МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ та ЕНЕРГЕТИКИ

Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи
за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Розрахунок теплового насосу»

Виконала: студентка 4 курсу, групи НФ-42
Корягіна І.В.
спеціальність:
105 Прикладна фізика та наноматеріали
освітня програма:
Прикладна фізика енергетичних систем
Керівник: доцент
Алексахін О.О.
Рецензент: Круглякова О.В.

Харків – 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна

Навчально-науковий інститут комп'ютерної фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) бакалавр
Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали
Освітня програма Прикладна фізика енергетичних систем

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____Олександр КУЛИК
підпис

"____"_____2022 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ

Корягіна Ірина Василівна

1. Тема роботи: «Розрахунок теплового насосу»

керівник роботи: Алексахін Олександр Олексійович, доцент.

Затверджено наказом по університету від 27 квітня 2022 року № 4201-5/121.

2. Строк подання студентом роботи 10.06.2022

3. Перелік питань, які потрібно розробити:

1) Визначення параметрів робочого тіла теплонасосної установки у характерних точках термодинамічного циклу;
2) Обчислення показників ефективності циклу теплового насосу;
3) Оцінка параметрів ґрунтового теплообмінника;
4) Вибір марки теплового насосу.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Вибір теми кваліфікаційної роботи
2	Затвердження теми на кафедрі
3	Робота з літературними та іншими джерелами
4	Написання вступу до роботи та першого розділу
5	Написання другого розділу
6	Написання третього розділу
7	Написання четвертого розділу
8	Завершення написання дипломної роботи (висновки та література)
9	Подача науковому керівнику
10	Відгук, рецензія, підготовка до захисту
11	Попередній захист
12	Захист

5. Дата видачі завдання _____

Студентка _____ Ірина КОРЯГІНА
підпис

Керівник роботи _____ Олександр АЛЕКСАХІН
підпис

Перелік скорочень та абревіатур

АБТН – абсорбційний тепловий насос

ККД – коефіцієнт корисної дії

НПТ – низькопотенційна теплота

ТН – тепловий насос

ТНУ – теплонаосна установка

РЕФЕРАТ

Корягіна Ірина «Розрахунок теплового насосу». Кваліфікаційна робота бакалавра з прикладної фізики. - Харків: ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2022. - 42 с.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків. Робота містить 10 рисунків, 2 таблиці, 30 використаних літературних джерел.

Мета кваліфікаційної роботи – зменшення енергоспоживання системою теплозабезпечення приватної житлової будівлі за рахунок використання теплового потенціалу ґрунту.

Об'єктом досліджень кваліфікаційної роботи – теплонасосна установка типу «ґрунт-вода».

Предмет досліджень кваліфікаційної роботи – термодинамічні процеси циклу теплового насосу з робочим тілом - «Фреон - R407».

Зроблено розрахунок теплового насосу типу «ґрунт-вода» для приватної будівлі 120 $м^2$ у передмісті Харкова.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ОПАЛЕННЯ, ТЕПЛО, ВІДНОВЛЮВАЛЬНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ, НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНА ТЕПЛОТА, ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ.

ABSTRACT

Koriahina Iryna "Calculation of the heat pump". Qualifying work of a bachelor of applied physics. - Kharkiv: V. N. Karazin KhNU, 2022. - 42 p.

The work consists of an introduction, four chapters, conclusions. The work contains 10 figures, 2 tables, 30 used literature sources.

The purpose of the qualification work is to reduce the energy consumption of the heating system of a private residential building by using the thermal potential of the soil.

The object of research of qualification work - heat pump installation type "soil-water".

The subject of research qualification work - thermodynamic processes of the heat pump cycle with the working fluid - "Freon - R407".

The calculation of the ground-water heat pump for a private building of 120 $м^2$ in the suburbs of Kharkiv was made.

KEY WORDS: HEAT PUMP, ENERGY EFFICIENCY, HEATING, HEAT, RENEWABLE ENERGY SOURCES, LOW POTENTIAL HEAT, HEAT.

ЗМІСТ

ВСТУП 8
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВИХ УСТАНОВОК 11
1.1. Поняття теплового насоса, класифікації 11
1.2. Коефіцієнт перетворення тепла 19
РОЗДІЛ 2. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВАТНОЇ БУДІВЛІ 21
2.1. Опис приватної будівлі. Вихідні дані для розрахунку 21
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ 24
3.1. Розрахунок парокомпресійного теплового насосу 24
3.2. Оцінка теплотворної здатності ґрунтового теплообмінника 31
РОЗДІЛ 4. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ 33
4.1. Система панельно-променевого опалення «Тепла підлога» 33
4.2. Техніко-економічні показники теплового насосу 34
ВИСНОВКИ 38
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 39

ВСТУП

В паливно-енергетичному балансі України одна з найбільших складових це – витрати теплоти для теплопостачання. В основному витрачають на:

1) житловий сектор;

2) комунальні підприємства.

Біля 30 % палива йде на опалення та гаряче водопостачання. Більш ніж 45 % споживання теплової енергії покривають тепло-електроцентралі (ТЕЦ), великі регіональні і промислові котельні, експлуатація яких не є екологічно чистою[1].

У цих умовах та з причин підвищенням цін на паливо та його дефіцитом, постає питання про залучення вторинних ресурсів до паливно-енергетичного балансу (ПЕБ).

У промисловості є певні успіхи в утилізації високотемпературних вторинних енергоносіїв (ВЕР) – рідин з температурою понад 150°С і газів з температурою більше 150–200°С[2]. А утилізація низькопотенційної теплоти практично не реалізується. Одночасно у загальному об’ємі високотемпературних вторинних енергоносіїв низькотемпературні джерела за теплотою становлять близько 50 %.

