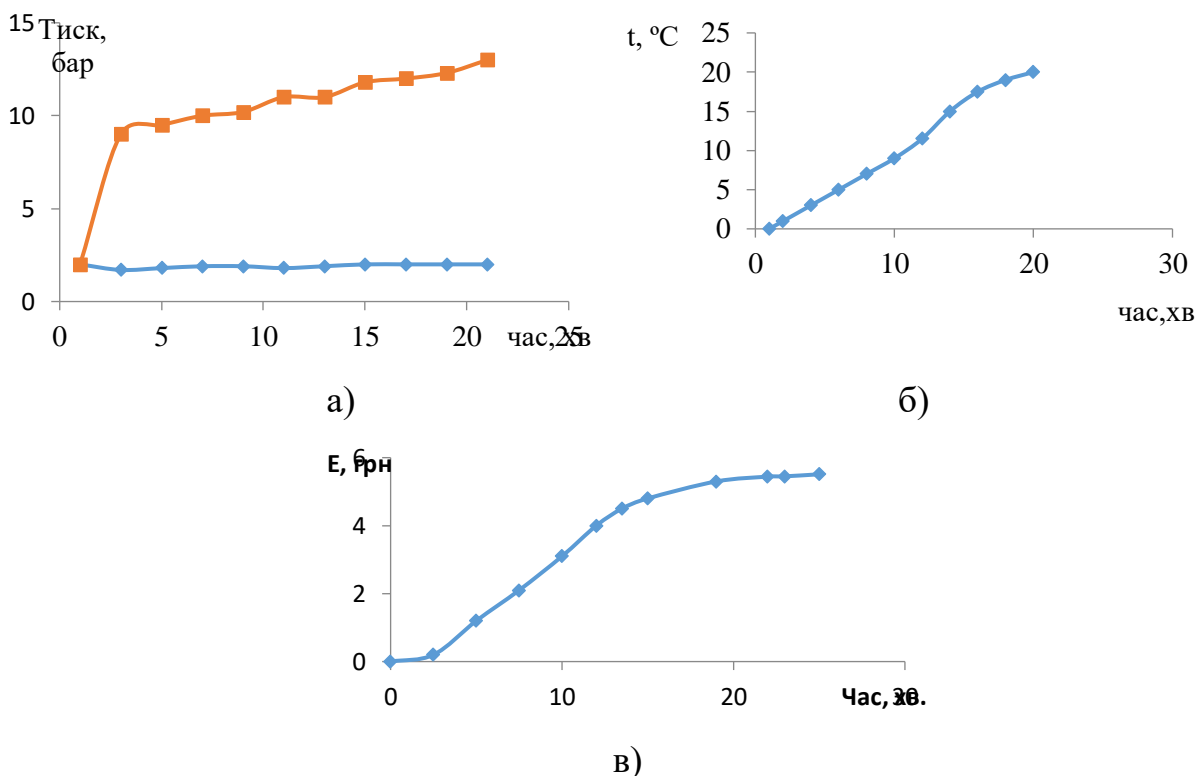


Рисунок 3.9 – Зміна основних параметрів ТН при його роботі

а – тиск хладагенту в випарнику та конденсатор; б – динаміка зміни температури середовища системи, в – ефективність роботи ТН

Під час випробувань на лабораторному комплексі було зафіксовано економічний ефект у розмірі 8,57 грн за 20 хвилин, що у перерахунку на добу

становить 494,21 грн.

