

**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 теплового насосу на основі акумулювання
теплоти в ґрунті»**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІ-1-21
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Ісаєнко Марк Юрійович

Керівник: _____ Золотовська Олена Володимирівна

Рецензент: _____

Дніпро 2022

**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**

Ісаєнко Марк Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи :** Підвищення ефективності теплового насосу на основі акумулювання теплоти в ґрунті

керівник роботи к.т.н., доцент Золотовська Олена Володимирівна

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

“18 ” 10 2022 року №3000

2. Строк подання студентом роботи 30.11.2022р

3. Вихідні дані до роботи Аналіз використання ТН по галузям застосування та існуючих механізованих схем, огляд літературних джерел та обґрунтування дослідження з обраної тематики.

4. **Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)** 1 Обґрунтування актуальності теми дипломної роботи. 2 Теоретична методика обґрунтування теплових режимів ТН. 3 Дослідження на базі лабораторного комплексу обладнання. Результати досліджень. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Техніко-економічна оцінка ефективності теплового насоса. Висновок. Бібліографічний список

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 А4)

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	Деркач О.Д., доцент		
5	Вініченко І.І., доцент		
Нормо-контроль	Пономаренко Н.О., доцент		

7. Дата видачі завдання 29.04.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Обґрунтування актуальності теми дипломної роботи	до 31.05.22 р	
2.	Виконання теоретичних досліджень	до 29. 06.22 р	
3	Виконання експериментальних досліджень	до 5.09.22 р.	
4	Охорона праці	до 05.11.22 р.	
5	Економічна частина	до 10.11.22 р.	
6.	Демонстраційний матеріал	до 13.11.22 р.	

Здобувач _____
(підпис)

Ісаєнко М.Ю
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Золотовська О.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ісаєнко М.Ю. Підвищення ефективності теплового насосу на основі акумулювання теплоти в ґрунті / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2022.

В дипломній роботі проаналізовано використання теплових насосів як високопотенційний ресурс. Визначені перспективи застосування запропонованих механізованих схем. Обґрунтовано використання теплових насосів по галузям застосування. Доведено, що при використанні теплові насоси можна віднести до окремого виду теплоенергетичного обладнання, для них не можна використовувати поняття коефіцієнта корисної дії, так як ТНУ дозволяють виробляти теплової енергії більше, ніж у них витрачається електроенергії.. Виконані теоретичні та експериментальні дослідження ефективності теплонасосної установки щодо її підвищення теплопродуктивності.

Наведено результати техніко-економічних розрахунків ефективності використання ТНУ.

Ключові слова: тепловий насос, теплопродуктивність, акумулювання, конденсатор, температура, випарник, ґрунт.

Публікація статті в збірнику «Використання енергозберігаючої технології в схемах тепlopостачання» в збірнику The XIV International Scientific and Practical Conference «Theoretical and science bases of actual tasks». 2022. April 12–15. Lisbon. Portugal. P. 595 – 598

ЗМІСТ

Анотація	4
Вступ	9
1. ОБГРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ	12
1.1 Аналіз використання теплових насосів	12
1.2 Аналіз використання теплових насосів в галузі сільського господарства	15
1.2.1 Система теплопостачання	15
1.2.2 Використання в харчовій та виробничій промисловості	17
1.2.3 Особливості джерел тепла та установок з тепловими насосами.	23
1.2.4 Тепловий рівень в установці.	25
1.2.5 Теплові насоси, що використовують як джерело теплоти рідкий гній.	26
1.2.6 Теплові насоси, що використовують як джерело теплоти витяжне повітря із тваринницьких приміщень.	27
1.2.7 Теплові насоси у рибництві.	27
1.2.8 Теплові насоси в рослинництві	28
1.3 Теплонасосна установка з використанням теплоти ґрунту	29
1.4 Конструкції ґрунтових теплообмінників	30
1.5 Тепловий режим ґрунту в умовах роботи вертикальних ґрунтових теплообмінників теплонасосної системи теплопостачання	32
2 ТЕОРЕТИЧНА МЕТОДИКА ОБГРУНТУВАННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ ТН	35
2.1 Обґрунтування елементів схеми	35
2.2 Особливості побудови математичної моделі	43
2.3 Моделювання ефективності ТН по методу Іпсена	51
3 ДОСЛІДЖЕННЯ НА БАЗІ ЛАБОРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ ОБЛАДНАННЯ	54
3.1 Лабораторний стенд теплового насосу	54
3.2 Лабораторний стенд ґрунтового теплообмінника	58
3.3 Результати експериментальних досліджень в ґрунті	59
3.4 Результати експериментальних досліджень режимів теплового насосу	64
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	75
4.1 Організація охорони праці на підприємстві	75
4.2. Вимоги безпеки праці при роботі з тепловими установками	77
4.2.1. Загальні положення	77
4.2.2 Вимоги безпеки праці перед початком роботи	77
4.2.3 Вимоги безпеки праці в процесі виконання роботи	78
4.2.4 Вимоги безпеки праці в аварійних ситуаціях.	78
4.2.5 Вимоги безпеки праці по закінченню робіт	79
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА	81
Висновки	87
Бібліографічний список	89

ВСТУП

Актуальність теми. На теперішній час проблемою стало використання викопного палива, тому є необхідністю пошуку нових способів виробництва енергії. В області енергетики та енергозбереження виконуються пошук та розробка нових методів виробництва енергії; удосконалення традиційних методів виробництва; розробка ресурсозберігаючих процесів; збільшення корисної енергії обладнання та пристроїв; використання поновлювальних джерел енергії.

Тому рішенням даної проблеми є використання енергії сонця, вітрової енергії, геотермальної та інших видів енергії. Це дозволить не тільки зекономити матеріальні ресурси, а й знизити забруднення оточуючого середовища, щоб задовільнити потреби споживача. Отже, ефективний засіб економії палива та захисту оточуючого середовища полягає в широкому застосуванні теплонасосних установок, які дозволять з найменшими витратами комплексно вирішувати нагальні проблеми енергозбереження та захисту оточуючого середовища. Теплові насоси можуть зіграти вирішальну роль у використанні поновлювальних джерел енергії в сільському господарстві тощо.

Теплонасосна установка ефективно здійснює трансформацію електроенергії в теплову. В багатьох випадках застосування теплонасосних систем здатне привести до значної економії палива, також, і в порівнянні з використанням палива в котельнях.

Особливий інтерес є використання низькопотенційної теплоти ґрунту. Перевагою такого джерела є повсюдна доступність та відносно постійна температура. Такі системи теплопостачання з використанням теплоти ґрунту, а саме на основі парокомпресійних теплових насосів набувають широкого поширення в країнах світу, для яких актуальна проблема енергозбереження та енергетичної безпеки. Їх застосування дозволяє частково відмовитися від дорогого імпортованого викопного палива, замінивши його споживання екологічно чистою відновлюваною теплотою ґрунту. Проте такий напрямок як використання теплоти ґрунту в нашій країні не знайшов поки широкого розвитку.

Це обумовлено насамперед підвищеними тарифами на електричну енергію, що витрачається на електрообігрів, до якого прирівнюються і парокompресійні теплові насоси з електричним приводом. У таких жорсткіших умовах економічно виправдане використання ґрунтових теплових насосів може мати місце при підвищенні їхньої енергетичної ефективності або зниженні капітальних витрат.

Підвищення ефективності теплових насосів у цьому напрямку може бути досягнуто на проектному етапі комплексним обліком усіх особливостей роботи системи в рамках розрахункового аналізу.

Тепловий режим ґрунту поверхневих шарів землі формується під дією двох основних факторів – падаючої на поверхню сонячної радіації та потоком радіогенного тепла із земних надр. Сезонні та добові зміни інтенсивності сонячної радіації та температури зовнішнього повітря викликають коливання температури верхніх шарів ґрунту. Глибина проникнення добових коливань температури зовнішнього повітря та інтенсивності падаючої сонячної радіації в залежності від конкретних ґрунтово-кліматичних умов коливається в межах від кількох десятків сантиметрів до півтора метра. Глибина проникнення сезонних коливань температури зовнішнього повітря та інтенсивності падаючої сонячної радіації не перевищує, як правило, 15–20 м.

Таким чином, виникає необхідність в методиці обґрунтування підвищення ефективності використання теплонасосних установок з ґрунтовими теплообмінниками для потреб теплозабезпечення в сільському господарстві (опалення тваринницьких приміщень, адміністративних та житлових приміщень, теплиць, сушіння сільськогосподарських культур) з метою підвищення його теплопродуктивності.

Мета і завдання дослідження полягають в підвищенні теплопродуктивності теплового насоса з ґрунтовим теплообмінником шляхом використання додаткового джерела тепла.

Задачі досліджень. Для досягнення поставленої мети та завдання в роботі були вирішені наступні питання:

- проаналізувати використання теплових насосів по галузям застосування;
- обґрунтувати використання тепла ґрунту
- розробка схеми ТН з використанням тепла з тепломережі;

- розробка методики лабораторних досліджень: обґрунтування температурного поля ґрунту та накопичення тепла навколо свердловини; способи акумулювання тепла.
- обґрунтувати експериментальні дослідження на основі підвищення ефективності
- охорона праці;
- обґрунтування економічної ефективності ТН для потреб теплоспоживання

Практичне значення отриманих результатів.

Апробація результатів досліджень:

- Участь в конференції та публікація статті: «Використання енергозберігаючої технології в схемах теплопостачання» в збірнику The XIV International Scientific and Practical Conference «Theoretical and science bases of actual tasks» - 2022, April 12 – 15», Lisbon, Portugal. P. 595 – 598. (Додаток 1)

Структура і обсяг дипломної роботи. Магістерську роботу викладено на 90 з яких 85 основного тексту.

Робота складається з вступу, 5 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел 21 назв, містить 21 рисунків, 8 таблиць

1. ОБГУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

1.1 Аналіз використання теплових насосів

Використання геотермальної енергії є одним із пріоритетних напрямків впровадження нетрадиційних джерел енергії і економії енергетичних ресурсів. Існує два типи геотермальної енергії, яка міститься в поверхневих шарах землі: високопотенційна та низькопотенційна.

Вископотенційні ресурси (пароводяні суміші, сухий пар, термальні води) з температурами в районі 300 °С і більше займають тільки 10 % поверхні суші. Зазвичай це малонаселені території із-за високої вулканічної і сейсмічної активності. На території України сконцентровані на зоні стику Південних та Східних Карпат у Румунії. Під її безпосередній вплив потрапляє південний захід України: Тернопільська, Львівська, Хмельницька та Одеська області. Використання тепла Землі у таких районах не становить технічних складнощів.

Інші 90 % суші – це континентальні плити з температурами на глибині 50 – 100 м для більшої частини територій 15–20 °С, котрі можливо віднести до низькопотенційним джерелам енергії. Очевидно, що при малій щільності фонового теплового потоку Землі зазначені температури сформувались як середні кліматичні.

Застосування низькопотенційної геотермальної енергії з температурами 15–20 °С для теплопостачання або кондиціювання можливо лише з використанням теплових насосів, які вимагають додаткових витрат енергії.

Ефективність роботи теплового насоса визначається коефіцієнтом перетворення (COP), який залежить від різниці температур джерела та споживача. Чим менша різниця температур, тим вище коефіцієнт перетворення.

На сьогоднішній день існує достатня кількість інформації с приводу переваг роботи систем теплопостачання та кондиціювання в комплексі з теплонасосним обладнанням, яке використовує низькопотенційну геотермальну енергію.

На ринку теплонасосної продукції представлена досить широка лінійка товарів: за типом, технологічними характеристиками, за видом теплоносія, режимом експлуатації. Теплонасосне обладнання входить до переліку основних

технологій із забезпечення ресурсо- та енергозбереження потенціалу Європи. У перспективі розвитку регіонів існує достатня кількість нормативних баз, пілотних проектів щодо зниження енерговитрат та забезпечення необхідними заходами енергоефективності на основі теплонасосних установок (ТНУ), які працюють на потреби споживача.

Наявні приклади використання подібних систем на територіях Європейських країн (Німеччини, Швеції, Італії, Фінляндії та ін.) показали позитивні результати. Відомі також різні галузі, в яких застосовуються теплові насоси з наведеною окупністю обладнання.

Наприклад, в Україні, на превеликий жаль, у порівнянні з Європою дуже мала кількість теплових насосів [1-8].

На рисунку 1.2 представлена карта встановлення теплових насосів на території України

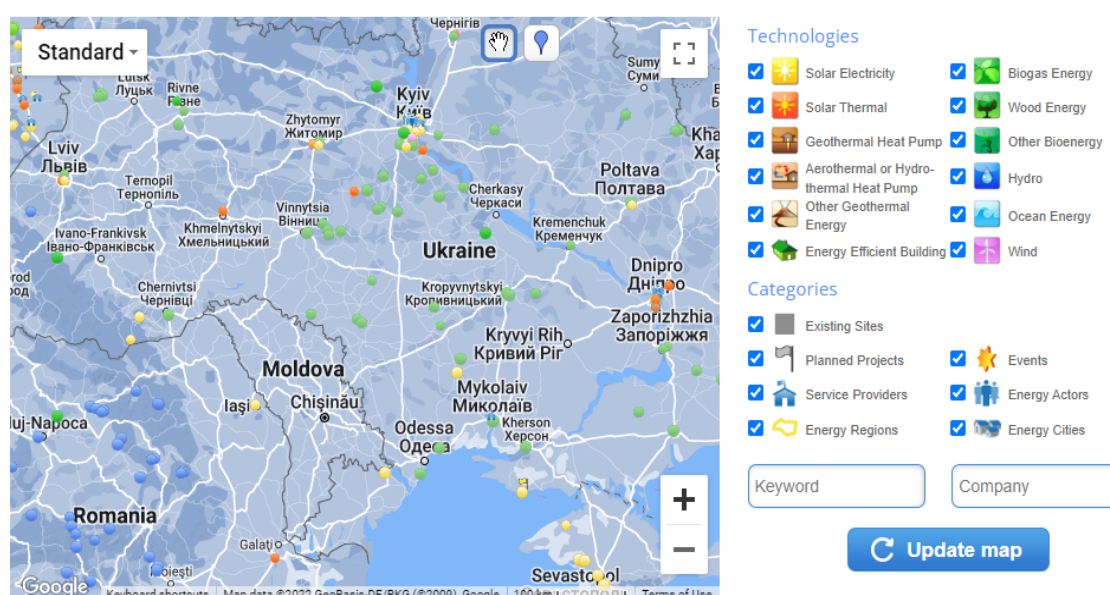


Рисунок 1.2 – Карта установки теплових насосів на території України

На рисунку 1.3–1.4 представлені дані про встановлене теплонасосного обладнання у ряді Європейських країн.

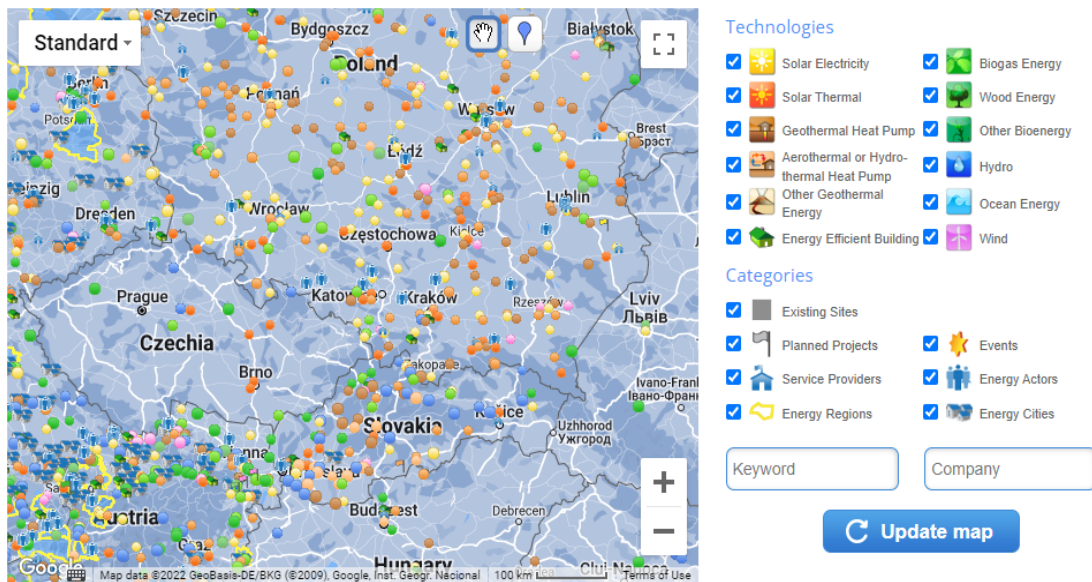


Рисунок 1.3 – Карта встановлення теплових насосів низки Європейських країн

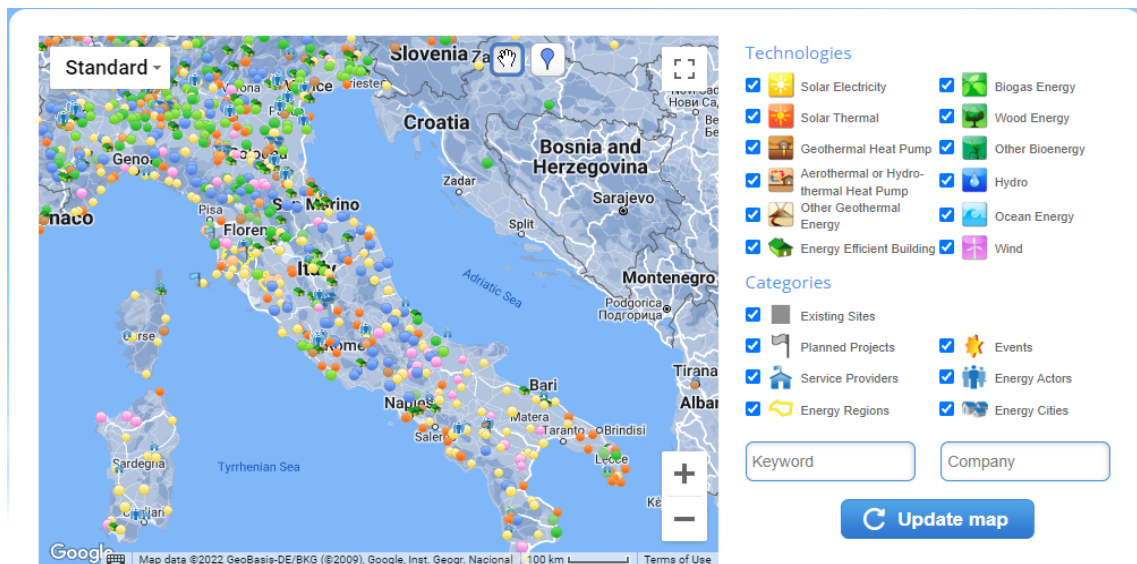


Рисунок 1.4 – Карта установки теплових насосів в Італії

В Італії, місто Червія, провінція Равенна, використовується централізована геотермальна система (рисунок 1.5), що обслуговує житловий будинок на 25 квартир і 2 магазини, з тепловим насосом для опалення, охолодження та гарячого водопостачання у поєднанні з полем у 20 вертикальних геотермальних зондів глибиною 90 метрів.



Рисунок 1.5 – Система центрального тепlopостачання житлового 25-квартирного будинку на основі теплового насосу м. Червія, провінція Равенна, Італія

Теплові потоки в низькопотенційному джерелі обмежені з огляду на досить великий його термічний опір, що в основному не дозволяє створювати геотермальні теплоенергетичні установки високої потужності.

Враховуючи залежність ексергії від температури навколишнього середовища, можна зробити висновок про перспективність використання сезонного коливання кліматичної температури для розвантаження теплового насоса, тобто циклічне включення систем і навіть їх реверс. Розглядаючи низько потенційне джерело енергії насамперед як теплового акумулятора високої ємності, можна реалізувати принципово різні способи отримання низькопотенційної геотермальної енергії, засновані на використанні природних сезонних перепадів температур.

1.2 Аналіз використання теплових насосів в галузі сільського господарства

1.2.1 Система тепlopостачання

Кожен тип джерела теплоти та системи вироблення холоду та теплоти можна пов'язати з будь-яким типом робочої установки. Вибір теплового насоса можна здійснити шляхом складання балансу енергетичних потоків споживання та вироблення теплоти з урахуванням вибраного типу робочої установки, а також

типу джерел та системи виробництва холоду та теплоти. Доцільно застосовувати два або три теплонасосні агрегати, оскільки в цьому випадку забезпечується можливість більш плавного регулювання потужності (теплопродуктивності) та покращується можливість їх використання. Застосування кількох теплових насосів є доцільним також за необхідності використання різних типів джерела теплоти, також застосування кількох теплових насосів може бути доцільним у разі, коли джерела теплоти значно віддалені друг від друга. Дуже часто, з технічного боку, можуть бути реалізовані різні варіанти опалювальних систем з тепловими насосами, при цьому дуже важливо, у всіх випадках, порівнювати опалювальні системи з тепловими насосами та традиційними засобами опалення [2,3].