У зв’язку з наведеним вище особливу увагу привертають теплові насоси. ТН – це технологічне обладнання, котре призначено для розподілу теплової енергії оточуючого середовища, а саме накопичуваного тепла з низькотемпературного джерела в джерело з більшою температурою, що використовується для потреб теплопостачання.

За рахунок споживання невеликих кількостей первинної енергії, вони дають змогу підняти тепловий потенціал цих низькотемпературних джерел до потрібного рівня[3].

ТН проявили себе як надійний пристрій. Шкоди навколишньому середовищу та здоров'ю користувачам не завдають. Вони працюють без

спалювання викопного палива і це допомагає створювати менше викидів; дають можливість економити природнє паливо[4].

ТН – це пристрій, який передає тепло від холодного тіла до більш теплого, за допомогою додаткової енергії.

Застосування теплових насосів є одним з найважливіших шляхів використання тепла від вторинних енергоресурсів[5].

Метою дипломної роботи є зменшення енергоспоживання системою теплозабезпечення приватної житлової будівлі за рахунок використання теплового потенціалу ґрунту.

Об'єктом досліджень дипломної роботи – теплонасосна установка типу «ґрунт-вода».

Предмет досліджень дипломної роботи – термодинамічні процеси циклу теплового насосу з робочим тілом «Фреон - R407».

В першому розділі кваліфікаційної роботи наводиться загальна інформація про теплові насоси: їх класифікації по джерелу відбору тепла, за їхніми циклами та схемами роботи.

Другий розділ присвячений детальному опису приватної будівлі у передмісті Харкова, характеристики якої будуть використовуватися у подальших розрахунках ТН.

Третій розділ містить опис розрахункової частини термодинамічних параметрів та оцінку теплотворної здатності ґрунтового ТН.

В четвертому розділі демонструються особливості використання теплових насосів для опалення будівель, а також техніко-економічні показники теплового насосу.

У висновках описано марку теплового насосу, яка підходить для отриманих параметрів ґрунтового теплообмінника.

Тема кваліфікаційної роботи є доволі актуальною у теперішній час. Згідно із Законом України "Про альтернативні джерела енергії" (Згідно зі змінами, внесеними із Законами N 514-VIII (514-19) від 04.06.2015, ВВР, 2015, N 33, ст.324), у якому говориться, що розрахунок частини енергії будуть

ураховувати в кінцевий прогрес, який сприяє використанню енергії від відновлювальних джерел.

Це значно підтримає та направить політику у вірний напрям щодо сфери енергозбереження відновлювальних джерел.

Обрахування частини енергії, виконаної тепловими насосами, буде зроблено для того, щоб сформувати звіт для Енергетичного Співтовариства про прогрес використанні енергії з відновлюваних джерел[6].

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВИХ УСТАНОВОК

1.1. Поняття теплового насоса, класифікації

Тепловий насос або теплотрансформатор - це екологічно чиста, доволі компактна установка, яка дозволяє отримувати теплоту для опалювання та гарячого водопостачання за рахунок перетворення низькопотенційної теплоти енергію більш високого температурного потенціалу.

Як джерела низькопотенційної теплоти використовують атмосферне повітря, ґрунт, каналізаційні стоки, вторинні енергоресурси промислових підприємств, воду озер, моря, річок[7]. На Рис.1.1. можна побачити з чого складається ТН.

