

Дніпровський державний аграрно-економічний університет  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра інжинірингу технічних систем

**Пояснювальна записка**  
до дипломної роботи  
освітньо-кваліфікаційного рівня "Магістр"  
на тему:  
**Підвищення ефективності геотермальної вентиляції тваринницьких приміщень**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МГАІ-1-22  
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

\_\_\_\_\_ Єнгоян Михайло Арменович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Алієв Ельчин Бахтияр огли

**Рецензент:** \_\_\_\_\_ Луц Павло Михайлович

Дніпро, 2023

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем  
Освітній ступінь: «Магістр»  
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

доцент

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«9» листопада 2023 р.

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

Єнгояну Михайлу Арменовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності геотермальної вентиляції тваринницьких приміщень

керівник роботи Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, старший дослідник

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«9» листопада 2023 року № 3422

2. Строк подання студентом роботи \_\_\_\_\_.

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації тваринництва та існуючих технічних засобів для забезпечення мікроклімату. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання та вибір напрямків досліджень. 2. Теоретичні дослідження геотермальної вентиляції тваринницьких приміщень. 3. Програма і методика проведення експериментальних досліджень. 4. Результати експериментальних досліджень. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність застосування комплексу обладнання геотермальної вентиляції. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Стан питання та вибір напрямків досліджень (1 аркуш, А4). 3. Теоретичні дослідження геотермальної вентиляції (2 аркушів, А4). 4. Експериментальні дослідження (3 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
2	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
3	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
4	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
5	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
6	Алієв Е. Б., професор	09.11.2023	08.12.2023
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	09.11.2023	08.12.2023

7. Дата видачі завдання: \_\_\_\_\_.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	09.11-10.11.23	виконано
2	Теоретичний	13.11-15.11.23	виконано
3	Експериментальний	16.11-17.11.23	виконано
4	Охорона праці	20.11-22.11.23	виконано
5	Економічний	23.11-28.11.23	виконано
6	Демонстраційна частина	01.12-04.12.23	виконано

Студент

\_\_\_\_\_

( підпис )

Єнгоян М. А.

\_\_\_\_\_

( прізвище та ініціали )

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

( підпис )

Алієв Е. Б.

\_\_\_\_\_

( прізвище та ініціали )



Єнгоян М. А. Підвищення ефективності геотермальної вентиляції тваринницьких приміщень. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2023.

В першому розділі приведено аналіз роботи та класифікація пристроїв для вилучення термічної енергії поверхневих шарів ґрунту. Другий розділ включає в себе питання теоретичного обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів ґрунтового теплообмінника. Третій розділ присвячено програмі та методиці експериментальних досліджень. В четвертому розділі приведено результати експериментальних досліджень ґрунтового теплообмінника та обґрунтовано параметри його роботи. Частина з охорони праці, розглядає питання по удосконаленню організаційної та технічної сторони охорони праці при роботі на розробленій машині. В розділі 6 приведена техніко-економічна оцінка та показана економічна доцільність прийнятих рішень.

**Ключові слова:** тваринницьке приміщення, мікроклімат, вентиляція, енергія ґранту, ефективність, фактор досліджень, параметри

## ЗМІСТ

Вступ .....	8
<b>1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ .....</b>	<b>9</b>
1.1 Аналіз інформаційних досліджень та класифікація пристроїв для вилучення термічної енергії поверхневих шарів ґрунту .....	9
1.2 Технічні засоби для використання термічної енергії поверхневих шарів ґрунту .....	14
1.3 Висновки з розділу.....	23
1.4 Мета і завдання досліджень .....	24
<b>2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ .....</b>	<b>25</b>
2.1 Розрахунок теплообміну .....	25
2.2 Теплообмін між трубою і ґрунтом .....	29
2.3 Теплообмін в ГТВ .....	30
2.4 Температура повітря в трубі .....	32
2.5 Утилізація тепла від вентилятора .....	32
2.6 Регулювання розрахункової моделі .....	34
2.7 Розрахунок теплового балансу .....	35
2.8 Висновки з розділу.....	39
<b>3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....</b>	<b>40</b>
3.1 Програма досліджень.....	40
3.2 Опис експериментальної установки .....	40
3.3 Методика досліджень .....	44
<b>4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....</b>	<b>47</b>
4.1 Результати обробки даних .....	47
4.2 Математична модель .....	50
4.3 Висновки з розділу.....	53

5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ .....	54
5.1	Вимоги до мікроклімату виробничих приміщень .....	54
5.2	Вимоги безпеки праці при експлуатації ґрунтового теплообмінника .....	56
5.3	Висновки з розділу.....	59
6	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКТУ ОБЛАДНАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ .....	60
6.1	Вихідні дані.....	60
6.2	Методика розрахунку .....	60
6.3	Результати розрахунку .....	62
6.4	Висновки з розділу.....	65
	ВИСНОВКИ .....	66
	БІБЛІОГРАФІЯ .....	68

## Вступ

Для забезпечення оптимального мікроклімату в приміщеннях для тварин потрібно великою кількістю теплової та електричної енергії, що призводить до значних фінансових витрат, які становлять до 15% від усіх витрат виробників. Зростаюча вартість енергоносіїв робить цю ситуацію ще складнішою і підсилює проблему впровадження енергозберігаючих технологій. Це також актуалізує питання про зниження споживання енергії на одиницю продукції в галузі тваринництва в національному господарстві.

Гіпотеза полягає у тому, що використання теплової енергії поверхневих шарів ґрунту для забезпечення оптимального мікроклімату тваринницьких приміщень буде економічно доцільним і знизить питомі енерговитрати на виробництво продукції тваринництва та, в кінцевому випадку, зменшить собівартість продукції тваринництва.

В якості поновлюваного джерела термічної енергії для підігрівання та кондиціонування припливного повітря при забезпеченні нормативних параметрів мікроклімату тваринницьких та птахівницьких приміщень можливо використовувати тепло, яке акумулюється в ґрунті за теплий період року від сонця та радіогенної енергії надр землі.

Для відбору геотермальної енергії та перетворення її в потрібному вигляді (нагріванні чи охолодженні) використовують геотермальні теплообмінники.

Потенціал геотермальної енергії на глибині 10-100 м більший, ніж в поверхневому шарі ґрунту глибиною до 2-4 м, оскільки температура на глибині більше 10 м стабільна на протязі року і складає 11-12 °С без річних коливань.

Геотермальну систему вентиляції (ГТВ) з повітряним теплоносієм використовують в основному у виробничих сільськогосподарських приміщеннях. Їх обладнують підземними повітряними теплообмінниками.



## 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМКІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1 Аналіз інформаційних досліджень та класифікація пристроїв для вилучення термічної енергії поверхневих шарів ґрунту

Аналіз сучасних джерел інформації, як вітчизняних, так і іноземних, дозволяє чітко визначити, які технічні засоби є більш доцільними для використання та виробництва енергії, яка отримується з поверхневих шарів ґрунту. Низькопотенційне тепло Землі може бути використане у різних типах будівель та споруд різними способами, такими як опалення, надання гарячої води, кондиціонування (охолодження) повітря, обігрів доріжок взимку, запобігання обледенінню, підігрів полів на відкритих стадіонах і т.д. У технічній літературі англомовних країн такі системи часто позначаються як "GHP" (геотермальні теплові насоси) [1, 2].

Кліматичні умови країн Центральної і Північної Європи, а також США і Канади, які є головними регіонами використання низькопотенційного тепла Землі, головним чином визначають потребу в опаленні. У цих регіонах, навіть влітку, попит на охолодження повітря відносно невеликий. Тому, на відміну від США, теплові насоси в європейських країнах переважно використовуються для опалення. У США теплові насоси частіше використовуються у системах повітряного опалення, які поєднують опалення і вентиляцію, що дозволяє як підігрівати, так і охолоджувати зовнішнє повітря. У європейських країнах теплові насоси зазвичай застосовуються в системах водяного опалення. Оскільки ефективність теплових насосів збільшується при зменшенні різниці температур між випарником і конденсатором, часто для опалення будівель використовуються системи підлогового опалення, в яких теплоносій циркулює при низькій температурі (35 – 40 °C) [3, 4, 5].

За останні десять років кількість систем, які використовують низькопотенційне тепло Землі за допомогою теплових насосів для опалення та охолодження будівель, значно зросла. Найбільше таких систем встановлено в

США, і велика кількість їх функціонує в Канаді та країнах Центральної та Північної Європи, таких як Австрія, Німеччина, Швеція та Швейцарія. Швейцарія лідирує за обсягами використання низькопотенційної теплової енергії Землі на одну особу [6, 7, 8, 9, 10].

Технічні засоби для збору низькопотенційної енергії поверхневих шарів ґрунту, відомі як системи теплозбору, включають ґрунтовий теплообмінник і мережу трубопроводів, які з'єднані з тепловим обладнанням. Крім видобуття тепла з ґрунту, ґрунтові теплообмінники можуть бути використані для накопичення тепла (або холоду) в ґрунті. Загалом можна виділити два типи систем теплозбору: відкриті та закриті системи [2].

Відкриті системи використовують ґрунтову воду як джерело низькопотенційної теплової енергії, яка підводиться безпосередньо до теплових насосів [1, 2, 19].

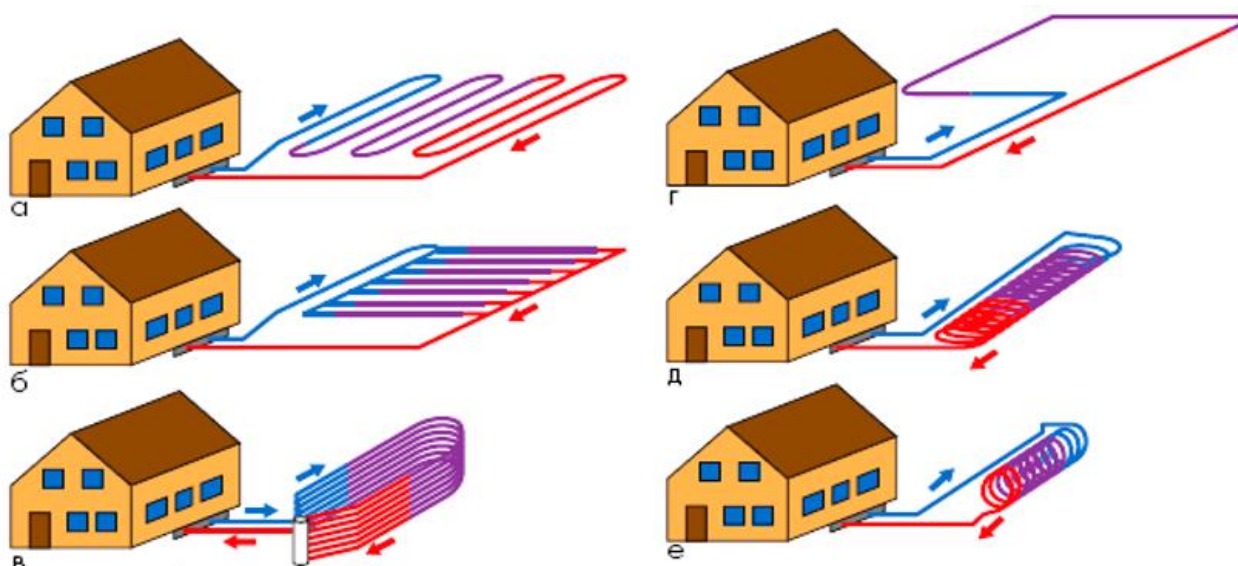
Основна частина відкритих систем складається з свердловин, які служать для вилучення ґрунтових вод з водоносних шарів ґрунту і повертання води назад в ті самі водоносні шари. Зазвичай використовуються парні свердловини для цієї мети. Великою перевагою відкритих систем є можливість отримання значної кількості теплової енергії при відносно низьких витратах. Проте свердловини потребують регулярного технічного обслуговування [11, 12]. Важливо також враховувати, що використання відкритих систем може бути недоступним у деяких місцевостях.

Замкнуті системи, натомість, мають теплообмінники, розташовані в ґрунтовому масиві. Під час циркуляції теплоносія через ці теплообмінники тепло відбирається від ґрунту і переноситься до випарника теплового насоса (або, якщо використовується теплоносій з підвищеною температурою щодо ґрунту, відбувається його охолодження).

Замкнуті системи можуть бути розділені на горизонтальні і вертикальні. Горизонтальні ґрунтові теплообмінники, як правило, розташовані поруч з будівлею на невеликій глибині (але нижче рівня промерзання ґрунту взимку). Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників обмежене розмірами доступної площі. У країнах Західної і Центральної Європи горизонтальні ґрунтові теплообмінники

часто складаються з окремих труб, які встановлюються відносно щільно і сполучені між собою послідовно або паралельно (див. рис. 1.1-а; 1.1-б). Щоб заощадити площу земельної ділянки, були розроблені різні види теплообмінників, такі як спіральні теплообмінники, які розташовані горизонтально або вертикально (див. рис. 1.1-д; 1.1-е). Такі форми теплообмінників широко використовуються в США.

Якщо горизонтальні замкнуті системи використовуються лише для нагріву, то для їх ефективної роботи необхідна достатня кількість сонячної радіації, що падає на поверхню землі. Це означає, що поверхня над теплообмінниками повинна бути відкритою на вплив сонячних променів [2, 13].



а – теплообмінник із труб, які з'єднані послідовно; б – теплообмінник із труб, які розташовані паралельно одна одній; в – горизонтальний колектор, що розміщений в траншеї; г – теплообмінник у формі петлі; д – теплообмінник у формі спіралі, який розташований горизонтально (інакше відомий як "slinky" колектор); е – теплообмінник у формі спіралі, який розташований вертикально

Рисунок 1.1 – Види горизонтальних ґрунтових теплообмінників

Вертикальні ґрунтові теплообмінники (у літературі також відомі як "ВНЕ" або "borehole heat exchanger") дозволяють використовувати низькопотенційну теплову енергію ґрунтового масиву, який розташований на глибині нижче "нейтральної зони" (приблизно від 10 до 20 метрів під поверхнею землі) [14, 18]. Системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками не потребують великих ділянок землі та не залежать від інтенсивності сонячної радіації, що падає на поверхню. Вертикальні ґрунтові теплообмінники ефективно функціонують практично в будь-якому геологічному середовищі, за винятком ґрунтів з низькою теплопровідністю, таких як сухий пісок або гравій [15, 16, 17]. Системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками набули широкого розповсюдження і переважають за популярністю над системами з горизонтальними теплообмінниками.

Незважаючи на малу вивченість вертикальних ґрунтових теплообмінників і відносно не велику історію їх застосування (10-15 останніх років), вони отримують все більше поширення у світовій практиці. Перш за все це пов'язано з відсутністю необхідності відчуження значних земельних ділянок під ґрунтові теплообмінники. В горизонтальному варіанті теплообмінник займає як правило значну площу. Крім того циркуляція теплоносія в вертикальних теплообмінниках пов'язана з значно меншими затратами енергії на привод циркуляційних насосів в порівнянні з горизонтальними теплообмінниками. Але основною перевагою вертикальних теплообмінників є висока технологічність їх спорудження, дозволяючи створювати ґрунтові теплообмінники практично необмеженої теплової потужності, лімітуючої лише технологічними можливостями бурового обладнання і вартісними показниками теплообмінника [17, 18, 19].

На рисунку 1.2 [1] показана система опалення та постачання гарячої води для однієї квартири у житловому будинку, яка використовує теплонасосну установку з вертикальним ґрунтовим теплообмінником.

Теплоносій проходить через труби, які часто виготовляють з поліетилену або поліпропілену, і розташовані в вертикальних свердловинах на глибині від 50

до 200 метрів. Зазвичай використовуються два типи вертикальних ґрунтових теплообмінників (див. рис. 1.3):

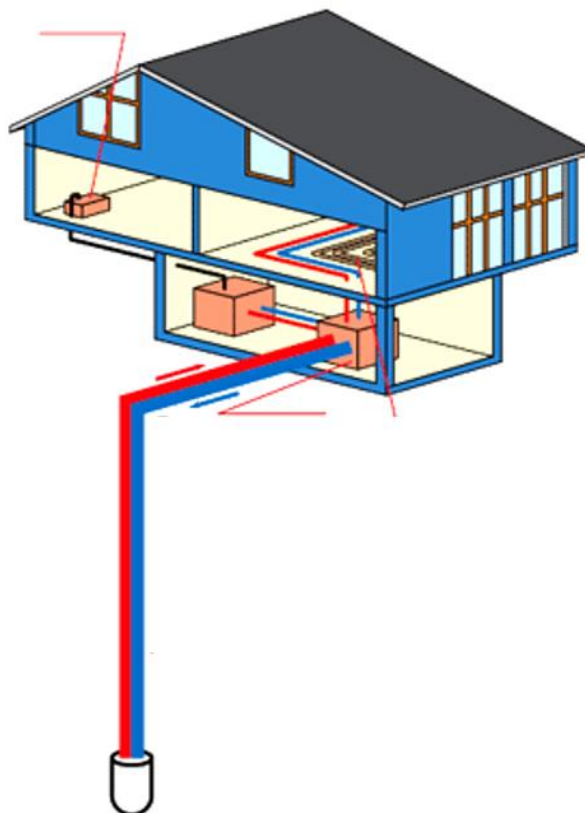


Рисунок 1.2 – Схема опалення та гарячого водопостачання одноквартирного житлового будинку за допомогою теплонасосної установки з вертикальним ґрунтовим теплообмінником

1. U-подібний теплообмінник, який складається з двох паралельних труб, з'єднаних у нижній частині свердловини. У одній свердловині може бути встановлено одну або дві (рідше три) пари таких труб. Основною перевагою цієї схеми є її відносно низька вартість виготовлення. Подвійні U-подібні теплообмінники є найбільш поширеними вертикальними ґрунтовими теплообмінниками в Європі [19].