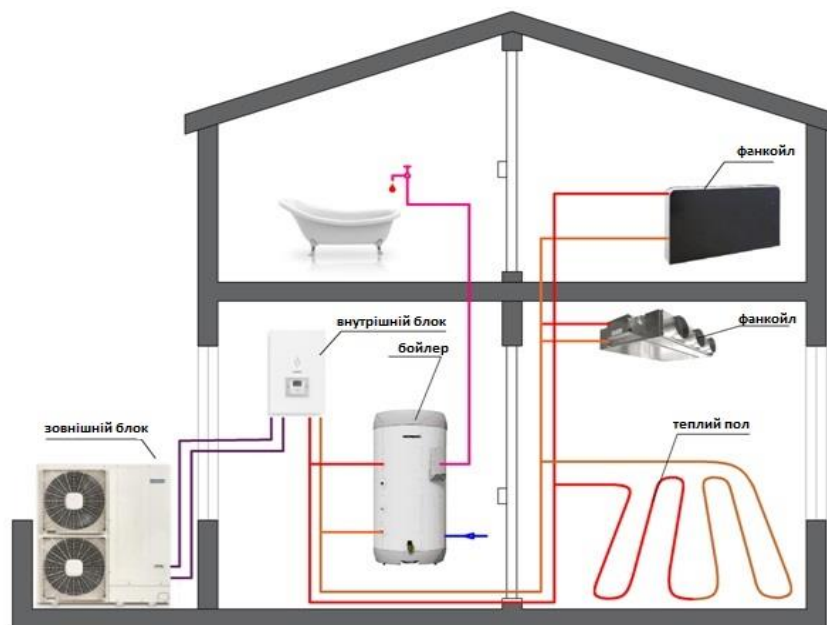


Рисунок 1.6 – Схема підключення теплового насоса в системі теплопостачання

Використання теплового насоса дозволяє суттєво економити на опаленні, а в деяких випадках взагалі відмовитися від класичних джерел тепла, котлів на газі, електриці, дровах, пелетах і дровах. Теплова енергія зовнішнього повітря, землі та води передається в систему опалення за мінімальних витрат електроенергії. Це в 4 рази вигідніше за газовий котел для опалення і в 6 разів вигідніше за електричний бойлер для гарячого водопостачання.

1.2.2 Використання в харчовій та виробничій промисловості

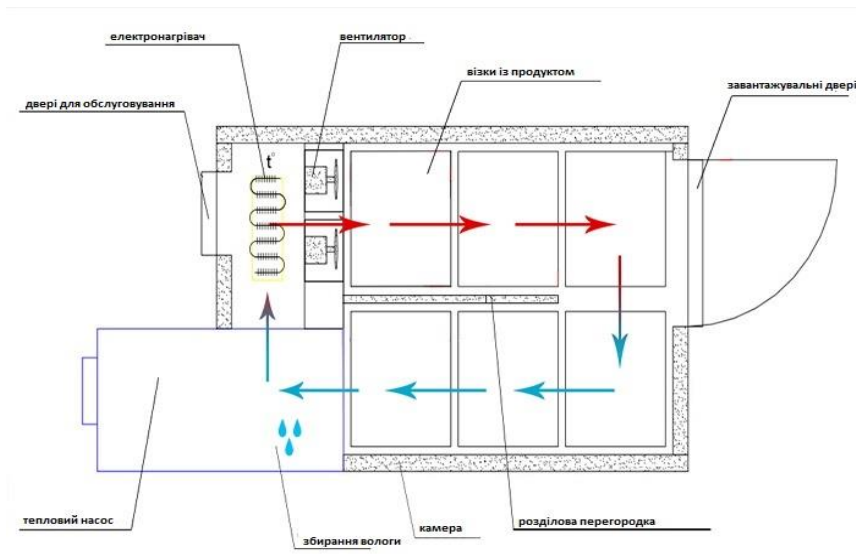


Рисунок 1.7 – Схема сушіння овочів та фруктів тепловим насосом

Через завантажувальні двері в камеру вкочують завантажувальні візки із продуктом. Двері зачиняють. Вибирають режим роботи. При запуску установки включаються тепловий насос, електронагрівач та вентилятори, що створюють потік повітря для обдування продукту та теплового насоса.

Електронагрівач призначений для прискорення нагрівання продукту у камері та виходу на відповідний режим роботи. Після виходу на відповідний режим електронагрівач вимикається.

Тепловий насос забезпечує перекачування теплової енергії у герметичній камері без викиду її в атмосферу. Завдяки цьому вдається досягти високої ефективності роботи установки. Також усередині промислової сушарки відбувається конденсація та відведення зібраної вологи. Ця волога, витягнута з продукту в умовах низькотемпературного сушіння (максимально 80 °С), є біологічно активною рідиною (БАЖ) і має самостійну цінність.

Харчова промисловість. Сушіння харчових продуктів (ягоди, фрукти, овочі; м'ясо, птиця риба; гриби, горіхи; круп'яні та макаронні вироби, снеки, чіпси, слайси). В'ялення харчових продуктів (риба, м'ясо, плоди, фрукти). Випуск готових виробів та напівфабрикатів для харчової промисловості. Додатки до чаю.

Сільське господарство. Сушіння комбікормів, зерна, висівок, шроту і т.п.

Парфумерно-косметична промисловість. Сушіння лікарських рослин для отримання настоїв, лосьйонів, тоніків. Добавка в скраби, маски для обличчя, тіла, волосся.

Фармацевтична промисловість. Сушіння рослин лікарських (коріння, трави, квіти, листя). Сировина для біологічно активних добавок (БАД). Отримання біологічно активних рідин (БАЖ). Збори, фіточаї.

Гумотехнічна промисловість. Досушування рукавів, камер, інших резино-технічних виробів.

Поліграфічна промисловість. Досушування поліграфічної продукції.

Водоочисні споруди. Сушіння мулу, отриманого з фільтрувальних установок.

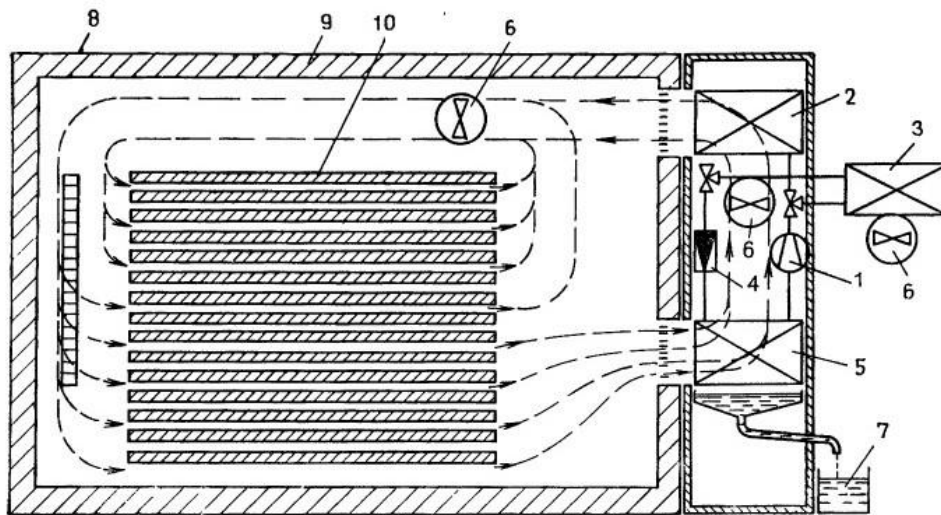


Рисунок - Установа для сушіння сільськогосподарських культур (кукурудза, насіння соняшнику, гороху, деревина), яка працює по принципу теплового насосу.

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

Представлений принцип роботи теплового насоса для осушення повітря з подальшим його підігрівом може бути реалізований для різних процесів в низькотемпературному діапазоні. На рис. 8.4 показано схему установки для сушіння сільськогосподарських культур (кукурудза, насіння соняшнику, гороху, деревина), що працює за принципом теплового насоса.

В даному випадку розглядається повітряно циркуляційне сушіння. Процес сушіння здійснюється за середньої температури деревини приблизно 30°C , що означає дуже м'який процес. Завдяки застосуванню сухого повітря в даному випадку забезпечується така ж тривалість сушіння, як і при традиційних методах сушіння із середньою температурою 60°C .

Споживання енергії при сушінні за допомогою теплового насоса становить $1/5$ тієї величини, що має місце у традиційних установках. Наступна перевага сушильної установки з тепловим насосом полягає в тому, що тут існує можливість об'єктивної оцінки процесу сушіння за кількістю води, що відокремлюється. Установки аналогічної конструкції експлуатуються і в сільському господарстві. Метод зневоднення за допомогою теплових насосів добре зарекомендував себе також при осушенні повітря у приміщеннях із високим внутрішнім вологим навантаженням.

З метою підтримання оптимальних параметрів повітря при зберіганні та складуванні харчових продуктів у більшості випадків неможливо обійтися без холодильних машин. У цих випадках з огляду на необхідність, основну функцію виконує сторона випарника холодильної машини.

Теплота конденсації ще нерідко розглядається як відходи, що не підлягають подальшому використанню, і внаслідок цього відводиться в довкілля через градирні чи конденсатори з повітряним охолодженням. Однак саме у разі застосування холодильної машини тільки для цілей охолодження виникає можливість використання конденсатора холодильної машини, тобто її включення в роботу за схемою теплового насоса. При цьому для вироблення теплоти необхідно зробити лише цілком прийнятні капітальні витрати, а додаткове споживання електричної потужності найчастіше збільшується дуже незначно. Якщо потреба в холоді і теплоті існує одночасно, то вироблення теплоти досягається з незначними витратами.

Однак, щоб забезпечити таке раціональне використання енергії, необхідно виконання двох важливих умов: по-перше, споживач теплоти повинен перебувати в безпосередній близькості і, по-друге, мати низькотемпературну систему опалення. Таким споживачем може бути, насамперед, сам холодильник, де ця теплота використовується для опалення робочих та побутових приміщень,

а також для приготування гарячої води без додаткового підключення до теплоцентралі. Якщо споживач холоду сам не потребує теплоти, його місце розташування слід вибрати таким чином, щоб поблизу знаходився відповідний споживач теплоти, або навпаки.

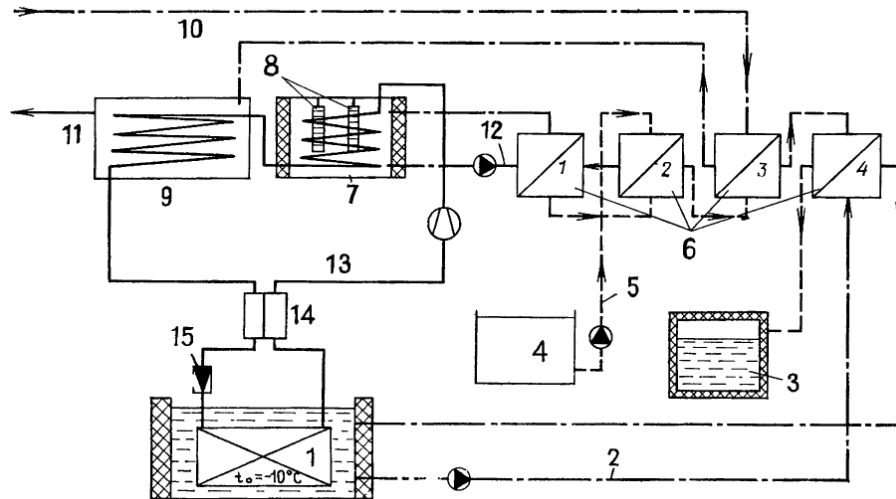


Рисунок – Схема пастеризації і охолодження молока

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 у тому, що вона підігріває продукти до температури сквашування. Є також насос для самих продуктів. Природно, що якщо є автоматична система контролю та регулювання властивостей, то також є пульт управління цією системою. Пастеризаційно-охолоджувальна установка досить компактна і виконана в модульному стилі. Єдине додаткове обладнання – це витримувач, який є окремим елементом конструкції. Щодо установки він може бути змонтований у будь-якому доступному місці. У результаті виходить зручна система, що має все необхідне для автоматичного функціонування, яка займає мало місця.

Пастеризаційно-охолоджувальна установка для молока має певний ряд технічних параметрів, який змінюється в залежності від моделі. Далі буде описано параметри виробу ПБК-1. Перший і найважливіший параметр - це, звичайно, продуктивність. У даного обладнання він знаходиться в межах від 1000 до 10000 л/годину. Наступний параметр - це температура як охолоджувача,

так і теплоносія в системі. Різниця між продуктами, що виходять, і цими носіями становить від 2 до 4 градусів за Цельсієм при кратності 1/3. Всі моделі також відрізняються за своїми габаритами, проте не надто сильно, і сам по собі параметр не дуже важливий. Матеріал, що використовується для виготовлення пластини - це сталь марки 12X18H10T. Товщина пластин складає 0,6 мм. Максимальна температура – це 150 градусів.

В автоматичній системі пластинчастого типу робочий процес проходить в такий спосіб.

На виробництві є молокозбірник, з'єднаний з зрівняльним баком приладу. Зі збірки в цей модуль продукти надходять або за допомогою насоса, або самопливом. Тут важливо стежити за тим, щоб рівень молока не впав нижче 300 мл, інакше почнеться підсмоктування повітря в молочний насос. Після цього насос перекачує продукцію у першу секцію теплообмінника. Тут молочний продукт нагрівається, оскільки відбувається теплообмін з гарячим молоком, що йде з ділянки пастеризації, через витримувач. Тут температура об'єкта піднімається приблизно до 47-50 градусів за Цельсієм, після чого молоко перекачується через очисник у другу секцію. Тут продукт нагрівається повторно. Теплообмін відбувається з тим самим пастеризованим молоком, яке проходило теплообмін попереднього типу в секції номер 1. Після завершення цієї процедури молоко потрапляє до секції пастеризації, яка вважається третьою. Тут теплоносієм є вже звичайна вода. Теплообмін триває доти, доки молочний продукт не нагріється до 76 градусів за Цельсієм. Далі, як було описано вище, пастеризоване молоко повертається через секцію 1 і 2, де віддає тепло, тим самим охолоджуючись до 20-25 градусів. Після цього продукція перекачується до охолоджувача, де температура знижується до 5-8 градусів. Повністю охолоджене молоко в результаті подається до танків для зберігання. На цьому робота пастеризаційно-охолоджувальної установки для молока закінчується.

Молоко, яке потрібно нагріти, рухається по черзі через верхній, а потім нижній циліндр. Переміщається воно внутрішньо трубним простором. У установки також є клапан, який регулює подачу пари. Розташовується він відразу на вході цієї речовини. На виході з пристрою є ще один клапан, але вже зворотного типу. Він працює в автоматичному режимі, а його основна мета – це

повернення недопастеризованого молока на повторне проходження операції. Для виконання цієї функції механізм з'єднаний з термодатчиком через прилад, як регулятор температури, який також розташований на виході молока. Так як у пристрої є тиск пари і молока, то агрегат має і кілька манометрів. Варто зазначити, що обробка починається з нижнього циліндра, де є пара, яка нагріває молоко до температури 50-60 градусів. У нижню частину молоко потрапляє під впливом першого відцентрового насоса. Для перекачування у верхній використовується другий насос. У верхній частині здійснюється пастеризація речовини до температури 80-90 градусів за Цельсієм.

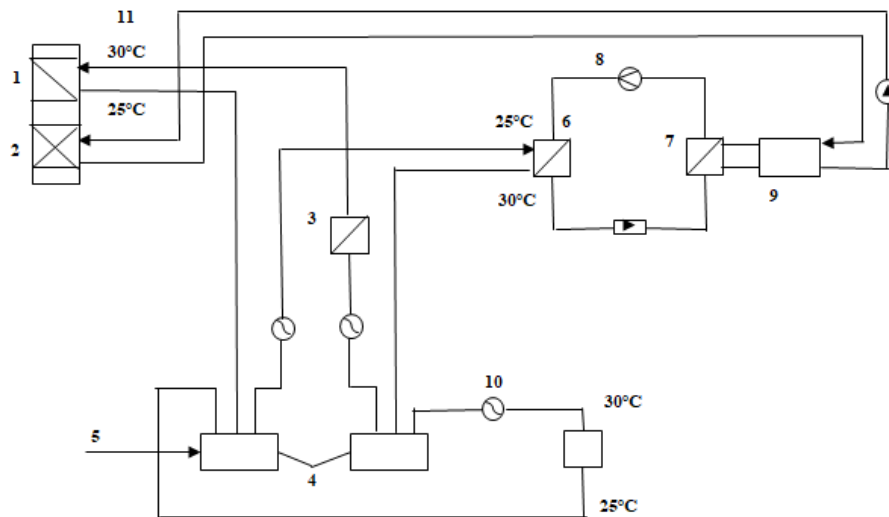


Рисунок – Схема теплового насоса, що застосовується в ковбасному виробництві

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

Застосування теплових насосів для комбінованого вироблення холоду та теплоти у харчовій промисловості забезпечується і при реалізації процесів дозрівання, наприклад сирів чи ковбас. Пояснимо принциповий пристрій такої установки з прикладу процесу дозрівання ковбаси.

Оптимальна температура для дозрівання ковбаси в діапазоні від 10 до 15°C. [15]. Відносна вологість повітря у приміщенні, де відбувається дозрівання ковбаси, встановлюється щодня залежно від ступеня висихання ковбаси.

Оскільки в процесі дозрівання ковбаси виділяється велика кількість води, необхідно осушувати повітря у приміщенні, щоб підтримувати задані режими вологості.

Установка працює із примусовою циркуляцією повітря. Повітря забирається з приміщень, де відбувається дозрівання продукту, і осушується за рахунок охолодження за низьких температур. Після цього повітря необхідно знову нагріти приблизно до температури повітря в приміщенні. На рисунку показано принципову схему теплового насоса, призначеного для роботи на 72 камери для дозрівання ковбаси з сумарною продуктивністю приблизно 425 т вихідної (необробленої) ковбаси за один цикл дозрівання. При експлуатації цієї установки отримано хороші технологічні та енергоекономічні показники.

Тваринництво. Індустріальні методи, що застосовуються в тваринництві, характеризуються порівняно з традиційними методами більш високим ступенем концентрації тварин в одному місці, новими формами тваринницьких споруд та великими їх розмірами, новими конструкціями стін та дахів, а також новими технологічними методами утримання, годівлі худоби та видалення гною.

1.2.3 Особливості джерел тепла та установок з тепловими насосами.

При перетвореній енергії, що міститься в кормі, перетворюється в продуктивність тварин (набирають у вазі, молоці, яйцях, вовні) енергія втрачається внаслідок окислювальних процесів у тварин. Перш за все, вони утворюються у вигляді тотальної теплової продукції тварин, тобто завдяки кількості тепла, яке тварини виділяють в навколишнє середовище, в першу чергу в внутрішнє повітря. Це тепло, що виділяється тваринами, виділяється в навколишнє середовище частково витяжним повітрям і частково шляхом теплопередачі через огороджувальних конструкцій тваринницьких будівель. У цьому випадку мова йде про досить велику кількість тепла - близько 40,000 ГВт·год на рік для кількості худоби в Україні, що надходить в досить низький температурний діапазон від 5 до 30°C.

Крім того, втрати енергії в тваринницькому процесі обумовлені тим, що кал і сеча, що виділяються, мають приблизно температуру тіла, в екскрементах міститься ще деяка кількість енергії, яка або виділяється у вигляді теплоти в результаті анаеробного перетворення рідкого гною під впливом кисню, або

служить для утворення біохімічного газу в результаті анаеробних реакцій, що відбуваються в рідкому гною при припиненні доступу повітря.

Наступним класичним джерелом теплоти для роботи теплових насосів є молоко. У зв'язку з тим, що воно охолоджується зазвичай відразу ж після процесу доїння (для чого необхідно встановлювати холодильні машини), виникають дуже сприятливі передумови для застосування теплового насоса у воді комбінованого вироблення холоду та теплоти.

Дуже сприятливим джерелом теплоти для теплових насосів у зимовий час, тобто при температурах зовнішнього повітря нижче 0°C , є витяжне повітря у тваринницьких приміщеннях, якщо враховувати його енергетичний рівень (тобто температуру та вологість). Температура витяжного повітря залежить від характеру використання тваринницьких приміщень та змінюється в діапазоні від $5-10$ до $20-25^{\circ}\text{C}$, а відносна вологість становить приблизно 80% .

З урахуванням існуючого в Україні поголів'я худоби можна підрахувати, що при охолодженні відповідної кількості витяжного повітря до 0°C з відносною вологості 100% можна було б отримувати приблизно 6000 МВт-год теплової енергії на рік.

Витяжне повітря у тваринницьких приміщеннях буває, як правило, запилене, максимальний вміст пилу становить до 6 кг/м^3 . Це запилення призводить до утворення забруднень на поверхні теплообмінників і навіть до засмічення прохідних перерізів (що особливо небажано для ребристо-трубних теплообмінників з порівняно невеликими прохідними перерізами). Але оскільки температура повітря в теплообмінниках опускається нижче за точку роси, небезпека утворення забруднень ще більше зростає за рахунок випадання водяних крапель. Застосування пиловловлюючих фільтрів себе не виправдало, за винятком деяких нечисленних випадків, відомих з практики птахівництва та свинарства. Внаслідок цих забруднень необхідно проводити приватні профілактичні огляди та чищення теплообмінників.

Всі ці труднощі, що виникають при використанні витяжного повітря як джерело теплоти, вимагають здійснення особливих конструктивних заходів при створенні установок, призначених для його використання.

1.2.4 Тепловий рівень в установці.

Як правило, низький температурний рівень теплової енергії, що виробляється тепловими насосами, вимагає в кожному конкретному процесі тваринного особливо ретельного вибору типу установки.

Теплова енергія потрібна, перш за все, для опалення приміщень, призначених для вирощування молодняку та відтворення (розмноження) худоби. У приміщеннях для вирощування молодняку у зоні перебування новонароджених тварин необхідно підтримувати температуру 30°C. Ця температура призначається виходячи з того, що підстилки для тварин відсутні і поверхня підлоги має погану теплоізоляцію.