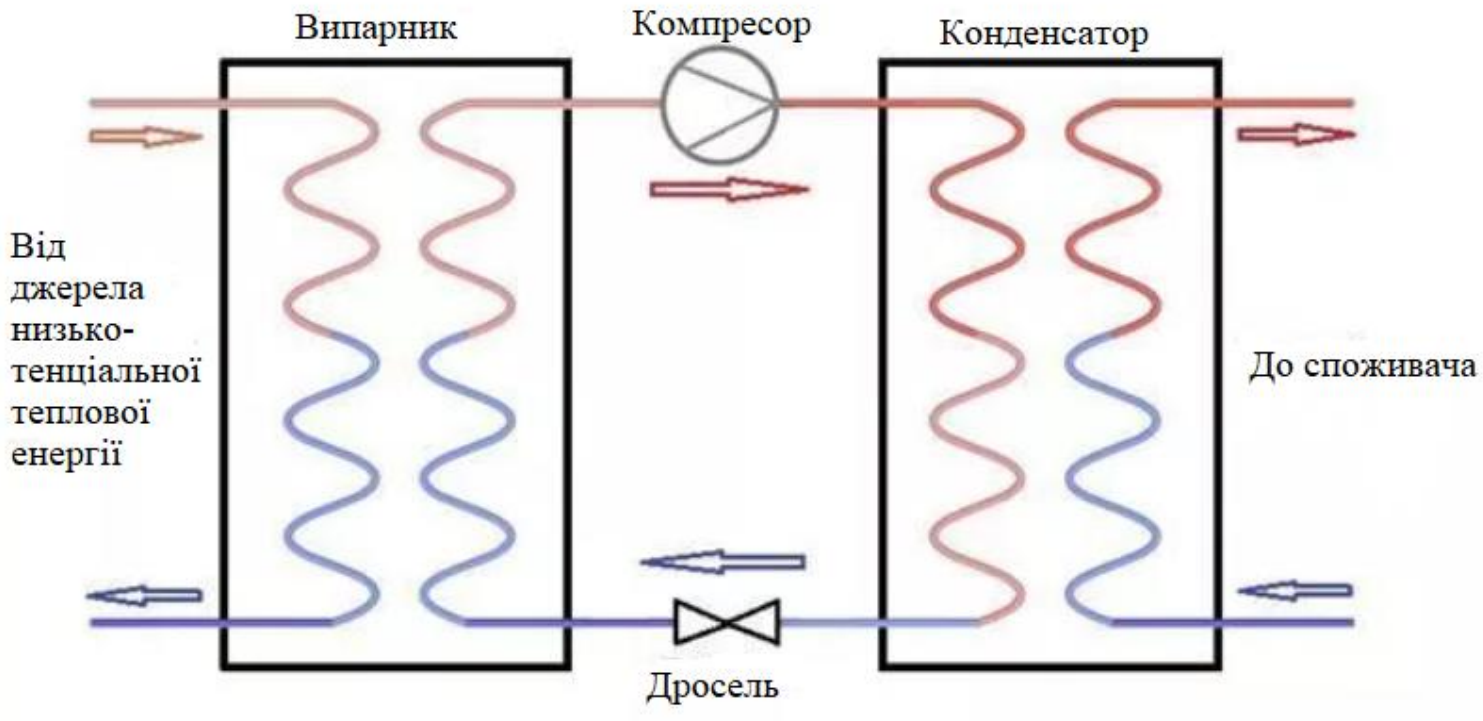


Рис. 1.1. Влаштування теплового насоса

Робочий цикл ТН формується з таких етапів: рідкий холодоагент проходить крізь дросель, тиск у якому спадає, далі холодоагент надходить у випарник, де змінює свій стан на газоподібний та починає кипіти, відбираючи тепло, котре

колектор віддає від навколишнього середовища. Газ, в котрий перетворюється холодоагент, надходить у компресор, стискається і вже розігрітий направляється до конденсатора. Конденсатор – це агрегат, який є тепловіддаючим вузлом ТН, в якому тепло забирається водою в системі опалення. Температура газу спадає і конденсується, аби потім стати розрядженим в розширювальному вентилі і повернутися до випарнику. Потім робочий цикл розпочинається наново[8].

Класифікація ТН за циклами та схемами роботи теплові насоси поділяють[9]:

1) Парокомпресійні (ПТН) (цикл Карно);
2) Абсорбційні (АБТН).

Компресійні ТН - використовують два контури. Першій – це внутрішній, він призначений для руху холодоагенту. Другий контур є зовнішнім та призначений для руху теплоносія. Холодоагент – це робоча рідка речовина, котру потрібно переробити в газоподібний стан. Для цього використовують – випарник, у якому тиск швидко падає. Випарник містить у собі два контури. Ці контури знаходяться один в одному. Зовнішній контур містить теплоносій, а внутрішній контур – холодоагент. В ньому теплоносій віддає холодоагенту низькотемпературну теплову енергію. Далі холодоагент надходить у компресор, стискається до високого тиску, підіймається його температура. Потім направляється до конденсатора у вигляді змійовика; робоча рідка речовина віддає високу температуру теплоносія. Далі холодоагент повертається у рідкий стан. Це відбувається, аби тиск знизився до необхідного мінімуму. Розширювальний клапан контролює холодоагент і останній передається у випарник і цикл розпочинається спочатку[10].

Переваги ПТН: Основною перевагою такого типу ТН - це їх висока ефективність, найбільша серед сучасних теплових насосів. Співвідношення енергії, що подається ззовні і відкачується, досягає 1:7 - це виходить, що на кожен кВт електроенергії, що подається в компресор НР, буде викачуватися 7 кВт теплоти із зони охолодження.

Абсорбційні теплові насоси - поділяють на два основних типи - водний аміак і сольовий. Вода є абсорбентом у котлі, а аміак – холодоагентом. У сольових машинах абсорбентом є водний розчин солі, а холодоагентом — вода. У світовій практиці зараз використовуються переважно солі НР, в яких абсорбентом є водний розчин солі броміду літію (H_2O/LiBr) – АБТН.

В АБТН процеси теплообміну здійснюються за допомогою комбінованих прямих і зворотних термодинамічних циклів, на відміну від парокомпресійних ТН, в якому робоча рідина (хладон) виконує тільки зворотний термодинамічний цикл.

Переваги АБТН: широкий діапазон одиничної теплової потужності установки (від сотень кіловат до кількох мегават), залежно від режиму роботи ККД обладнання може становити від 20% до 40%, нагріте середовище нагрівається до + 50-90 градусів, не використовуються аміак і фреони, відсутність рухомих частин, відсутність вібрації та шуму під час роботи, джерелом енергії можуть виступати гарячі технологічні рідини, гази, гаряча вода, пара[11].

Поділяють на три групи ТН за видом робочого агенту[12]:

1) Фреонові;
2) Аміачні;
3) Повітряні.

По типу теплоносіїв[13]:

1) вода-вода,
2) вода-повітря,
3) ґрунт-вода,
4) повітря-повітря,
5) повітря-вода,

Типи теплових насосів. Використовують три основних джерела тепла:

1) повітряне,
2) вторинне,
3) геотермальне: використання тепла ґрунту або підземних вод.

Повітряне джерело тепла

Повітря є найдоступнішим джерелом тепла. Тому що для отримання его тепла не потрібно додаткових витрат. В Україні кліматичні умови характеризуються приблизними коливаннями середніх температур повітря взимку від -9°С до +6°С, а також дуже рідкісними піками мінімальних температур до -25 ... -20°С[14].