2. Коаксіальний (концентричний) теплообмінник, який складається з двох труб різного діаметру, де труба меншого діаметру розташована всередині труби

більшого діаметру. Коаксіальні теплообмінники можуть мати різні конфігурації, існують більш складні варіації [1, 2, 20].

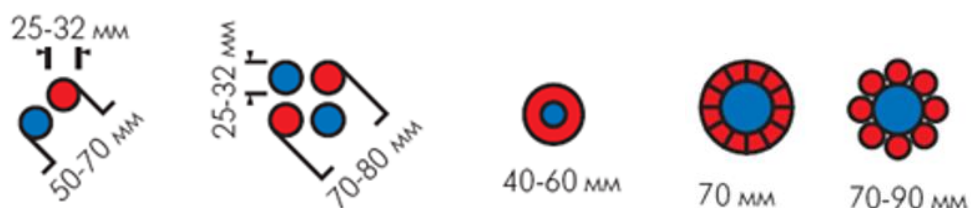
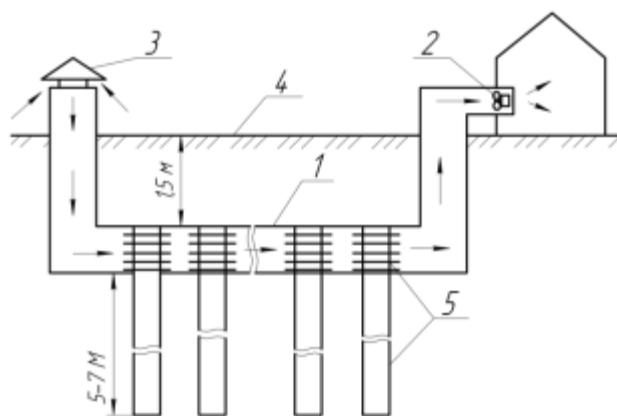


Рисунок 1.3 – Перетин різних типів вертикальних ґрунтових теплообмінників

Системи, що використовують вертикальні ґрунтові теплообмінники, можуть бути використані для забезпечення тепла і охолодження будівель різних розмірів. Для невеликих будівель зазвичай достатньо одного вертикального ґрунтового теплообмінника, тоді як для великих будівель може бути необхідно встановити групу свердловин з вертикальними теплообмінниками [1, 21].

## 1.2 Технічні засоби для використання термічної енергії поверхневих шарів ґрунту

При аналізі літератури, та патентних досліджень технічних засобів для використання теплової енергії поверхневих шарів ґрунту була відображена схема ґрунтового теплообмінного пристрою (рис. 1.3), в принцип роботи якого входить прокачування повітря через ґрунтовий теплообмінник [22]. Повітря надходить до приміщення за допомогою припливного вентилятора 2, через повітряний дефлектор 3, проходить по трубі ґрунтового теплообмінника 1, закопаного на глибині 1,5 м. від поверхні ґрунту 4. Повітря обтікає теплові труби 5 охолоджуючись, і потрапляє до тваринницького приміщення. Теплові труби розміщені в масиві ґрунту на глибині 5-7 метрів і служать для зменшення площі ґрунтового теплообмінника 1, а головне для більшого ефекту кондиціонування повітря.



1 – труба ґрунтового теплообмінника; 2 – припливний вентилятор; 3 – повітряний дефлектор; 4 – поверхня ґрунту; 5 – теплові труби

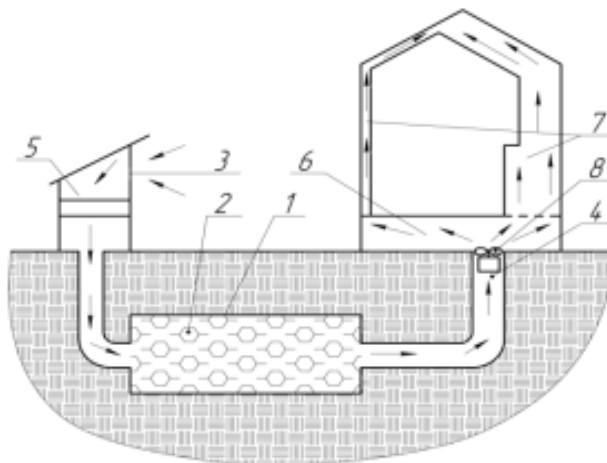
Рисунок 1.3 – Схема ґрунтового теплообмінного пристрою

Запропонована підземна система підігріву або охолодження повітря вченими з США (рис. 1.1.4) має досить незвичний спосіб роботи [23]. Незамкнута система підігріву або охолодження повітря має теплообмінник 1 розміщений нижче рівня ґрунту. Через теплообмінник пропускають зовнішнє повітря, яке взимку нагрівається за рахунок більш високої температури ґрунту, а влітку охолоджується за рахунок більш низької температури ґрунту. Корпус теплообмінника заповнений кусковим матеріалом 2, який значно підвищує поверхню теплообміну з зовнішнім повітрям. Повітря потрапляє в корпус 1 через впускний отвір 3, а видаляється через випускний отвір 4, що знаходиться на протилежній стороні теплообмінника. До впускного отвору повітря потрапляє за допомогою повітрязбірника 5. До випускного отвору теплообмінника приєднаний трубопровід вентиляційної системи 6, по якій повітря потім потрапляє до вентиляційної системи тваринницького приміщення 7. Циркуляція повітря через повітрязбірник, теплообмінник, і розподільчі повітроводи здійснюється за допомогою напірного пристрою 8.

Пропонована, екологічно чиста технологічна схема вилучення глибинного тепла Землі наведена на рисунку 1.4 [24].

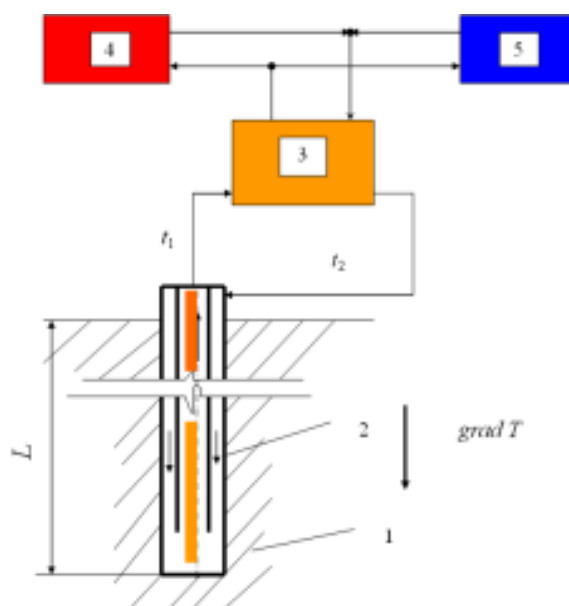
Система тепlopостачання та гарячого водopостачання на основі відновлюваних джерел енергії (рис. 1.5) включає свердловину-теплообмінник для

відбору низько потенційного тепла з масиву ґрунту, тепловий насос, піковий електродовідник і контури гарячого водопостачання та низькотемпературного опалення підлоги, які з'єднані між собою трубами з двома насосами для циркуляції теплоносіїв [25].



1 – теплообмінник; 2 – кусковий матеріал; 3 – впускний отвір; 4 – випускний отвір; 5 – повітрязабірник; 6 – вентиляційна система; 7 – тваринницьке приміщення; 8 – напірний пристрій

Рисунок 1.4 – Підземна система підігріву або охолодження повітря

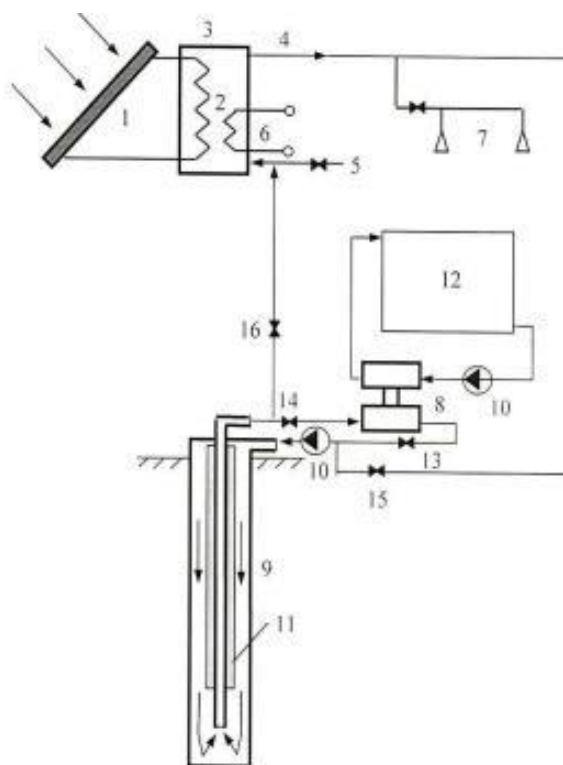


1 – ґрунти; 2 – свердловина; 3 – тепловий насос; 4 – об'єкт теплопостачання;  
5 – об'єкт холодопостачання

Рисунок 1.5 – Спосіб витягу геотермального тепла.



Система додатково постачена контуром з сонячними колекторами та баком-акумулятором. Контур з сонячними колекторами експлуатується цілий рік і забезпечує споживача гарячою водою, а блок низькотемпературного підлогового опалення з тепловим насосом і свердловиною-теплообмінником глибиною до 100 метрів включається в експлуатацію тільки в опалювальний період. За опалювальний період при постійній циркуляції води в свердловині відбувається поступове охолодження масиву ґрунту навколо свердловини. У літній період частина гарячої води з бака-акумулятора направляється в свердловину для повного відновлення температури в ґрунті навколо свердловини.



1 – сонячний колектор; 2 – теплообмінник; 3 – Теплоізований бак-акумулятор гарячого водопостачання; 4 – відвід гарячої води; 5 – відвід холодної води; 6 – електронагрівач; 7 – розбір гарячої води; 8 – тепловий насос; 9 – свердловина-теплообмінник; 10 – циркуляційний насос; 11 – теплоізоляція; 12 – система напільного опалення; 13, 14, 15, 16 – вентилі

Рисунок 1.6 – Принципова схема сонячно-геотермальної системи опалення та гарячого водопостачання

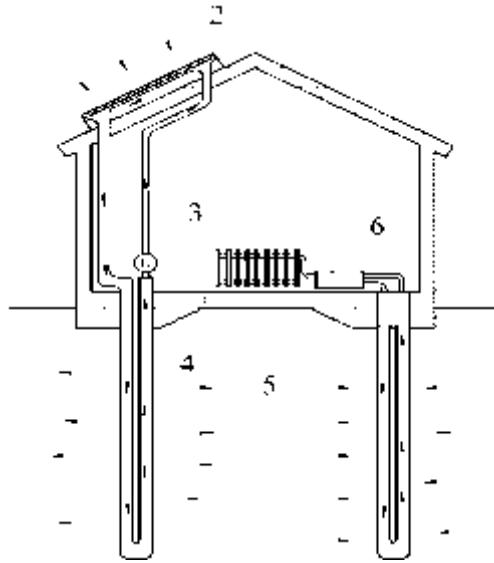
Холодна вода по трубі 5 подається в бак-акумулятор, а нагріта вода з бака по трубі 4 відводиться до водорозбірних пристроїв контуру гарячого водопостачання 7. Блок сонячного колектора експлуатується цілий рік і забезпечує споживача гарячою водою, а блок низькотемпературного підлогового опалення 12 з тепловим насосом і свердловиною-теплообмінником глибиною до 100 метрів включається в експлуатацію тільки в опалювальний період. У циклі теплового насоса холодна вода з температурою 5°C опускається в міжтрубному просторі свердловини-теплообмінника і відбирає низько потенційне тепло з навколишнього масиву ґрунту. Далі нагріта в залежності від глибини свердловини до температури 10–15 °C вода піднімається по центральній колоні труб на поверхню. Для запобігання зворотного відтоку тепла центральна колона зовні теплоізолювана 11. На поверхні вода зі свердловини надходить у випарник теплового насоса, де відбувається нагрівання і випаровування робочого агента. Після випарника охолоджена вода знову направляється у свердловину. За опалювальний період при постійній циркуляції води в свердловині відбувається поступове охолодження масиву ґрунту навколо свердловини. У конденсаторі теплового насоса тепла енергія високого потенціалу передається в систему підлогового опалення 12. Сонячні колектори встановлюються з теплового розрахунку для зимового періоду експлуатації системи, коли сонячне сяйво мінімальне, що призведе до деякого збільшення їх площі. У літній період надлишок теплової енергії у вигляді гарячої води з бака-акумулятора направляється в свердловину для повного відновлення температури в масиві ґрунту навколо свердловини. У між опалювальний період вентилі 13 і 14 закриті, і при відкритих вентилях 15 і 16 гаряча вода з бака акумулятора циркуляційним насосом закачується в міжтрубний простір свердловини, де по мірі спуску відбувається теплообмін з навколишнім свердловину ґрунтовим масивом. Далі охолоджена вода по центральній теплоізолюваної колоні спрямовується назад в бак-акумулятор. В опалювальний період, навпаки, вентилі 13 і 14 відкриті, а вентилі 15 і 16 закриті. Циркуляція теплоносіїв здійснюється за допомогою насосів 10. У запропонованій технологічній системі потенціал сонячної енергії використовується максимальним чином, так як сонячні колектори експлуатуються протягом усього року на підігрів води в системі гарячого водопостачання і на нагрів масиву ґрунту навколо

свердловини в системі низькотемпературного опалення. Регенерація тепла в масиві ґрунту дозволяє підтримувати високі значення коефіцієнта перетворення теплового насоса за опалювальний період і експлуатувати систему тепlopостачання в економічно оптимальному режимі.

Використання ґрунту під приміщенням для акумулювання і, або витягу теплової енергії. Дана запропонована система (рис. 1.7) норвезькими науковцями відрізняється від загальноприйнятих тим, що встановлений на даху будівлі сонячний колектор повністю використовується для підігріву ґрунтового масиву, на відміну від вище розглянутих, в яких лише частина енергії використовувалась для підігріву маси ґрунту, а інша частина енергії йшла для потреб споживача. Розглянемо принцип роботи цієї системи. Маємо будівлю 1, на даху якої розміщений сонячний гібридний колектор 2 в якому проходять перетворення енергії сонця в електричну енергію, і перетворення електричної енергії в теплову. Теплоносій циркулює по трубопроводам за допомогою насоса 3, (енергія витрачається лише на подолання гідравлічних опорів у системі трубопроводів) який прокачує підігрітий теплоносій через теплообмінний пристрій 4, який розміщено у вертикальній свердловині під будівлею. Таким чином відбувається підігрів ґрунтового масиву на глибину до 10м. На певній відстані розміщений подібний теплообмінний пристрій 5, який відрізняється тим, що поглинає теплову енергію з ґрунтового масиву. Таким чином відбувається передача і накопичення теплової енергії в масиві ґрунту від одного теплообмінного пристрою до іншого. Розташований в середині будівлі тепловий насос 6 догріває теплоносій, і віддає його споживачеві [27].

Явним недоліком цього пристрою є те, що кількість енергії виробленої сонячним гібридним колектором буде просто нераціонально підігрівати навколишній ґрунт, і велика кількість енергії буде розчинятись у масиві ґрунту. Авторами в роботі не обґрунтовано відстань між двома теплообмінними пристроями. Можливо якщо теплообмінник розташувати близько один від одного ефективність використання теплової енергії підвищиться. В даний час вартість обладнання (сонячний колектор, тепловий насос) а також монтаж обладнання є

дуже високими, що зводить до мінімуму використання таких систем.



- 1 – будівля; 2 – сонячний колектор; 3 – насос; 4, 5 – теплообмінні пристрої;  
6 – тепловий насос

Рисунок 1.6 – Система відбору теплової енергії з масиву ґрунту

Існує кілька технологічних схем температурно-компенсаторних систем, наприклад, використання в якості компенсатора об'ємного підпільного гноєсховища (рис. 1.7).

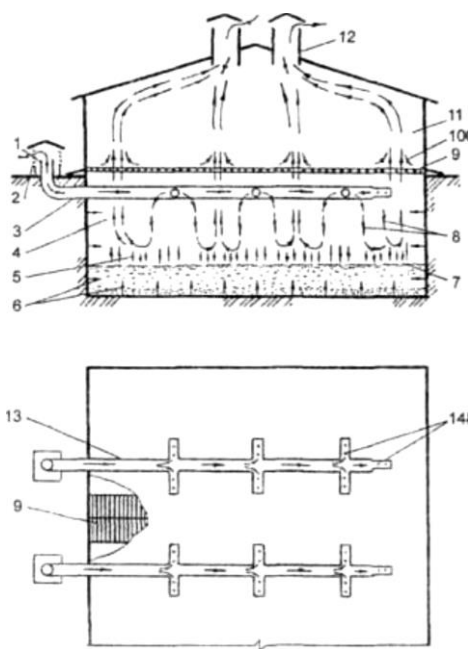
Система забезпечення мікроклімату такої конструкції працює таким чином. Нетрадиційний джерело тепла – земля, віддає тепло у внутрішній простір гноєсховища, де вже є гній. Відразу ж після дефекації гній має температуру тіла тварини. Потрапляючи в гнойову масу, тепло акумулюється, так як гнойова маса покрита кіркою, яка, крім того, запобігає виділення шкідливих газів.