У приміщеннях, призначених для відтворення худоби, потрібна температура 16°C, щоб забезпечити нормальні умови роботи для обслуговуючого персоналу. Крім того, у тваринницькому процесі тепла енергія потрібна для приготування гарячої води, призначеної для санітарно-технічних приміщень, насамперед для душових, а також для підігріву води, що подається в напувалки. У деяких випадках тепла енергія необхідна також для приготування кормів.

Крім того, тепла енергія необхідна також і для опалення житлових будинків, що знаходяться по сусідству з фермами, та об'єктів соціально-культурного призначення.

Опалення приміщень, передбачених для утримання продуктивної худоби, також має певне значення для деяких напрямів тваринництва, оскільки в цьому випадку можна досягти значної економії кормів (тобто енергії). Як приклад можна назвати приміщення, призначені для відгодівлі свиней.

Особливе значення в майбутньому, ймовірно, матиме опалення підлоги в приміщеннях для вирощування молодняку (через відсутність підстилок для тварин). Тепла підлога, наприклад, позитивно впливає на стан здоров'я поросят.

До цього часу опалення приміщень, призначених для вирощування бройлерів, було організовано таким чином, щоб температура повітря в приміщенні повсюдно досягала необхідних значень. Шляхом застосування установки з тепловим насосом та з урахуванням деякої зміни процесів вентиляції

та опалення можна досягти певного зменшення споживання енергії, включаючи споживання кормів. При цьому можна досягти зниження сумарних витрат.

1.2.5 Теплові насоси, що використовують як джерело теплоти рідкий гній.

Установка з тепловим насосом, що поєднує технологічний процес обробки рідкого гною з приготуванням гарячої води або опаленням житлової будівлі. Вона призначена для забезпечення оптимальних та незмінних параметрів технологічного процесу анаеробного перетворення рідкого гною, а також для отримання гарячої води та часткового опалення житлової будівлі.

Щоб зменшити неприємний запах поблизу цеху відгодівлі свиней з безперервним видаленням гною, застосовують технологію анаеробного окислення з додаванням спеціальних мікроорганізмів. При підмішуванні кисню повітря в рідкий гній, що необхідно для реалізації вищезгаданого процесу, утворюється певна кількість теплоти. Ці анаеробні реакції, що відбуваються в рідкому гною, а також їх температуру можна регулювати як шляхом зміни кількості кисню, що підводиться, так і за рахунок інтенсивності тепловідведення.

Тепло, що відводиться при цьому, може використовуватися для отримання гарячої води і для опалення.

Щоденне надходження рідкого гною від кожної свині, що відгодовується, становить приблизно 5 дм³. За заданих граничних умов (довжина цеху відгодівлі 23 м, ширина 11,2 м, підлога ґратчаста, цех розрахований на 300 тварин) у процесі окислення утворюється енергія в кількості приблизно 4 Вт-год/рік. При підтримці оптимальних гідравлічних умов в рідкому гною (обсяг рідкого гною приблизно 62 м³, висота шару рідкого гною в окислювальній ямі приблизно 0,85 м, тривалість обробки рідкого гною приблизно 41 день) при додаванні до нього кисню в кількості 3 кг/год. практичних умов теплопродуктивність становить приблизно 12 кВт. При цьому температура рідкого гною становить від 35 до 22°C, найбільш сприятливою вважається температура 25°C.

Якщо використовувати рідкий гній як джерело теплоти для теплового насоса, то вище згадана теплота може бути використана для приготування гарячої води та опалення.

1.2.6 Теплові насоси, що використовують як джерело теплоти витяжне повітря із тваринницьких приміщень.

Хорошим технічним рішенням при створенні комбінованих систем вентиляції та вироблення теплоти служить повітряно-повітряний тепловий насос, один теплообмінник якого встановлюють у потоці повітря, а другий - в потоці витяжного повітря.

У зимовий час теплообмінник, розташований у потоці витяжного повітря, працює як випарник, а теплообмінник, встановлений у потоці повітря — як конденсатор. Завдяки цьому у витяжного повітря відбирається частина його утримання (у вигляді відчутної і прихованої теплоти) і використовується для нагрівання припливного повітря. Перемикаючи потік холодильного агента за допомогою чотириходового вентиля, його можна використовувати в літню пору для охолодження припливного повітря.

1.2.7 Теплові насоси у рибництві.

Ще однією малоосвоєною областю застосування теплових насосів є рибництво, хоча у цій галузі є дуже сприятливі умови створення систем вироблення холоду і теплоти. У внутрішніх водоймах країни вся річна

продукція надходить протягом лише кількох небагатьох осінніх тижнів. Живу рибу прийнято зберігати аж до продажу в спеціальних ємностях для зберігання риби, де вона піддається природним кліматичним впливам. За таких умов зберігання виникають великі втрати живої риби внаслідок зменшення її ваги та ураження паразитами.

Якщо ж у початковий момент зберігання живої риби знизити температуру води за допомогою холодильних установок на 1-3 ° С і підтримувати її і далі в цьому діапазоні, то можна досягти наступних результатів:

втрата маси риби буде мінімальною (тобто зберігається весь ефект відгодівлі риби);

виключається ураження риби паразитами;

значно підвищується інтенсивність використання ємностей для зберігання живої риби (кг риби на 1 м³ об'єму) – у 5 і навіть у 10 разів.

При тривалому сильному морозі відзначається надмірне утворення льоду в ємностях для зберігання риби, незважаючи на підведення води, що дуже

ускладнює вилов риби. Завдяки використанню холодильної установки в режимі роботи теплового насоса шляхом відповідного перемикання можна зменшити утворення льоду та полегшити вилов риби.

Наявність установки, що перемикається, відкриває крім усього іншого можливість використання ємностей для зберігання і розведення риби, для чого необхідно підтримувати постійну температуру. В цьому випадку в залежності від температури зовнішнього повітря необхідно підігрів або охолодження.

Аналізуючи результати роботи теплових насосів на тваринницьких фермах, можна сформулювати ті проблеми, які ще вирішити для забезпечення їх економічного застосування в цій галузі. Зокрема, необхідно:

- забезпечити можливість роботи моновалентної системи опалення з тепловим насосом шляхом використання інших дешевих джерел теплоти (наприклад, виділення теплоти їх рідкого гною в процесі його обробки шляхом підмішування кисню з метою усунення запаху);

- забезпечити можливість регулювання, найкраще плавного, потужності теплового насоса відповідно до споживання теплоти;

- підвищити надійність роботи холодильного обладнання та знизити витрати на його технічне обслуговування з урахуванням особливостей експлуатації обладнання у тваринницьких приміщеннях (наприклад, застосовувати в теплообмінниках з боку повітря захисне покриття із пластмас);

- забезпечити альтернативне використання холодо- та теплопродуктивності;

- зробити серйозну економічну оцінку впливу охолодження тваринницьких приміщень у літню пору шляхом перемикання теплового насоса на режим «охолодження», на продуктивність і здоров'я тварин, витрата кормів тощо.

1.2.8 Теплові насоси в рослинництві

Наступною, так само мало вивченою, областю застосування теплових насосів є рослинництво. Промислові установки з тепловими насосами використовуються в Україні для сушіння чайного листа. Також є невеликі установки з тепловими насосами, котрі застосовуються на території України для сушіння зерна, причому вони працюють за таким же принципом, як і установки для сушіння деревини.

Також вивчалася можливість застосування теплових насосів у садівництві, результати досліджень у дуже короткій формі викладені нижче.

Застосування теплових насосів у теплицях економічно доцільне лише у таких випадках: одночасно чи альтернативно існує як потреба у теплоті, а й у холоді; є сприятливе джерело теплоти, переважно у вигляді ґрунтових вод.

У теплицях, призначених для вирощування рослин та агротехнічних досліджень, необхідно здійснювати циклічне зволоження рослин при температурі повітря від -20 до -30 °С і відносної вологості повітря між циклами зволоження від 50 до 80%. Призначення вентиляційної установки при незначному додаванні свіжого повітря полягає в тому, щоб повітря, зволожене за рахунок транспірації рослин, випарів із ґрунту та вологовмісту в самому ґрунті та нагріте за рахунок теплопередачі та випромінювання з навколишнього середовища спочатку осушити шляхом його охолодження, а потім знову нагріти.

1.3 Теплонасосна установка з використанням теплоти ґрунту

Схема такої системи для випадку з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками включає три взаємопов'язані контури:

- ґрунтових теплообмінників;
- тепловий насос;
- споживача.

На ефективність такої системи великий вплив надають параметри джерела тепла (температура та теплофізичні властивості ґрунту) та ґрунтових теплообмінників (розміри, властивості матеріалів, режим течії теплоносія), які до того ж є однією з найвитратніших частин усієї системи. Ця особливість вимагає достовірного підходу до оцінки утилізаційних пристроїв – ґрунтових теплообмінників.

Тепловий насос є сполучною ланкою між джерелом та споживачем тепла та призначений для підвищення потенціалу теплоти ґрунту. Для точного аналізу системи потрібен достовірний аналіз контуру теплового насоса.

Споживачем тепла можуть бути:

- системи гарячого водопостачання;
- опалення;

- технологічні комплекси (наприклад сушіння).

Ці споживачі відрізняються температурними рівнями та конструкційними особливостями. При цьому завжди буде мати місце збільшення енергетичної ефективності теплового насоса при зменшенні температурного рівня споживача – приймача теплоти, тобто при зниженні різниці температур приймача та джерела теплоти. Отже, при проектуванні таких систем слід прагнути знизити температурний рівень приймача тепла, якщо це можливо. У системах тепlopостачання будівель це може бути досягнуто застосуванням низькотемпературної системи опалення, наприклад підлогової.

Нині щодо такого комплексного аналізу відсутні доступні методи. У більшості є лише методи докладної оцінки окремих елементів системи з наближеним урахуванням їх взаємодії друг з одним. Розглянемо докладніше існуючі методи аналізу всіх контурів системи тепlopостачання та шляхи підвищення ефективності та зниження капітальних витрат.

1.4 Конструкції ґрунтових теплообмінників.

Для використання теплоти ґрунту застосовують спеціальні ґрунтові теплообмінники. Відомі такі конструкції ґрунтових теплообмінників:

- вертикальні:
 - свердловинні;
 - енергетичні палі;
- горизонтальні:
 - змійовики;
 - реєстри труб;
- спіральні.

У системі тепlopостачання показані вертикальні свердловинні ґрунтові теплообмінники (ВСГТ), які являють собою U-подібні труби, розміщені в свердловинах в ґрунті. Простір між трубами та поверхнею свердловини заповнюється або витягнутим при бурінні ґрунтом, або спеціальним розчином на основі бентоніту та цементу. Традиційно використовують ВГТО з однією або двома U-подібними трубами (рисунок 1.2) або коаксіальні труби (труби Фільда). Якщо використовуються U-подібні труби, то їх низхідні та висхідні гілки в нижній частині ВГТО частіше з'єднані не вигином, а окремим загальним

колектором. Довжина ВГТО (глибина свердловини) зазвичай становить 50–100 м. Основна частина ВГТО розташовується на глибинах нижче області сезонних коливань температури ґрунту, тобто в ґрунті з відносно постійною температурою. При цьому верхня частина ВГТО зазвичай теплоізолюється, щоб уникнути теплової взаємодії з частиною ґрунту, температура якого піддається сезонним коливанням і в тому числі падає нижче 0°C в холодний період року.

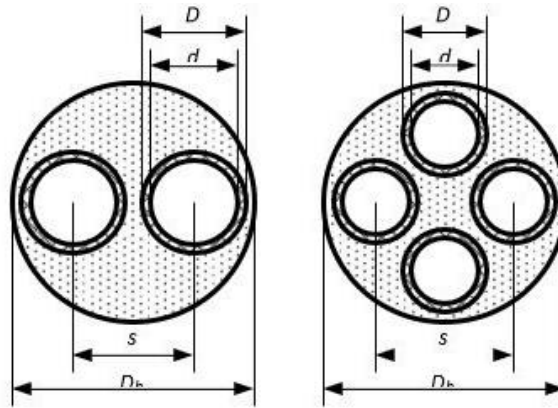


Рисунок 1.2. – Поперечні перерізи ВСГТ з однією (а) та двома (б) U-подібними трубами

Аналогом свердловинних ВСГТ є енергетичні палі – будівельні палі із замоноличеними в них трубами для потоку теплоносія (як правило, рідкого). Перевагою таких теплообмінних пристроїв є відсутність витрат за земельні роботи, оскільки вони у разі переносяться на витрати, пов'язані зі спорудженням будівлі. Як ґрунтові теплообмінники можуть використовуватися також горизонтальні ґрунтові теплообмінники у вигляді плоских змійовиків, колекторів, спіралей (рисунок 1.3).

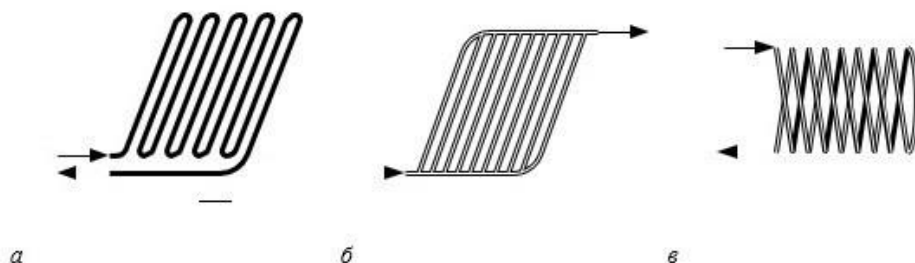


Рисунок 1.3. – Горизонтальні ґрунтові теплообмінники: змійниковий (а), колекторний (б) та спіральний (в)

Такі ґрунтові теплообмінники розташовуються на глибинах 1,2–2 м і призначені для утилізації теплоти ґрунту, що піддається сезонним коливанням

температури. Крім того, недоліком таких ґрунтових теплообмінників є велика площа, що займається, що в ряді випадків обмежує їх тепловий потік. Ця особливість дозволяє використовувати горизонтальні ґрунтові теплообмінники лише за наявності вільної ділянки великої площі.

Також цей принциповий недолік горизонтальних ґрунтових теплообмінників у порівнянні з ВСГТ особливо критичний в умовах щільної міської забудови, де практично відсутні вільні території. При цьому таких потенційних споживачів теплоти ґрунту у міському житловому комплексі Республіки Білорусь набагато більше порівняно з індивідуальними будинками з вільною прилеглою територією.

1.5 Тепловий режим ґрунту в умовах роботи вертикальних ґрунтових теплообмінників теплонасосної системи тепlopостачання.

Практика експлуатації ґрунтових теплових насосів показує, що температура ґрунту поблизу ВСГТ протягом опалювального періоду падає через охолодження внаслідок відведення теплоти. При цьому початкова температура відповідає температурі 6–8°C для України. Інтенсивність зниження температури ґрунту визначається параметрами роботи ВСГТ, які у свою чергу пов'язані з параметрами роботи інших елементів усієї системи, що впливатиме на її роботу.

При проектуванні систем з ВСГТ слід враховувати цю особливість, вибираючи такі параметри, щоб протягом опалювального періоду температура ґрунту не падала нижче 0°C, тому що при цій температурі відбувається замерзання ґрунтової вологи, що супроводжується небажаними деформаціями ґрунту та заповнювача свердловини ВСГТ. Також значне падіння температури ґрунту небажане через відповідне зниження теплопродуктивності та коефіцієнта перетворення теплового насоса.

Щоб уникнути інтенсивного падіння температури ґрунту, слід вибирати ВСГТ відповідних розмірів – насамперед довжини (глибина свердловини). У існуючій практиці є рекомендації щодо лінійних густин теплого потоку q_1 , Вт/м (таблиці 1.2 і 1.3), які приймаються в проектних розрахунках залежно від типу ґрунту або його теплопровідності, якщо його значення відоме. Навіть при точному визначенні середніх значень теплофізичних властивостей ґрунту вибір необхідної довжини ВСГТ на основі орієнтовних лінійних щільностей теплового

потоків мало точний, оскільки тут не враховуються параметри контуру теплового насоса і споживача теплоти, причому сам ВСГТ розглядається спрощено без урахування його опору теплопередачі.

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. – Рекомендовані лінійні густини 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 достовірної оцінки ефективності використання теплових насосів необхідно враховувати як параметри опалювальних приладів, так і особливості спільної роботи теплового насоса та ґрунтових теплообмінників.
2. Аналіз способів підвищення ефективності систем тепlopостачання на основі використання низькопотенційної теплоти ґрунту на проектному етапі має проводитися з урахуванням особливостей роботи трьох основних контурів як єдиної системи (розділ 2).
3. Отже, має сенс використовувати саме вертикальні ґрунтові свердловинні теплообмінники. Тому теплонасосні системи тепlopостачання з ВСГТ є основним об'єктом дослідження у дипломній роботі.

2 ТЕОРЕТИЧНА МЕТОДИКА ОБГРУНТУВАННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ ТН

Насьогодення, слід звернути увагу альтернативам викопного палива. Іншими словами, це заміна газових котлів на теплонасосні установки. Але теплове навантаження залежить від температури як оточуючого середовища, так і від теплоти ґрунту. Теплові насоси в холодну пору року працюють на максимальному навантаженні, тобто використовується максимальна температура для отримання гарячої води. При цьому, збільшується температурний перепад між теплоносієм та джерелом тепла, що призводить до збільшення затрат енергії в обладнанні теплового насосу. Очевидно, що системах теплопостачання котельні з'єднують для догріву теплоносія з тепловими насосами. Тому в дипломній роботі пропонується дослідження теплонасоса з впровадженням додаткового тепла з тепломережі для підтримки температури теплоносія.

Якщо розглядати варіанти схем теплопостачання, постає питання у виборі конструкції теплового насосу та джерелом теплоти з відповідним діапазоном температур.

Схема такої системи складається з трьох взаємопов'язаних контурів: 1-первинний контур (система ґрунтових теплообмінників); 2 – теплового насосу; 3 – споживач (рис. 2.1).

На ефективність даної системи впливають параметри джерела тепла (температура та теплофізичні властивості ґрунту) та ґрунтових теплообмінників (розміри, властивості матеріалів, режим течії теплоносія), які до того ж є однією з найбільш витратних частин усієї системи [10]. Ця особливість вимагає достовірного підходу щодо оцінки пристроїв – ґрунтових теплообмінників.

Тепловий насос є сполучною ланкою між джерелом та споживачем тепла і призначений для підвищення потенціалу теплоти ґрунту. Для точного аналізу системи потрібен також достовірний аналіз контуру теплового насосу. Отже, споживачем тепла можуть бути: технологічні комплекси, системи гарячого водопостачання; опалення.

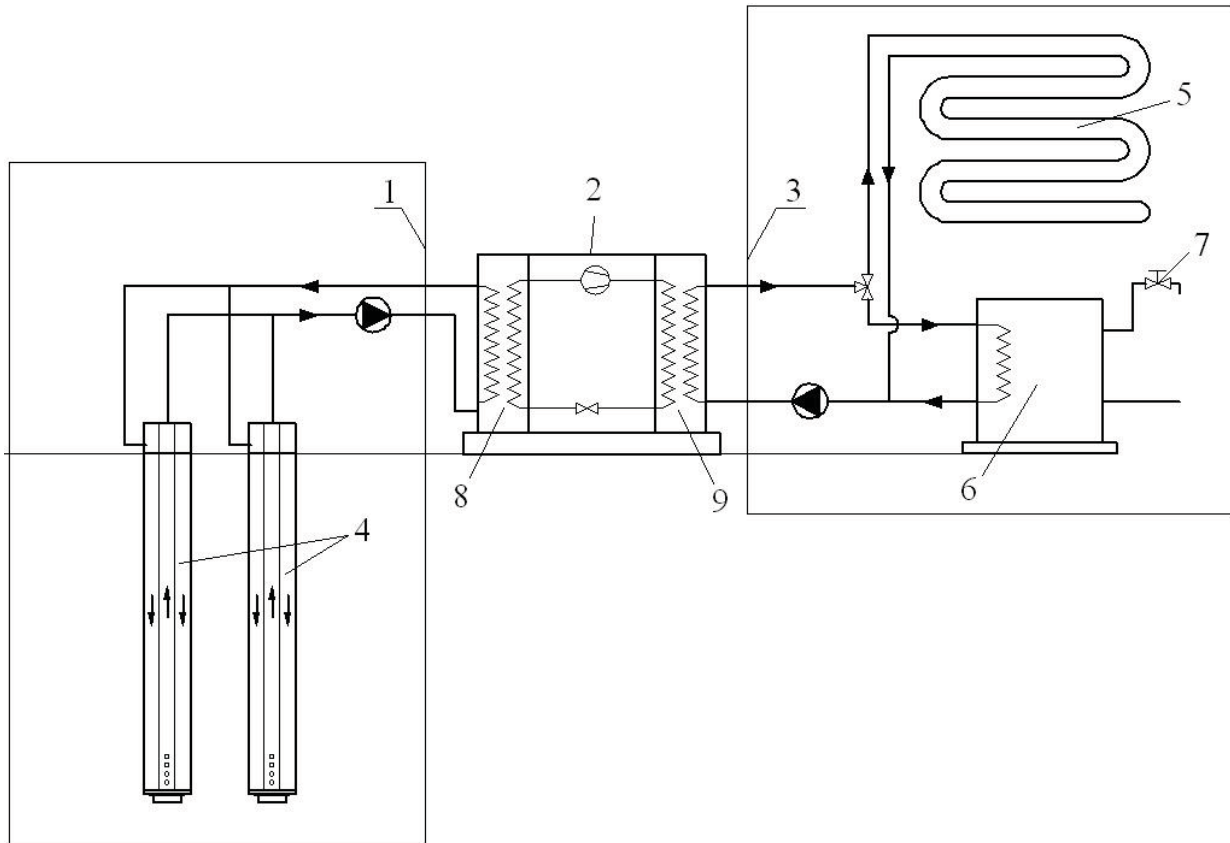


Рисунок 2.1 – Схема теплозабезпечення з використанням ґрунту

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.