Для використання повітряного тепла необхідно використовувати теплові насоси повітря-вода або повітря-повітря. Теплові насоси можна встановлювати як зовні будівлі, так і всередині.



Рис. 1.2. Повітряний тепловий насос зовнішнього типу

Для установки теплового насоса в приміщенні в стіні передбачено кілька отворів (затворів), через які повітря буде подаватись або виводитися в тепловий насос. Пряма подача повітря до теплового насоса здійснюється через повітропроводи. Для зниження рівня дискомфорту через шум, який створює установка, обладнання встановлюється у спеціальному місці - котельні.

Теплові насоси з джерелом повітря, призначені для установки поза будівлями, такі насоси встановлюються у заздалегідь підготовленому місці, до якого вже підключені труби від бака чи від контуру опалення[15].

Другий вид джерела тепла – вторинне

Цей тип найчастіше використовують на об’єктах, які задіяні в промисловості. Тому, що метод виробництва пов’язаний зі створенням паразитарної теплової енергії. Така енергія в технологічних процесах не використовується, а тепло найчастіше утилізують. Тому його можна використовувати як джерело тепла[16].

Третій вид джерела – геотермальні

Дані насоси працюють завдяки тепловій енергії ґрунту чи ґрунтових вод.

Поділяють на два типи:

1. відкриті,
2. замкнуті:
   a) горизонтальні,
   b) вертикальні,
   c) водні.

Горизонтальний тип – зазвичай вбудовуються на глибину над рівнем ґрунтових вод, де знаходиться ненасичений ґрунт. Тепло надходить з-під поверхневого шару ґрунту, за допомогою колектору, розташування котрого відбувається після рівня промерзання ґрунту[17]. Для Харківської області розташування відбудеться десь на 1,2 м. Ця глибина дає майже стабільну температуру протягом всього року. Для колектору необхідно достатнього вільного місця. Рис.1.3.



Рис.1.3. Ґрунтовий тепловий насос з горизонтальним контуром

Вертикальний зонд – ідеально підходить для невеликої площі. На глибині температура ґрунту дорівнює $+10°C$. Температура ґрунту не залежить від температури навколишнього середовища[18]. Для встановлення такого зонду необхідно зробити буріння свердловин та опустити туди зонд виготовлений із поліетиленової труби, котрий має форму -U. Рис.1.4.