Взимку холодне повітря із зовнішнього середовища по збірним каналах без спонукання механізмами надходить спочатку у верхню частину підпільного гноєсховища, а потім як більш важке – опускається в нижню частину сховища. Тут відбувається теплообмін між теплою гнойовою масою і холодним повітрям з утворенням конденсату, який випадає на поверхню гною. Підігріте до температури підпілля припливне повітря витісняється новими потоками холодного повітря у верхню частину сховища і через щілинну підлогу рівномірно надходить в зону

розміщення тварин. Проходячи через найбільш забруднену частину приміщення (технологічні проходи і щілину підлогу) , чисте повітря широким фронтом контактує із залишками гною, в результаті окислює його поверхню, що знижує ступінь розкладу і виділень шкідливих летючих домішок. Летюча частина цих виділень легко поглинається масою повітря, що надходить, розосереджується в ньому, втрачає свою питому ступінь концентрації і агресивність впливу на тварин, обслуговуючий персонал, машини, обладнання та елементи конструкції будівлі [29].

Потрапивши в зону утримання тварин, припливне повітря, що отримало тепло від землі, акумулює біологічне тепло тварин, тим самим забезпечуючи позитивний тепловий баланс у тваринницькому приміщенні. Піднімаючись у верхню зону внутрішнього простору приміщення, вже відпрацьоване повітря видаляється з будівлі через витяжні пристрої без застосування штучного джерела спонукання.

Однак, крім цих шляхів проникнення інфільтрату в приміщення тваринницьких ферм, холодне повітря проникає через відкриті ворота, відкриття яких обумовлюється різними технологічними аспектами (наприклад, в'їзд і виїзд мобільних кормороздавачів і т. д.). Така щоденна, досить тривала за часом операція супроводжується надходженням в приміщення великої кількості холодного зовнішнього повітря, що викликає різке падіння температури внутрішнього повітря, особливо поблизу воріт. Тому технічні заходи, які мають на меті обмеження кількості і нагрівання зовнішнього повітря, що надходить через відкриті ворота, є одним з перспективних напрямків енергозбереження в системах підтримки мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. Один з таких заходів – створення тамбурів і повітряно-теплових завіс у відкритому отворі воріт. Повітряна завіса – результат взаємодії двох потоків: струменя повітря і набігаючого на нього горизонтального потоку повітря. Повітряний струмінь, не перешкоджає руху людей і транспорту, як правило, істотно зменшує кількість проникаючого в приміщення зовнішнього повітря.



1 – повітрязабірні канали; 2 – жалюзійні коробки; 3 – повітроводи; 4 – підпільне гноєсховище; 5 – конденсат; 6 – теплові потоки від землі; 7 – поверхня гнойової маси в гноєсховищі; 8 – потік припливного холодного повітря; 9 – щілинна підлога тваринницького приміщення; 10 – летюча складова виділень із залишків гною на щілинній підлозі; 11 – внутрішній простір тваринницького приміщення; 12 – витяжні пристрої; 13 – повітророзподільники; 14 – отвори в повітророзподільнику

Рисунок 1.7 – Технологічна схема температурно-компенсаційної системи забезпечення мікроклімату з підпільним гноєсховищем

Таким чином, в даний час розроблені різні енергозберігаючі методи та обладнання, засоби для їх реалізації при забезпеченні оптимального мікроклімату на фермах великої рогатої худоби. Частина цього обладнання потребує вдосконалення та перевірки ефективності використання в практичних умовах. Інше обладнання, яке успішно пройшло перевірку у виробничих умовах, необхідно активно впроваджувати на фермах, налагодивши його серійне виробництво [29, 30].

На поле температур в ґрунті впливає тепла енергія, що поступає як від земної поверхні, так і з надр землі. На характер розподілення температур по глибині ґрунту (у вертикальному напрямку від поверхневого шару) визначальною є

температура навколишнього повітря, а також впливають інсоляція, процеси фільтрації та опади. Особливості розташування будівельних споруд та тип покриття ґрунту також мають локальний вплив на поле температур в ґрунті.

Внаслідок зміни кліматичних умов та теплообміну між навколишнім повітрям і ґрунтом, середньодобова температура на поверхні ґрунту залежить від пори року і коливається у відповідності до зміни температури оточуючого середовища. Проте, з глибиною амплітуда коливань температури ґрунту безперервно зменшується, а на глибині приблизно 10 м залишається практично постійною і визначається середньорічною температурою атмосферного повітря у даному регіоні. Добова зміна температури повітря відчувається лише на глибини до 1 м, тобто у верхніх шарах ґрунтової поверхні.

Ґрунт характеризується здібністю до практично безмежного акумулювання енергії та самостійної термічної регенерації. Для відведення енергії ґрунту необхідно використовувати ґрунтові теплообмінники.

### **1.3 Висновки з розділу**

Патентно-інформаційні дослідження спрямовані на визначення напрямів удосконалення систем мікроклімату й обґрунтуванні технологічної схеми системи мікроклімату утримання великої рогатої худоби.

Аналіз патентних досліджень показав, що для нас певний інтерес представляють розробки вчених Німеччини, США, Франції, Японії та інші. Вчені різних країн багато уваги приділяють цьому актуальному питанню.

Всі розглянуті пристрої мають недостатню ефективність відбору тепла, недостатньо високу економічність і надійність в роботі.

Проведені патентно-інформаційні дослідження з використання теплової енергії ґрунту для енергозабезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень і систем геотермальної вентиляції дали можливість обґрунтувати технологічну схему системи мікроклімату приміщень для утримання корів.

Проведені патентно-інформаційні дослідження з використання теплової енергії ґрунту для енергозабезпечення мікроклімату тваринницьких приміщень дозволяють зробити такі основні висновки:

- геотермальну систему вентиляції економічно доцільно використовувати в зонах з холодними зимами та жарким літнім періодом з метою нагрівання припливного повітря в зимовий період і охолодження повітря влітку;
- вертикальні ґрунтові теплообмінники є найбільш ефективними для сільськогосподарських підприємств;
- пропонується використання ГТВ з повітряним теплоносієм, яка дозволяє ефективно нагрівати та кондиціювати повітря без значних витрат енергії.

#### **1.4 Мета і завдання досліджень**

Мета роботи – визначення параметрів системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією, встановлення закономірностей процесу теплообміну та обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів геотермальної вентиляції.

Основні завдання подальших досліджень:

- визначити напрями удосконалення систем мікроклімату на основі патентних досліджень;
- обґрунтувати технологічну схему системи мікроклімату утримання великої рогатої худоби;
- провести експериментальні дослідження.

Очікуваний соціальний і економічний ефект:

- результати будуть використані при розробленні системи мікроклімату тваринницьких приміщень з адаптивним альтернативним енергозабезпеченням;
- використання комплексу обладнання геотермальної вентиляції дозволяє отримати річний економічний ефект при порівнянні з базовою машиною за рахунок зменшення витрат електроенергії у 5 разів;
- збільшення продуктивності тварин за рахунок охолодження припливного повітря в літній період.



## 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ

### 2.1 Розрахунок теплообміну

Основною операцією ГТВ є те, що навколишнє повітря продувається потоком через систему встановлених в ґрунті труб. Повітря обмінюється теплом через стінки труб з навколишнім ґрунтом. На виході системи, повітря потрапляє в систему вентиляції будівлі, де воно підтримує нагрів або охолодження (рис. 2.1).

Теорія для опису моделі ГТВ таким чином, містить в основному процеси теплопередачі і механіки рідини [42].

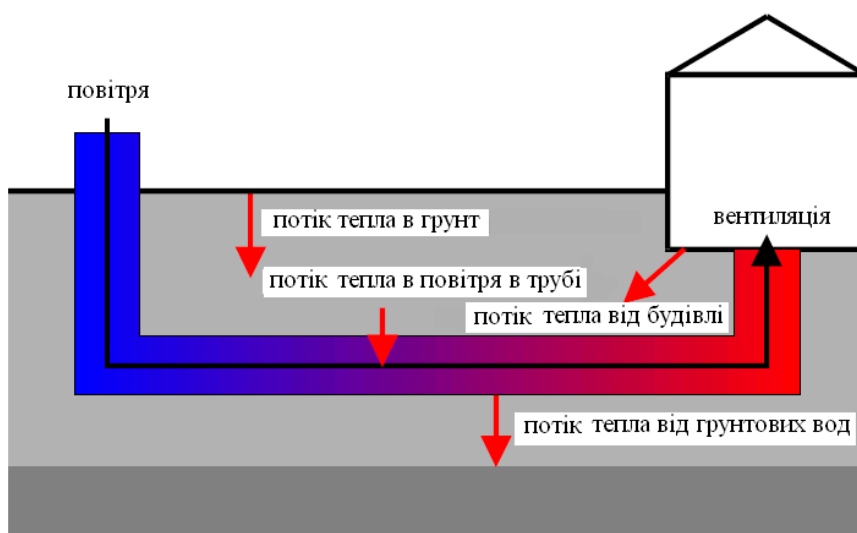


Рисунок 2.1 – Основний принцип роботи ГТВ

Аналітична модель ГТВ була розроблена на основі тепломасопереносу [42]. Модель використовується для розрахунку температури уздовж труби ГТВ в процесі експлуатації. Розрахунки засновані на оцінці сезонної зміни температури ґрунту в різних шарах. Обмеження припускають, що земля навколо однорідна, і властивості ґрунту постійні в часі і просторі. При допущенні, що температура ґрунту вздовж труби спочатку однакова для моделі рівнозначні горизонтальне або

вертикальне розташування труби. Для спрощення розглянемо модель горизонтальної труби.

Температура навколишнього повітря  $\vartheta_{A,0}$  безпосередньо визначає температуру на вході повітря в ГТВ і має відношення до температури ґрунту (рівняння 2.7).

Вихідні дані температури доступні в файлах метеоспостережень метеорологічної станції конкретної місцевості.

В аналітичній моделі представлений синусоїдальний хід річної температури навколишнього повітря

$$\vartheta_{A,0}(t) = \vartheta_m + (\vartheta_{\max} - \vartheta_m) \cdot \cos\left(2\pi \frac{t}{t_0}\right) \quad (2.1)$$

де  $\vartheta_{A,0}(t)$  – температура навколишнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$  (в момент часу);  $\vartheta_m$  – середньорічна температура навколишнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\vartheta_{\max}$  – річний максимум середньої щомісячної температури навколишнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t$  – час у секундах ( $T = 0$  відповідає часу від максимальної температури навколишнього повітря);  $t_0$  – час року в с ( $1 \text{ рік} = 31,5 \times 10^6 \text{ с}$ ).

Температура ґрунту на стінці труби спочатку визначена теплообміном між глибоким ґрунтом, приповерхневими шарами землі і навколишнім повітрям.

Вихідні дані температури на різних глибинах на протязі року необхідно досліджувати додатково в конкретному місці розташування системи ГТВ.

Як тільки ГТВ запрацює, починається теплообмін між повітрям і трубою, під впливом різниці температур повітря і стінки труби ГТВ. Припустимо, що температура ґрунту на стінці труби і в безпосередній близькості від труби рівні.

Незбурена температура ґрунту на стінці труби  $\vartheta_{E,0}$  – це температура землі без ГТВ, що відповідає однорідному ґрунту, і визначається приблизно від річного ходу температури навколишнього повітря, що відрізняється тим, що температура навколишнього повітря, залежить від параметра  $\xi$  – "теплової глибини" труби.

Передача тепла між повітрям і ґрунтом прийнята на поверхні без опору [33].  
В результаті (рис. 2.2):

$$\vartheta_{E,0}(t) = \vartheta_m + (\vartheta_{\max} - \vartheta_m) \cdot e^{-\xi} \cos\left(2\pi \frac{t}{t_0} - \xi\right) \quad (2.2)$$

де  $\vartheta_{E,0}$  – незбурена температура ґрунту на стіні труби, °С;  $\xi$  – безрозмірний параметр для "теплової глибини" труби.

"Теплова глибина"  $\xi$  залежить від глибини установки труби ГТВ і теплових властивостей ґрунту:

$$\xi = S_0 \sqrt{\frac{\rho c}{t_0 \lambda}} \quad (2.3)$$

де  $S_0$  – глибина установки центру труби під поверхню Землі, м;  $\rho c$  – об'ємна теплоємність ґрунту, Дж / (м<sup>3</sup> К);  $\lambda$  – теплопровідність ґрунту, Вт / (м К).

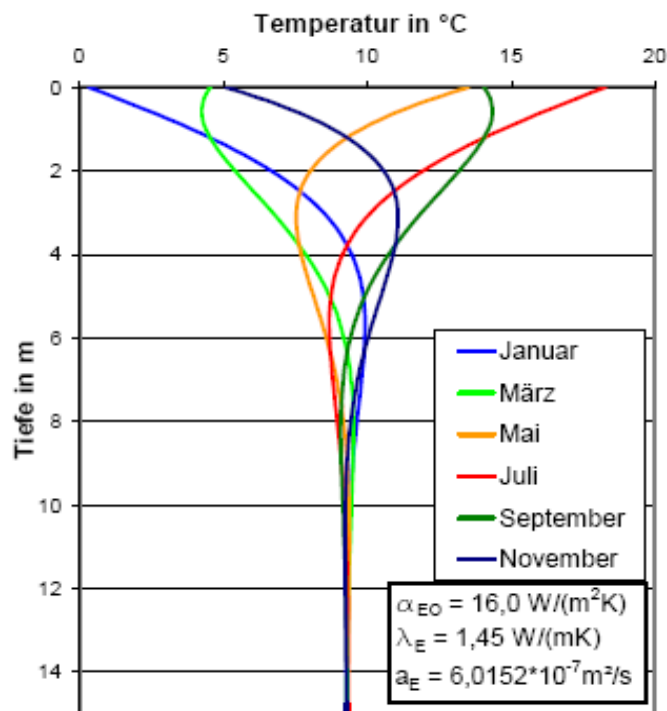


Рисунок 2.2– Профілі температури ґрунту протягом року для ґрунту

Метод конформного відображення для визначення витрат на ГТВ. Проблема вирішується перетворенням системи  $(x, y)$  з невідомим рішенням (труба в землі) в систему  $(u, v)$  з відомим рішенням система (плоскої пластини) (рис. 2.3).

Поле температури  $\vartheta_E(u, v)$  в плоскій пластині відомо:

$$\vartheta_E(u, v) = \vartheta_{E,0} + (\vartheta_{E,W} - \vartheta_{E,0}) \cdot \frac{u}{u_w} \quad (2.4)$$

$\vartheta_E(u, v)$  – температура ґрунту в системі "плоскої пластини",  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\vartheta_{E,W}$  – (виправлення) температура ґрунту на стінці труби,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $u_w$  – товщина плоскої пластини, м

Система "труба в землі"

Система "плоска пластина"

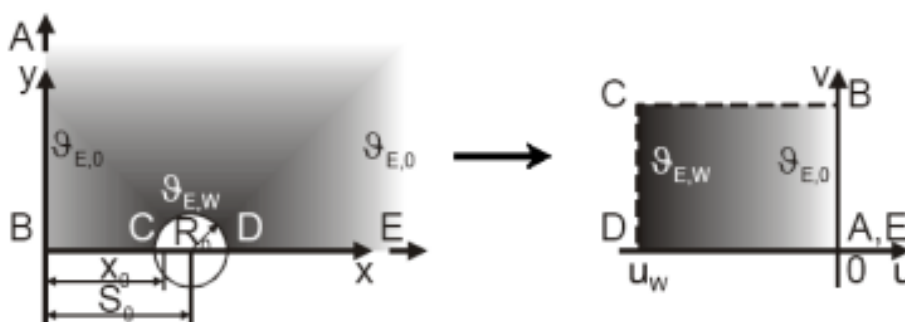


Рисунок 2.3– Трансформація системи «труба в землі» в системі «плоска пластина»

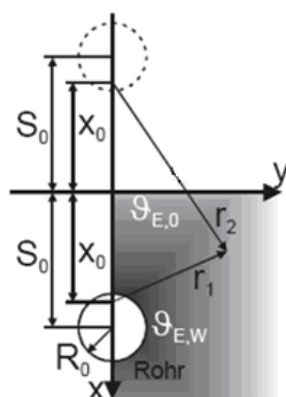


Рисунок 2.4 – Геометрія труб

$$\vartheta_E(x, y) = \vartheta_{E,0} - (\vartheta_{E,W} - \vartheta_{E,0}) \cdot \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{\ln\left[\frac{S_0}{R_0} + \sqrt{\left(\frac{S_0}{R_0}\right)^2 - 1}\right]} \quad r_{1,2} = \sqrt{\left(x \mp \sqrt{S_0^2 - R_0^2}\right)^2 + y^2} \quad (2.5)$$

$\vartheta_E(x, y)$  – температура ґрунту в системі "труба в землі",  $^{\circ}\text{C}$ ;  $r_{1,2}$  – змінна частина геометричного розташування труби, м;  $R_0$  - радіус труби, м ( $R_0$  набагато менше  $S_0$ ).

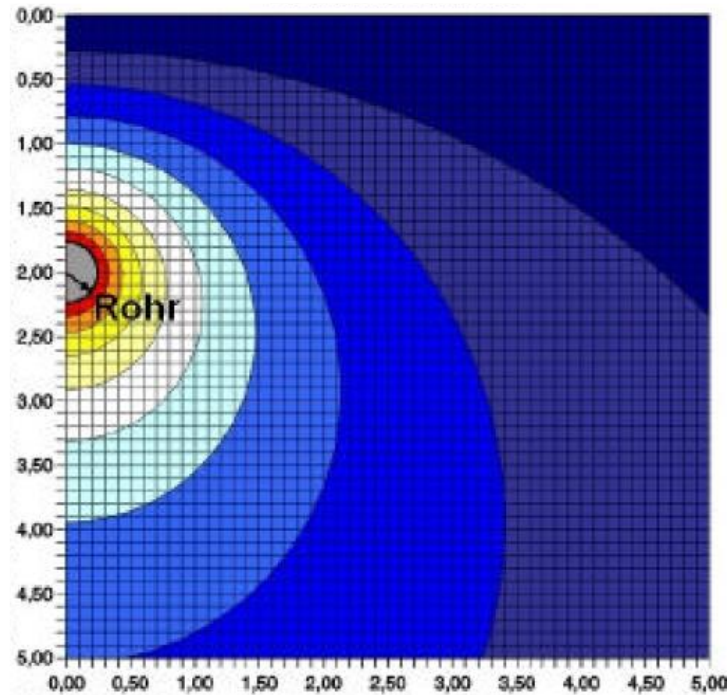


Рисунок 2.5– Температурний профіль ґрунту

На рисунку показано профіль температури однорідного і ізотропного ґрунту ГТВ. Фактичний температурний профіль в ґрунті утворюється з урахуванням сезонних температур.