Таким чином, робота контуру теплового насосу є складним процесом спільної роботи теплообмінної апаратури контуру (випарник, конденсатор, допоміжні теплообмінні апарати), компресорного обладнання та терморегулюючого вентиля. При цьому для детального аналізу слід враховувати параметри в характерних точках циклу, характеристики компресора, процеси нагрівання, охолодження та фазових переходів у теплообмінних апаратах контуру. Отже, випарник ТН, в якому холодоагент у джерела теплоти з температурою до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ забирає необхідне для випаровування холодоагента тепло. Потім у компресорі пар холодоагенту стискається до 27 бар та надходить в конденсатор. При цьому досягається до температури приблизно до $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ і віддає це тепло теплоносію споживача. Далі з тепломережі, як додаткове джерело теплоти, відбирається частка теплової енергії та подається в пластинчатий теплообмінник, який працює по противотоку з оптимальним використанням енергії. Потім холодоагент потрапляє у випарник та цикл роботи повторюється.

2.1 Обґрунтування елементів схеми

Для підвищення теплопродуктивності ТН, необхідно зменшити різницю температур теплоносія в ґрунтовому теплообміннику та у випарнику. Тому пропонується додаткове джерело тепла, яке відбирається з системи тепlopостачання (опалення та ГВС) та подається в пластинчатий теплообмінник (рис.2.2).

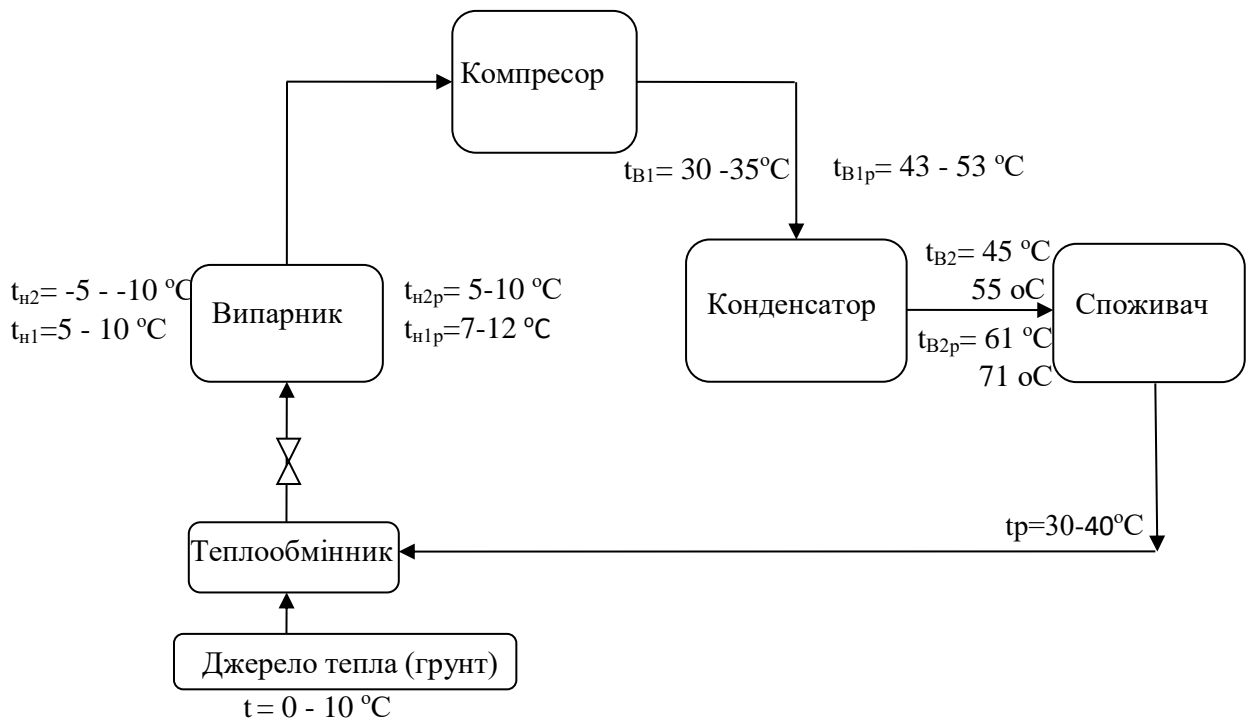


Рисунок 2.2 – Розрахункова модель схеми ТУ з ґрунтовим теплообмінником

t_{H1}, t_{H1p} – температура хладагента на вході в випарник без і з регенерацією тепла відповідно; t_{H2}, t_{H2p} – 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

Виконаємо порівняння робочого циклу з регенерацією (додатковий відбір води з температурою 30°C з тепломережі) теплоти та без регенерації.

Визначимо температуру випаровування холодоагента (фреон) по його температурі на виході з випарника та температурному перепаді Δt_u , при цьому теплота у випарнику від теплоносія передається повітрю:

$$t_u = t_{H2} - \Delta t_u = -5 - 5 = -10^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

З h -діаграми повітря по температурі випаровування $t_{и}$ знаходимо тиск випаровування фреону $p_{и}$ та його ентальпію (тепловміст) h_1 :

$$\begin{aligned} h_1 &= 500,15 \text{ кДж / кг}; \\ p_{и} &= 0,18152 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Далі визначається температура конденсації холодоагента (фреон) по температурному перепаді в конденсаторі Δt_k та температури на виході з теплового насосу $t_{в2}$, слід зауважити, що теплота в конденсаторі передається від джерела з більшими температурами до холодного.

$$t_k = t_{в2} + \Delta t_k = 45 + 5 = 50^\circ \text{C} \quad (2.2)$$

З таблиць властивостей фреону в стані насичення знаходимо ентальпію h_3 і тиск конденсації p_k (на перетині температури конденсації t_k):

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

Тоді знаходимо ККД компресору в адіабатних умовах за формулою:

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

Оскільки після стиску фреона відбуваються теплові витрати, необхідно знайти ентальпію фреона:

$$h_2 = h_1 + \text{Error!} = 500,15 + \text{Error!} = 580,0 \text{ кДж/кг} \quad (2.4)$$

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

У вузлах схеми теплового насосу обчислимо питомі теплові навантаження:

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

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

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

Завдяки теплового балансу перевіряється правильність розрахунку:

$$q_u + l_{сж} = q_k; \quad (2.8)$$

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

Отже, $q_k = 289,5$ кДж/кг, що свідчить доцільності розрахунку.

Знаходимо питому енергію, яка споживається електродвигуном W :

$$W = \text{Error!} \quad (2.9)$$

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

$$W = 378,8 \text{ Вт / год}$$

До показників енергетичної ефективності ТН відносяться:

– коефіцієнт перетворення електроенергії:

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

– коефіцієнт перетворення теплоти:

$$\mu = \text{Error!}; \quad \mu = 3 \quad (2.11)$$

– питома витрата первинної енергії:

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

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

Отже, отримали $ПЭ < 1$, що свідчить з енергетичної точки зору, використання ТН в опаленні або ГВ є вигідним, ніж при спалюванні викопного палива в котлах. В компресорі ступінь підвищення тиску знаходиться за наступною формулою:

$$\varepsilon = \frac{p_k}{p_u} \quad (2.13)$$

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

Слід виконати розрахунок схеми в ексергетичному напрямку:

–ексергія e_n , віддана фреону в випарнику:

$$e_n = t_n q_u$$

$$e_n = 0,0366 \cdot 209,65 = 7,67 \text{ кДж} / \text{кг}; \quad (2.14)$$

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

$$\tau_n = \text{Error!} = \text{Error!} = 0,0366 \quad (2.15)$$

– середня логарифмічна температура холодоагента:

$$T_{\text{ср.н}} = \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{\ln \frac{t_{\text{н1}} + 273}{t_{\text{н2}} + 273}} = \frac{5 - (-5)}{\ln \frac{5 + 273}{-5 + 273}} = 273 \text{ K} \quad (2.16)$$

– 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:

$$\tau_b = \text{Error!} = \frac{313 - (-10 + 273)}{313} = 0,160 \quad (2.18)$$

– середня логарифмічна температура гарячого теплоносія:

$$T_{\text{ср.в}} = \text{Error!} = \text{Error!} = 313 \text{ K} \quad (2.19)$$

–ексергія електроенергії, споживаної електродвигуном:

$$e_3 = W = \text{Error!} = 105,07 \text{ кДж} = 378,8 \text{ Вт/год} \quad (2.20)$$

Знаходимо ексергетичний ККД η_3 :

$$\eta_3 = \text{Error!} = \text{Error!} = \text{Error!} = 0.38 \quad (2.21)$$

Як видно, з вище наведених обчислень, застосування ТН є доцільним, отже для ефективної роботи згачення коефіцієнта перетворення електричної енергії повинно бути $\mu_3 > 1$, але якщо $\mu_3 \leq 1$, то витрачена потужність рівна потужності, яка витрачається при застосуванні електричних нагрівачів. Нижче наведена порівняльна таблиця парокompресійних ТН з додатковим джерелом теплоти з тепломережі споживача, тобто з регенерацією і без неї.

Таким чином, чим більше величина питомої витрати ПЭ, тим схема теплозабезпечення буде менше ефективною. Тому що для газових колів ПЭ обернена їх ККД, який в свою чергу може бути не більше 0,85, а в наших обчисленнях отримали 0,8, тому ТН використовувати вигідно.

Таблиця 2.1 – Порівняння значень ТНУ

Схема	Парокompресійна ТНУ без регенерації тепла	Парокompресійна ТНУ з регенерацією тепла
Питоме теплове навантаження теплового насоса q_{TH}	$q_k = q_{TH} = 289 \text{ кДж/кг}$	$q_k = q_{TH} = 323 \text{ кДж/кг}$
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 ПЭ, кДж	0,86	0,8
Ексергетичний ККД η_3	0,38	0,52

Як видно з таблиці та розрахунків використання ТН з додатковим відбором теплоти від тепломережі більш доцільно. Очевидно, що за рахунок збільшення температури фреону у випарнику до 13 °С витрачається менше енергії на стиск

парів фреону в компресорі, де на виході з нього температура теплоносія підіймається з 30-35 °С до 43-53 °С, і до споживача теплоносії потрапляє температурою 71 °С. Також за рахунок відбору теплоти від тепломережі збільшується теплопродуктивність до 323 кДж/кг, що дозволить отримувати на 1,8 кВт більше тепла, при цьому зекономити електроенергію до 7 кВт год.

2.2 Особливості побудови математичної моделі

На результат зменшення діапазону температур між випарником та теплоносієм з ґрунтового теплообмінника також може вплинути: температура шарів ґрунту; тепловий потік ґрунту; відстань між свердловинами, яка зберігатиме енергетичний потенціал масиву ґрунту.

Тепловий режим ґрунту формується під дією двох основних факторів, по-перше, сонячне тепло на поверхні ґрунту, по-друге, тепловий потік на глибині ґрунту. Глибина проникнення добових коливань температури зовнішнього повітря та інтенсивності падаючого сонячного тепла в залежності від кліматичних умов коливається в межах 0,5 - 1,5 м, а між сезонних коливань від 15 до 20 м. Сам температурний режим шарів ґрунту розташований нижче цього діапазону (нейтральна зона), який формується під дією теплової енергії з надр Землі, і не залежить від сезонних та добових коливань. В свою чергу, сонячна радіація складає 1,4 кВт/м²доб, формує запаси тепла в ґрунті безпосередньо у його поверхні.

Кількісною характеристикою запасів тепла є залежність розподілу температури ґрунтів від глибини та періоду пори року. Тобто динаміка зміни температури ґрунту на різних глибинах, а також максимальне і мінімальне значення температур на поверхні дозволять визначити запаси теплової енергії.

Процес підведення та відведення тепла в низькопотенційне джерело енергії є функцією часу та простору. Температурне поле формується від геометричного центру – осі свердловини.

Структурна модель приймається як циліндричне тіло, яке складається з кількох контурів (рис. 2.3 та 2.4). На рис. 2.3 наведена розрахункова модель вертикального геотермального теплообмінника у вигляді насосно-компресорної труби.

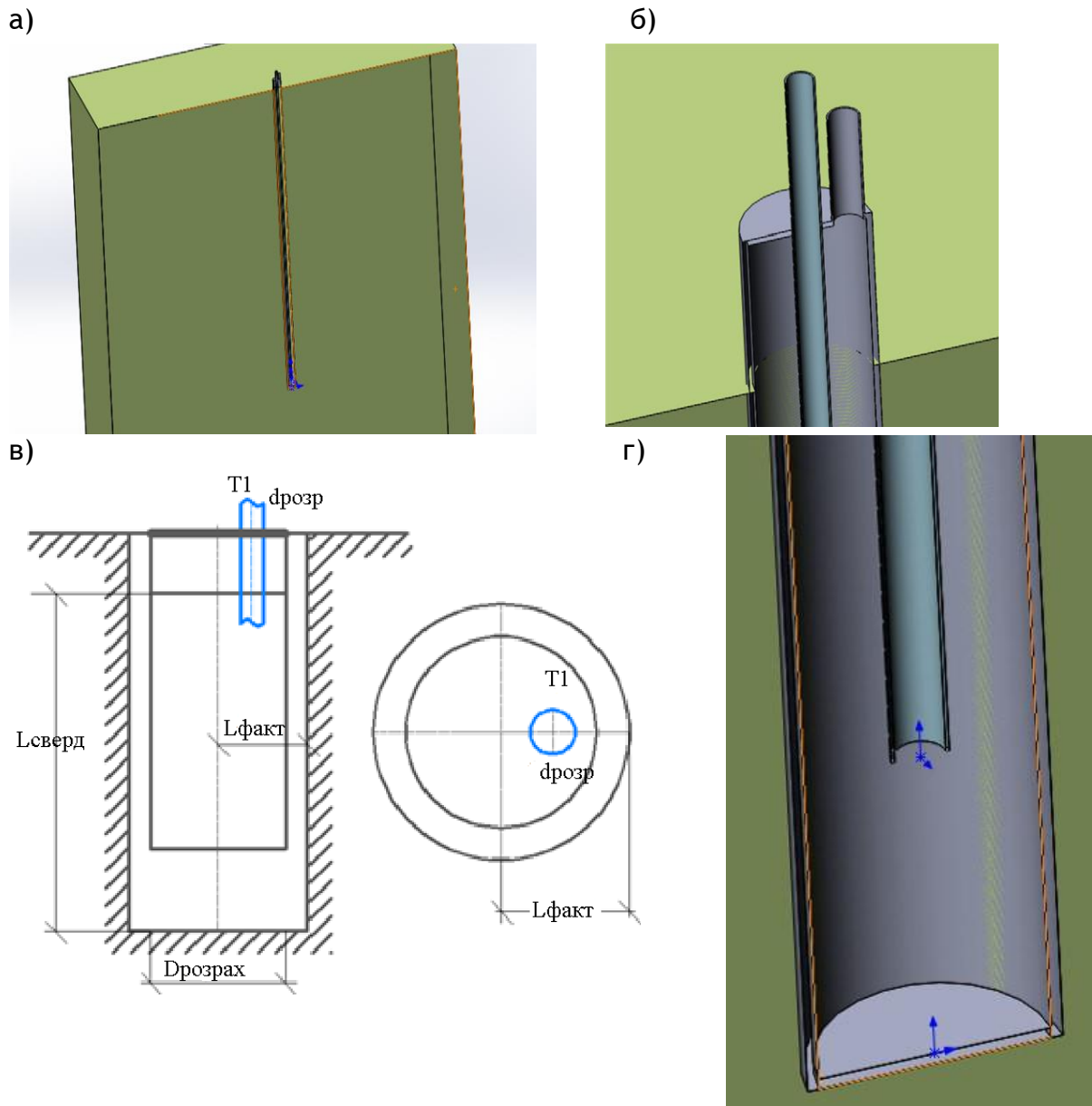


Рисунок 2.3 – Розрахункова модель ґрунтового теплообмінника

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

На рис.2.4 наведені ґрунтовий масив з свердловиною:

- зовнішня межа контуру – це контур впливу теплового потоку;
- внутрішня межа – трубка теплообмінника в свердловині, через стінку якого відбувається теплообмін між циркулюючим теплоносієм та низькопотенційним джерелом енергії.

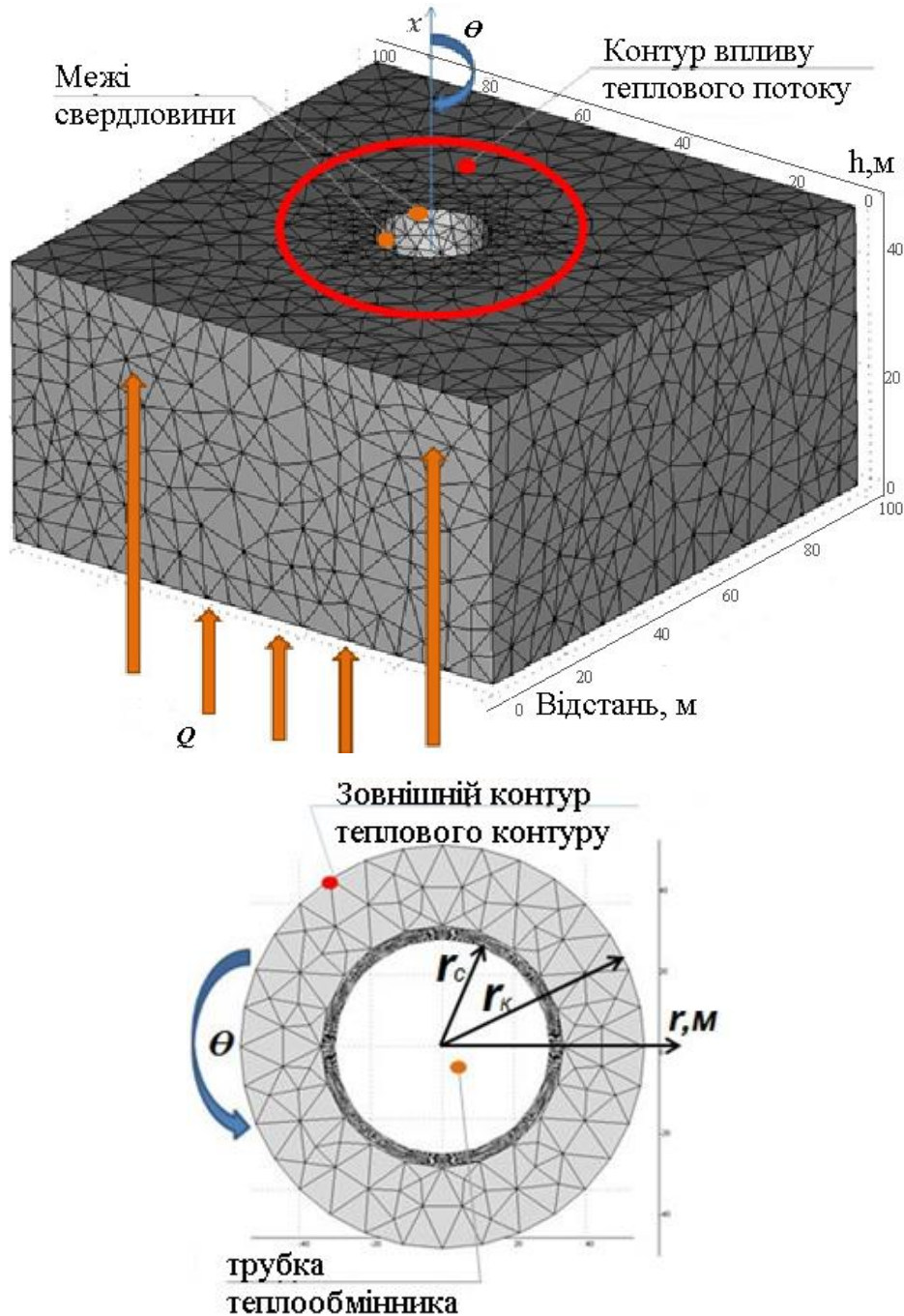


Рисунок 2.4 – Модель розповсюдження тепла навколо ґрунтового теплообмінника

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 20м, Вт/м²: а) загальний вигляд; б) вид зверху

Зовнішня межа контуру $r_k = r_\infty$ в розрахунках визначається як умовна межа, на якій температура при роботі свердловини змінюється в межах похибки вимірювань. Для теплового контуру одиночної свердловини виконуємо розрахунок у межах $r_k = 20\text{--}25$ м.

В свою чергу, температуру ґрунтового масиву, знаходимо в зоні впливу свердловини. Тому що свердловина та низькопотенційне джерело теплоти є складним комплексним об'єктом розрахунку та характеризується змінними граничними мовами. Тому вирішення задачі виконується з використанням неявної різницевої схеми та методу контролю об'єму зі зміщеною сіткою. Дискретні змінні температури, об'єм масиву, тепловий потік приймаються в інтервалах Δr , $\Delta \theta$. Товщина контрольованого об'єму в напрямку осі z приймається за 1. Ділянка зі штриховими лініями (рис.2.5) — розрахункова область елементарної комірки.