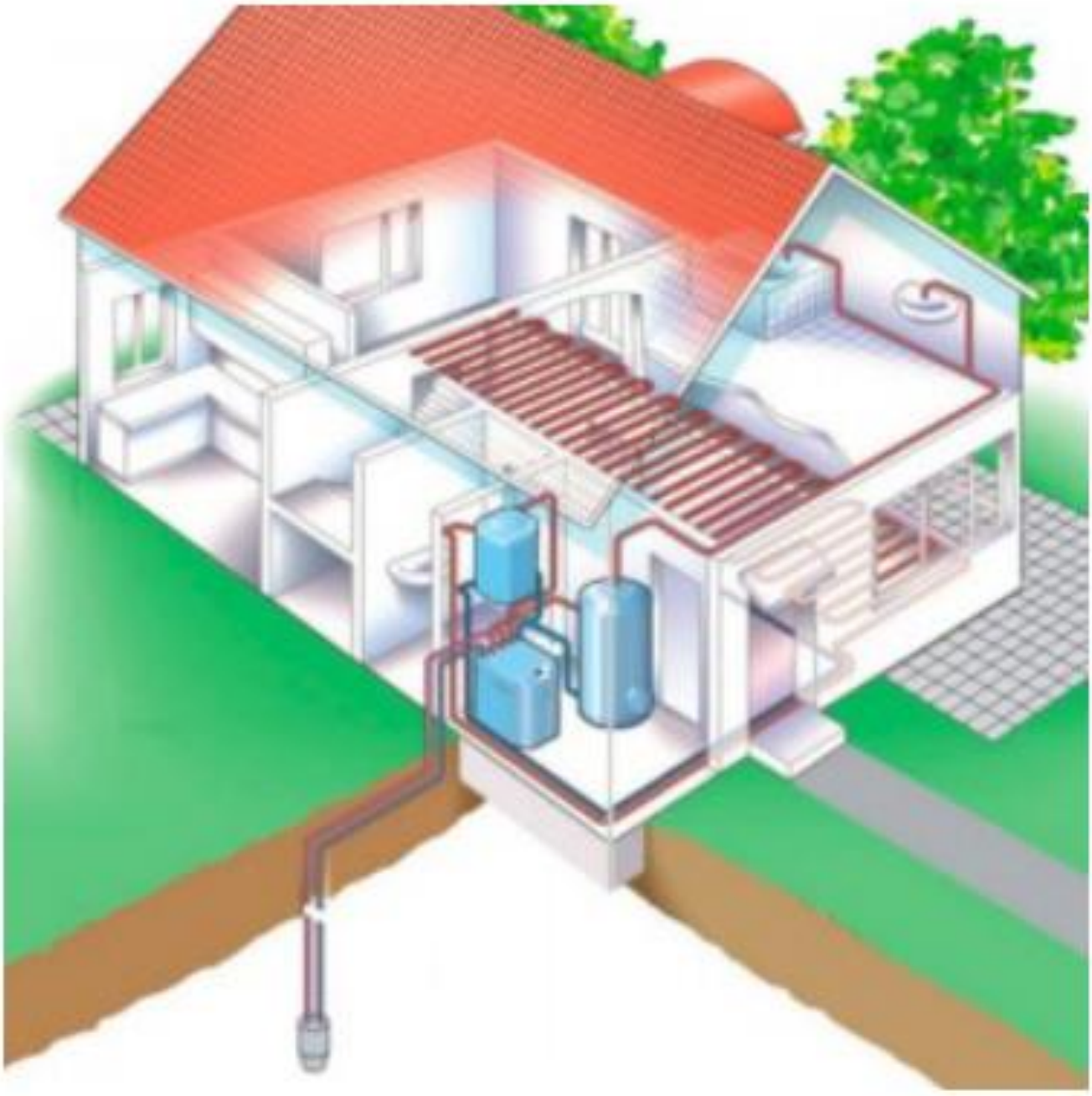


Рис.1.4. Ґрунтовий тепловий насос з вертикальним контуром

У поєднанні з ТН геотермальна система є найбільш енергоефективною та екологічно стійкою системою опалення й охолодження. Температура ґрунту постійна упродовж цілий рік, на відміну від традиційних теплових насосів з повітряним джерелом[19].

Геотермальна система із свердловинним теплообмінником підходить для експлуатації середньо-низькотемпературних геотермальних ресурсів. Він широко використовується для обігріву приміщень житлових та невеликих

комерційних будівель[20]. Для реалізації таких систем роблять штучні колодязі або наземні колодязі для теплових насосів: водозабірні та водоприймальні. Вода, забирається зі свердловини (або свердловин), подається на тепловий насос, далі відбувається процес охолоджування, а потім повертається через водоприймальні колодязі та свердловини назад в землю[21].

Водяний ТН -дуже схожий на горизонтальний, проте контур кладуть на саме дно водойма. Прокладають на рівень нижче, ніж промерзання води. Саме такий тип сьогодні на ринку є найдешевшим. Використовують пластикові труби, котрі необхідно притиснути до самого дна. Для цього використовують вантаж – 5 кг на один погонний метр.

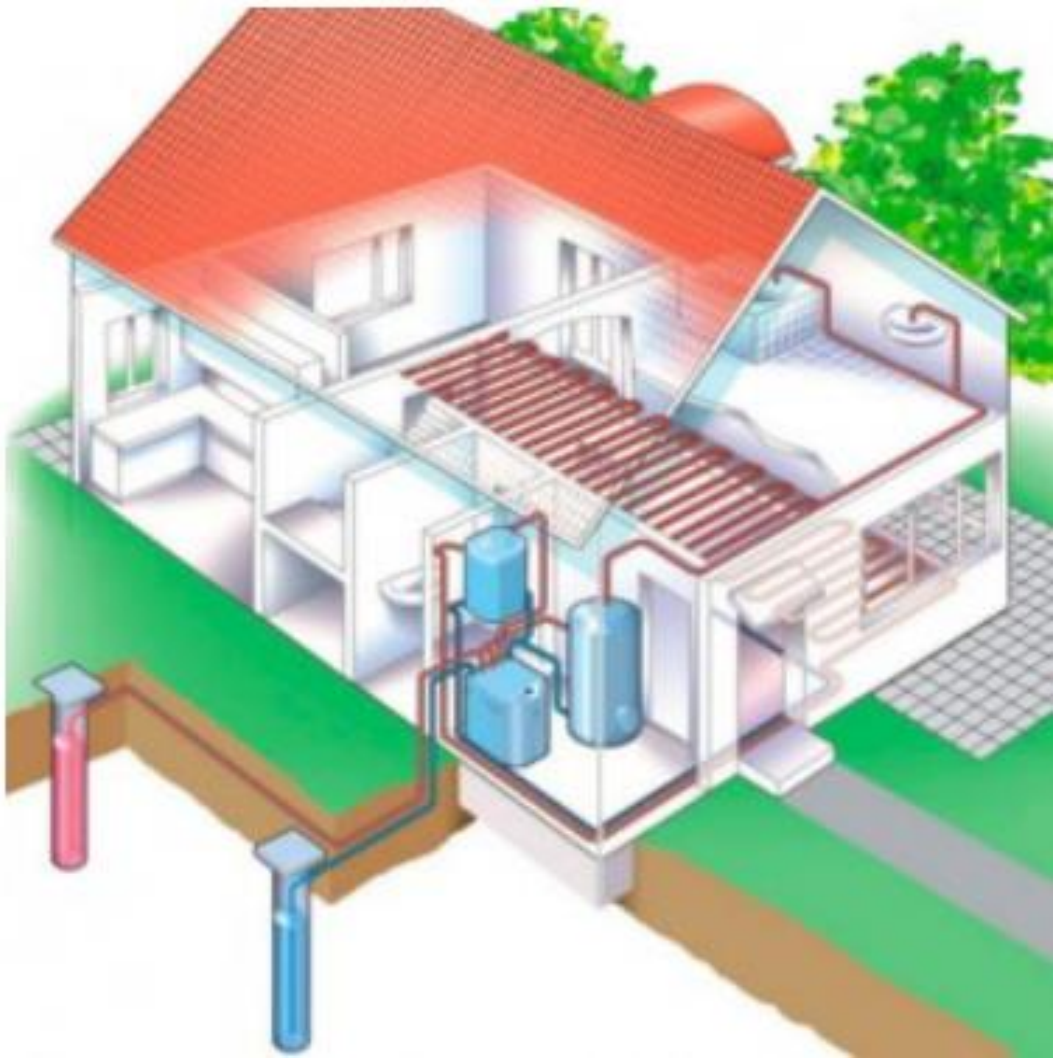


Рис.1.5. Водяний тепловий насос свердловинного типу

Тобто виходить, що з кожного метра довжини добувають майже 30 Вт. Отримуємо, що для ТН потужність якого дорівнює 10 кВт необхідно укласти контур 300 метрів[22].