## 2.2 Теплообмін між трубою і ґрунтом

Потік тепла між ґрунтом і трубою  $Q_{w,L}$ , визначається за формулою:

$$\dot{Q}_{w,L} = 2\pi \frac{\lambda}{\ln\left(\frac{S_0}{R_0} + \sqrt{\left(\frac{S_0}{R_0}\right)^2 - 1}\right)} \cdot (\vartheta_{E,0} - \vartheta_{E,w}) \quad (2.6)$$

де  $Q_{w,L}$  – лінійний тепловий потік між ґрунтом і трубою, Вт / м.

Із законів збереження для перенесення тепла випливає, що для труб з тонкими стінками і незначною теплоємністю тепловий потік між ґрунтом і трубою

дорівнює потоку тепла через стінки труби і дорівнює тепловому потоку між стінкою труби і повітрям в трубі. У рівняння 2.6, таким чином, додати:

$$\dot{Q}_{W,L} = 2\pi \frac{\lambda}{\ln\left(\frac{S_0}{R_0} + \sqrt{\left(\frac{S_0}{R_0}\right)^2 - 1}\right)} \cdot (\vartheta_{E,0} - \vartheta_{E,W}) = U_L \cdot (\vartheta_{E,W} - \vartheta_{A,P}) \quad (2.7)$$

де  $U_L$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі від стінки труби в Вт / (м К) ;  $\vartheta_{A,P}$  – температура повітря в трубці, °С.

Для спрощення вводиться параметр  $U^*$ , що врівноважує вплив обох частин Теплопровідність ґрунту, коефіцієнти тепловіддачі із стінки труби і геометричне розташування [28]:

$$U^* = 2\pi \frac{\lambda}{U_L} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{S_0}{R_0} + \sqrt{\left(\frac{S_0}{R_0}\right)^2 - 1}\right)} \quad (2.8)$$

де  $U^*$  – вплив коефіцієнта теплообміну між ґрунтом і трубою, а також між трубою і повітрям в трубці

Підставляючи цей вплив співвідношення  $U^*$  в рівнянні 2.12, рішення для  $\square_{E,W}$  дає виправлену температуру ґрунту на стінці труби  $\square_{E,W}$ :

$$\vartheta_{E,W} = \frac{U^* \vartheta_{E,0}(t) + \vartheta_{A,P}}{U^* + 1} \quad (2.9)$$

$\vartheta_{E,W}$  – зважене середнє арифметичне між температурою повітряного потоку в ГТВ  $\vartheta_{A,P}$  і незбуреною температурою ґрунту на стінці труби  $\vartheta_{E,0}$  з теплопровідністю для теплообміну між ґрунтом і трубою, а також між стінкою труби і повітрям.

### 2.3 Теплообмін в ГТВ

Аналіз теорії дозволяє розрахувати теплообмін в ГТВ. З цією метою загальна довжина труби розділена на 100 сегментів , які розраховуються на окремих кроках. Кожен сегмент розглядається , як такий, що містить повітря при постійній температурі. Теплообмін в трубці, що веде до зміни температури повітря

відбувається на переході між двома сегментами. Передача тепла в кожному сегменті (рівняння 2.9):

$$\dot{Q}_W = \Delta z \cdot U_L \cdot (\vartheta_{E,W} - \vartheta_{A,P}) \quad (2.10)$$

де  $Q_W$  – тепловий потік з ґрунту через стінку труби до повітря в трубі, Вт;  $\Delta z$  – довжина сегмента, м.

Коефіцієнт теплопередачі  $U_L$  для тонкостінних пластикових труб з низькою теплоємністю, що часто використовуються для ГТВ, значно залежить тільки від коефіцієнта теплопередачі  $h_i$  до внутрішньої стінки труби:

$$U_L = 2\pi R_0 h_i \quad (2.11)$$

де  $h_i$  – коефіцієнт теплопередачі на внутрішній стіні труби, Вт/(м<sup>2</sup> К).

Коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній стінці труби  $h_i$  залежить від характеристик потоку, діаметра труб і т.п.:

$$h_i = \frac{\lambda_{A,P} Nu}{2 \cdot R_0} \quad (2.12)$$

$\lambda_{A,P}$  – теплопровідність повітря в трубі, Вт/(м К);  $Nu$  – число Нуссельта повітря в трубі.

Число Нуссельта  $Nu$  для повітря труби визначається з числа Рейнольдса  $Re$ , і від умови витрати повітря. Для турбулентних потоків в типовій ГТВ температурний діапазон забезпечує, наступне наближення до :

$$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \quad (2.13)$$

$Re$  – число Рейнольдса повітря в трубці;  $Pr$  - число Прандтля для повітря (звичайно:  $Pr = 0,72$  )

Число Рейнольдса  $Re$  залежить від середньої швидкості потоку в трубі  $v_{A,P}$ , радіус трубки  $R_0$  і кінематична в'язкість  $\nu_{A,P}$  повітря в трубці :

$$Re = \frac{\bar{v}_{A,P} \cdot 2 R_0}{\nu_{A,P}} \quad \text{mit :} \quad \bar{v}_{A,P} = \frac{\dot{V}_{A,P}}{R_0^2 \pi} \quad (2.14)$$

$v_{A,P}$  – середня швидкість потоку повітря в трубі, м/с;  $\nu_{A,P}$  – кінематична в'язкість повітря в трубі, м<sup>2</sup>/с (Як правило  $\nu_{A,P} = 1,5 \times 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с при  $\theta_{A,P} = 20$  °С);  $V_{A,P}$  – витрати в трубі, м<sup>3</sup>/с

## 2.4 Температура повітря в трубі

Наведені вище рівняння можна сегментувати, дозволяючи розрахувати температуру повітря в трубі на всю довжину ГТВ. Від температури на вході в перший сегмент рівній температурі навколишнього повітря - відправною, крок за кроком (за сегментами), температура повітря відповідно з теплообміном в сегменті і теплоємність повітря забезпечується розрахунком:

$$\vartheta_{A,P,f} = \frac{\rho_A c_A \cdot \dot{V}_{A,P} \cdot \vartheta_{A,P,i} + \dot{Q}_W}{\rho_A c_A \dot{V}_{A,P}} \quad (2.15)$$

$\vartheta_{A,P,f}$  – повітряна температура в трубі на виході сегмента, °С;  $\rho_A c_A$  – теплоємність повітря, Дж / (м<sup>3</sup> К);  $\vartheta_{A,P,i}$  – повітряна температура в трубі при вході в сегмент, °С.

Температура повітря в кінці труби дорівнює вихідній температурі повітря в останньому сегменті.

Розрахунок за даною моделлю можна поширити на вертикальні коаксиальні труби, якщо вважати теплопередачу від середньої подавальної труби до зовнішньої мізерною.

## 2.5 Утилізація тепла від вентилятора

Залежно від розташування вентилятора, який приводить до руху повітря через ГТВ, можна направити його тепло для нагрівання повітря. Розрахункове падіння тиску в трубопроводі має бути подолано за допомогою вентилятора. Перепад тиску не долає:

– повітряне тертя в прямій трубі – залежно від коефіцієнту тертя труби, довжина труби і діаметра, і витрати повітря;



– опір потоку поворотів в трубі – залежить від форми , кута поворотів і витрати повітря;

– витрати незалежні (фіксовані) – втрата тиску на фільтрах і т.д.

Температура на вході і виході змінюється, якщо вентилятор встановлений до або після ГТВ, напрацьоване тепло подають в потік повітря. Розрахунок зміни температури повітря згідно з потужністю вентилятора за рівнянням 2.15.

Загальне падіння тиску в трубі визначається за формулою:

$$\Delta p = \lambda_p \frac{L_0}{2 \cdot R_0} \cdot \frac{\rho_A}{2} \cdot \bar{v}_{A,P}^2 + \sum \zeta_u \cdot \frac{\rho_A}{2} \cdot \bar{v}_{A,P}^2 + \Delta p_F \quad (2.16)$$

де  $\Delta p$  – падіння тиску в трубі, Па;  $\lambda_p$  – коефіцієнт тертя труби;  $L_0$  – довжина труби, м;  $\rho_A$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta_u$  – коефіцієнт лобового опору до відхилення;  $\Delta p_F$  – незалежні (фіксовані) падіння тиску в ГТВ (наприклад на фільтрі), Па.

Коефіцієнти опору залежать від форми поворотів і дефлекторів. У ГТВ сума коефіцієнтів опору  $\sum \zeta_u = 1$ . Коефіцієнт тертя труби  $\lambda_p$  розраховується падінням тиску в прямій трубі для гідравлічно гладкої пластикової труби для турбулентного потоку в залежності від числа Рейнольдса:

$$\lambda_p = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.17)$$

Труба вважається гідравлічною гладкою, коли висота шорсткості поверхні менше, ніж товщина ламінарного підшару (вузького шару тертя). Ця умова виконується для експлуатації ГТВ з пластмасових труб.

Загальна потужність  $P_V$  вентилятора повинна подолати падіння тиску  $\Delta p$  на основі обсягу потоку  $V_{A,P}$  та ефективності вентилятора  $\eta_V$ :

$$P_V = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}_{A,P}}{\eta_V} \quad (2.18)$$

$P_V$  – загальна потужність вентилятора, Вт;  $\eta_V$  – ефективність вентилятора (типіві значення:  $\eta_V = 0,6 \dots 0,87$  для відцентрових вентиляторів;  $\eta_V = 0,3 \dots 0,9$  для осьових вентиляторів [26])

Для розрахунку загального теплообміну в ГТВ  $Q_{ges}$  тракту, в теплову потужність сегментів додаємо і утилізатор тепла від вентилятора:

$$\dot{Q}_{ges} = \sum_{z=1}^{100} \dot{Q}_{w,z} + P_v \quad (2.19)$$

де  $Q_{ges}$  – загальний теплообмін ( $Q_{ges} > 0$ : опалення;  $Q_{ges} < 0$ : охолодження), Вт;  $Q_{w,z}$  – теплопередача на сегменті ГТВ, Вт.

## 2.6 Регулювання розрахункової моделі

Наближене рішення аналітичної моделі ГТВ застосовується в деякій мірі лише для квазістаціонарної моделі. За рахунок можливості включення типових даних про погоду в якості вхідних значень для температури навколишнього середовища  $\vartheta_{A,0}$  замість синусоїдальної для рівняння 2.6 вибір даних про погоду робиться шляхом посилання на файл, що містить виміряні значення. Температура навколишнього середовища  $\vartheta_{A,0}$  відповідно використовується безпосередньо як вхід для аналітичного розрахунку процесів в ГТВ. Середньорічна температура зовнішнього повітря і максимальна річна середньомісячна величина температури навколишнього повітря  $\vartheta_{max}$  потім розраховуються для типового регіону. Дані про погоду або виміряні значення  $\vartheta_{A,0}$  розраховуються і використовуються в якості вхідних змінних для визначення незбуреної температури ґрунту  $\vartheta_{E,0}$  (рівняння 2.7).

### Регулювання температури поблизу поверхневих шарів землі

Температура ґрунту поряд із земною поверхнею, відповідає добовому ходу температури навколишнього повітря. Для ГТВ якщо це впливає на температурний профіль ґрунту вважаючи, навіть якщо ГТВ зазвичай укладено на глибинах, де добові коливання в порівнянні з сезонним низькі. Підхід з урахуванням зміни температури приповерхневих шарів ґрунту в аналітичній моделі розрахунку засновано на рівнянні 2.7, щоб визначити, температуру ґрунту профіль від сезонного ходу температури навколишнього повітря  $\vartheta_{A,0}$ . З рівняння 2.9 і, зокрема для рівняння 2.14 є незбурена температура ґрунту  $\vartheta_{E,0}$ , а приповерхнева температура ґрунту на виправленій  $\vartheta_{E,0,Ob}$ :

$$\vartheta_{E,0,Ob} = \vartheta_{E,0} + (\vartheta_{A,0} - \vartheta_{E,0}) \cdot e^{-\left(\frac{S_0}{S_{\infty}}\right)^{0,75}} \quad (2.20)$$

$\vartheta_{E,0,Ob}$  – скоригована температура ґрунту з урахуванням температури верхніх шарів ґрунту, °С;  $S_{Ob}$  – глибина проникнення для верхніх шарів ґрунту, м.

Глибина проникнення визначається як оцінка за порівнянням результатів розрахунків для холодних зимових днів з типовими температурами в глибині ґрунту.

## 2.7 Розрахунок теплового балансу

Для розрахунку теплового балансу необхідно оцінити які теплопровідні характеристики має будівля та кількість тепла, що виділяється тваринами при їх утриманні, необхідну вентиляцію. Це дає змогу визначити оптимальні варіанти енерговитрат з мінімальним обігрівом і охолодженням для всієї будівлі для підтримання необхідної температури.

Дефіцит теплової енергії в приміщенні визначається за результатами розрахунку теплового балансу по загальноприйнятій методиці.

Сама низька температура всередині приміщення прийнята +8 °С.

В теплий період року температура повітря повинна бути не більше ніж на 5°С вище розрахункової зовнішньої літньої температури для проектування вентиляції, але не перевищувати +28 °С.

Таблиця 2. 1– Вихідні дані приміщення для утримання корів в будівлі - корівник на 200 голів ТП 801-2-5585.

Тип огорожі	Матеріал	Площа, м <sup>2</sup>
Загальні розміри		72x21x3
Стіни	Цегла 380 мм	458,4
Покрівля	Бетонні плити 15 см	1428
Підлога	Бетон 120 мм на ґрунті	1428
Вікна	Одинарне скління в одинарній рамі	43,2
Двері	Залізні, теплоізоляція 4 см	32,4
Поголів'я корів		200 гол.х бц

Вихідні дані для розрахунку теплового балансу беруться по плану будівлі.

Виділення тепла на одну тварину становить – 800 Вт. Мінімальна кількість припливного повітря на одну тварину –  $0,15 \times 600 = 90$  м<sup>3</sup>/год., для стада – 18000 м<sup>3</sup>/год.

Сама низька середня температура повітря в холодну пору року (січень) в зоні де розташована Україна -6 °С. Сама висока середня температура повітря влітку (липень) в зоні де розташована Україна до +25 °С.

Розрахунок проводився програмою «Расчет теплового баланса» в середовищі Excel (Offis 2003).

В результаті розрахунку визначається потужність обігріву, необхідна для підтримання необхідних умов - температури повітря +10 °С в холодну пору року, та потужність охолодження жарким літом до +28 °С.

Залежності теплової потужності та температури в приміщенні, яка відповідає нормативним вимогам [31] від температури зовнішнього повітря:

$$Q_d = 0 \text{ при } -6 < t_3 < +14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_n = t_3 + 14 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (2.21)$$

$$Q_d = 11,2(28 - t_3) - 160, \text{ кВт при } t_3 > +14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_n = +28 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.22)$$

Загальна теплопродукція 200 голів тварин становить 160 кВт і прогріває приміщення на +14 °С, при зовнішній температурі повітря  $t_3$  від - 6 до +14 °С, температура в приміщенні:

$$t_n = t_3 + 14 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.23)$$

буде в діапазоні від +8 до +28 °С.

Оскільки мінімальна середня температура на Україні -6 °С, обігрів в корівнику доцільно виконати на ГТВ, яка прогріватиме повітря від -6 °С до +2 °С, що не викличе обмерзання приміщення.

При температурі більшій ніж +14 °С приміщення потрібно охолоджувати, затрачуючи на зниження температури на 1 °С потужність 11,156 кВт (формула 2.8). Температура в приміщенні  $t_n = +28$  °С.

При температурі вище +14 °С потрібно збільшувати вентиляцію до досягнення температури не більше +28 °С.

При температурі повітря  $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$  і температурі ґрунту  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  на виході ГТВ необхідна температура становитиме  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$  – відповідно в приміщенні  $+28\text{-}29\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що приблизно дорівнює необхідній.

З розрахунків видно, що більшу частину тепловитрат складають тепловитрати на вентиляцію –  $5,9\text{ кВт}/^{\circ}\text{C}$ , що становить 53 % від загальних, а тепловитрати приміщення –  $5,2\text{ кВт}/^{\circ}\text{C}$  – 46 %.

При використанні ГТВ її енергетичні показники розраховуються згідно з об'ємом повітря, яке подається в приміщення.