Висновки

1. Було проведено дослідження на лабораторному комплексі TN.002 RBE з використанням програмного модуля, що дозволяє визначати залежність температурних режимів теплового насоса та ґрунту.
2. Експерименти показали, що тепло акумулюється у ґрунті в радіусі 15–35 мм протягом 4,5 год, а в радіусі 35–45 мм - до 3,5 год, при цьому тепловий потік зменшувався від 155 Вт до 35 Вт.
3. Для ТНУ з номінальною потужністю 10 кВт оптимальними параметрами ґрунтового теплообмінника виявились трубка довжиною 4,4 м та діаметром 0,097 м, що забезпечує ефективну передачу тепла від ґрунту до теплоносія.
4. Експериментальні спостереження показали, що теплопродуктивність теплового насоса зменшується при збільшенні температурного градієнта між конденсатором і випарником. Максимальна ефективність системи досягається при різниці температур, що не перевищує 15 °С.
5. Для забезпечення ефективної роботи теплового насоса необхідно підтримувати температури ґрунту таким чином, щоб різниця між випарником і конденсатором не перевищувала 15 °С, що передбачає відбір тепла з тепломережі та його подачу у ґрунтовий теплообмінник.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи безпеки та охорони праці в теплотехнічних системах

Організація охорони праці на підприємстві покладає відповідальність на керівника, який контролює стан безпеки праці в цілому. Відповідальність за охорону праці в виробничих процесах може бути покладена на головного агронома або головного інженера у разі відсутності спеціаліста з охорони праці. Положення щодо навчання та управління охороною праці визначають порядок проведення вступного, первинного та повторного інструктажів для всіх працівників та службовців. Вступний інструктаж реєструється в журналі інструктажів з охорони праці, а повторний проводиться не пізніше ніж через шість місяців. Позапланові інструктажі організовуються у разі змін виробничого процесу, впровадження нового обладнання або після нещасних випадків. Всі працівники, які виконують небезпечні роботи, повинні проходити відповідне навчання, а результати фіксуються в журналі реєстрації інструктажів.

Виробничі санітарні умови задовільні: працівники мають доступ до роздягалень, спецодягу, душових та туалетів. Фінансування заходів з охорони праці здійснюється підприємством, а матеріальні витрати для працівників відсутні. Діяльність з охорони праці ведеться відповідно до нормативних документів, а всі співробітники повинні дотримуватися вказівок інженера з охорони праці. Інженер має право забороняти роботу на небезпечному обладнанні, відсторонювати працівників, які порушують правила, та ініціювати застосування дисциплінарних санкцій.

При роботі з тепловими установками слід дотримуватися встановлених норм та стандартів безпеки, оскільки обладнання теплопостачання відноситься до категорії підвищеної небезпеки. Експлуатація теплових установок дозволяється тільки за наявності затверджених проектів, інструкцій та документації, що регламентують безпечну роботу та заходи на випадок аварій. Введення в експлуатацію нового обладнання здійснюється

відповідальною службою підприємства з дотриманням узгоджених процедур і повідомленням відповідних контролюючих органів. Ремонт та обслуговування дозволяється лише кваліфікованому персоналу, який пройшов медичний огляд та відповідне навчання.

В процесі роботи оператори повинні регулярно проходити перевірку знань з охорони праці, приміщення теплових установок обладнані сигналізаціями, вентиляцією та аварійними системами. Не допускається використання тимчасових електричних мереж, механічно пошкодженого обладнання, блокування шляхів евакуації, куріння та застосування легкозаймистих рідин. Вогневі та зварювальні роботи виконуються лише за спеціальним дозволом.

В аварійних ситуаціях ремонт обладнання проводиться лише після повного відключення, робочі зони огорожуються, а в небезпечних зонах присутні не менше двох працівників із засобами захисту. Приміщення оснащуються вогнегасниками, протипожежними перегородками та піскоуловлювачами, а евакуаційні шляхи повинні бути вільними та безперешкодними. У разі надзвичайних ситуацій слід негайно повідомити пожежну охорону та аварійні служби, організувати евакуацію людей і майна, вимкнути необхідні електричні системи та сприяти гасінню пожежі.

Після завершення робіт оператор повинен перевірити приміщення на наявність потенційних ризиків, вимкнути обладнання та електроприлади, фіксувати завершення робіт у робочій інструкції та довести її до відповідальної особи за пожежну безпеку.

Для забезпечення високого рівня безпеки праці необхідно своєчасно проводити всі види інструктажів, забезпечувати працівників засобами індивідуального захисту та спецодягом, використовувати лише справні інструменти і обладнання, а також регулярно проводити навчання і перепідготовку персоналу, оновлювати інформаційні куточки з охорони праці.