1.2. Коефіцієнт перетворення тепла

Ціна теплового насосу є не дуже низька, але покупка його значно збереже кошти у подальшому. Взагалі тепловий насос обирають звертаючи увагу на його ефективність. Перед майбутнім користувачем постає питання про вигідність користування даним пристроєм.

Коефіцієнт трансформації тепла ТН є головною характеристикою.

$$\varepsilon_T = \frac{Q_в}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}, \qquad (1.1)$$

(Формула 1.1). Коефіцієнт є відношенням отриманої теплової потужності до потужності, котра йде на привід компресора. Коефіцієнт більше одиниці й має залежність від температур Т1 і Т2. У кінці роботи ТН отримуємо у 2÷8 рази більше тепла, аніж коли підігрів теплоносія відбувається в електрокалорифері.

де Q_B – одержувана теплова потужності, кВт,

N – потужність, Вт,

T_1 – температури холодного джерела теплоти,

T_2 – температури одержуваного гарячого теплоносія.

Чим більше буде коефіцієнт, тим краще і економніше буде тепловий насос. Якість виду енергії залежить від його здатності перетворюватися на інший вид енергії.

Переваги і недоліки теплових насосів:

1. багатофункціональні,
2. автоматичне управління,
3. безпечно,
4. великий строк працюють,
5. екологічно чисті.

Недоліки – це висока ціна за даний апарат.

Чому теплові насоси екологічні?

Тому що використовуються саме природні ресурсі: повітря, вода і ґрунт. Це однозначно зменшує шкідливі викиди у повітря. Також мають захист від пожеж або витоку газу.

Дані свідчать, що під час використання технології ТН, важливу роль відіграє зменшення втрат в самих машинах, тому що це істотно збільшує коефіцієнт перетворення підведеної потужності у теплопродуктивність.

РОЗДІЛ 2. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВАТНОЇ БУДІВЛІ

2.1. Опис приватної будівлі. Вихідні дані для розрахунку

Житлова будівля знаходиться Харківській області. Площа опалювального приміщення, а саме двоповерхового будинку – 120 $м^2$. На Рис. 2.1 зображено будинок. Кількість мешканців – 5 осіб. Загальні характеристики будівлі наведено в Таблиці 2.1. та Таблиці 2.2

Таблиця 2.1

Вид будівельної конструкції	Матеріал
Зовнішні стіни	цегла силікатна
Перекриття	монолітний залізобетон
Фундамент	залізобетон

Загальні характеристики будівлі

Силікатна цеглина має високу несуча здатність, тобто міцність та щільність каменю – вище 1500 кг/$м^3$, це дає будівлі велику надійність.

Матеріал цього класу витримує тиск до 30 МПа, тому ні бурі, ні механічні пошкодження, ні вітру - йому не страшні. Такі властивості є причиною довговічності саме таких будівель.

Ще зауважимо: якщо технологія будівництва дотримується, то зовнішній вигляд будівлі, за винятком кольору, буде так само незмінний, як і технічні характеристики. Тому що, до лицьових блоків висуваються найбільш високі вимоги щодо морозостійкості та міцності.

Вапно – це основний інгредієнт вихідної сировини. Стіни такого будинку рідше потребують обробки антисептичними складами. Бо вапно забезпечує відсутність грибків і цвілі.



Рис. 2.1. Приватна житлова будівля в околицях міста Харкова

В Таблиці 2.2 наведені показники енергоспоживання будівлі.

Таблиця 2.2

Показники енергоспоживання будівлі

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Опалювальна площа	A	$м^2$	120
Розрахункові витрати теплоти на опалення:			
- приміщення першого поверху	$Q_{0.1}$	кВт	10
- приміщення другого поверху	$Q_{0.2}$	кВт	8
- будинок в цілому	$Q_{0.max}$	кВт	18

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Кількість мешканців	m	меш-канців	5
Норма витрат теплоти для гарячого водопостачання	q_h	$\frac{\text{Вт}}{\text{мешк}}$	407
Витрати теплоти на гаряче водопостачання: - середні за добу - максимальні	 $Q_{h.\text{ср}}$ $Q_{h.max}$	 кВт кВт	 2,04 5,1
Максимальні витрати теплоти будівлею:	$Q_{h.max} + Q_{0.max}$	кВт	5,1+18=23,1

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

3.1. Розрахунок парокомпресійного теплового насосу

Дані для проведення розрахунку: теплове навантаження Q = 15 кВт, температура розсолу на вході в ТН $t_{н1}$ = 4 °С, температура розсолу після ТН $t_{н2}$ = 1,5°С. Температура гарячої води на вході в ТН $t_{в1}$ = 35°С. Температура гарячої води після ТН $t_{в2}$ = 55°С. Адіабатний коефіцієнт корисної дії (ККД) компресора $\eta_а$ = 0,79. Тип фреону R407.