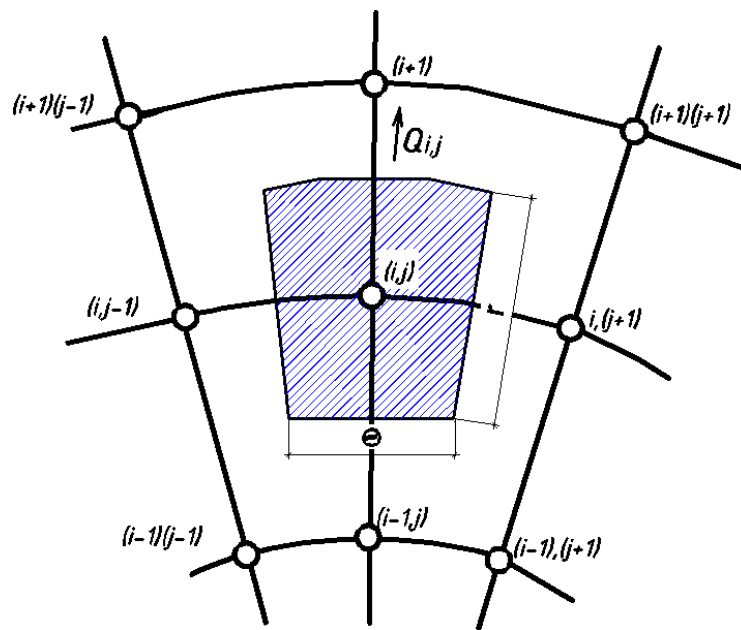


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка контрольованого ґрунтового масиву в полярних координатах r, θ .

Тепловий потік через поверхню контрольованого масиву обчислюється з використанням температур $t_{i,j}$, $t_{i,(j+1)}$, $t_{i+1,j}$, $t_{i,(j-1)}$, $t_{(i-1),j}$ у вузлах сітки, зміщених відносно ґрунтового масиву навколо ґрунтового теплообмінника, що в свою чергу, дозволяє підвищити стійкість рішення за рахунок фізичних значень градієнтів температур на межах. Тобто тепловий потік обчислюється на середині відрізка, як з'єднує вузли, через які знаходиться градієнт.

Для вирішення даної постановки задачі використовуємо спрощене рівняння при умові, що $\tau > 0$; $r_c < r < r_k$:

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

де r_c - радіус ґрунтового теплообмінника, м; r_k - радіус контуру свердловини, м
Враховуючи перспективу ускладнення задачі з включенням в розрахунок поля свердловини, а також з урахуванням ґрунтових вод, рішення виконується по рівнянню (1).

Спрощення задачі переходом від трьохмірної до двохмірної моделі виключає тепловий потік вздовж осі свердловини. Разом з тим тепловий потік у вертикальному напрямку повинен бути враховано у зв'язку безперервністю його в часі навіть при зупинці теплового насосу. Для рішення цієї проблеми вводиться компенсуюча поправка – об'ємні джерела та додаткове тепло з тепломережі:

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

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

Напишемо рівняння (2) 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 формули (3) знаходиться температурне поле, а саме температура ґрунту. Відстань між свердловинами повинна бути такою, щоб їх температурні поля не перетиналися, і в період експлуатації навколишній ґрунтовий масив не піддавався заморожуванню. Вирішення даної задачі дозволить встановити необхідні межі майданчика під поле свердловин і зробити оптимальну розбивку території. Знаючи, скільки енергії ґрунтовий теплообмінник викачує з масиву ґрунту, а також властивості теплоносія та його температуру на вході в ґрунтовий теплообмінник, властивості матеріалу труб теплообмінника, наповнювача свердловини та масиву ґрунту, можна розрахувати об'єм ґрунту, необхідний для покриття необхідного навантаження на систему тепlopостачання. Для цього пропонується масив ґрунту, що оточує свердловину, геометрично поданий як циліндр.

По-перше визначимо кількість теплоти, яка відбирається від однієї свердловини, Дж:

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

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

$L_{сверд}$ – глибина свердловини, м;

n – тривалість опалювального періоду.

Визначимо контур ґрунтового масиву теплового потоку 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

Знаходимо відстань від центру свердловини з ґрунтовим теплообмінником до межі контуру ґрунтового масиву, м:

$$r_{к} = \sqrt{\frac{V_{зр}}{\pi L_{сверд}}} \quad (6)$$

У відповідності з приведеною методикою розрахунку формулу (3) можна перетворити та об'єднати (1) та (2), та отримати загальну формулу для визначення відстані між свердловинами:

$$R_{сверд} = 2 \sqrt{\frac{86400 q n}{\pi c_{зр} \rho_{зр} \left[t_{зр} - \left(\frac{t_{вх} + t_{вих}}{2} \right) \right]}} \quad (7)$$

В результаті розрахунків за вихідні дані прийнята температура теплоносія з теплового насоса 0 °С, температура в зворотній трубці 5 °С, температура на глибині 10 м прийнята 15 °С.

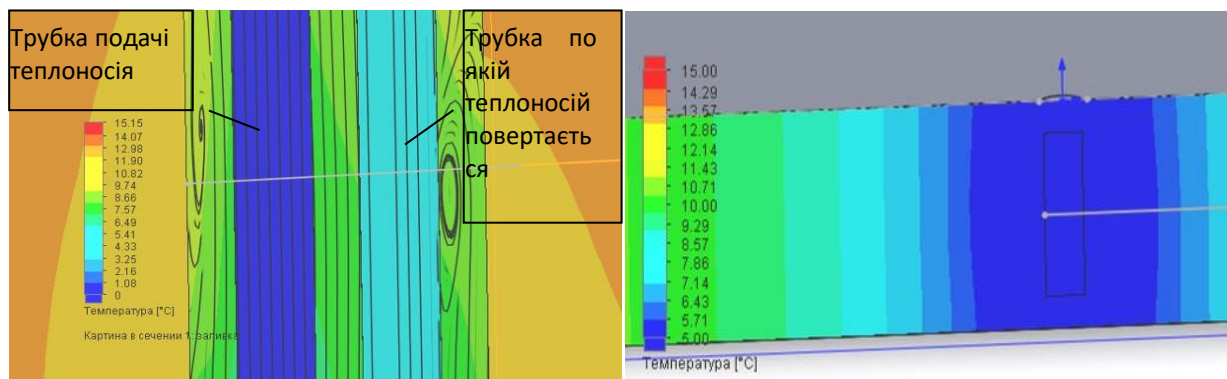


Рисунок 2.6 – Розповсюдження температур в теплообміннику

Як видно з рис. 2.6, температура зворотного теплоносія лежить у межах 3,25-6,49 °С.

Якщо провести розрахунок на тій самій глибині, але с температурами з ТН - 7-10 °С, очевидно, що зворотні температури теплоносія – до 10 °С (рис2.7).

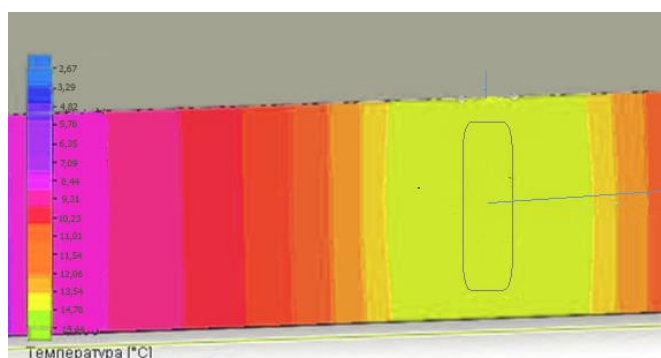


Рисунок 2.7 – Температурне поле з підвищеною температурою

Як видно з рис. 2.7 температура теплоносія в теплообміннику лежить у межах 13-14 °С. Очевидно, з підвищенням температури теплоносія, який потрапляє в ґрунтовий теплообмінник збільшується температура й на виході з нього.

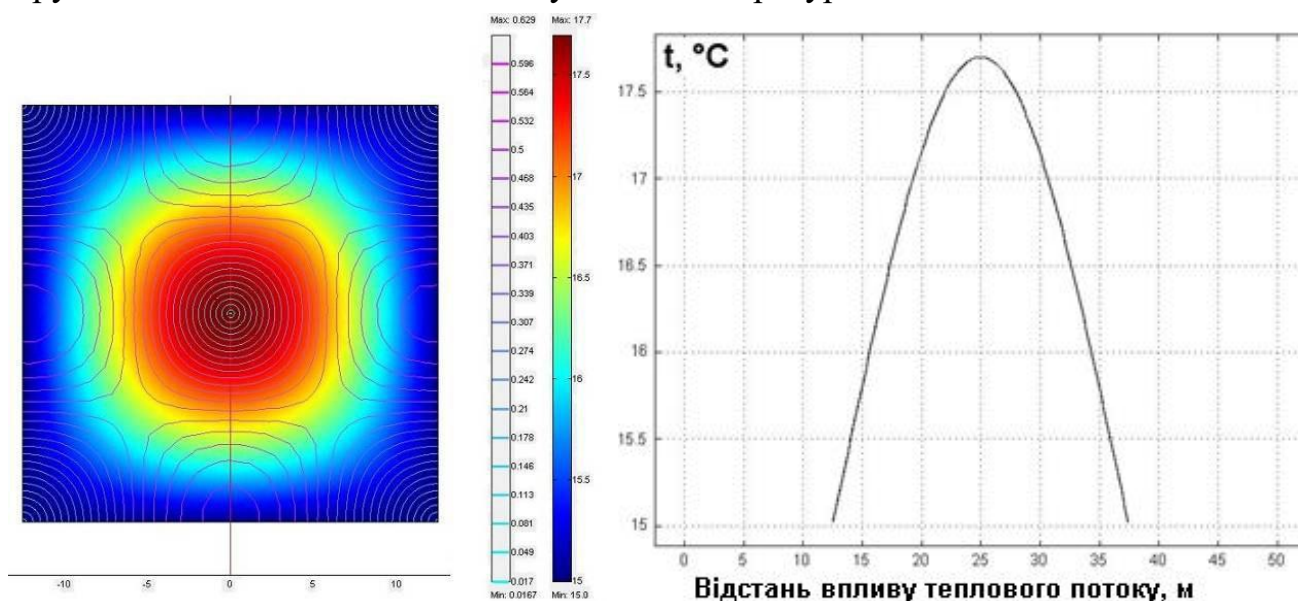


Рисунок 2.8 – Контур теплового потоку навколо ґрунтового теплообмінника.

Представлені результати демонструють вплив теплового потоку (100 Вт/м^2) навколо свердловини на відстані 10-15 м від її осі. Подвод тепла супроводжується значним акумулюванням поблизу свердловини. Отже, спостерігається температура від 15 до 17,5 °С на даній відстані. Таким чином, додаткове джерело теплоти підвищить теплопродуктивність ТН, завдяки тепловому полю, яке спостерігається на відстані до 25 м з температурою 17,5 °С.

2.3 Моделювання ефективності ТН по методу Іпсена

Для того, щоб отримати як можна менше затрат на експеримент, в роботі здійснюється моделювання методом Іпсена, тобто необхідно вибрати незалежні змінні, які будуть впливати на процес. До них відносяться розмірні коефіцієнти та фізичні сталі, які впливають на процес.

Згідно розрахунковим даним розглянемо отримання безрозмірних коефіцієнтів:

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

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

Для підтвердження математичної моделі, визначмо наступне:

E – ефективність використання ТНУ для теплопостачання [О];

t_v – температура у випарнику [Т];

t_k – температура в конденсаторі [Т];

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

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

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

Залежність ефективності ТН виразиться у вигляді:

$$E = t_v^a \cdot t_k^v \cdot t_{pp}^c Q^e \cdot G^d$$

Далі необхідно підставити розмірності замість змінних величин:

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

Напишемо рівняння для кожної величини (розмірної):

$$O : 1 = c;$$

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

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

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

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

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

Підставимо в загальне рівняння, та отримаємо:

$$O = T^6 \cdot T^{-6} \cdot O^1 \cdot M^{-d} L^0 t^d \cdot M^d t^{-d}$$

$$E = \left(\frac{t_g}{t_k} \right)^6 \cdot t_{pn}$$

В результаті, отримали залежність, яка свідчить, що ефективність теплового насосу, тобто підвищення теплопродуктивності, залежить від температур в конденсаторі та випарнику, а також від температурного поля навколо свердловини та ґрунтового теплообмінника. Будується графічна залежність з температурами у випарнику у межах $t_b = 5\text{--}10^\circ\text{C}$ та конденсаторі $t_k = 45\text{--}71^\circ\text{C}$, при цьому вплив теплового потоку визначали у відсотковому співвідношенні.

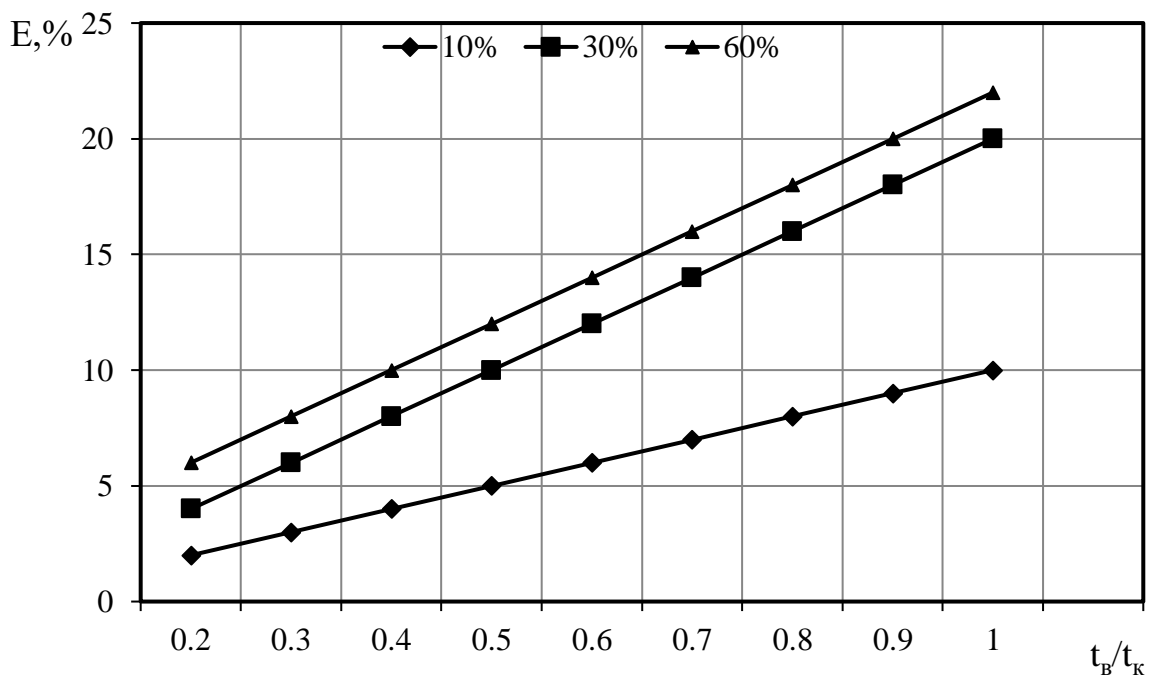


Рисунок 2.9 – Залежність ефективності ТН від температур

Очевидно, чим менше різниця температур між випарником і конденсатором, тим ефективніше працює ТН. Спостерігається збільшення теплопродуктивності при збільшенні впливу теплового потоку, як видно з графіку, лінія 60% має найкращі результати. Очевидно, що тепло яке акумулюються навколо теплообмінника зберігає тепло тривалий час, що дає можливість використовувати ТН з економічним ефектом.

Висновки

1. Розроблено схему постачання тепла тепловим насосом з впровадженням додаткового джерела тепла з системи тепlopостачання.

2. В результаті розрахунку визначено, що до споживача теплоносії потрапляє з температурою $71\text{ }^{\circ}\text{C}$, завдяки підвищенню температури теплоносія з 30 до $53\text{ }^{\circ}\text{C}$ на виході з компресору. Також, за рахунок відбору теплоти збільшується теплопродуктивність до 323 кДж/кг . Це дозволить заощадити електроенергії до 7кВт год .
3. Розроблено модель ґрунтового теплообмінника та розповсюдження тепла навколо нього. В результаті чого, спостерігається тепло, яке акумулюється навколо свердловини від 15 до $17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Очевидно, завдяки цьому температурному полю підвищиться теплопродуктивність ТН.
4. В результаті моделювання по методу Іпсена, також спостерігається вплив теплового потоку, який акумулюється навколо ґрунтового теплообмінника, що дає можливість використовувати ТН з економічним ефектом.
5. Очевидно, що різниця температур теплоносія між випарником та ґрунтовим теплообмінником також дає позитивний результат для підвищення ефективності ТН.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ НА БАЗІ ЛАБОРАТОРНОГО КОМПЛЕКСУ ОБЛАДНАННЯ

3.1 Лабораторний стенд теплового насосу

Лабораторний комплекс дозволяє отримати залежність параметрів ТНУ: температурних режимів для систем теплозабезпечення; температур низькопотенційного джерела тепла. На рис. 3.1 – 3.2 наведені програмний модуль та структурна схема лабораторної установки TN.002 RBE.

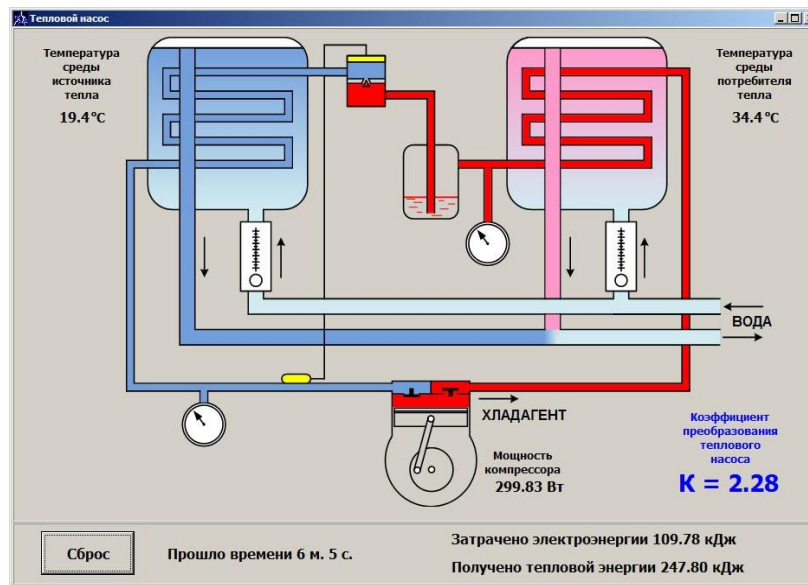


Рисунок 3.1 – Програмний модуль лабораторного стенду TN.002 RBE.

В склад лабораторного комплексу входить холодильний агрегат на холодильному агенті R134a. Джерелом тепла - є ґрунт (рис. 3.4). З ґрунтового теплообмінника вода надходить в теплообмінник-випарник (7). В теплообмінник-конденсатор (6) подавалась вода, яка нагрівається до температури необхідної споживачеві. В ході експериментів регулювали температуру води у випарнику та конденсаторі, вимірювали температури в ґрунті та в ґрунтовому теплообміннику. Таким чином, моделювали режими роботи теплового насоса. Температури води (7) та тиск в обладнні фіксували при різних режимах роботи (рис.3.3)

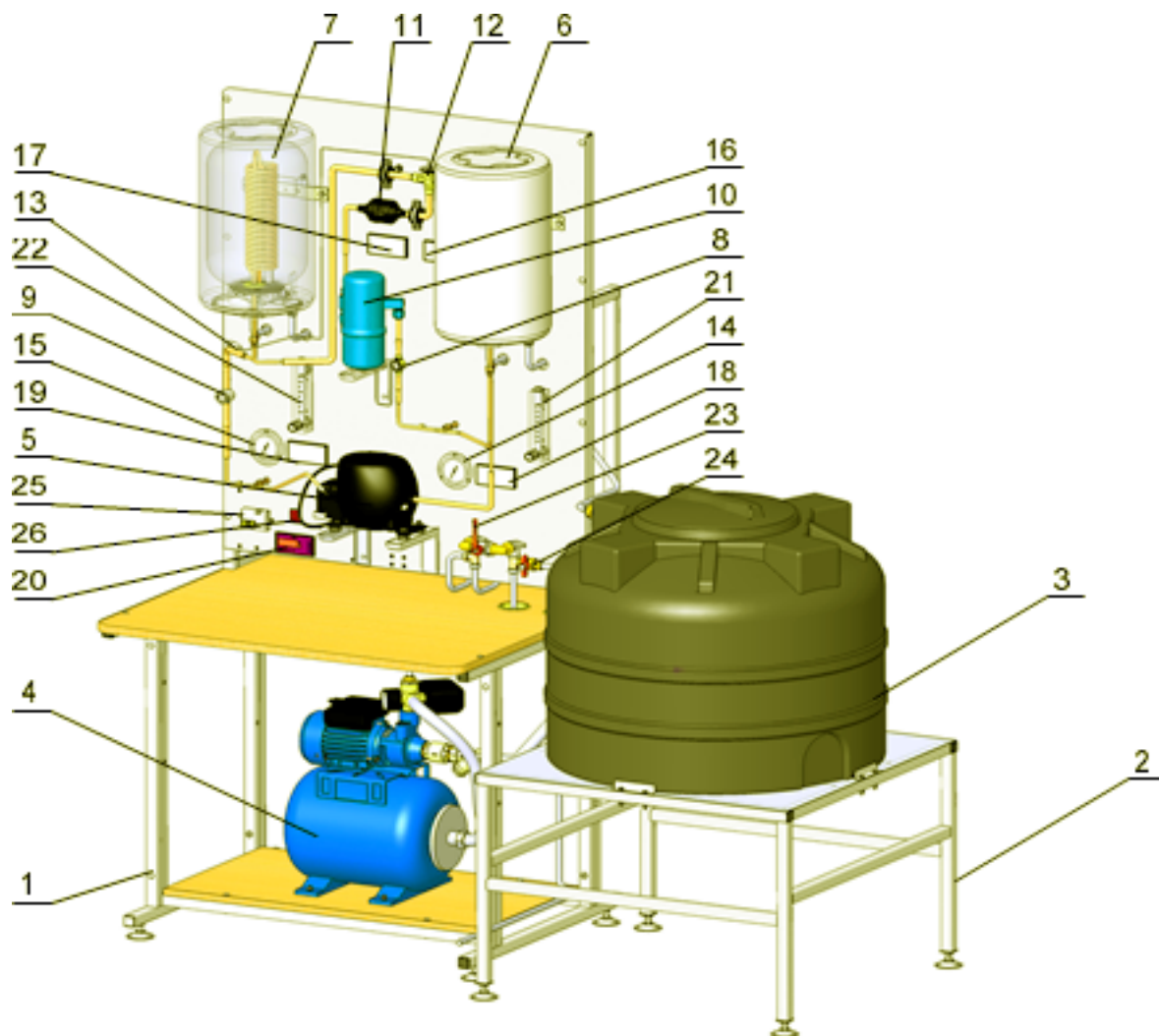


Рисунок 3.2 – Схема лабораторного обладнання

1 – лабораторний стіл; 2 – підставка бака для води; 3 – джерело теплоти з сталюю температурою; 4 – насосна станція; 5 – компресор; 6 – теплоізований теплообмінник – конденсатор; 7 – випарник; 8, 9 – оглядове скло; 10 – рідинний ресивер; 11 – фільтр-осушувач; 12 – терморегулюючий вентиль; 13 – термобалон терморегулюючого вентиля; 14 – манометр високого тиску; 15 – манометр низького тиску; 16 – індикатор температури води в теплообміннику-конденсаторі; 17 – індикатор температури води у випарнику; 18 – індикатор температури рідкого холодоагенту на виході з конденсатора; 19 – індикатор температури газоподібного холодоагенту на виході з випарника; 20, 21, 22 – вимірювачі-регулятори витрати води в конденсаторі та випарнику відповідно; 23 – кран подачі води; 24 – кран зливу води; 25 – диференціальний автоматичний вимикач; 26 – вимикач компресора.