4.2 Захист навколишнього середовища та екологічна безпека

Експлуатація теплових установок на підприємствах сільськогосподарського та промислового призначення пов'язана з використанням енергії, теплоносіїв та газоподібних середовищ, що може чинити вплив на навколишнє середовище. Для забезпечення екологічної безпеки необхідно впроваджувати комплекс заходів, спрямованих на зменшення негативного впливу виробничих процесів.

До основних заходів захисту навколишнього середовища належать:

1. Контроль викидів і скидів – регулярний моніторинг температури, тиску та концентрації шкідливих компонентів у газових та водяних потоках для запобігання перевищення допустимих норм. Забороняється випускати в атмосферу або ґрунт речовини, які можуть спричинити забруднення.
2. Раціональне використання ресурсів – застосування сучасних теплових насосів і систем регенерації тепла дозволяє ефективно використовувати енергію і зменшувати споживання природних ресурсів. Це сприяє зменшенню викидів парникових газів та підвищенню енергоефективності виробництва.
3. Запобігання аварійним ситуаціям – впровадження автоматизованих систем контролю та сигналізації для попередження витоків газу, перегріву теплоносія або пошкодження трубопроводів. Своєчасне виявлення аварійних ситуацій дозволяє мінімізувати екологічний збиток.
4. Очищення та утилізація відходів – теплоносії та інші матеріали, які можуть забруднювати навколишнє середовище, повинні збиратися, очищуватися або утилізуватися відповідно до нормативних вимог. Використання біорозкладних або безпечних хімічних рідин у системах теплообміну зменшує ризик забруднення ґрунту та води.
5. Навчання персоналу та дотримання норм – працівники повинні проходити інструктажі з охорони навколишнього середовища, знати

порядок поводження з теплоносіями, реагувати на аварійні ситуації та дотримуватися правил безпечної експлуатації обладнання.

Забезпечення екологічної безпеки при експлуатації теплових установок є невід'ємною частиною комплексної системи охорони праці та безпеки на підприємстві. Впровадження зазначених заходів дозволяє не тільки знизити негативний вплив на довкілля, а й підвищити енергоефективність та економічну ефективність роботи теплового обладнання.

5 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРИБРОЮ

В межах заходів щодо вдосконалення систем опалення з використанням теплових насосів досліджується можливість застосування теплообмінних рідин для підвищення ефективності функціонування системи. Крім того, проведено аналіз параметрів, що впливають на раціональне використання теплових насосів. Для реалізації проекту було придбано додаткове обладнання за кошти, передбачені бюджетом. Основними техніко-економічними показниками проекту визначено річний економічний ефект та термін окупності інвестицій.

Експлуатаційні витрати теплових насосів визначаються з урахуванням заробітної плати персоналу, для чого застосовується формула:

$$Z = Z_o + Z_{\text{дод}} + Z_n \text{ грн} \quad (5.1)$$

де Z – зарплата з нарахуванням за рік, грн;

Z_o – основна заробітна плата за рік, грн;

$Z_{\text{дод}}$ – додаткова зарплата, грн ($Z_{\text{дод}}=0,2 \cdot Z_o$);

Z_n – нарахування на зарплату, грн $Z_n=0,3719\% \cdot (Z_o+Z_{\text{дод}})$.

$$Z_o = H_z \cdot T_{\text{заг}} \quad (5.2)$$

де H_z – середня річна тарифна ставка, грн./год. ($H_z = 7,15$ грн.);

$T_{\text{заг}}$ – загальна трудомісткість робіт

(для $T_{\text{заг}}^{\text{б}} = 2600$ люд.-год., для $T_{\text{заг}}^{\text{нр}} = 2210$ люд.-год.).