З однієї свердловини ГТВ при нагріві та охолодженні повітря необхідно добувати  $2,5\text{ кВт}/\text{год.}$  теплової потужності при розході повітря  $400\text{ м}^3/\text{год.}$  і споживаній потужності  $0,2\text{ кВт.}$

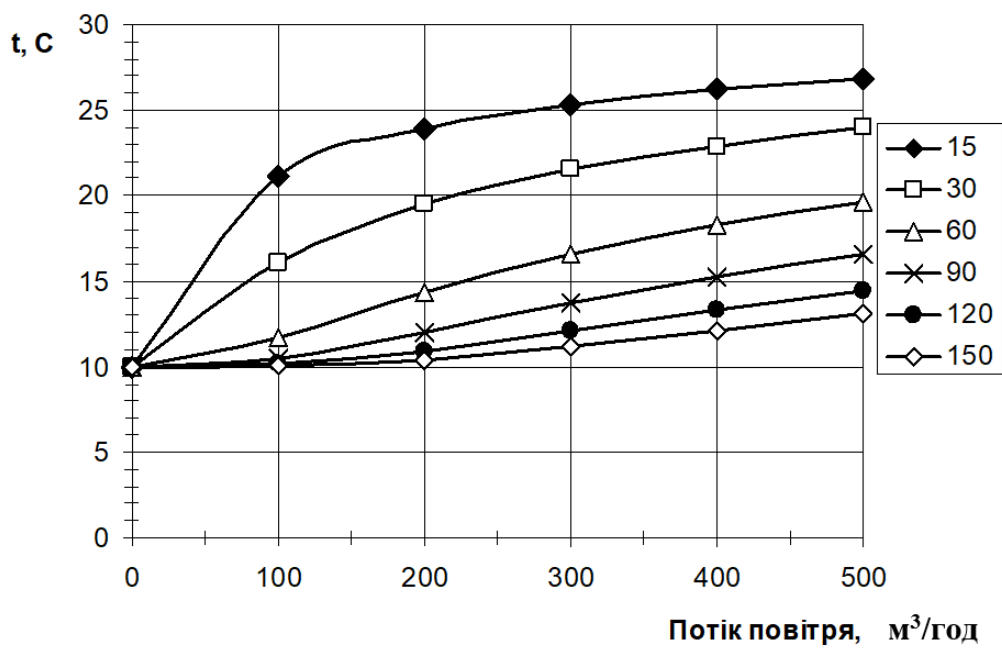
При розході повітря  $18000\text{ м}^3/\text{год.}$  потрібно спорудити  $18000/400=45$  свердловин з діаметром  $200\text{ мм.}$

При збільшенні діаметра в 2 рази перетин зростає в 4 рази, тому свердловин діаметром  $400\text{ мм}$  знадобиться 12 шт., а довжина повинна забезпечити вихідну температуру повітря  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$

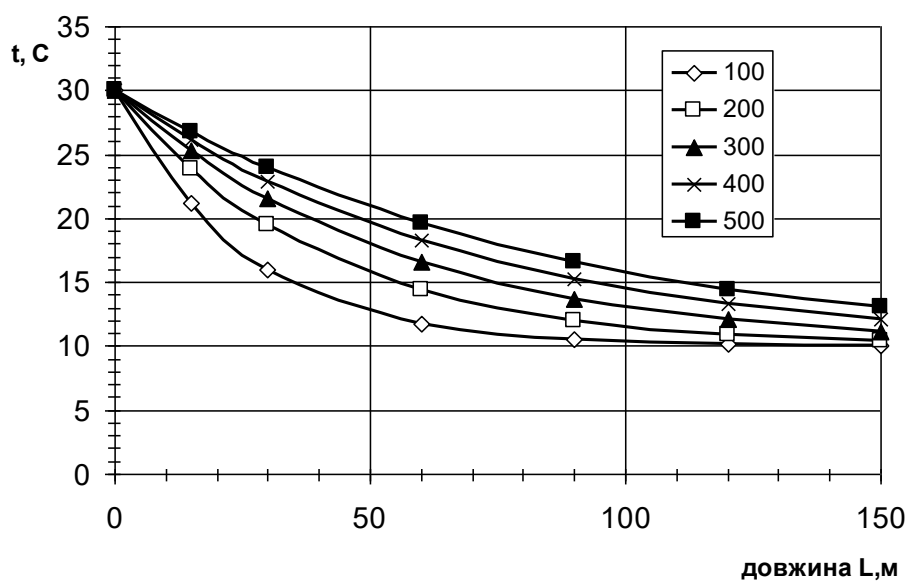
Потужність вентиляторів –  $45 \times 0,2 = 9\text{ кВт.}$

Аналогічна кондиціонерна машина має теплову потужність:  $11,2 \times (25^{\circ} - 15^{\circ}) = 112\text{ кВт}$ , для  $10\text{ кВт General Climate GC / GU-DN36HWN1}$  [43] знадобиться 11 таких машин: споживанням  $4,2\text{ кВт} \times 11 = 46,2\text{ кВт}$ , що споживатиме приблизно в  $46,2/9=5$  разів більше електроенергії ніж ГТВ.

Розглянуто обґрунтування теорії ГТВ і запропоновано методику розрахунку температури кондиціонованого повітря і потужності вентилятора на основі моделі потоків тепла з повітря в ґрунт, з ґрунту в повітря в трубі. Отримані залежності охолодження повітря  $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$  від довжини труби  $\text{Ø } 200\text{ мм}$  і потоку повітря ГТВ з температурою ґрунту  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



а



б

Рисунок 2.6– Визначені залежності температури повітря від а-потіку повітря для труб 15, 30, 60, 90, 120, 150 м, б - довжини труби  $\text{Ø}200$  мм для потоку 100, 200, 300, 400, 500  $\text{m}^3/\text{год}$ .

## 2.8 Висновки з розділу

Геотермальну систему вентиляції (ГТВ) економічно доцільно використовувати в зонах з холодними зимами та жарким літнім періодом з метою нагрівання припливного повітря в зимовий період і охолодження повітря влітку.

Пропонується використання ГТВ з повітряним теплоносієм, яка ефективно нагріває та кондиціонує повітря без значних витрат енергії.

Використання комплексу обладнання геотермальної вентиляції дозволяє отримати річний економічний ефект при порівнянні з базовою машиною за рахунок зменшення витрат електроенергії у 5 разів.

Пропонується в подальшому поєднання припливно-витяжної вентиляції з рекуператором, в якій взимку забруднене підігріте повітря, проходячи через рекуператор тепла, нагріває притік чистого повітря, з ГТВ, де зовнішнє повітря підігрівається до  $+2^{\circ}\text{C}$ , що захищає від обмерзання, і дозволить економити значні витрати на електрику, зменшивши потужність рекуператора. Влітку чисте гаряче повітря охолоджується в ГТВ до  $+15^{\circ}\text{C}$  і забезпечує оптимальну температуру для корів не вище  $+28^{\circ}\text{C}$ .

## **3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**

### **3.1 Програма досліджень**

Об'єкт дослідження – система мікроклімату з геотермальною вентиляцією. Основний процес – теплообмін між потоком повітря і масивом ґрунту за допомогою геотермальної вентиляції.

Метод дослідження – експериментальні дослідження з обробкою отриманих даних на комп'ютері.

В результаті роботи визначені параметри системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією, що забезпечують максимальну ефективну термічну потужність.

Програмою експериментальних досліджень передбачається:

- розроблення методики експериментального визначення параметрів системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією;
- проведення експериментальних досліджень з визначенням впливу параметрів і режимів роботи системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією на її ефективну термічну потужність;
- оброблення результатів експериментальних досліджень;
- розроблення математичної моделі процесу функціонування системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією;
- визначення параметрів системи мікроклімату з геотермальною вентиляцією, що забезпечують максимальну ефективну термічну потужність.

### **3.2 Опис експериментальної установки**

Експериментальна установка, яку можна побачити на рисунках 3.1 і 3.2, складається з вертикального ґрунтового теплообмінника, що має дві коаксіально





Зовнішнє повітря подається в нижню частину теплообмінника через нагнітаючий повітропровід, і дистанційні втулки-завихрювачі сприяють інтенсифікації процесу теплообміну між корпусом і повітрям.

Функція вентилятора полягає в подачі повітря в теплообмінник. Для регулювання подачі використовується заслінка та частотний перетворювач Danfoss VLT Micro Drive M3.



Рисунок 3.2 – Експериментальна установка

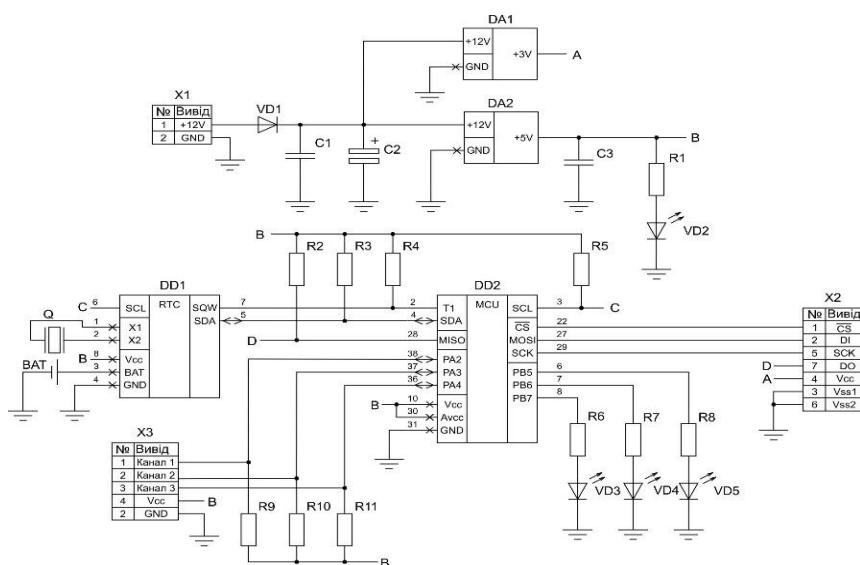


Рисунок 3.3 – Схема пристрою для моніторингу температури

Для зберігання температурних показників зовнішнього та припливного повітря розроблено пристрій з багатьма каналами (див. рис. 3.3), а для контролю температури з восьми датчиків використовується електронний термометр з датчиками температури DS18B20 (див. рис. 3.4).



Рисунок 3.4 – Термометр електронний на 8 датчиків температури DS18B20

Технічну характеристику експериментальної установки представлено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика експериментальної установки

Показник	Величина
Внутрішній діаметр обсадної труби, мм	200
Товщина стінки обсадної труби, мм	4,0
Діаметр нагнітаючого повітропроводу, мм	100
Товщина стінки, мм	2,2
Глибина свердловини максимальна, м	15,0
Подача повітря, м <sup>3</sup> /год.	0 - 550
Температура ґрунту, °С	10-12
Температура повітря середньомісячна максимальна, °С	+25
Температура повітря середньомісячна мінімальна, °С	- 6
Тип вентилятора	Електричний центробіжний вентилятор ВЦ 14-46 № 2 1,1кВт, 3000 об/хв. 380В
частотний перетворювач	Danfoss VLT Micro Drive M3

### 3.3 Методика досліджень

Розроблена методика експериментальних досліджень щодо визначення параметрів системи мікроклімату у вигляді математичної моделі, яка передбачає проведення вимірів температури повітря з геотермальної вентиляції при варіюванні величини потоку повітря на максимальному, середньому та мінімальному значенні та при варіюванні температури повітря оточуючого середовища – при максимальній влітку температурі  $+36^{\circ}\text{C}$ , при середньому значенні  $+24^{\circ}\text{C}$  - між максимальною температурою повітря та температурою в глибині землі  $+12^{\circ}\text{C}$ , та при  $0^{\circ}\text{C}$  і  $-12^{\circ}\text{C}$ .

Таким чином матриця плану експерименту повинна мати 3 рівні фактора потоку повітря та 5 рівнів фактора температури повітря, причому для рівня температури повітря  $+12^{\circ}\text{C}$  дослід не проводиться (температура землі  $+12^{\circ}\text{C}$ ).

В якості критерію оптимізації обрано коефіцієнт ефективності геотермальної вентиляції:

$$K = P_t / P_n, \quad (3.1)$$

де  $P_t$  вказує на теплову потужність геотермальної вентиляції у ватах (Вт), а  $P_n$  вказує на потужність, необхідну для прокачування повітря через геотермальну вентиляцію, також у ватах (Вт).

Теплова потужність геотермальної вентиляції:

$$P_t = \frac{Q}{3,6} \rho_n c_n (T_2 - T_1), \quad (3.2)$$

де  $Q$  визначає об'ємну подачу повітря, виражену у метрах кубічних на годину ( $\text{м}^3/\text{год}$ );  $\rho_n$  вказує на щільність повітря на виході з теплообмінника, виражену в кілограмах на кубічний метр ( $\text{кг}/\text{м}^3$ );  $c_n$  представляє питому теплоємність повітря, приймаючи значення  $c_n = 1,02$  кілоджоулів на кілограм градус Цельсія ( $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$ );  $T_1$  та  $T_2$  – відповідно температури на вході і виході з геотермальної вентиляції, виражені в градусах Цельсія ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Таблиця 3.2 – Технічна характеристика системи мікроклімату з установкою геотермальної вентиляції

Показник	Величина
Внутрішній діаметр обсадної труби, мм	200
Товщина стінки обсадної труби, мм	4,0
Діаметр нагнітаючого повітропроводу, мм	100
Товщина стінки, мм	2,2
Глибина свердловини, м	15
Подача повітря, м <sup>3</sup> /год.	0 - 550
Потужність вентилятора, кВт	1,1
Температура ґрунту, °С	10-12
Температура повітря середньомісячна максимальна, °С	+25
Температура повітря середньомісячна мінімальна, °С	- 6

В якості поновлюваного джерела термічної енергії для підігрівання та кондиціонування припливного повітря при забезпеченні нормативних параметрів мікроклімату тваринницьких приміщень можливо використовувати тепло, яке акумулюється в ґрунті за теплий період року від сонця та радіогенної енергії надр землі.

Потенціал геотермальної енергії на глибині 10-100 м більший чим в поверхневому шарі ґрунту глибиною до 2-4 м, оскільки температура на глибині більше 10 м стабільна на протязі року і складає 11-12 °С без річних коливань.

Для відбору геотермальної енергії та перетворення її в потрібному вигляді - нагріванні чи охолодженні - використовують геотермальні теплообмінники.

Геотермальну систему вентиляції (ГТВ) з повітряним теплоносієм використовують в основному в виробничих сільськогосподарських приміщеннях.

Розроблена методика експериментальних досліджень щодо визначення параметрів системи мікроклімату у вигляді математичної моделі, яка передбачає проведення вимірів температури повітря з геотермальної вентиляції при варіюванні величини потоку повітря на максимальному, середньому та мініальному значенні та при варіюванні температурі повітря оточуючого середовища - при максимальній влітку температурі +36°С, при середньому значенні +24°С - між максимальною температурою повітря та температурою в глибині землі +12°С, та при 0°С та -12°С.

Таким чином матриця плану експерименту повинна мати 3 рівні фактора потоку повітря та 5 рівнів фактора температури повітря, причому для рівня температури повітря  $+12\text{.}^{\circ}\text{C}$  дослід не проводиться (температура землі  $+12\text{.}^{\circ}\text{C}$ ).

Об'ємна подача повітря

$$Q = 900\pi D^2 v, \quad (3.3)$$

де  $D$  вказує на діаметр теплообмінника, вимірюваний у метрах (м), а  $v$  представляє швидкість повітря при виході з теплообмінника, виміряну в метрах на секунду (м/с).

Щільність повітря на виході з теплообмінника

$$\rho_n = \rho_{н.у.} \frac{273}{273 + T_2}, \quad (3.4)$$

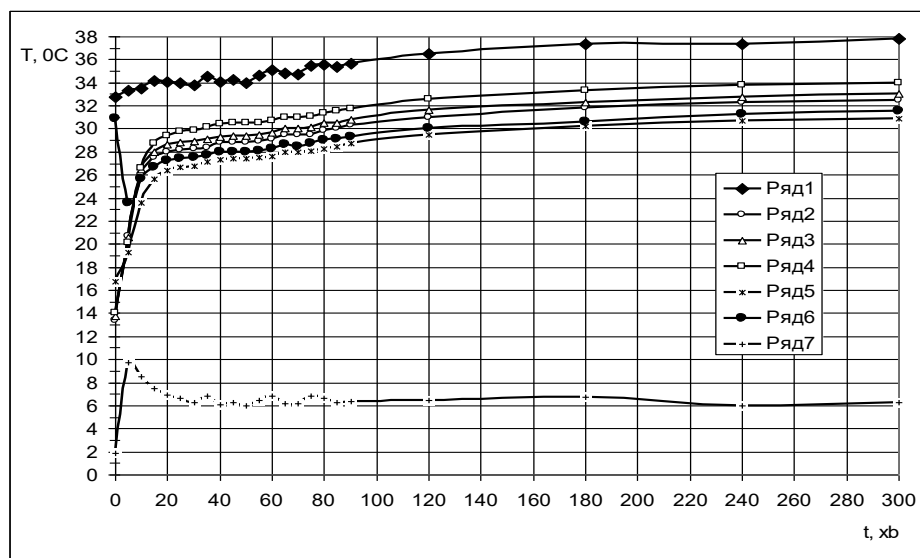
де  $\rho_{н.у.}$  – щільність повітря при нормальних умовах,  $\rho_{н.у.} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ .

Потужність двигуна і енергетична характеристика ГТВ визначається електронним ватметром.