Рисунок 3.3– Загальний вигляд лабораторного вимірювань

Проводились вимірювання показників: P_v , t_v – тиск і температура перед випарником, P_k , t_k – тиск і температура після конденсатора. Результати вимірювань занесені в таблицю 3.3. Одночасно вимірювали витрати електроенергії та проміжок часу роботи установки. Для реєстрування величин використовували слідуєчі приладдя: лічильник електричної енергії NIK 2102-02 M2; термогігрограф С-25; термоанемометр testo 425.

Таблиця 3.3 Таблиця дослідних даних

№ пп	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

З отриманих даних розраховувались вірогідні показники температури за опалювальний період для статистичного аналізу динаміки при прогнозуванні роботи оптимізації ТНУ. На графіках необхідно показати вірогідну динаміку

зміни температури у випарнику та конденсаторі, температурне поле в ґрунті (акумуляція та тепловий потік).

Також необхідно знайти мінімальні та максимальні значення параметрів, які будуть відповідати вимогам, при яких розподіл зберігає значення m_x та σ_x , які характеризують X_{\min} та X_{\max} .

Враховуючи дисперсію D_x , використаємо даний 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:

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

Даний розподіл є законом вірогідності. Після обчислень отримуємо параметр рівнорозподіленої вірогідності:

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

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 стенд ґрунтового теплообмінника

Для вимірювання температур ґрунту використовували установку, яка імітує ґрунтовий теплообмінник. В лабораторних умовах неможливо виконати свердловину глибиною 10 м, тому досліди проводились для визначення теплового потоку та час акумулювання тепла в ґрунті (рис.3.4)

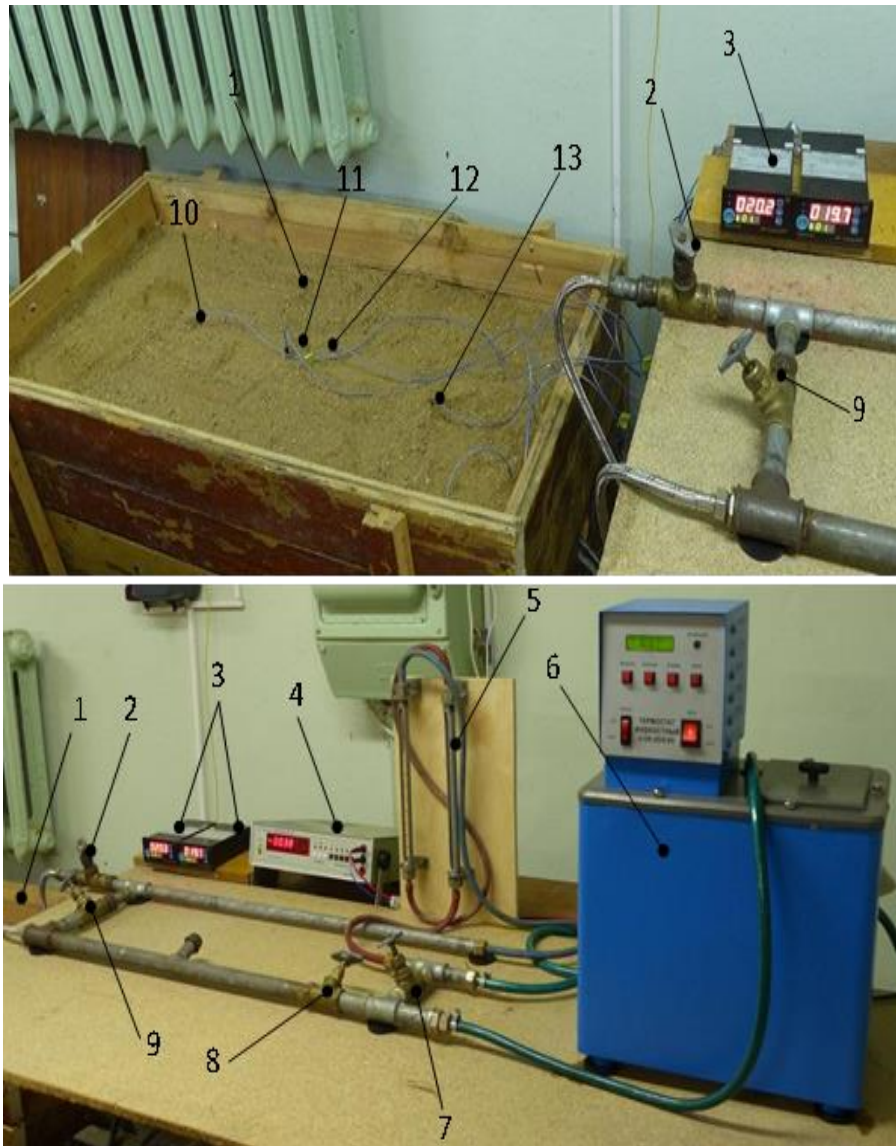


Рисунок 3.4 – Лабораторний стенд ґрунтового теплообмінника

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

Постійність початкової температури t_0 по всьому обсягу ґрунту дозволяє при дослідженні в лабораторних умовах розташовувати модель ґрунтового теплообмінника у довільній орієнтації. У нашому випадку досліджуваний теплообмінник при вимушеній конвекції теплоносія має горизонтальну

орієнтацію. Адекватність реального наземного теплообмінника і експериментального зразка досягається за допомогою проектної характеристики (D, d і $s \ll H$, де D - зовнішній діаметр трубки, м; d - внутрішній діаметр трубки; s - відстань між гілками трубки, м; H - довжина трубки) і умови, відповідні теплообміну в напівобмеженому корпусі - ґрунтової маси. Останнє досягається шляхом вибору таких розмірів засипки ґрунтової маси, щоб в ході експерименту температура ґрунту на відстані від ґрунтового теплообмінника не змінювалася. Експеримент проводився в сухому піщаному середовищі, де джерелом тепла був електронагрівач, розташований всередині коробки з піском. Також в коробі з піском помістили трубопровід з горизонтальною U-подібною трубкою довжиною $H = 950$ мм, яка імітує ґрунтовий теплообмінник. Матеріал трубки – пластифікований полівінілхлорид, зовнішній діаметр $D = 6$ мм, внутрішній $d = 4$ мм, відстань між гілками труб $s = 15$ мм, Теплопровідність матеріалу трубки приймається $0,19$ Вт/(м·К) [15]. Також з такими діаметрами трубок проводились експерименти на відстані 25мм, 35 мм.

Для вимірювання витрати води G використовували ротаметр, температури теплоносія на вході t_1 і виході t_2 з ґрунтового теплообмінника вимірювали термоперетворювачами опору марки ТСП-1199/41 з номінальною статичною характеристикою Pt100 класу точності з діапазоном температур $-50...+100$ °С. Отже, установка працює таким чином: Якщо вентилі відкриті, гарячий теплоносій самопливом переміщується по з'єднаним трубопроводам і потрапляє в U-подібну трубку з температурами від $t_1 = 18 - 80$ °С, надалі охолоджується до t_2 , потрапляє в ємність з термостатом. Необхідні значення температур теплоносія на вході t_1 досягаються за рахунок зміни потужності електронагрівача, також за допомогою вентилів регулюється масова витрата теплоносія G і розраховується тепловий потік в ґрунті, температурне поле.

3.3 Результати експериментальних досліджень в ґрунті

В результаті досліджень визначили температури теплоносія на вході t_1 та виході t_2 ґрунтового теплообмінника, розподіл температур в ґрунті.

На базі дослідних даних визначається тепловий потік з рівняння теплового

балансу:

$$Q = Gc(t_1 - t_2), \quad (3.6)$$

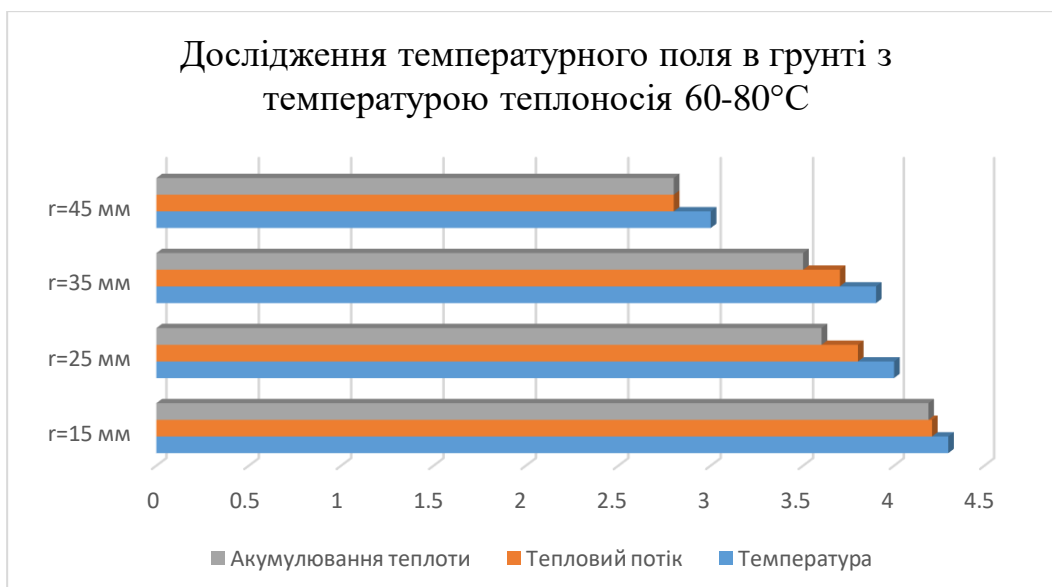
де c – теплоємність теплоносія (вода) при середній температурі $t = 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$, Дж/(кг·К).

Похибка вимірювань теплового потоку в інтервалі часу $\tau > 0,2$ не перевищувала 6%.

Отже, завдання полягало в порівнянні температури теплоносія на виході t_2 з ґрунтового теплообмінника та теплового потоку Q , розподілу середньої температури ґрунту з радіусом $r = 20-45$ мм від осі U-подібної трубки. Таким чином, середня температура в ґрунті t_{20} відповідає радіусу навколо теплообмінника $r = 20$ мм ... $t_{45} \Rightarrow r = 45$ мм, тобто

$$t_{20} = \frac{t'_{20} + t''_{20} + t^i_{20}}{i} \quad (3.7)$$

Температура теплоносія в моделі теплообмінника підтримувалась від 20 до 80 °С, масова витрата $G \approx 3,12 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Час нагріву з'єднаних трубопроводів не велике, і температура на вході теплообмінник t_1 досягала свого робочого значення 80 °С при $\tau = 0,04$ год до $t_1 = 54$ °С при $\tau = 0,9$ год до кінця експерименту.



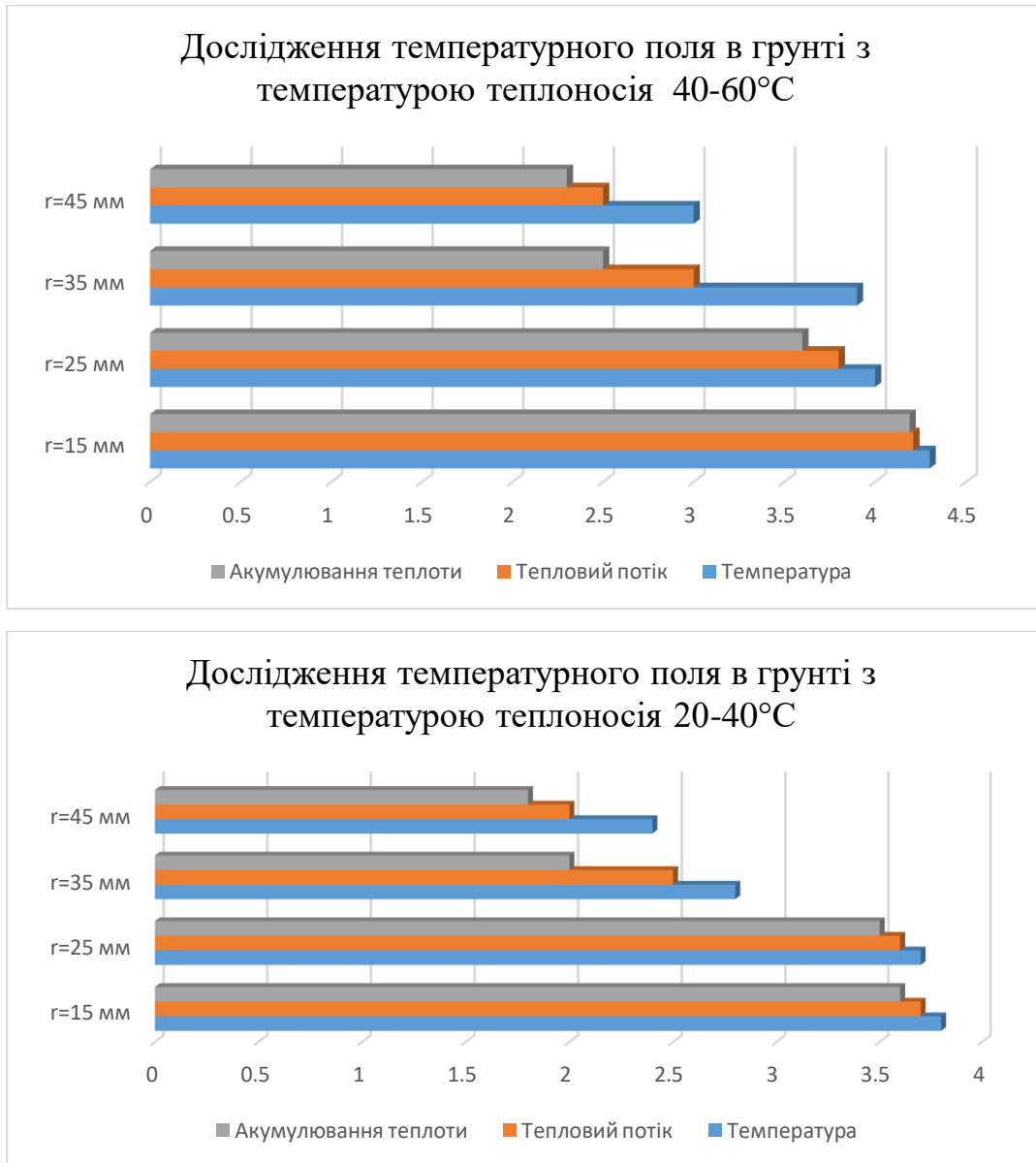


Рисунок 3.5 – Температурне поле навколо ґрунтового теплообмінника

З графіків видно, що тепло акумулюється при радіусі 15-35 мм, тобто зберігається до 4,5 год (температура 50-80 °С). Температурне поле в межах 20-50 °С в радіусі 35-45 мм тепло зберігається до 3,5 год. Зниження теплового потоку відбулося від 155 Вт до 35 Вт.

Згідно дослідних даних виконаємо перерахунок теплопродуктивності для конкретного ТН в 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.

$$Q_{mp} = 1,05 \cdot 0,044 \cdot 4,2 \cdot 7 = 1,35 \text{ кВт} \quad (3.)$$

Отже, для ТН з продуктивністю 10 кВт необхідно спроектувати 7 трубок.

Знайдемо площину поверхні нагріву, m^2 :

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

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

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:

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

Таким чином, для ТН продуктивністю 10 кВт вибираємо параметри ґрунтового теплообмінника: довжину трубки $4,4$ м з діаметром $0,097$ м.

Визначимо силу тяжіння корпусу теплообмінника у свердловині

$$F_m = mlg = 40,2 \cdot 6 \cdot 9,8 = 2366 \text{ H}$$

де m - маса теплообмінника, кг

Об'єм корпусу теплообмінника:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} \cdot 4,4 = 0,11 \text{ м}^3$$

Виштовхуюча сила:

$$F = V \rho g = 0,11 \cdot 1000 \cdot 9,8 = 11270 \text{ H} \quad (3.10)$$

З приведенного вище видно, що виштовхуюча сила (у випадку, якщо знехтувати тертям о ґрунт поверхні труби) перевищує силу тяжіння, тобто при зануренні труба спливає.

$$\Delta F = F - F_m = 11270 - 2366 = 8900 \text{ H} \quad (3.11)$$

Для того, щоб уникнути спливання труби, необхідно залити в трубу воду об'ємом:

$$\Delta V_2 \geq F_m / \rho g = 2366 / 1000 \cdot 9,8 \geq 22,54 \text{ м}^3 \quad (3.12)$$

У зв'язку з цим необхідний стовпчик води в корпусі свердловини для забезпечення її стійкості при зануренні:

$$h = \Delta V_2 / (\pi d^2 / 4) = 22,4 / (3,14 \cdot 0,18^2 / 4) = 11,2 \text{ м}. \quad (3.13)$$

Визначимо товщину стінки корпусу теплообмінника за умовами міцності:

$$S_{кор} \geq \frac{P_n D_{вн}}{2[\sigma]_{кор} \varphi - P_n} + C = \frac{0,32 \cdot 0,36}{2 \cdot 122,5 \cdot 0,8 - 0,32} + 0,004 \geq 0,006 \text{ м} \quad , (3.14)$$

де $[\sigma]_{кор} = 122,5$ МПа - номінальне допустиме напруження, приймається з довідника [17,24] в залежності від матеріалу виготовлення;

φ – коефіцієнт міцності, який враховує наявність в корпусі зварних швів і отворів;

C – поправка, яка знаходиться $C = C_1 + C_2 + C_3$

де C_1 – поправка на корозійне ущільнення,

C_2 – поправка на зтовщення металевого листа при штамповці,

C_3 – поправка на зміну товщини стінки корпуса при вигині, $C = 0,004$ м.

Товщина трубок теплообмінника визначається по формулі:

$$S_{то} = 0,393 K D_{то} \sqrt{\frac{P_6}{\varphi \sigma_{то}}} = 0,393 \cdot 0,9 \cdot 0,36 \sqrt{\frac{1,4}{0,435 \cdot 125,34}} = 0,008 \text{ м} \quad , (3.17)$$

де $\sigma_{то} = 123,23$ МПа- номінальне допустиме напруження;

$\varphi = 0,935 - 0,65 d_H/t$ – коефіцієнт міцності;

$D_{тд} = D_{вн}$ – розрахунковий діаметр трубної дошки, який відповідає внутрішньому діаметру корпуса теплообмінника

$K = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує спосіб закріплення трубної дошки.

Вибираємо трубну дошку, затиснуту між фланцями без наскріпних отворів

Таким чином, акумулювання теплоти в ґрунті буде підтримувати сталу температуру теплоносія в теплообміннику, який переміщується у випарник теплового насосу. Очевидно, підвищуючи теплопродуктивність ТН невеликою різницею температур між випарником та конденсатором.

3.4 Результати експериментальних досліджень режимів теплового насосу

На початку проведення лабораторний досліджень на стенді ТН (рис. 3.3) заливався теплоносієм (вода) (п.3 – рис.3.2), потім включали компресор, який

перекачував холодоагент, що призводило до охолодження випарника 7 та нагрівання конденсатора 6. Відповідно цього температура теплоносія буде змінюватися пропорційно кількості тепла (теплого потоку) від випарника до конденсатора. При відомій зміні температури у випарнику і конденсаторі можна визначити тепловий потік, який транспортується з випарника в конденсатор:

$$Q = mC\Delta t$$

де m – маса теплоносія, кг;

Δt – різниця температур середовища, К.