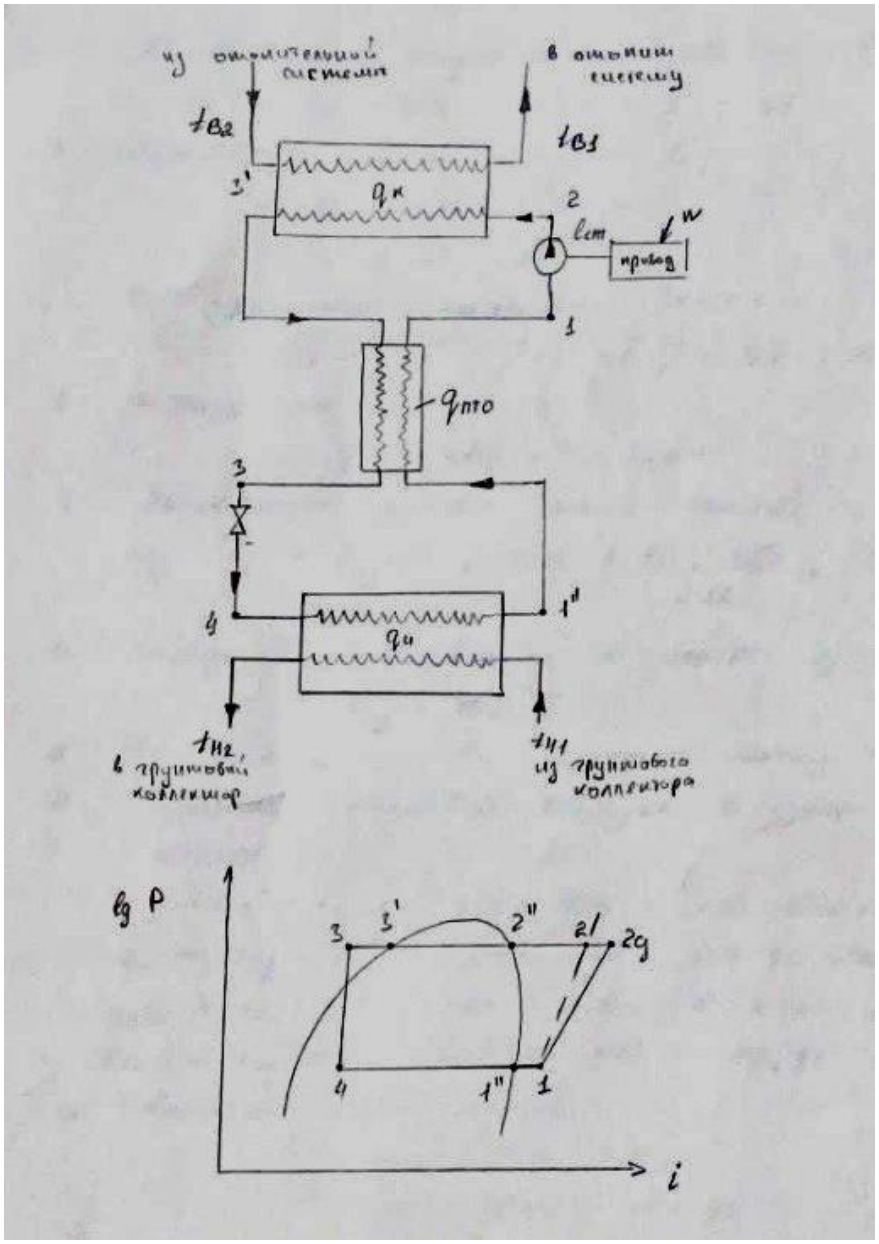


Рис. 3.1 Схема і цикл теплового насоса з проміжним теплообмінником

На Рис.3.1 нарисована схема парокомпресійного ТН та його цикл.

1. Температуру випаровування фреону знайдемо за формулою (3.1):

$$t_u = t_{н2} - \Delta t_u \quad (3.1)$$

де t_u – температура випаровування фреону R407, °С,

$t_{н2}$ – температура розсолу після ТН, °С,

Δt_u – різниця температур на виході з теплообміннику випарника, дорівнює 4°С

$$t_u = 1{,}5 - 4 = -2{,}5°С$$

2. Знаходимо параметри точки 1'' на діаграмі R-407C (Рис.3.2) ентальпію i_1'' та тискP_u , при температурі $t_u = -2{,}5°С$:

$$i_1'' = 405 \text{ кДЖ/кг};$$

$$P_u = 0{,}4 \text{ МПа}$$

3. Температура фреону на вході t_1 в компресор за формулою (3.2):

$$t_1 = t_u + \Delta t_п \quad (3.2)$$

де t_1 – температура на вході, °С,

$\Delta t_п$ – розрахункова різниця температур (за рекомендаціями виготовника обладнання принято, що $\Delta t_п = 10°С$)

$$t_1 = -2{,}5 + 10 = 7{,}5°С$$

4. Параметри точки 1 на діаграмі (Рис.3.2) знайдемо як перетин t_1 і P_u

   За температурою на вході $t_1 = 7{,}5°С$ та тиском $P_u = 0{,}4$ Мпа

   визначаємо ентальпію точки 1:

$$i_1 = 415 \text{ кДж/кг}$$

5. Температуру конденсації фреону знаходимо за формулою (3.3):

$$t_к = t_{в2} + \Delta t_к \quad (3.3)$$

де $t_к$ – температура конденсації фреону, °С,

$t_{в2}$ – температура гарячої води після ТН, °С,

$\Delta t_к = 9°C$ – рекомендована різниця температур на виході з теплообміннику конденсатора,