## 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 4.1 Результати обробки даних

Проведено дослідження по визначенню параметрів системи мікроклімату з установкою геотермальної вентиляції



ряд 1 – температура повітря на вході; ряд 2 – на глибині 15 м; ряд 3 – на глибині 11 м; ряд 4 – на глибині 7 м; ряд 5 – на глибині 3 м; ряд 6 – на виході; ряд 7 – різниця температур на виході і вході системи

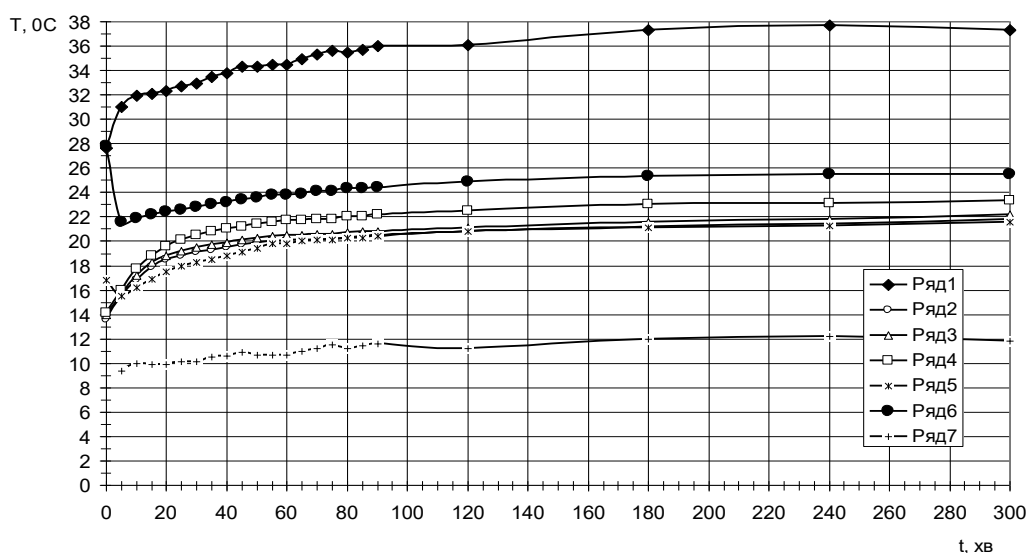
Рисунок 4.1 – Залежність температури повітря при максимальному потоку повітря  $588 \text{ м}^3/\text{год.}$  та максимальній температурі  $+36^\circ\text{C}$

В результаті роботи визначені при відповідних подачах потоку повітря, визначених через швидкість повітря в трубі - температура повітря на вході та виході та вздовж труби ГТВ при охолодженні влітку та при нагріванні взимку.

Потік повітря визначений при максимально відкритій заслінці –  $588 \text{ м}^3/\text{год.}$ , при мінімально відкритій –  $116 \text{ м}^3/\text{год.}$ , відповідно середнє значення становить  $(588+116)/2= 352 \text{ м}^3/\text{год.}$  Слід зазначити необхідність точної установки та надійної фіксації заслінки через вібрацію вентилятора, необхідність визначення швидкості повітря в трубі.

Визначена температура ґрунту вглибині землі на 15 м становить  $+12^{\circ}\text{C}$ , а максимальна для оточуючого повітря влітку  $+36^{\circ}\text{C}$ , середній рівень  $+24^{\circ}\text{C}$ . Відповідно взимку  $0^{\circ}\text{C}$  та  $-12^{\circ}\text{C}$ . Слід зазначити, що температура оточуючого повітря значно коливається продовж дня, тому брались середні значення з 5-10 точок, після встановлення теплової рівноваги в трубі ГТВ [2].

Визначені при відповідних подачах потоку повітря, визначених через швидкість повітря в трубі - температура повітря на вході та виході та вздовж труби ГТВ при охолодженні влітку залежності температур від часу показані на рисунках 4.2-4.3.

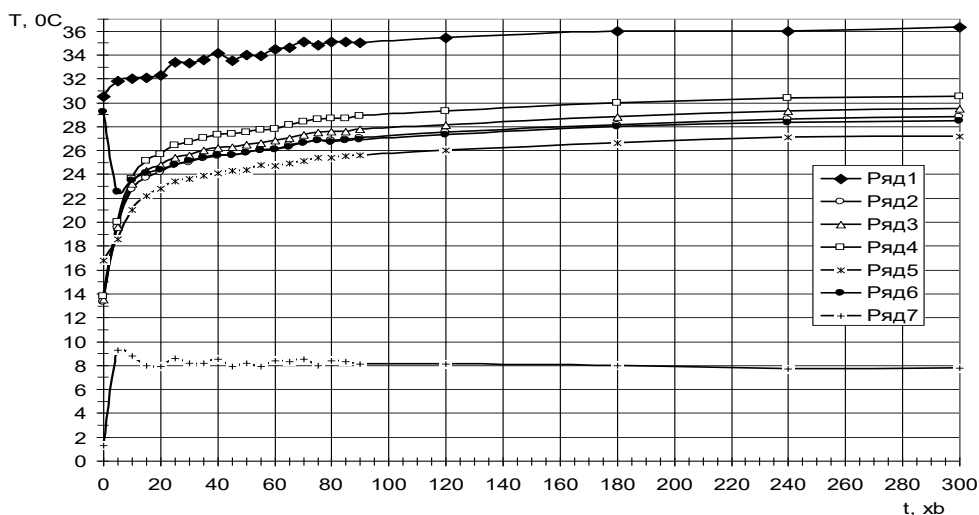


ряд 1 – температура на вході; ряд 2 – на глибині 15 м; ряд 3 – на глибині 11 м; ряд 4 – на глибині 7 м; ряд 5 – на глибині 3 м; ряд 6 – температура на виході; ряд 7 – різниця температури на вході та виході ГТВ

Рисунок 4.2 – Залежності температури повітря на вході та виході та вздовж труби в міжтрубному проміжку ГТВ при мінімальному потоку повітря  $116\text{м}^3/\text{год}$

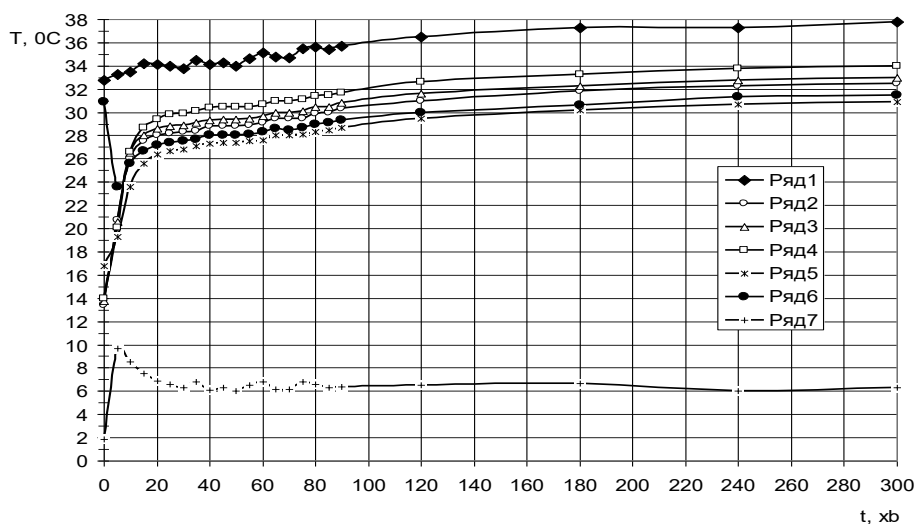
Як видно з графіків різниця температури на вході та виході ГТВ достатньо стабільна. Тому для кожного графіка визначалась зона стабільної температури та вираховувалися середні значення температури на вході та для різниці температури на вході та виході ГТВ по 6-10 точкам. Ці дані поміщалися в результуючу таблицю 4.2, по яким побудовані загальні залежності.





ряд 1 – температура на вході; ряд 2 – на глибині 15 м; ряд 3 – на глибині 11 м; ряд 4 – на глибині 7 м; ряд 5 – на глибині 3 м; ряд 6 – температура на виході; ряд 7 – різниця температури на вході та виході ГТВ

Рисунок 4.3 – Залежності температури повітря на вході та виході та вздовж труби в міжтрубному проміжку ГТВ при середньому потоку повітря 352м<sup>3</sup>/год.



ряд 1 – температура на вході; ряд 2 – на глибині 15 м; ряд 3 – на глибині 11 м; ряд 4 – на глибині 7 м; ряд 5 – на глибині 3 м; ряд 6 – температура на виході; ряд 7 – різниця температури на вході та виході ГТВ

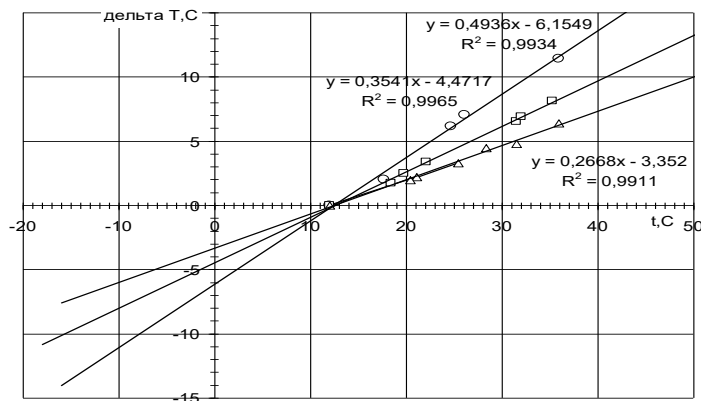
Рисунок 4.4 – Залежності температури повітря на вході та виході та вздовж труби в міжтрубному проміжку ГТВ при максимальному потоку повітря 588м<sup>3</sup>/год

Таблиця 4.2 – Середні значення температури на вході та для різниці температури на вході та виході ГТВ

Середні значення температури, °С			
Потік повітря	116 м <sup>3</sup> /год.	353 м <sup>3</sup> /год.	588 м <sup>3</sup> /год.
Температура на вході	Дельта Т, °С	Дельта Т, °С	Дельта Т, °С
12	0	0	0
21,07			2,21
22,07		3,4	
17,7	2,01		
18,4		1,72	
20,45			1,97
25,4			3,27
26,07	7,04		
28,3			4,48
31,5		6,55	4,8
32		6,92	
24,7	6,18		
35,26		8,14	
35,9	11,43		6,4
19,75		2,51	

## 4.2 Математична модель

Загальні результати залежності різниці температур на вході та виході ГТВ від температури оточуючого повітря визначають математичну модель ГТВ в програмі Excel (рис. 4.5) та в програмі STATISTICA (рис. 4.6).



потоки повітря: О – 116 м<sup>3</sup>/год., □ – 352 м<sup>3</sup>/год., Δ – 588 м<sup>3</sup>/год

Рисунок 4.5– Математична модель ГТВ в програмі Excel

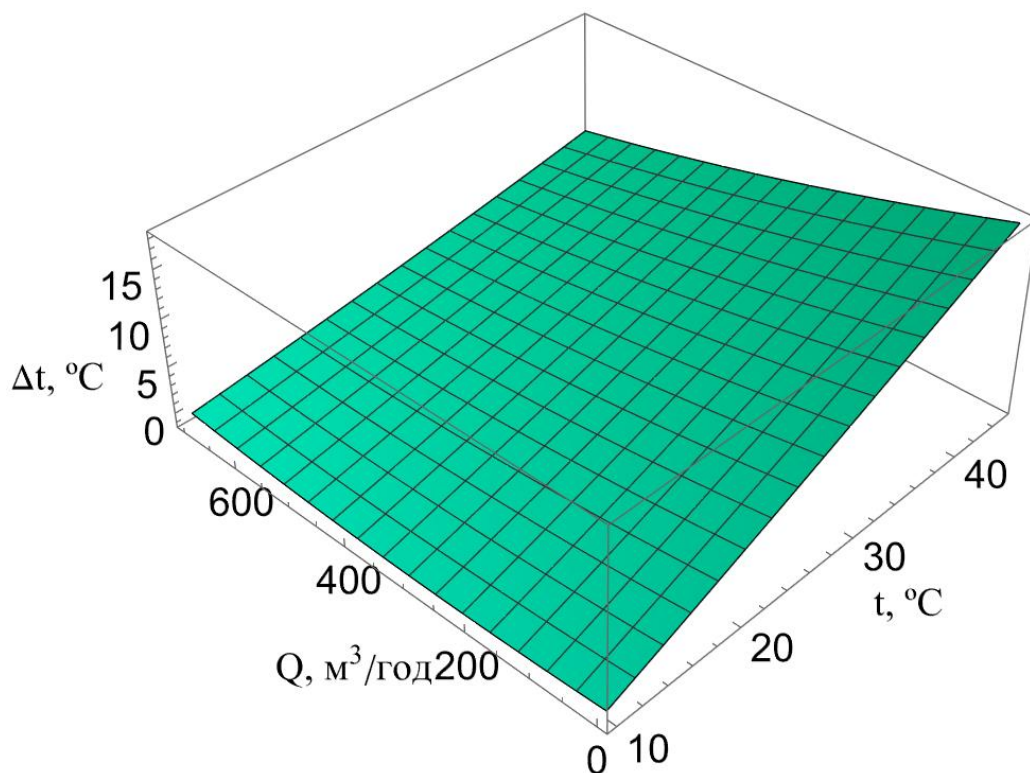


Рисунок 4.6 – Математична модель ГТВ в програмі STATISTICA у вигляді тримірної поверхні різниці температур на вході та виході

$$\Delta t = -5,7056 + 0,494 \times t + 0,0016 \times Q + 0,0009 \times t \times t - 0,0005 \times t \times Q + 6,1542 \times 10^{-6} \times Q \times Q \quad (4.1)$$

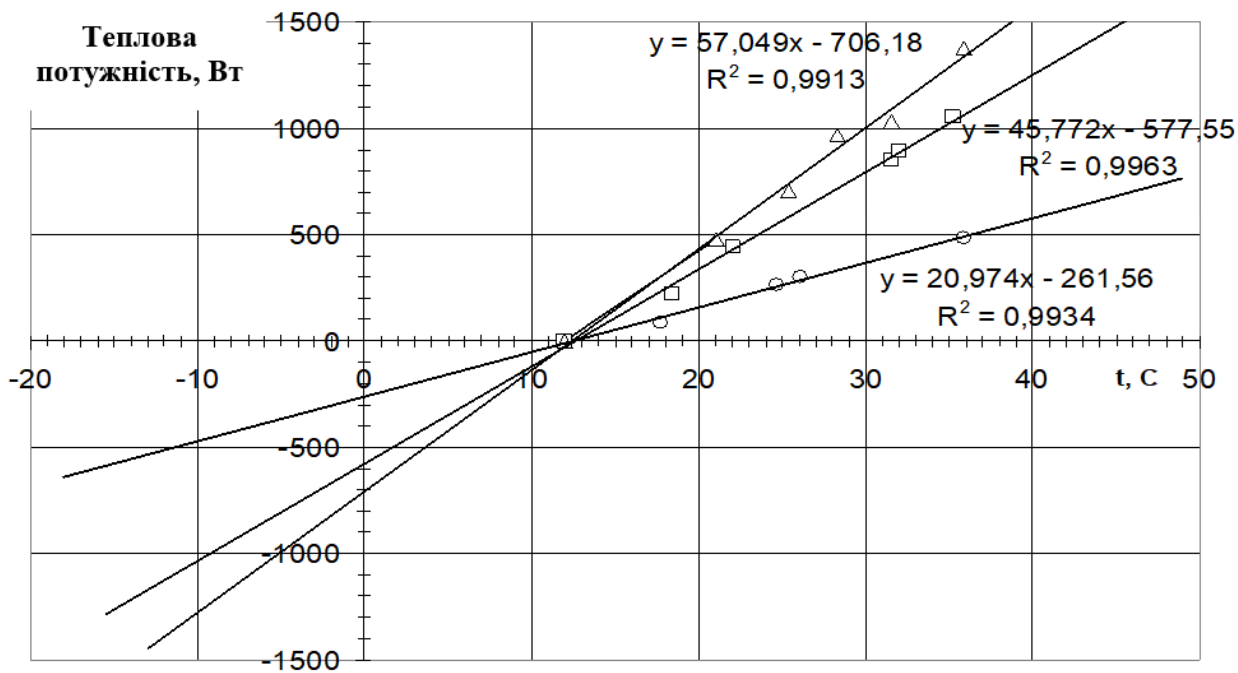
де  $t$  – температура вхідного повітря,  $Q$  – величина потоку повітря.

По формулам (4.1)-(4.4) розраховано модель вихідної теплової потужності ГТВ (рис. 4.7), яка збільшується пропорційно потоку повітря та різниці температур.

Проведені виміри залежності потоку повітря ГТВ від споживаної потужності вентилятора (рис. 4.8) дозволили визначити потужність вентилятора при роботі від перетворювача частоти Danfoss, що відповідає встановленим рівням фактора потоку повітря.

Таблиця 4.3– Потужність вентилятора при роботі від перетворювача частоти Danfoss, що відповідає встановленим рівням фактора потоку повітря

Потік повітря, м <sup>3</sup> /год.	116	353	588
Споживана потужність, Вт	40	150	460



потоки повітря: O – 116 м<sup>3</sup>/год., □ – 352 м<sup>3</sup>/год., Δ – 588 м<sup>3</sup>/год.