C – масова теплоємність теплоносія (4170 Дж/кг К);

Функції залежностей температурного поля можуть бути з достатньою точністю описані рівнянням другого порядку (3.30), тому коефіцієнти знаходяться методом найменших квадратів, суть якого полягає визначення коефіцієнтів регресії, які забезпечать мінімальну похибку

$$S = \sum_{k=1}^N \Delta_k^2 \quad (3.28)$$

$$\Delta_k = Y_k - Y \quad (3.29)$$

де Y_k – практичні результати;

Y – теоретичне значення функції

N – кількість дослідів

Звідси отримаємо рівняння другого порядку:

$$Y = \sum_{k=1}^N \left(Y_k - a_0 - \sum_{i=1}^3 a_i x_i - \sum_{i,j=1}^3 a_{ij} x_i x_j \right)^2 \quad (3.30)$$

Для того, щоб знайти невідомі коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, \dots, a_i, a_{11}, a_{12}, \dots, a_j, a_j$ приймаємо частні похідні вказаної суми з цими параметри к нулю (3.11). Виконав найпростіші перетворення, отримуємо систему з 10 рівнянь з 10 невідомими. Знайти невідомі коефіцієнти можна з використанням елементів матриці по

правилу Крамера.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial Y}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^3 \left(Y_k - a_0 - \sum_{i=1}^3 a_i x_i - \sum_{i=1}^3 a_{ij} x_i x_j \right) = 0 \\ \frac{\partial Y}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^3 \left(Y_k - a_0 - \sum_{i=1}^3 a_i x_i - \sum_{i=1}^3 a_{ij} x_i x_j \right) x_1 = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial Y}{\partial a_{33}} = -2 \sum_{i=1}^3 \left(Y_k - a_0 - \sum_{i=1}^3 a_i x_i - \sum_{i=1}^3 a_{ij} x_i x_j \right) x_3^2 = 0 \end{array} \right. \quad (3.31)$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} N \sum x_{1n} \sum x_{2n} \dots \sum x_{3n}^2 \\ \sum x_{1n} \sum x_{2n}^2 \sum x_{1n} x_{2n} \dots \sum x_{1n} x_{3n}^2 \\ \sum x_{2n} \sum x_{1n} x_{2n}^2 \sum x_{2n} \dots \sum x_{1n} x_{3n}^2 \\ \dots \\ \sum x_{3n} \sum x_{1n} x_{3n}^2 \sum x_{2n} x_{3n}^2 \dots \sum x_{3n}^4 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_Y = \begin{vmatrix} \sum Y_n \\ \sum x_{1n} Y_n \\ \sum x_{2n} Y_n \\ \dots \\ \sum x_{3n}^2 Y_n \end{vmatrix}$$

Отже, коефіцієнти знаходяться шляхом послідовної заміни кожного стовпця в матриці Δ вектором Δ_Y :

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{\Delta_1}{\Delta}; a_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta}; a_2 = \frac{\Delta_3}{\Delta}; a_3 = \frac{\Delta_4}{\Delta}; a_{12} = \frac{\Delta_5}{\Delta}; \\ a_{13} &= \frac{\Delta_6}{\Delta}; a_{23} = \frac{\Delta_4}{\Delta}; a_{11} = \frac{\Delta_8}{\Delta}; a_{22} = \frac{\Delta_9}{\Delta}; a_{33} = \frac{\Delta_{10}}{\Delta}. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Далі виконується перевірка відповідності отриманого регресійного рівняння реальному процесу

По критерію Кохрена перевіряється відтворюваність дослідів, при цьому визначається дисперсія:

$$S_n^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (Y_{In} - Y'_{In})^2 \quad (3.33)$$

де Y_n – середнє арифметичне кожного дослідів;

m – число повторностей;

n – номер дослідів.

Далі виділяємо найбільшу дисперсію та визначаємо її суму, тоді знаходиться наступне співвідношення:

$$G_{max} = \frac{S_{nmax}^2}{\sum_{n=1}^N S_n^2} \quad (3.34)$$

Далі визначаються табличні значення $G_{табл}$ для ступеней свободи $m = u_1 = 1$ та $u_2 = N$. Якщо G_{max} менше або дорівнює $G_{табл}$, то дослідів відтворюємі. Однак, для нашого випадку ця перевірка неприйнята, тому що не дотримується рівність чисел повторних дослідів у всіх експериментальних точках. Тому необхідно користуватись середньозваженим значенням дисперсій, взятих з урахуванням ступені свободи (критерій Бартлера):

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_{n=1}^N f_n S_n^2}{\sum_{n=1}^N f_n} \quad (3.35)$$

де S_n – дисперсія n – го дослідів;

f_n – число ступенів свободи n – го дослідів ($f=m-1$).

Значимість коефіцієнтів визначалась по критерію Стьюдента

$$t = \frac{a_t}{\sqrt{S_{ai}^2}} \quad (3.36)$$

де S_{ai}^2 – дисперсія коефіцієнтів

$$S_{ai}^2 = \frac{S_{(y)}^2}{N} \quad (3.37)$$

де $S_{(y)}^2$ – загальна дисперсія

$$S_{(y)}^2 = \frac{\sum_{q=1}^N \sum_{i=1}^m (Y_{iq} - Y')^2}{N(m-1)} \quad (3.38)$$

Адекватність моделі визначалась по критерію Фішера та порівнюється з табличним значенням. Якщо розрахункова значення менше за табличне при критерії Стюдента 0,05, то модель адекватна.

Таким чином, отримали рівняння регресії:

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

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.

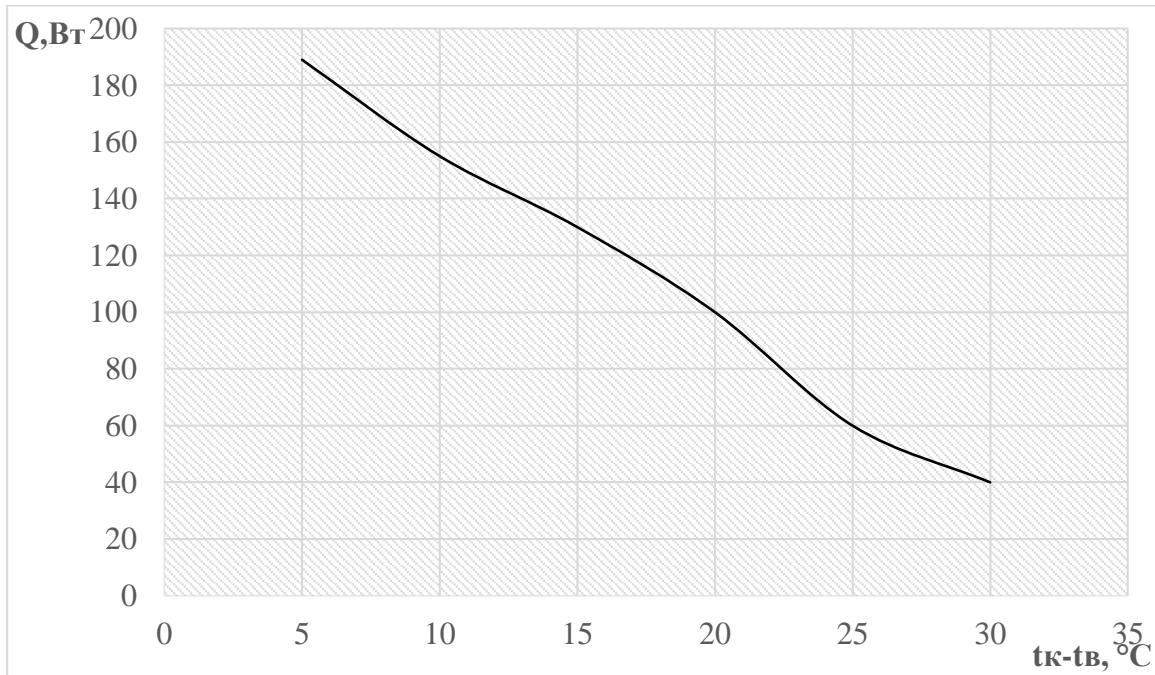
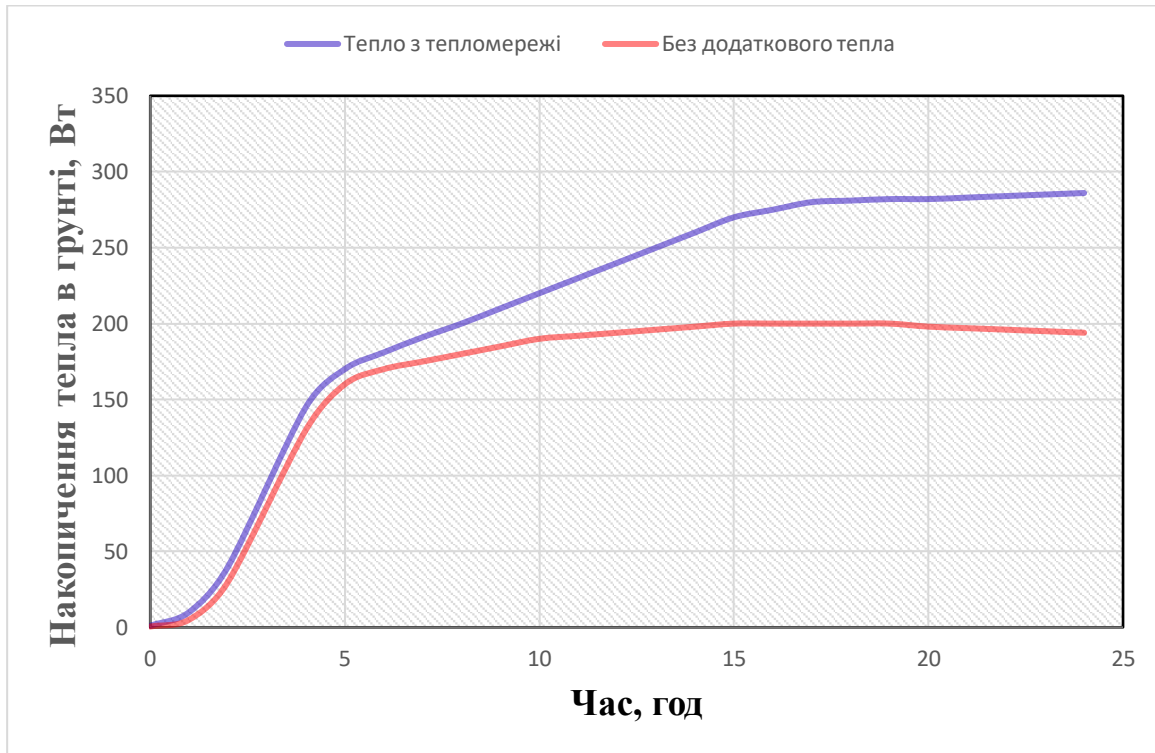


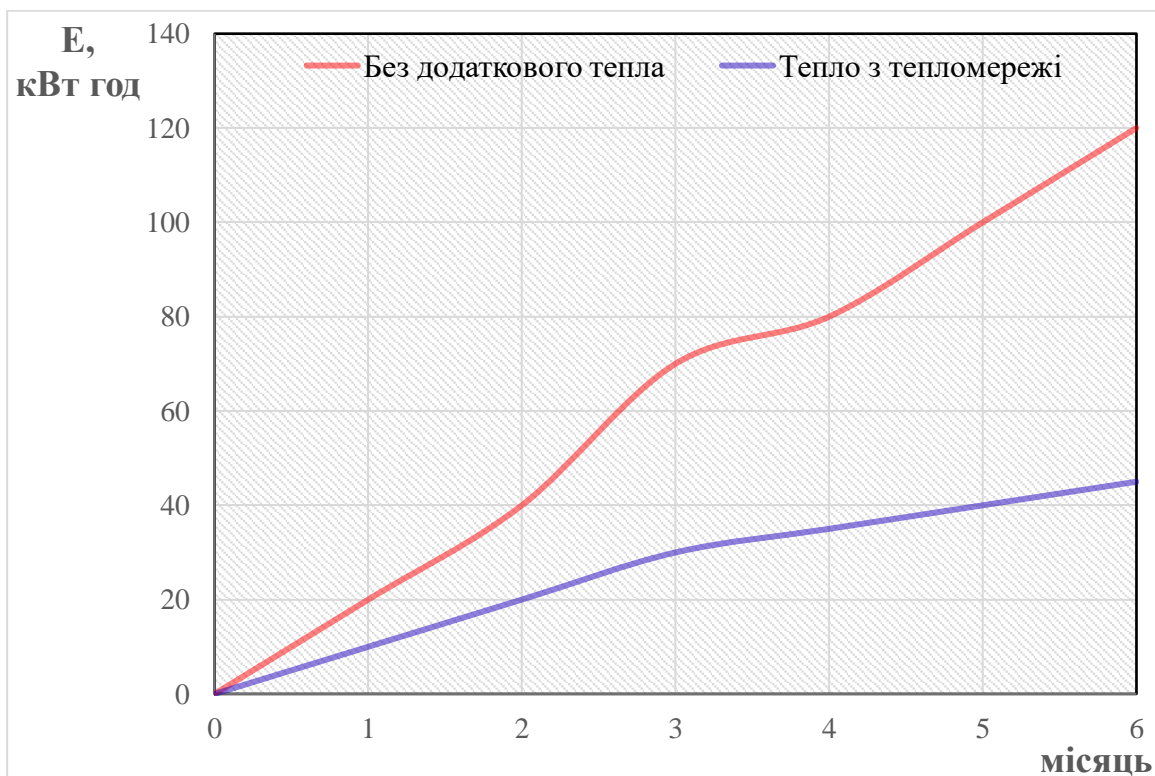
Рисунок 3.6 – Залежність теплопродуктивності ТН від різниці температур в конденсаторі і випарнику

В результаті експериментів, як видно з графіку, спостерігаємо зниження теплопродуктивності теплового насосу із збільшенням різниці температур між конденсатором і випарником. Отже, оптимальна різниця температур спостерігається до 20 °C. Таким чином, для ефективності використання ТН необхідно підтримувати температури в ґрунті, щоб різниця температур між випарником і конденсатором зберігалася до 20 °C. Очевидно, для цього є необхідністю відбирати тепло від тепломережі та подавати в ґрунтовий теплообмінник, і таким чином відбудеться накопичення тепла в ґрунті (рис. 3.6)

На рисунку 3.7 приведена порівняльна характеристика теплового потоку з додатковим джерелом тепла і без. Так можна стверджувати, що використання тепла з тепломережі є доцільним, очевидно, навіть споживання електроенергії скорочується в 2 рази.



а) тепловий потік



б) споживання електроенергії

Рисунок 3.7 – Порівняльна характеристика накопичення тепла

Виконаємо обробку експериментальних даних, на виявлення вірогідності сталої при різниці температур 5-35 °С. Знайдемо сталу вірогідність з формули 3.5. для підвищення теплопродуктивності ТН:

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

Отже, на рис. 3.7 графічно зображено динаміка зміни теплопродуктивності ТН.

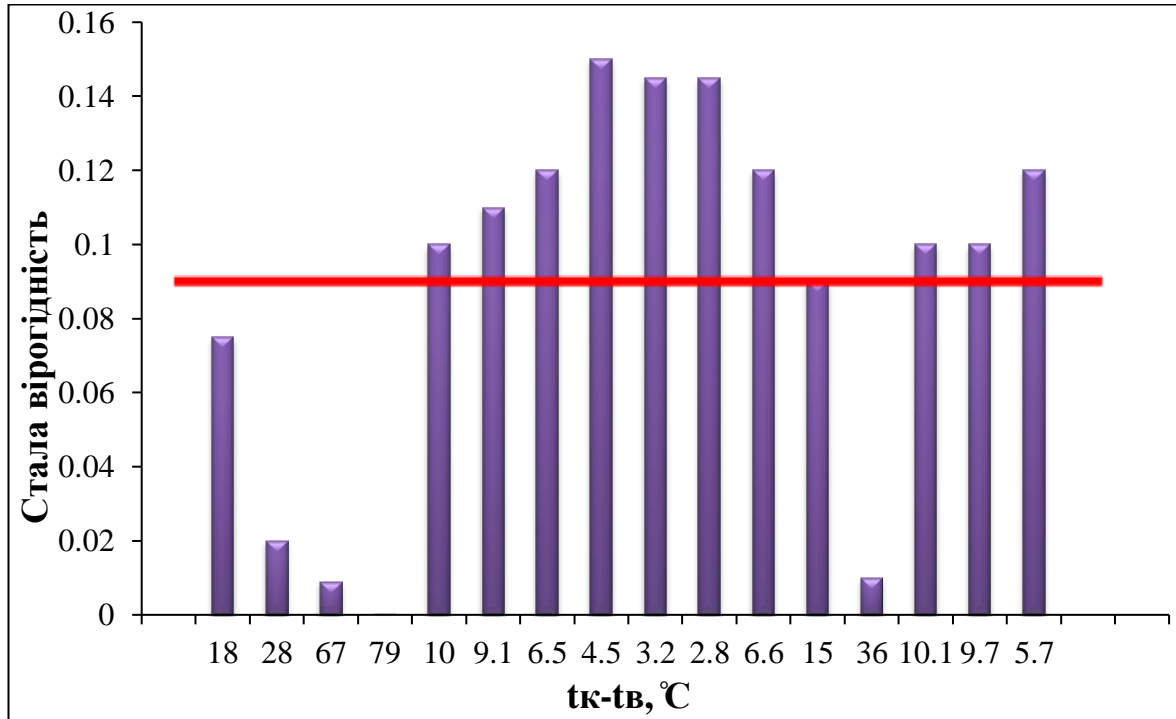


Рисунок 3.7 – Динаміка зміни різниці температур у випарнику та конденсаторі.

Стала вірогідність з рахунком акумуляції теплоти в ґрунті, тобто теплового потоку:

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

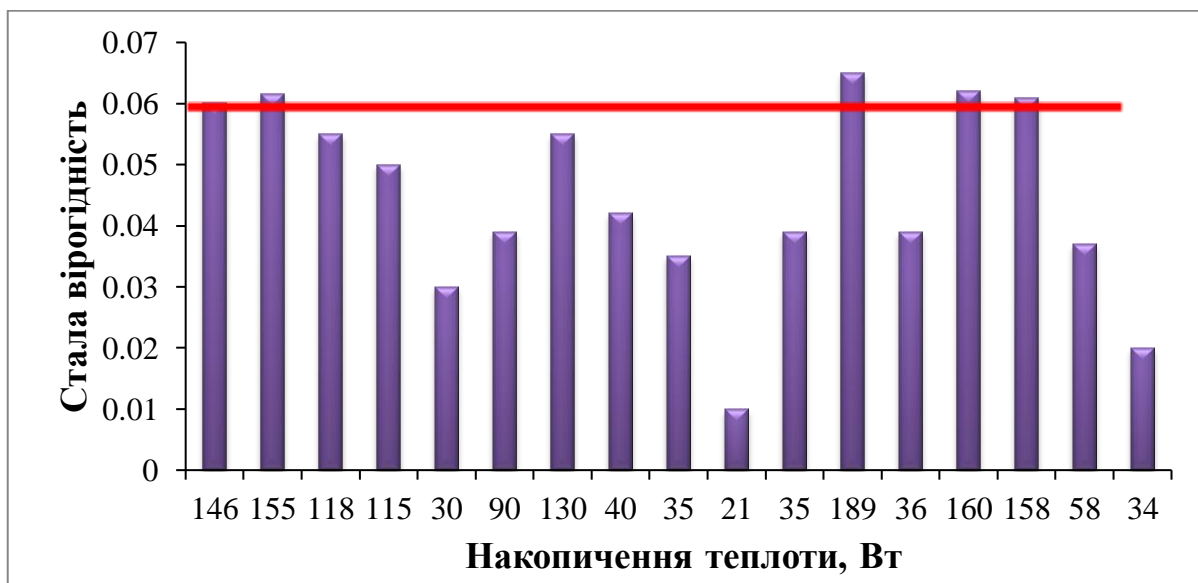


Рисунок 3.8 - Динаміка зміни акумулювання тепла в ґрунті

В результаті експериментальних випробувань з вірогідністю 0,06 спостерігаємо, що тепло почне накопичуватись від 146 Вт (рис.3.8). Таким чином, аналізуючи отримані результати, можна стверджувати, що тепло в ґрунті накопчуватиметься при різниці температур в конденсаторі і випарнику до 15°C (рис.3.7).