Тоді:

$$Z_o^{\bar{}} = 7,15 \cdot 2600 = 18590 \text{ грн};$$

$$Z_o^{np} = 7,15 \cdot 2210 = 15801 \text{ грн};$$

$$Z_{\text{одд}}^{\bar{}} = 0,2 \cdot 16120 = 3224 \text{ грн};$$

$$Z_{\text{одд}}^{np} = 0,2 \cdot 13702 = 2740,4 \text{ грн}.$$

$$Z_n^{\bar{}} = 0,3719 \cdot (16120 + 3224) = 7194 \text{ грн}.$$

$$Z_n^{np} = 0,3719 \cdot (13702 + 2740,4) = 6114,9 \text{ грн}$$

Використання цих значень у формулі (6.1) дає можливість розрахувати річний фонд оплати праці.

$$Z^{\bar{}} = 16120 + 3224 + 7194 = 26538 \text{ грн}.$$

$$Z^{np} = 13702 + 2740,4 + 6114,9 = 22557,3 \text{ грн}.$$

Амортизаційні відрахування на обладнання визначаються за наступною формулою:

$$A = \frac{B \cdot H_A}{100} \quad (5.3)$$

де B – балансова вартість обладнання (інвестиційна вартість), грн. (у випадку опалювального варіанту $B^{\bar{}} = 140\,000$ грн., з ТНУ $B^{np} = 243\,000$ грн.);

H_A – коефіцієнт амортизації, % ($H_A=15$);

$$A = \frac{140000 \cdot 15}{100} = 21000 \text{ грн};$$

$$A = \frac{243000 \cdot 15}{100} = 36450 \text{ грн};$$

– витрати на обслуговування обладнання:

$$P_o = \frac{B \cdot H_p}{100}, \quad (5.4)$$

де H_p – фіксований відсоток відрахувань на ремонт обладнання, % ($H_p=3,5$)

$$P_o = \frac{21000 \cdot 3,5}{100} = 735,$$

$$P_{np} = \frac{36450 \cdot 3,5}{100} = 1275,75.$$

– витрати на запасні частини та матеріали становлять 150 % від витрат на оплату праці

$$C_{zn} = 1,5 \cdot 3$$

$$C_{zn}^{\bar{o}} = 1,5 \cdot 26598 = 39597 \text{ грн.}$$

$$C_{zn}^{np} = 1,5 \cdot 22608,3 = 33912,45 \text{ грн.} \quad (5.5)$$

витрати на газ розраховуються виходячи із загальної потужності установки та часу її роботи на рік. Також потужність світильників в роботі протягом усього робочого дня.

$$E = N_{ob} \cdot t_{ob} \cdot \Pi + N_{ocv} \cdot t_{ocv} \cdot \Pi, \quad (5.6)$$

де N_{ob} – загальна потужність обладнання, (при варіанті з електрообігрівачем $N_{ob}^{\bar{o}} = 180 \text{ кВт}$, з тепловим насосом $N_{ob}^{np} = 165 \text{ кВт}$)

t_{ob} – тривалість роботи обладнання за час обігріву, год ($t_{ob}=2000$)

Π – вартість 1 м^3 газу, грн;

N_{ocv} – потужність системи освітлення, $N_{ocv} = 90 \text{ кВт}$;

t_{ocv} – час обігріву $t_{ocv}=2400 \text{ год}$.

$$E^{\bar{o}} = 180 \cdot 2000 \cdot 1,35 + 90 \cdot 2400 \cdot 1,35 = 332100 \text{ грн.}$$

E^{np} – витрати на опалення теплових насосів, $E^{np} = 83 \text{ 000 грн.}$

– інші витрати, які включають витрати на спецодяг, інструменти, заходи з охорони праці та пожежної безпеки, оцінюються на рівні 3% від усіх прямих витрат:

$$C_{ін} = (З + А + P_o + C_{зн} + E) \cdot 0,03$$

$$З_{ін}^{\delta} = (26598 + 21000 + 735 + 39597 + 332100) \cdot 0,03 = 12600,9 \text{ грн}$$

$$З_{ін}^{np} = (22608,3 + 36450 + 1275,75 + 33912,45) \cdot 0,03 = 2827,39 \text{ грн.}$$

(5.7)