Рисунок 4.7– Математична модель вихідної теплової потужності ГТВ в програмі Excel

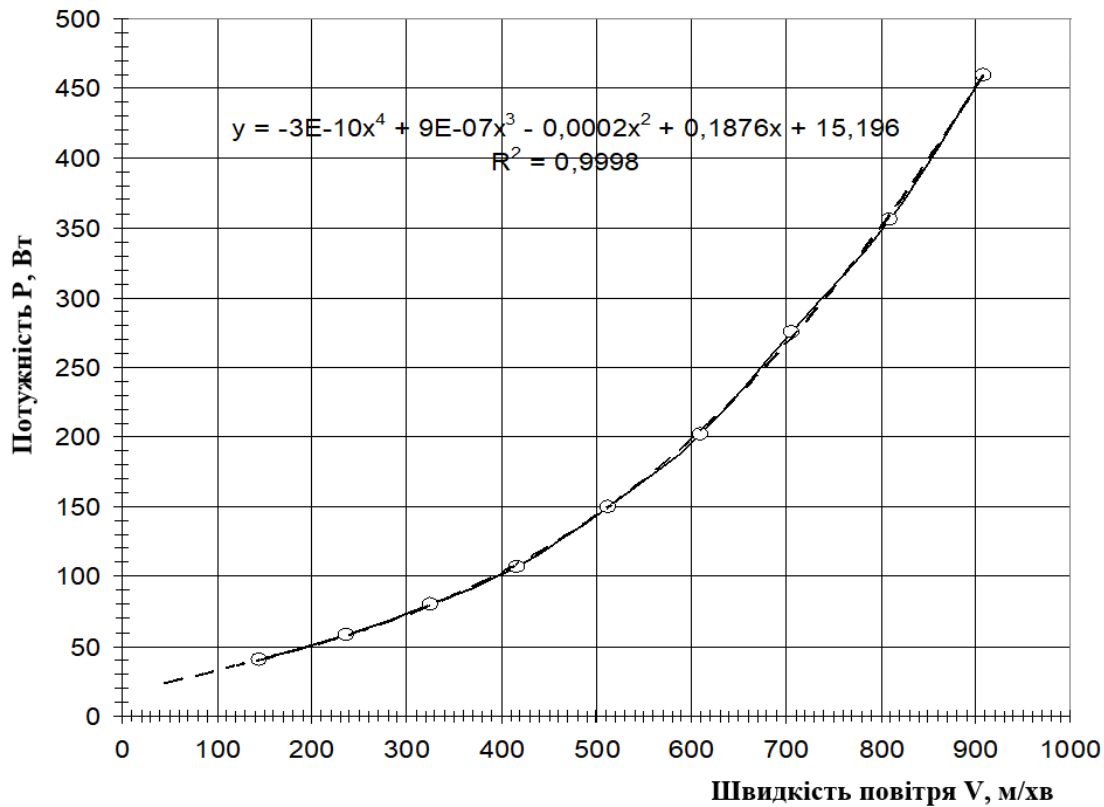


Рисунок 4.8– Залежності потоку повітря ГТВ від споживаної потужності вентилятора

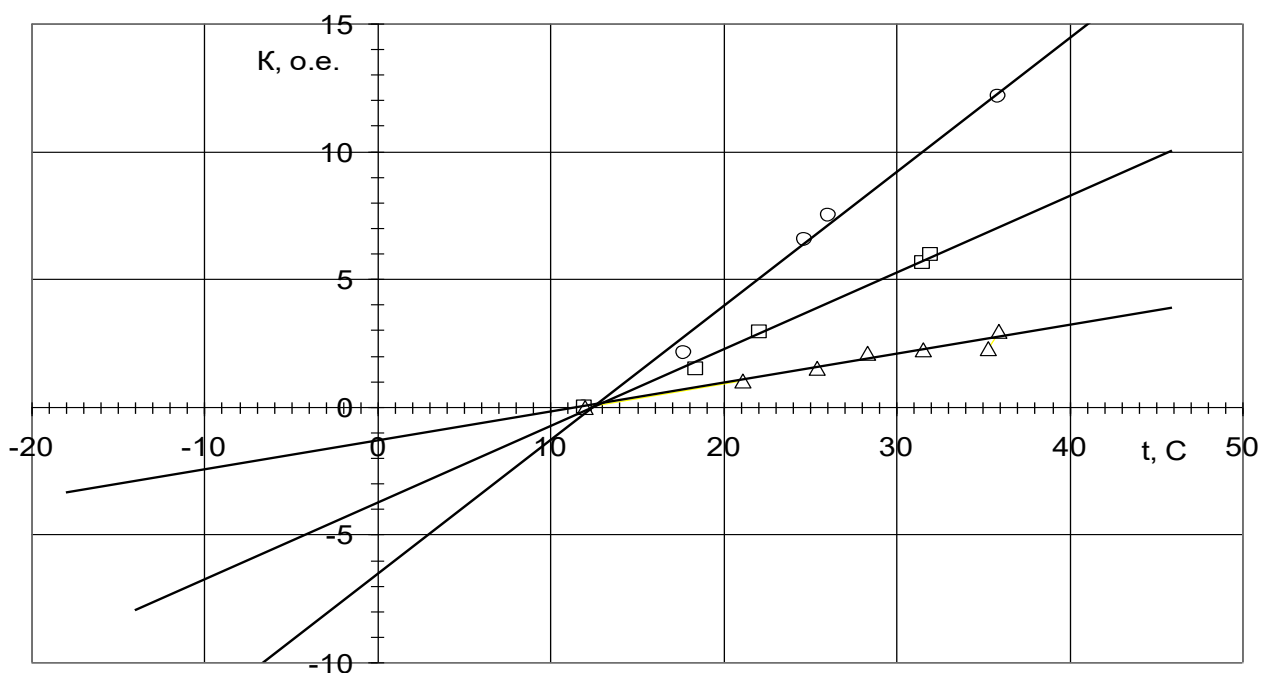


Рисунок 4.9 – Залежність коефіцієнта ефективності геотермальної вентиляції від температури повітря: O – 116 м<sup>3</sup>/год., □ – 352 м<sup>3</sup>/год., Δ – 588 м<sup>3</sup>/год.

### 4.3 Висновки з розділу

Поєднання припливно-витяжної вентиляції з рекуператором, в якій взимку забруднене підігріте повітря, проходячи через рекуператор тепла, нагріває притік чистого повітря, з ГТВ, де зовнішнє повітря підігрівається до +2<sup>0</sup>C, що захищає від обмерзання, і дозволить економити значні витрати на електрику, зменшивши потужність рекуператора. Влітку чисте гаряче повітря охолоджується в ГТВ до +15<sup>0</sup>C і забезпечує оптимальну температуру для корів не вище +28<sup>0</sup>C.

Математична модель ГТВ в програмі STATISTICA у вигляді тримірної поверхні різниці температур на вході та виході ( $\Delta T$ ):

$$\Delta T = -5,7056 + 0,494 * x + 0,0016 * y + 0,0009 * x * x - 0,0005 * x * y + 6,1542E-6 * y * y,$$

де  $x$  – температура вхідного повітря,  $y$  – величина потоку повітря.

Коефіцієнт ефективності геотермальної вентиляції зростає при зменшенні потоку повітря та при збільшенні різниці температур на вході та виході ( $\Delta T$ ).

Максимальна теплова потужність відповідає максимальному потоку повітря в ГТВ.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 5.1 Вимоги до мікроклімату виробничих приміщень

Мікроклімат виробничих приміщень впливає на самопочуття та здоров'я працівників на підприємствах через його параметри, такі як температура, вологість, рух повітря і теплове випромінювання. Цей мікроклімат є змінним і неоднорідним у просторі і часі через вплив різних факторів, таких як технологія виробництва, клімат, будівельні характеристики, система вентиляції і специфіка місця розташування.

Нормовані величини параметрів мікроклімату для робочих зон представлені в таблицях 5.1-5.2.

Таблиця 5.1 – Оптимальні величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний період року	1а – Легка	21 - 23	50 - 65	0,15
	1б – Легка	20 - 22	50 - 65	0,15
	2а – Середня	18 - 20	50 - 65	0,25
	2б – Середня	16 - 18	50 - 65	0,25
	3 – Важка	15 - 17	50 - 65	0,35
Теплий період року	1а – Легка	22 - 24	50 - 65	0,15
	1б – Легка	21 - 23	50 - 65	0,25
	2а – Середня	20 - 22	50 - 65	0,35
	2б – Середня	19 - 21	50 - 65	0,35
	3 – Важка	17 - 19	50 - 65	0,45

Температура внутрішніх поверхонь робочої зони, такі як стіни, підлога і стеля, а також температура технологічного обладнання, зовнішніх поверхонь технічних пристроїв та огорожуючих конструкцій, не повинна перевищувати

оптимальні температурні значення для повітря в даній категорії робіт, зазначені в таблиці 5.1, на більш як 2 градуси Цельсія.

Таблиця 5.2 – Допустимі величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура, °С				Відносна вологість (%) на місцях постійн. і непост.	Швидкість руху (м/с) на місцях постійн. і непост.
		Верхня межа		Нижня межа			
		На пост. роб. місц.	На непос. роб. місц.	На пост. роб. місц.	На непос. роб. місц.		
Холодний період року	1а – Легка	24	25	20	17	70	<0,15
	1б – Легка	23	24	19	16	70	<0,25
	2а – Середня	22	23	16	14	70	<0,35
	2б – Середня	20	22	14	12	70	<0,45
	3 – Важка	18	19	12	11	70	<0,55
Теплий період року	1а – Легка	27	29	21	19	50	0,25
	1б – Легка	27	29	20	18	55	0,35
	2а – Середня	26	28	17	16	60	0,45
	2б – Середня	26	28	14	14	65	0,55
	3 – Важка	25	27	14	12	70	0,65

При виконанні робіт, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням і здійснюваних в кабінетах, керуючих пультів, а також у приміщеннях, де використовується обчислювальна техніка та інше обладнання, необхідно забезпечувати оптимальні мікрокліматичні умови (температура повітря в межах 22-

24 °С, відносна вологість в діапазоні 60-40%, швидкість руху повітря не більше 0,1 м/с).

Допустимі значення мікрокліматичних параметрів встановлюються у випадках, коли виробничі вимоги, технічні обмеження та обґрунтовані економічні врахування не дозволяють забезпечити оптимальні мікрокліматичні умови.

Допустимі значення параметрів мікроклімату визначаються для постійних і тимчасових робочих місць, які перераховані в таблиці 5.2. Перепад температури повітря вздовж висоти робочої зони при забезпеченні допустимих мікрокліматичних умов не повинен перевищувати 3 °С для всіх категорій робіт, і відхилення температури в різних точках робочої зони протягом робочої зміни не повинні виходити за межі допустимих значень для даної категорії робіт, як вказано в таблиці 5.2.

Розрахунки, проведені в розділах 2 і 4 даної роботи, демонструють, що розроблений ґрунтовий теплообмінник відповідає вимогам до мікроклімату виробничих приміщень. Тому тепер розглянемо аспекти безпеки при експлуатації цього ґрунтового теплообмінника.

## **5.2 Вимоги безпеки праці при експлуатації ґрунтового теплообмінника**

Персонал, який обслуговує ґрунтовий теплообмінник і проводить ремонт на місці, повинен проходити інструктаж з обов'язковим вивченням правил техніки безпеки та протипожежних норм. Цей інструктаж має проводитися не рідше одного разу на квартал і включає реєстрацію інформації про навчену особу в спеціальному журналі.

Під час проведення ремонтних робіт на ґрунтовому теплообміннику на місці слід дотримуватися правил техніки безпеки, які стосуються будівельно-монтажних робіт.

Оскільки ці роботи виконуються у приміщеннях, які залишаються в експлуатації, персонал служби експлуатації вентиляційних систем та робітники, які виконують ремонт, повинні бути інструктовані з особливим акцентом на



дотримання правил техніки безпеки та протипожежних норм в таких специфічних умовах приміщень.

При обслуговуванні ґрунтового теплообмінника слід дотримуватися таких основних правил техніки безпеки:

а) Перед роботою на ґрунтовому теплообміннику повинні бути встановлені решітки або кожухи на обертових частинах, таких як приводні ремені, з'єднувальні муфти та інші елементи.

б) Місця, де встановлені ґрунтові теплообмінники, а також сходи до них і отвори в перекриттях, мають бути обгороджені поручнями.

в) Кришки люків і підйомні парасолі повинні бути забезпечені засувами, які утримують їх у відкритому положенні.

г) Всі повітроводи, кронштейни для вентиляційного обладнання та апаратура повинні розміщуватися на висоті не менше 1,8 м від підлоги.

д) Заборонено перекривати вентиляційні камери, канали та майданчики сторонніми предметами.

е) Ремонт та чищення електродвигунів, вентиляторів і насосів не повинні проводитися, доки обертові частини не припинять обертатися. Заборонено знімати або надягати приводні ремені при рухомому роторі електродвигуна.

ж) При роботі з повітропроводами і обладнанням, розташованим на висоті, переносні драбини повинні бути обладнані розкладними опорами і стійками для безпеки під час роботи.

з) Полозки електродвигунів мають бути заземлені.

і) Тимчасові електротехнічні пристрої мають відповідати всім вимогам техніки безпеки, які встановлені для постійних пристроїв. Напруга в електромережі, захист проводів і тип електроарматури мають відповідати загальним правилам техніки безпеки для промислових підприємств і Правилам пристроїв електроустановок.

к) Якщо виявлені удари, підозрілий шум чи вібрація обладнання, його необхідно негайно вимкнути.

л) Усі місця, де встановлене обладнання, повинні бути обладнані спеціальними засобами для монтажу, демонтажу та перевезення обладнання, а також для завантаження на транспортні засоби.

м) Під час роботи з краном або кран-балконом, керованими з підлоги, обов'язково має бути вільний прохід по всій довжині прольоту. Для проведення ремонтних робіт і встановлення кранівників мають бути передбачені посадкові майданчики і сходи в торцях прольоту.

о) Під час очищення або ремонту вентилятора та електродвигуна слід виймати плавкі запобіжники для запобігання випадковому запуску електродвигуна.

п) Вентиляційні камери та інші місця, де розташоване обладнання, повинні бути обладнані правилами техніки безпеки та інформаційними плакатами.

**Вимоги безпеки праці перед виконанням роботи.** Одягніть спеціальний одяг. Уникайте переодягання неподалік від рухливих деталей та механізмів машин і обладнання.

Перед початком роботи проведіть огляд робочого місця і переконайтеся, що воно добре освітлене. Включіть освітлення, якщо це необхідно. Перевірте роботу вентиляційної системи та її справність.

Переконайтеся, що двері і ворота в гарному стані і легко відчиняються, без поріг і засувів, гачків тощо. Уникайте закручування мотузкою, дротом, або використання гвіздків для їх закріплення.

Перевірте підлогу на вашому робочому місці на наявність чистоти, а також переконайтеся, що вона не слизька і не має вибоїн і нерівностей. У випадку слизької підлоги розсипте солону або тирсу.

Переконайтеся, що перед початком роботи всі трактори та інша техніка виведені із приміщення чи майданчика, транспортери для видалення гною зупинені. Переконайтеся, що проходи не перегорожені кормами, інвентарем, чужими предметами і т. д.

Якщо ви помічаєте будь-які несправності в обладнанні та апаратурі, негайно вимагайте їх усунення.

**Вимоги безпеки праці після закінчення роботи.** Після завершення роботи необхідно припинити роботу обладнання, очистити його від залишків продукту, провести промивання, провести процедуру дезінфекції і підготувати до подальшої роботи.

Потрібно провести огляд всього обладнання і, якщо виявлено будь-які несправності, повідомити завідуючого фермою.

### **5.3 Висновки з розділу**

На підставі аналізу нормативної документації та враховуючи вимоги щодо охорони праці, було визначено, що розроблений ґрунтовий теплообмінник повністю задовольняє вимоги щодо мікроклімату виробничих приміщень. Також були розроблені вимоги щодо забезпечення безпеки праці під час експлуатації ґрунтового теплообмінника.

## 6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКТУ ОБЛАДНАННЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 6.1 Вихідні дані

Розрахунок показників економічної вигідності виконувався відповідно до вимог з використанням загальноприйнятої методики, основаної на результатах проведених експериментальних досліджень. Розрахунки були здійснені за допомогою програмного забезпечення в середовищі Microsoft Excel (Microsoft Office 2003).

Для порівняння були взяті за базові машини такі обладнання:

- для опалення – пристрій із потужністю 15 кВт, який забезпечує об'єм повітря 5000 м<sup>3</sup>/год, а саме електрокалориферний пристрій СФОЦ-100 (ЕКОЦ-100) із радіальним вентилятором;
- для охолодження - дві каналні спліт-системи General Climate GC, які забезпечують об'єм повітря 5000 м<sup>3</sup>/год і мають потужність 6 кВт.

### 6.2 Методика розрахунку

Річний економічний ефект від експлуатації нової машини з обліком кількості і якості продукції

$$E_p = (\Pi_6 - \Pi_n) V_3 + E_{я}, \quad (6.1)$$

Зональний річний об'єм наробітку нової машини

$$V_3 = W_{ек} T_3, \quad (6.2)$$

Річний економічний ефект, отриманий за рахунок зміни кількості і якості продукції

$$E_{я} = C_{ян} - C_{яб}, \quad (6.3)$$

Вартість продукції, отриманої у випадку використання нової або базової машини

$$C_{\text{я}} = \sum_{j=1}^n \Pi_j V_j, \quad (6.4)$$

Річний прибуток від експлуатації нової машини

$$O = (I_{\text{б}} - I_{\text{н}})B_{\text{з}} + E_{\text{я}}, \quad (6.5)$$

Строк окупності додаткових інвестиційних вкладень на нову машину

$$T_{\text{окд}} = \frac{K_{\text{н}} - K_{\text{б}}}{O}, \quad (6.6)$$

Лімітна ціна нової машини

$$\Pi_{\text{л}} = \left( \frac{E_{\text{п}}}{a_{\text{н}} + E_{\text{н}}} + B_{\text{н}} \right) \frac{1}{k_{\text{б}}} \delta, \quad (6.7)$$

Балансова вартість машини

$$B = \Pi_{\text{м}} k_{\text{б}}, \quad (6.8)$$

Коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень

$$E_{\text{н}} = \frac{C_{\text{б}}}{100}, \quad (6.9)$$

Сукупні витрати

$$\Pi = I + KE_{\text{н}}, \quad (6.10)$$

Прямі експлуатаційні витрати

$$I = Z + \Gamma + P + A + \Phi + M, \quad (6.11)$$

Витрати на оплату праці

$$Z = \frac{\sum_{i=1}^n L_i t_i r_i k_{\text{д}} n_i}{W_{\text{зм}}}, \quad (6.12)$$

Витрати коштів на паливно-мастильні матеріали та електроенергію

$$\Gamma = q k_{\text{н}} \Pi_{\text{н}}, \quad (6.13)$$

Витрати на капітальний, поточний ремонт і технічне обслуговування

$$P = \frac{B(r_{\text{т}} + r_{\text{к}})}{W_{\text{ек}} T_{\text{н}}}, \quad (6.14)$$

Витрати на амортизацію машини

$$A = \frac{Ba}{W_{зм} T_3}, \quad (6.15)$$

Витрати на допоміжні матеріали

$$\Phi = \sum_{i=1}^n h_i \Pi_{\pi i}, \quad (6.16)$$

Витрати на зберігання, страхування та монтаж машини

$$M = \frac{\sum_{i=1}^n 3_{\pi i} r_{\pi i} n_i + \Pi_d + S_{зм}}{W_{ек} T_3}, \quad (6.17)$$

Питомі інвестиційні вкладення

$$K = \frac{B + K_{буд}}{B_3}, \quad (6.18)$$

### 6.3 Результати розрахунку

Для зручності обробки і сприйняття матеріалу вихідні дані та результати розрахунку представляємо у вигляді табл. 5.1, табл. 5.2, табл. 5.3.