При випробуваннях стенду вимірювання проводились з інтервалом в 2 хвилини. Що дозволило спостерігати в динаміці зміну тиску і температури холодоагенту в випарнику і конденсаторі, зміну температури середовищ та спожитої електроенергії компресором.

$$E = Q_k C_{me} W_k C_{ee} \quad (3.)$$

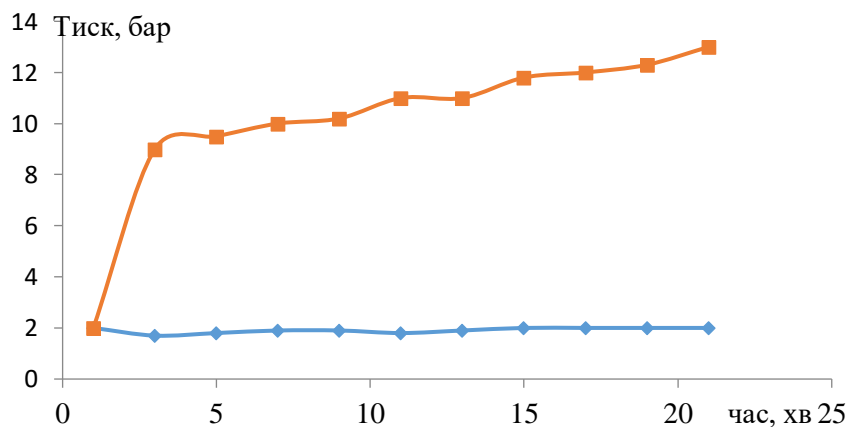
де Q_k – тепло, яке передається від конденсатора до випарника, кВт;

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

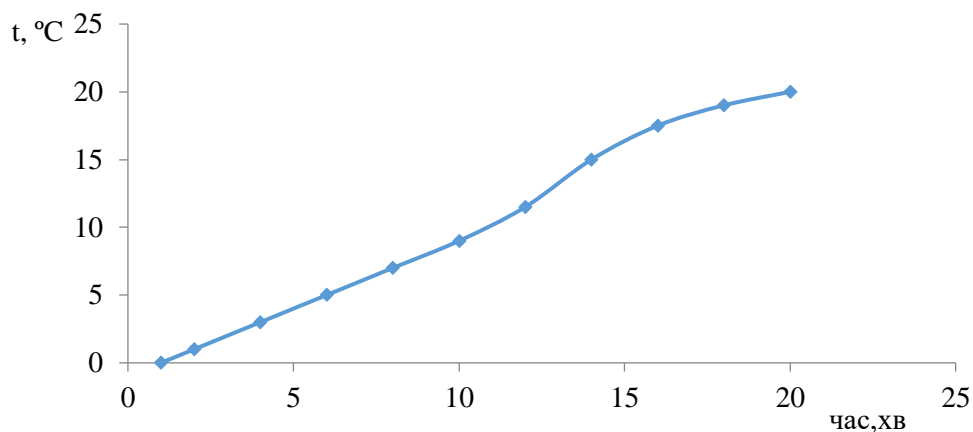
W_k – кількість електроенергії, витраченої на роботу компресора ТН, кВт год;

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

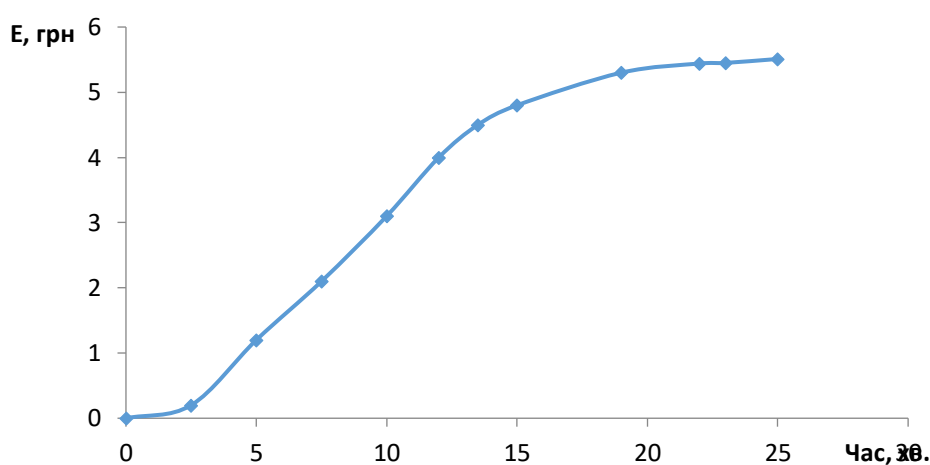
Графіки зміни основних величин за 20-хвилинний цикл роботи стенду наведено на рис. 3.4



а)



б)



в)

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

При випробуваннях на лабораторному стенді була досягнута економічна ефективність у розмірі 5,46 грн. протягом 20 хвилин, що в перерахунку на добовий часовий інтервал складе 393,12 грн.

Висновки

1. Виконані дослідження на лабораторному комплексі TN.002 RBE з програмним модулем, який дозволяє отримати залежність температурних режимів в ТН та в ґрунті.
2. В результаті дослідів, спостерігалось накопичення тепла в радіусі 15-35 мм до 4,5 год, а в радіусі 35-45 мм – до 3,5 год. Зниження теплового потоку відбулося від 155 Вт до 35 Вт.

3. Таким чином, для ТН продуктивністю 10 кВт вибираємо параметри ґрунтового теплообмінника: довжину трубки 4,4 м з діаметром 0,097 м.
4. В результаті експериментів, спостерігається зниження теплопродуктивності теплового насосу із збільшенням різниці температур між конденсатором і випарником. Отже, оптимальна різниця температур спостерігається до 15 °С.
5. Таким чином, для ефективності використання ТН необхідно підтримувати температури в ґрунті, щоб різниця температур між випарником і конденсатором зберігалася до 15 °С. Очевидно, для цього є необхідністю відбирати тепло від тепломережі та подавати в ґрунтовий теплообмінник.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Організація охорони праці на підприємстві

Керівник несе відповідальність за стан охорони праці на підприємстві.

Відповідальність за охорону праці в заводському виробництві несе головний агроном за дорученням керівника підприємства або головний інженер, якщо на підприємстві відсутній керівник служби охорони праці.

Типове положення про навчання та управління охороною праці в сільськогосподарських підприємствах визначає порядок та види навчання робітників і службовців з питань охорони праці.

Необхідно провести наступне навчання з питань охорони праці та промислової безпеки

Вступний інструктаж для працівників Інструктаж реєструється в журналі реєстрації інструктажів з охорони праці. Перший інструктаж на робочому місці повинні проходити всі без винятку нові працівники. Керівник виробництва або керівник робочого місця повинен провести індивідуальний первинний інструктаж з кожним працівником.

Наступний брифінг має бути проведений не пізніше, ніж через шість місяців після першого брифінгу. Це також повинно бути зазначено в буклеті з техніки безпеки.

Позапланове навчання з охорони праці організовується лише у разі зміни виробничого процесу, впровадження нового обладнання або нещасного випадку на виробництві. Крім того, не проводяться регулярні інструктажі при запровадженні нових стандартів охорони праці та безпеки життєдіяльності. Позаплановий інструктаж також фіксується в журналі реєстрації інструктажів з охорони праці.

Відповідні працівники інформуються лише тоді, коли вони займаються небезпечними видами діяльності. Проведення інструктажів з техніки безпеки реєструється в журналі реєстрації інструктажів з техніки безпеки, але дозвіл на виконання робіт підвищеної небезпеки не надається.

Колективні договори фермерських господарств включають положення щодо підвищення рівня охорони праці.

Оскільки профспілки на фермах відсутні, державне управління охороною праці здійснюється представниками працівників.

Є знаки та повідомлення, деякі з яких потребують оновлення. Офісу немає, але робоче місце регулярно оновлюється.

Стан виробничої санітарії задовільний. Працівники мають доступ до роздягалень, спецодягу, душових та туалетів.

Всі заходи з охорони праці та техніки безпеки фінансуються за рахунок компанії. Матеріальні витрати для працівників відсутні.

Вся діяльність з охорони праці в сільському господарстві здійснюється відповідно до «Положення про організацію роботи з охорони праці на підприємствах, в організаціях та установах агропромислового комплексу України».

Всі співробітники і представники компанії повинні виконувати вказівки інженера з техніки безпеки.

Відповідальний за охорону праці (інженер) має право

- Забороняти працювати на тракторах, комбайнах, машинах, обладнанні та інструментах; при виникненні загрози життю або здоров'ю працівників або небезпеки виникнення аварії чи пожежі негайно повідомити про це керівництво підприємства або начальника дільниці і припинити виробництво, будівництво, навантаження тощо.
- Відстороняти від виконання обов'язків і доповідати керівництву або начальнику дільниці особу, яка грубо порушує правила, інструкції та положення з охорони праці, техніки безпеки та протипожежної профілактики на робочому місці.
- Уповноважити керівництво застосовувати санкції або притягати до відповідальності будь-яку особу, яка порушує правила, інструкції та положення з охорони здоров'я та безпеки праці.

4.2. Вимоги безпеки праці при роботі з тепловими установками

4.2.1. Загальні положення.

Природні та перероблені пари широко використовуються в промисловості та побуті, що вимагає дотримання відповідних норм і стандартів безпеки. Тепло використовуюче обладнання, на якому здійснюється подача, регулювання та облік енергії, відноситься до обладнання підвищеної небезпеки і потребує особливої уваги при його експлуатації.

Експлуатація установок тепlopостачання в житлових будинках, громадських будівлях, на об'єктах промислового і сільськогосподарського виробництва та виробничого обслуговування дозволяється за наявності затверджених місць розташування, технічних планів установок і об'єктів тепlopостачання, інструкцій та експлуатаційних документів з безпечного користування, планів виявлення і ліквідації можливих аварій, підготовки персоналу і кваліфікованих працівників та документів про проведення випробувань.

4.2.2 Вимоги безпеки праці перед початком роботи

За наявності на підприємстві теплового господарства відповідальність за введення в експлуатацію нової теплової установки (пусконаладжувальні роботи) покладається на теплове господарство підприємства.

Компанія повинна повідомити перевізника ЗПГ щонайменше за п'ять днів до дати введення в експлуатацію.

Однак, оскільки компанія не має власної теплової служби, газ відпускається спеціальною службою СПГ, як це узгоджено в контрактах.

Відповідальність за виконання цих заходів покладено на адміністрацію.

Ремонт теплових приладів, теплопроводів і теплового обладнання дозволяється проводити тільки особам, які досягли 18-річного віку, пройшли відповідний медичний огляд, навчання та перевірку знань.

4.2.3 Вимоги безпеки праці в процесі виконання роботи.

Оператори теплових установок повинні регулярно проходити перевірку на безпеку один раз на рік, а технічні працівники/інженери - кожні три роки.

Приміщення теплових установок повинні бути обладнані акустичними та візуальними сигналізаторами або спеціальною автоматичною сигналізацією про витоки газу, а також припливно-витяжною системою і аварійною вентиляцією.

У приміщеннях з теплови приладами під час їх експлуатації **не допускаються:**

- тимчасові електричні з'єднання.
- установлювати тимчасові електричні мережі та прокладати електричні кабелі безпосередньо на горючих поверхнях.
- прокладати тимчасові електричні мережі або експлуатувати електрообладнання безпосередньо на горючих поверхнях.
- не використовуйте механічно пошкоджене електрообладнання.
- заблокувати доступ до вогнегасників.
- куріння, використання легкозаймистих рідин.
- вогневі, зварювальні та інші роботи можуть проводитися тільки за спеціальним дозволом.
- проведення зварювальних або інших робіт без спеціального дозволу.
- експлуатація лабораторного або електричного обладнання без інструктажу інструктора.
- блокування шляхів евакуації або виходів.

4.2.4 Вимоги безпеки праці в аварійних ситуаціях.

Ремонт несправного тепло приладу слід проводити тільки після відключення. Робочі зони повинні бути огорожені та захищені. У небезпечних зонах під час роботи в протигазах повинні знаходитися не менше двох працівників, а на пожежах повинні бути передбачені засоби захисту.

Приміщення з тепловими приладами повинні бути обладнані вогнегасниками, піскоуловлювачами та протипожежними перегородками.

Меблі та обладнання повинні бути розставлені так, щоб до виходу залишався вільний прохід (шириною не менше 1 м). Евакуаційні шляхи та виходи повинні бути завжди відкритими та безперешкодними.

На випадок аварійних та пожежних ситуацій, надзвичайних подій:

- повідомте пожежну охорону за телефоном 101, а при необхідності - аварійну службу газу за телефоном 104. Назвіть адресу, кількість квартир, місце виникнення пожежі, наявність людей та їх прізвище.
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей.
- повідомити про пожежу керівництво та черговий персонал (за наявності).
- при необхідності вимкнути електричні щити та вентиляційні системи.
- приступити до гасіння пожежі наявними засобами пожежогасіння.
- домовтеся про зустріч з пожежною командою і надайте консультації та іншу допомогу в гасінні пожежі.

4.2.5 Вимоги безпеки праці по закінченню робіт

Закінчення введення в експлуатацію теплової установки фіксується в робочій інструкції з експлуатації теплової установки, яка додається до технічної та проектної документації на установку і зберігається разом з нею.

Після закінчення робіт робоча інструкція доводиться до відома особи, відповідальної за пожежну безпеку на об'єкті.

Після завершення робіт оператор повинен:

- оглянути приміщення, щоб переконатися у відсутності невідповідностей, що призводять до дефектів, які можуть призвести до пожежі.
- вимкнути всі прилади та обладнання (крім електроустановок).
- вимкнути електроприлади та системи (крім тих, що є технічно необхідними).

ВИСНОВКИ

Для підвищення безпеки праці слід враховувати наступне:

- усі планові, позапланові та позачергові інструктажі мають проводитися своєчасно та протоколюватися.

- забезпечити працівників необхідними засобами індивідуального захисту та спецодягом.
- переконайтеся, що під час роботи використовуються лише ретельно розроблені машини та інструменти, які відповідають вимогам безпеки.
- надати операторам інструкції з техніки безпеки в залежності від характеру роботи.
- не допускається працювати зіпсованим інструментом.
- провести навчання та перепідготовку операторів з техніки безпеки.
- своєчасне технічне навчання та перепідготовка з техніки безпеки.
- періодично оновлювати кімнату (куточок) охорони праці.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

В рамках заходів з удосконалення опалення приміщень з використанням теплових насосів досліджується можливість використання теплообмінних рідин для підвищення ефективності системи опалення. Крім того, були досліджені параметри, що впливають на раціональне використання ТНУ. За додаткові кошти було придбано нове обладнання. Тому основними техніко-економічними показниками проекту є річний економічний ефект та термін окупності.

Визначення експлуатаційних витрат теплових насосів: заробітна плата з урахуванням регуляризації визначається за формулою:

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

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:

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

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

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

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

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

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

Підстановка цих значень у формулу (6.1) дає річний фонд оплати праці:

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

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

Амортизація обладнання розраховується за наступною формулою:

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

де B – балансова вартість обладнання (інвестиційна вартість), грн. (для опалювального варіанту $B^{\bar{b}} = 140\,000$ грн., для теплового насосу $B^{np} = 243\,000$ грн.);

H_A – норма 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 1м^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:

$$C_{in} = (Z + A + P_o + C_{zn} + E) \cdot 0,03$$

$$Z_{in}^{\bar{o}} = (26598 + 21000 + 735 + 39597 + 332100) \cdot 0,03 = 12600,9 \text{ грн}$$

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

(5.7)

Загальні витрати визначаються як сума всіх витрат, перерахованих вище:

$$Z_{zag} = Z + A + P_o + C_{zn} + E + Z_{in},$$

$$Z_{zag}^{\bar{o}} = 26598 + 21000 + 735 + 39597 + 332100 + 12600,9 = 432630,9 \text{ грн.}$$

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

(5.8)

Визначити економічну доцільність проекту, тобто рівень експлуатаційних витрат на одиницю робіт:

$$Z_{од} = \frac{Z_{zag}}{n} \quad (6.9)$$

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

$$Z_{од}^{\bar{o}} = \frac{432630,09}{20} = 21631,5 \text{ грн}$$

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

Величина капітальних інвестицій на одиницю праці:

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

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

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

(5.10)

Витрати на одиницю робіт визначаються за наступною формулою:

$$ЗП = З_{од} + 0,15 \cdot KB$$

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

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

(5.11)

Загальна вартість одиниці робіт розраховується наступним чином:

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

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

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

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

Річний економічний ефект визначається за наступною формулою:

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

(5.13)

Термін окупності додаткових інвестицій розраховується за наступною формулою:

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

Основні результати розрахунку наведені в таблиці 5.1 нижче.

Аналіз наведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що впровадження заходів з використання теплого насоса для опалення приміщень реалізується за рахунок рекуперації тепла. Річний економічний ефект складає 17605,85 грн. при терміні окупності додаткових капітальних витрат 5,6 років. Це непогані показники.

Висновки

1. У цьому розділі ми розраховали річні експлуатаційні витрати, амортизацію, витрати на технічне обслуговування та перевірку, річні витрати на електроенергію, річну прибутковість та термін окупності.

2. Можна зробити висновок, що використання установки є досить рентабельним, незважаючи на її високу ціну, оскільки допомагає економити кошти на альтернативних джерелах енергії.

Таблиця 5.1 Економічна ефективність використання ТНУ

Показник	Використання електрокалориферів	Використання теплового насосу	Економічна доцільність використання ТНУ	
			+,-	%
Енергоспоживання, кВт	2110	522,5	-1587,5	75
Витрати на придбання приладдя, тис. грн.	140	243	103	173,6
Затрати на одиницю роботи, тис. грн.	22,682	6,676	-16,005	29,4
Затрати на опалення (в середньому), тис. грн.	332	83	249	75
Амортизація на обладнання, тис. грн.	21	36,45	15,45	173,6
Загальні витрати, тис. грн..	515,682	286,126	-229,556	55,48
Річний економічний ефект, тис. грн.			17,606	
Строк окупності, роки.			5,6	

Висновки

1. Виконано аналіз використання теплонасосних установок в низки Європейських країн значно має великий попит ніж в Україні.
2. Виконано аналіз використання ТН по галузям: харчова промисловість - в схемах сушіння овочів, фруктів, комбікормів, зерна та інших сільськогосподарських культур; в технології пастеризації та охолодження молока; в ковбасному виробництві; в рибористві; рослинництві.
3. Очевидно, що системах теплопостачання котельні з'єднують для догріву теплоносія з тепловими насосами. Тому пропонується дослідження теплонасоса з впровадженням додаткового тепла з тепломережі для підтримки температури теплоносія.
4. В результаті обчислень за рахунок відбору додаткового тепла збільшується теплопродуктивність ТН до 323 кДж/кг, що дозволяє

заощадити 7 кВт год., тобто до споживача теплоносій потрапляє з температурою 71 °С до 323 кДж/кг.

5. Розроблено модель ґрунтового теплообмінника та розповсюдження тепла навколо нього. В результаті чого, спостерігається тепло, яке акумулюється навколо свердловини від від 15 до 17,5 °С. Очевидно, завдяки цьому температурному полю підвищиться теплопродуктивність ТН.
6. Виконані дослідження на лабораторному комплексі TN.002 RBE з програмним модулем, який дозволяє отримати залежність температурних режимів в ТН та в ґрунті. Очевидно, що різниця температур теплоносія між випарником та ґрунтовим теплообмінником також дає позитивний результат для підвищення ефективності ТН.
7. Проводились дослідження температурного поля на лабораторному стенді, спостерігалось акумулювання тепла в радіусі 15-35 мм до 4,5 год, та в радіусі 35-45 мм – до 3,5 год. Таким чином, для ТН продуктивністю 10 кВт вибираємо параметри ґрунтового теплообмінника: довжину трубки 4,4 м з діаметром 0,097 м.
8. В результаті експериментів, спостерігається зниження теплопродуктивності теплового насосу із збільшенням різниці температур між конденсатором і випарником. Отже, оптимальна різниця температур спостерігається до 15 °С. Очевидно, для цього є необхідністю відбирати тепло від тепломережі та подавати в ґрунтовий теплообмінник.
9. З метою покращення стану охорони праці з обладнанням та уникненням травмонезбезпечних ситуацій нами розроблені правила охорони праці при роботі з тепловим насосом
10. Річний економічний ефект складає 17605,85 грн., при цьому строк окупності додаткових капітальних витрат складає 5,6 років. Що є непоганими показниками.

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. Андрющенко А.И. Сравнительная эффективность применения тепловых насосов для централизованного теплоснабжения / А.И. Андрющенко // Промышленная энергетика. 1997. № 6. С. 2 - 4.
4. Безродний М.К., Т.В. Дранік. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем кондиціювання повітря. Наукові вісті КПП. 2012. № 6. С. 23 - 28.
5. Ратушняк Г. С. Енергозберігаючі відновлювальні джерела тепlopостачання: навчальний посібник. В.В. Джеджула, К. В. Анохіна. Вінниця: ВНТУ. 2010. 170 с
6. Васильев Г.П., Н. В. Шилкин Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных установках. АВОК. 2003. № 2. С.52-60.
7. Васильев Г.П. Теплонасосные системы теплосбережения (ТСТ) для потребителей тепловой энергии в сельской местности. Теплоэнергетика. 1997. № 4. С. 24-27.
8. Данилов В. В. Повышение эффективности системы централизованного теплоснабжения на основе применения технологии тепловых насосов / В. Д. Данилов // Энергосбережение и водоподготовка. 2000. № 2. С. 5-14.
9. Використання низькотемпературного тепла землі води і повітря [Електронний ресурс]. <http://ua-referat.com>. икористання низькотемпературного тепла землі води і повітря.

10. Низькопотенційна енергетика: навчальний посібник. А.О. Редько та ін.; Під ред. академіка НАНУ А. А. Долинського. Харків: ТОВ "Друкарня Мадрид", 2016. 412 с.

11. 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.

12. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. 272 с.

13. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.

14. Пустовалов Ю. В. Экономические вопросы развития теплонасосных станций / Ю.В. Пустовалов // Теплоэнергетика. 1986. № 3. С.24-28.

15. Тепловые насосы: Информационно-методическое пособие для интересующихся проблемой использования тепловых насосов/ А.С. Слепокуров, С.А. Слепокуров, А.Л. Костенев – Симферополь: Таврический региональный центр инновационного развития, Южный институт интеллектуальной собственности, 2010. 57 с.

16. 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.

17. 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.

18. Новожилов Ю.Н. Применение тепловых насосов в схемах теплоснабжения. Ю.Н. Новожилов. Промышленная энергетика. 2006. № 5. С. 24-25.

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

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

21. 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.