Загальні витрати визначаються як сума всіх витрат, перерахованих вище:

$$З_{заг} = З + А + P_o + C_{зн} + E + З_{ін},$$

$$З_{заг}^{\delta} = 26598 + 21000 + 735 + 39597 + 332100 + 12600,9 = 432630,9 \text{ грн.}$$

$$З_{заг}^{np} = 22608,3 + 36450 + 1275,75 + 33912,45 + 2827,39 = 97073 \text{ грн.}$$

(5.8)

Оцінити економічну ефективність проекту шляхом визначення рівня експлуатаційних витрат на одиницю виконаних робіт:

$$З_{од} = \frac{З_{заг}}{n}$$

де n – кількість реконструйованих кімнат, $n = 20$ кімнат.

$$З_{од}^{\delta} = \frac{432630,09}{20} = 21631,5 \text{ грн}$$

$$З_{од}^{np} = \frac{97073}{20} = 4853,69 \text{ грн.}$$

Обсяг капітальних вкладень, припадаючих на одиницю продукції:

$$KB = \frac{K}{n}$$

$$KB^{\sigma} = \frac{140000}{20} = 7000 \text{ грн}$$

$$KB^{np} = \frac{243000}{20} = 12150 \text{ грн}$$

(5.10)

Для визначення витрат на одиницю робіт застосовується така формула:

$$ЗП = З_{од} + 0,15 \cdot KB$$

$$ЗП^{\sigma} = 21631,5 + 0,15 \cdot 7000 = 22681,5 \text{ грн.}$$

$$ЗП^{np} = 4853,69 + 0,15 \cdot 12150 = 6676,2 \text{ грн.}$$

(5.11)

Розрахунок загальної вартості одиниці робіт здійснюється за такою формулою:

$$C = З_{np} + K_n \cdot З_{np}, \quad (5.12)$$

де K_n – коефіцієнт враховуючий накладні витрати ($K_n=10$),%.

$$C^{\sigma} = 22681,5 + 0,1 \cdot 22681,5 = 24949,65 \text{ грн.}$$

$$C^{np} = 6676,2 + 0,1 \cdot 6676,2 = 7343,8 \text{ грн.}$$

Величина річного економічного ефекту визначається:

$$E_p = (C^{\delta} - C^{np}) \cdot n = (24949,65 - 7343,8) \cdot 20 = 17605,85 \text{ грн.} \quad (5.13)$$

Для визначення терміну окупності додаткових інвестицій застосовується така формула:

$$O_{\kappa} = \frac{K^{np} - K^{\delta}}{E_p} = \frac{243000 - 140000}{17605,85} = 5,6 \text{ роки} \quad (5.14)$$

Основні підсумки розрахунків наведено у таблиці 5.1 (додаток 20)

Аналіз отриманих даних свідчить, що застосування теплового насоса для опалення приміщень є ефективним з економічної точки зору, оскільки забезпечується рекуперація тепла. Річний економічний ефект дорівнює 17 605,85 грн., а термін окупності додаткових інвестицій — 5,6 року.

Висновки

У цьому розділі проведено розрахунок річних експлуатаційних витрат, амортизації обладнання, витрат на технічне обслуговування, перевірки та енергоспоживання, а також визначено річну економію і термін окупності проекту. Проведений аналіз показав, що використання теплового насоса є економічно доцільним, навіть з урахуванням високої вартості обладнання, завдяки значній економії на альтернативних джерелах енергії.

Висновки

1. Проведено розрахунок річних експлуатаційних витрат теплового насоса, амортизації обладнання, витрат на технічне обслуговування, перевірки та енергоспоживання, а також визначено річний економічний ефект і термін окупності. Використання установки є економічно доцільним завдяки економії на альтернативних джерелах енергії.

2. Аналіз показав, що в Європейських країнах теплонасосні установки використовуються значно частіше, ніж в Україні, і застосовуються у різних галузях: харчова промисловість (сушіння овочів, фруктів, зерна, комбікормів), технології пастеризації та охолодження молока, ковбасне виробництво, рибництво та рослинництво.