Таблиця 5.1 – Матеріали, засоби та обладнання – складові зразка комплекту обладнання геотермальної вентиляції

№ зп	Назва	Кіл-ть	Вартість од., грн	Вартість, грн.
1	Датчики температури DS18B20	2 шт	20	40
2	Провід для датчиків температури	5м	1	5
3	Блок автоматики	1шт	200	200
5	Труба поліпропіленова PPR d = 20 мм,	15 м	5	75
6	Труба ПВХ d = 110 мм , 3м	5шт	80,13	400,65
7	Труба ПВХ d = 200 мм , 3м	5шт	221,26	1106,3
	Труба ПВХ d = 200 мм , 1м	2шт	84,95	169,9
8	Коліно ПВХ 90° d = 110 мм	1шт	12,35	12,35
9	Коліно ПВХ 90° d = 200 мм	1шт	89,67	89,67
10	Заглушка ПВХ d = 200 мм	1шт	34,86	34,86
11	Муфти ПВХ під пайку d = 20 мм	5шт	1,15	5,75
12	Муфти різьбові під пайку d = 20 мм	2 шт	5	10
13	Муфта ПВХ d = 200 мм	1шт	68,50	68,50

14	Куток поліпропіленовий PPR d = 20 мм	1 шт	1,4	1,4
15	Кран 1/2"	1 шт	25	25
17	Лист оцинкований 1000x2000, S=0,8мм	1 шт	150	150
18	Кабель ПВС 3 х 0,75+1 х 0,75	10 м	5	50
19	Електричний центробіжний вентилятор ВЦ 14-46 № 2 1,1кВт, 3000об/хв, 380В	1 шт	1539	1539
20	Вимикач АП-50 5А 380В	1 шт	40	40
21	Куток Сталь.3 – 50x50 на раму	12м	29	348
22	Пробивка скважини в ґрунті d = 250 мм	15м	200	3000
	Загальна сума на 1 скважину			7371,4
	Загальна сума	15		110571

Таблиця 5.2 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Нова машина		Базова	
	нагрів	охолодження	нагрів	охолодження
Продуктивність машини за 1 год експлуатаційного часу, м <sup>3</sup> / год	5000	5000	5000	5000
Споживана потужність, кВт	3	1,2	20,5	8,4
Теплова потужність, кВт	15	6	15	6
Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	1	1	1	1
Добова тривалість роботи, год	24	24	24	24
Кількість днів роботи	140	67	140	67
Вартість електроенергії грн./кВт год	0,9467	0,9467	0,9467	0,9467
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування	0,12	0,12	0,12	0,12
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт	0,04	0,04	0,04	0,04
Вартість машини, грн	110571	–	13260	26007
Коефіцієнт відрахувань на амортизацію машини	0,1	–	0,1	–
Термін служби машини, років	10	–	10	–
Ставка пільгового кредиту НБУ, %	7,75	–	–	–

Таблиця 5.3 – Результати розрахунку економічної ефективності

Показник	Нова машина		Базова	
	нагрів	охолод.	нагрів	охолод.
Продуктивність машини по повітрю, м <sup>3</sup> /год	5000	5000	5000	5000
Продуктивність машини по тепловій енергії кВт	15	6	15	6
Річне завантаження машини, год	3360	1608	3360	1608
річний обсяг напрацювання машиною, кВт год	50400	9648	50400	9648
Вартість продукції, отриманої в разі використання машини, грн	47713,6	9133,76	47713,6	9133,76
Річна вартість продукції, отриманої в разі використання машини, грн	56847,4	–	56847,4	–
Річний економічний ефект, отриманий за рахунок зміни кількості та якості продукції, грн	0	–	–	–
Витрати коштів на електрику, грн	9542,73	1826,75	65208,6	12787,2
Річні витрати коштів на електрику, грн	11369,4	–	77995,9	–
Витрати на капітальний, поточний ремонт і технічне обслуговування, грн	19460,4	–	6910,99	–
Витрати на амортизацію машини, грн	12162,8	–	4319,37	–
Інвестиційні вкладення, грн	9426,17	–	3347,51	–
Прямі експлуатаційні витрати, грн	42992,7	–	89226,3	–
Сукупні витрати, грн	43723,3	–	89485,7	–
Річний прибуток від експлуатації нової машини, грн	46233,5	–	–	–
Термін окупності додаткових інвестиційних вкладень на нову машину, років	2	–	–	–
Лімітна ціна нової машини, грн	267918	–	–	–
Коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень	0,0775	–	–	–
Річний економічний ефект від експлуатації нової машини з урахуванням кількості та якості продукції, грн	45762,4	–	–	–



#### **6.4 Висновки з розділу**

Використання комплекту обладнання геотермальної вентиляції в крільчатнику на 800 кролів дозволяє отримати річний економічний ефект у розмірі 45762,4 грн за рахунок зменшення витрат електроенергії при порівнянні з базовими засобами – електрокалориферним пристроєм СФОЦ 100 з радіальним вентилятором (для обігріву) і двома каналними спліт-системами General Climate GC/GU (для охолодження).

## ВИСНОВКИ

1. Геотермальну систему вентиляції економічно доцільно використовувати в зонах з холодними зимами та жарким літнім періодом з метою нагрівання припливного повітря в зимовий період і охолодження повітря влітку. Вертикальні ґрунтові теплообмінники є найбільш ефективними для сільськогосподарських підприємств.

2. Пропонується використання ГТВ з повітряним теплоносієм, яка ефективно нагріває та кондиціонує повітря без значних витрат енергії. Використання комплексу обладнання геотермальної вентиляції дозволяє отримати річний економічний ефект при порівнянні з базовою машиною за рахунок зменшення витрат електроенергії у 5 разів.

3. Поєднання припливно-витяжної вентиляції з рекуператором, в якій взимку забруднене підігріте повітря, проходячи через рекуператор тепла, нагріває притік чистого повітря, з ГТВ, де зовнішнє повітря підігрівається до  $+2^{\circ}\text{C}$ , що захищає від обмерзання, і дозволить економити значні витрати на електрику, зменшивши потужність рекуператора. Влітку чисте гаряче повітря охолоджується в ГТВ до  $+15^{\circ}\text{C}$  і забезпечує оптимальну температуру для корів не вище  $+28^{\circ}\text{C}$ .

4. Математична модель ГТВ в програмі STATISTICA у вигляді тримірної поверхні різниці температур на вході та виході ( $\Delta T$ ):

$$\Delta T = -5,7056 + 0,494 * x + 0,0016 * y + 0,0009 * x * x - 0,0005 * x * y + 6,1542E-6 * y * y,$$

де  $x$  – температура вхідного повітря,  $y$  – величина потоку повітря.

5. Коефіцієнт ефективності геотермальної вентиляції зростає при зменшенні потоку повітря та при збільшенні різниці температур на вході та виході ( $\Delta T$ ). Максимальна теплова потужність відповідає максимальному потоку повітря в ГТВ. Для збільшення ефективності ГТВ необхідно збільшувати довжину труби, площу теплообмінника та зменшувати швидкість потоку повітря,.

6. Необхідно в подальшому визначити при відповідних подачах потоку повітря, визначених через швидкість повітря в трубі – температуру повітря на вході та виході та вздовж труби ГТВ при нагріванні взимку.

7. Використання комплексу обладнання геотермальної вентиляції в крільчатнику на 800 кролів дозволяє отримати річний економічний ефект у розмірі 45762,4 грн за рахунок зменшення витрат електроенергії при порівнянні з базовими засобами – електрокалориферним пристроєм СФОЦ 100 з радіальним вентилятором (для обігріву) і двома каналними спліт-системами General Climate GC/GU-DN36HWN1 (для охолодження).

**БІБЛІОГРАФІЯ**

1. Васильєв Г. П. Теплохладопостачання будівель та споруд з використанням низькопотенційної теплової енергії поверхневих шарів Землі / Г. П. Васильєв. - Кордон, 2006. - С. 10-20.
2. Клавдієнко В. П. Нетрадиційна енергетика в країнах ЄС: економічне стимулювання розвитку / В. П. Клавдієнко, А. П. Тарасов. - Наука, 2006. - № 9. - С. 42 - 46.
3. Васильєв Г. П. Теплохладопостачання будівель та споруд з використанням низькопотенційної теплової енергії поверхневих шарів землі: дис. докт. техн. наук: 05.23.03/Г. П. Васильєв. -, 2006. - 25 с.
4. Кудря С. О. Структурні тенденції в енергетиці Європи і розвиток відновлюваної енергетики в Україні / С. О. Кудря, Б. Г. Турчинський // Відновлювана енергетика. — 2005. — № 1. — С. 36 — 40.
5. Білодід В.Д. Використання поновлюваних джерел енергії передовими країнами світу // Енергозбереження.– 2007. – №2. – С.19-24.
6. Lund, J. W., and T. Boyd: “Oregon Institute of Technology Geothermal Uses and Projects – Past, Present and Future,” Proceedings, 34th Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Sanford University, (2009)
7. Jennejohn, D., 2011. Annual Geothermal Power Production and Development Report: 4/21/2011, Geothermal Energy Association, Washington DC, pp. 59.
8. J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis And G. Hellstrom. “Geothermal Heat Pumps – An Overview.” Geo-Heat Center Quarterly Bulletin, 25/3 (SEPTEMBER 2004), Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, Klamath Falls, OR (available at: <http://geoheat.oit.edu>).
9. Elizabeth C. Battocletti and William E. Glassey. “In Memoriam – Geothermal Direct Use Pioneers” Geo-Heat Center Quarterly Bulletin, 25/3 (NOVEMBER 2010), Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, Klamath Falls, OR (available at: <http://geoheat.oit.edu>).

10. Продовольча і сільськогосподарська організація об'єднаних націй [електронний ресурс], Режим доступу до матеріалів: <http://www.fao.org/ag/portal/ag-home/en/>.

11. Пат. 17751 України, МПК F 24j 3/08. Спосіб одержання геотермальної енергії / В.К. Костенко, О.В. Костенко, Т.В. Костенко. // Опубл. 16.10.06, Бюл.№10.

12. Овчаренко В.А. Використання теплових насосів/В.А. Овчаренко, О.В. Овчаренко // Холод М+Т, 2006 №2

13. Lund J.W., Freeston D.H. and Boyd T.L. 2005 , World-Wide Direct Utilization of Geothermal Energy 2005, World Geothermal Congress 2005, 24 - 29 April 2005 Antalya – TURKEY.

14. Cui, P.; Li, X.; Man, Y. & Fang, Z. H. (2011). Heat transfer analysis of pile geothermal heat exchangers with spiral coils, Applied Energy, 2011, 88 : pp. 4113-4119.

15. Man, Y.; Yang, H. X.; Diao, N. R.; Liu, J. H. & Fang, Z. H. (2010). A new model and analytical solutions for borehole and pile ground heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53: pp. 2593-2601

16. Man, Y.; Yang, H. X.; Li, X.; Cui, P.; & Fang, Z. H. (2011). The spiral heat source model for the pile ground heat exchangers, In press by HVAC&R Research (2011).

17. Man, Y.; Yang, H. X.; Li, X.; Cui, P.; & Fang, Z. H. (2011). The spiral heat source model for the pile ground heat exchangers, In press by HVAC&R Research (2011).

18. Spitler, J.D., X. Liu, S.J. Rees, C. Yavuzturk. 2005. Simulation and Optimization of Ground Source Heat Pump Systems. 8th International Energy Agency Heat Pump Conference. Las Vegas. May 30-June 2.

19. Васильєв Г.П. Використання низькопотенційної теплової енергії землі у теплонасосних системах/Васильєв Г.П., Шилкін Н.В АВОК. - 2003, №2, с52-60.

20. Васильєв Г.П. Екологічні аспекти впровадження нетрадиційних відновлюваних джерел енергії // Спеціалізований журнал «Енергозбереження» - 2004, № 1 стор.34-38.

21. Баранова М.Ю. Енергоефективність автономного теплопостачання // Енергоефективність та енергобезпека виробничих процесів: тр. всерос. наук.-техн.

конф. студентів, магістрантів, аспірантів, 13-15 лист. 2007. – ТДУ, 2007. – С.103-104

22. Використання тепла ґрунту для опалення тваринницьких приміщень: звіт про НДР (заключний звіт з рекомендаціями) тема 1.510.402.3.84/кер. Добкін С.М., вік. Фолітарик А.М., Васильєва Г.В // Головне спеціалізоване конструкторське бюро (ДБК) з комплексу обладнання для мікроклімату –1985. – 17с.

23. Пат. 4323113 США, US19800202587 19801031. Подземная система подогрева или охлаждения воздуха : Пат. 4323113 США, US19800202587 19801031/ Leroy S (USA) №4323113; заяв. 1982-04-06.

24. Пат. 2288413 РФ, С1, МПК F24J 3/08. Спосіб витягу геотермального тепла / Н. І. Стоянов, А. І. Воронін, І. А. Гейвандов -2005113114/06; Заявлено 29.04.05; Опубл. 27.11.06, Бюл. 33.. Патентовласник ГОУ ВПО «Північнокавказький державний технічний університет».

25. Пат. 2445554 РФ, С1, МПК F24J 2/42. Система теплоснабжения и горячего водоснабжения на основе возобновляемых источников энергии / А.Б. Алхасов, Д.А. Алхасова - 2010135098/06; Заявлено 20.08.2010; Опубл. 20.04.2011, Бюл. 33.

26. Пат. 6293120 (B1) США, 2000101 US20000688097. Система кондиционирования воздуха в здании с использованием геотермальной энергии : Пат. 6293120 США, 2000101 US20000688097/ ТОКО КОГҮО КК [США] №6293120; заяв. 2001-09-25.

27. Пат. WO 8002736 (A1) США, 19800528 WO1980SE00152. Использование грунта под зданием для аккумуляирования и/или извлечения тепловой энергии : Пат WO 8002736 (A1) США, SE19790004732 19790530/ HAGCONSULT AB [SE]; SOEDERSTROEM U [C]; SAHLSTROEM P [C]+; заяв. 1980-12-11.

28. Н.П. Мішурів. Енергозберігаюче обладнання для забезпечення мікроклімату у тваринницьких приміщеннях / Н.П. Мішуров, Т.М. Кузьміна / Науковий аналітичний огляд. - 2004, №3. - С.37-39.

29. Агєєв А.М. Резерви енергозбереження у свинарстві // Вісник ФГОУ ВПО МДАУ. Вип. 5. 2003. – 157 с.
30. Тесленко І.І. (III) Ресурсозберігаючі технології у молочному тваринництві. -, 2002. - 289 с.
31. ВНТП-АПК-02.05 Скотарські підприємства комплекси, ферми, малі ферми. Міністерство аграрної політики України. - Київ:-2005, 112с.
32. Worek W. M., Khinkis M., Kalensky D., Maisotsenko V. (2012). Integrated Desiccant-Indirect Evaporative Cooling System Utilizing the Maisotsenko Cycle. Proc. of the ASME 2012 Summer Heat Transfer Conf. HT2012-58039
33. Boukhanouf R., Alharbi A., Ibrahim H. G., Kanzari M. (2013). Investigation of a sub-wet bulb temperature evaporative cooler for buildings. Proceedings of Sustainable Building Conference. P. 70-79.
34. Kanzari M., Boukhanouf R., Ibrahim H. G. (2013). Mathematical modeling of a sub-wet bulb temperature evaporative cooling using porous ceramic materials. International Journal of Chemical, Materials Science and Engineering. Vol. 7. P. 147–153.
35. Bellemo L., Elmegaard B., Reinholdt L. O., Kærn M. R., Jakobsen A., Markussen W. B. (2013). Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process. ECOS 2013. Proceedings of the 26th International Conference on Efficiency. Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Guilin (China). P. 109–122.
36. Woods J., Kozubal E. (2013). A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: Numerical model and experiments. Energy Conversion and Management. Vol. 65. P. 208–220.
37. Lee J., Choi B., Lee D. (2013). Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 65. P. 192–198.
38. Cui X., Chua K. J., Islam M. R., Yang W. (2014). Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers. Energy Conversion and Management. Vol. 88. P. 372–381.

39. Jradi M., Riffat S. B. (2014). Experimental and numerical investigation of a dew point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy*. Vol. 132. P. 524–535.
40. Rogdakis E. D., Koronaki I. P., Tertipis D. N. (2014). Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate. *Energy and Buildings*. Vol. 70. P. 497–506.
41. El-Agouz S. A., Kabeel A. E. (2014). Performance of desiccant air conditioning system with geothermal energy under different climatic conditions. *Energy Conversion and Management*. Vol. 88. P. 464–475.
42. Sosa L. C., Gómez-Azpeitia G., Cooling average potential of evaporative cooling system in dry warm climate. *Energy Procedia*. Vol. 57. P. 2554–2563.
43. Gao W. Z., Cheng Y. P., Jiang A. G., Liu T., Anderson K. (2015). Experimental investigation on integrated liquid desiccant – Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko-Cycle. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 88. P. 288–296.