3. У системах теплопостачання котельні часто поєднують з тепловими насосами для догріву теплоносія. Використання додаткового тепла з тепломережі дозволяє підтримувати оптимальну температуру теплоносія, підвищує теплопродуктивність до 323 кДж/кг і забезпечує економію до 7 кВт·год на цикл.

4. Було розроблено модель ґрунтового теплообмінника та проаналізовано розподіл теплової енергії в його оточенні. Експериментальні результати показали, що тепло накопичується в радіусі 15–35 мм протягом приблизно 4,5 год, а на відстані 35–45 мм — близько 3,5 год. Для теплового насоса з продуктивністю 10 кВт оптимальними параметрами теплообмінника є трубка довжиною 4,4 м та діаметром 0,097 м.

5. Лабораторні дослідження на комплексі TN.002 RBE з програмним модулем продемонстрували взаємозв'язок температурних режимів у тепловому насосі та ґрунті, при цьому встановлено, що різниця температур між випарником і конденсатором не повинна перевищувати 15 °С для забезпечення стабільної та ефективної роботи системи.

6. Розроблено заходи охорони праці при роботі з ТН, що мінімізує ризики травмування та аварійних ситуацій.

7. Річний економічний ефект від впровадження теплового насоса складає 17 605,85 грн, а термін окупності додаткових капітальних витрат – 5,6 років, що підтверджує ефективність реалізації проекту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року // Інформаційно – аналітичний бюлетень «Відомості Міністерства палива та енергетики України». Спеціальний випуск. 2006. 113с.
2. Kandil S. M. Analysis of two-phase supersonic flow in jet pumps. Proceedings of FEDSM 2005 (2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition June 19– 32). / S. M. Kandil, W. E. Lear, S. A. Sherif – Houston, TX, USA, 2005. FEDSM2005-77476.
3. Безродний М.К., Т.В. Дранік. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем кондиціювання повітря. Наукові вісті КПІ. 2012. № 6. С. 23 - 28.
4. Ратушняк Г. С. Енергозберігаючі відновлювальні джерела теплопостачання: навчальний посібник. В.В. Джеджула, К. В. Анохіна. Вінниця: ВНТУ. 2010. 170 с
5. Використання низькотемпературного тепла землі води і повітря [Електронний ресурс]. [http://ua-referat.com.икористання низькотемпературного тепла землі води і повітря.](http://ua-referat.com.икористання_низькотемпературного_тепла_землі_води_і_повітря)
6. Низькопотенційна енергетика:навчальний посібник. А.О. Редько та ін.; Під ред. академіка НАНУ А. А. Долинського. Харків: ТОВ "Друкарня Мадрид", 2016. 412.с.
7. Методичні рекомендації по економічному обґрунтуванню дипломних проектів для студентів факультету механізації сільського господарства, які захищають диплом на кафедрі трактори і автомобілі / Дніпропетр. держ. ун-т, Дніпропетровськ, 2011. 20 с.
8. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. 272с.
9. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.
10. Джеджула В. В. Управління альтернативними джерелами енергії у системі інноваційного розвитку підприємств [Текст] / [В. В. Джеджула] // Процесне та соціально-компетентне управління інноваційним розвитком

підприємницьких систем : монографія / за наук. ред. О. М. Полінкевич. – Луцьк : Вежа-Друк, 2017. – Розд. 5.1. – С. 146-155.

11. Яндульський О.С. Практичне впровадження теплових насосів та комплексне енергозабезпечення об'єктів соціальної сфери та промислової галузі України. Енергетика та електрифікація. 2008. №2. С.44 - 46.

12. Новожилов Ю.Н. Застосування теплових насосів у схемах теплозабезпечення / Ю.Н. Новожилов // Промислова енергетика. — 2006. — № 5. — С. 24–25.

13. Горшков В. Г. Теплові насоси. Аналітичний огляд // Методичка промислового устаткування. 2004. № 2.

14. Арсеньєв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. Суми : Сумський державний університет, 2018. 364 с.

15. Zhang Z. Effect of Suction Nozzle Pressure Drop on the Performance of an Ejector-Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle / Z. Zhang, L. Titan // Entropy. 2014. № 16. P. 4309–4321.