$$t_к = 55 + 9 = 64°C$$

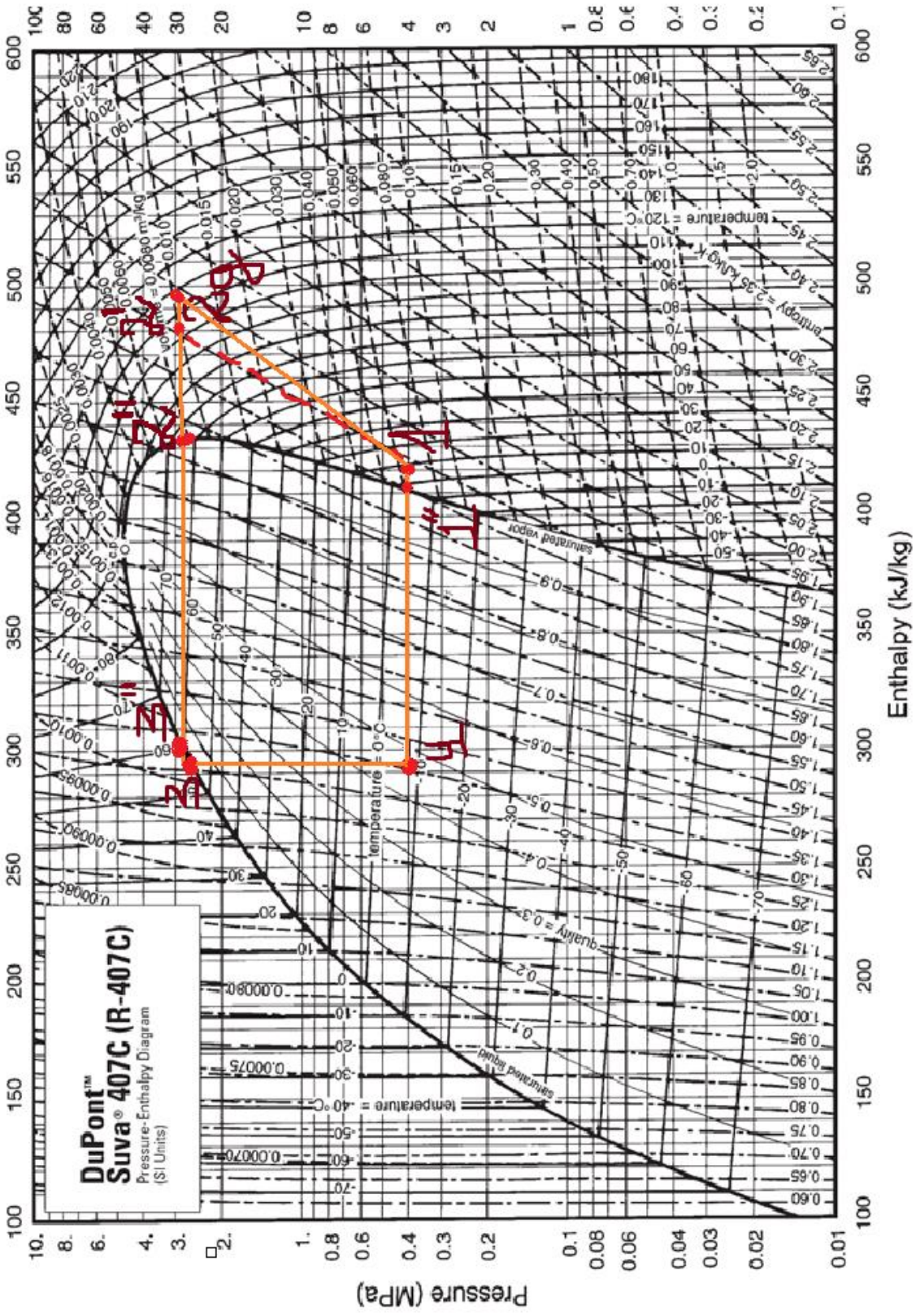


Рис.3.2 «P-i» Діаграма для Фреону- R407

6. Параметри точки $3'$, а саме ентальпію $i_{3'}$ та тиск $P_к$ знайдемо на діаграмі (Рис.3.2):

$$i_{3'} = 300 \text{ кДж/кг}$$

$$P_к = 3 \text{ МПа}$$

де $P_к$ – тиск фреону на вході до компресора

7. Із рівняння теплового балансу, знаходимо ентальпію (3.4):

$$i_3 = i_{3'} - (i_1 - i_1'') \tag{3.4}$$

де i_3 = інтальпія точки 3

$$i_3 = 300 - (415 - 405) = 290 \text{ кДж/кг}$$

8. Параметри точки 2 на діаграмі:

$$i_{2'} = 480 \text{ кДж/кг}$$

9. Ентальпія фреону після стискання з урахуванням втрат знаходимо за формулою (3.5):

$$i_{2д} = i_1 + \frac{i_{2'} - i_1}{\eta_а} \tag{3.5}$$

де $i_{2д}$ – ентальпія фреону після стискання,

$\eta_а$ – адіабатний коефіцієнт корисної дії компресора, дорівнює 0,79

$$i_{2д} = 415 + \frac{480 - 415}{0{,}79} = 497 \text{ кДж/кг}$$

10. Знаходимо температуру в точці 2д на діаграмі (Рис.3.2):

$$t_{2д} = 117°C$$

11. Користуючись діаграмою для фреону, знаходимо параметри у точці 4 циклу теплового насосу:

Ентальпія $i_3 = i_4 = 290 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

$$P_u = 0{,}4 \text{ Мпа},$$

$$i_2'' = 430 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

12. Питоме теплове навантаження у вузлах теплового насосу знайдемо за формулою (3.6):

$$q_u = i_1'' - i_4 \tag{3.6}$$

де q_u – питоме теплове навантаження $\frac{кДж}{кг}$, випаровувача

$$q_u = = \ 405 - 290 \ = \ 115 \ \frac{кДж}{кг};$$

$$q_к = i_{2д} - i_3, \tag{3.7}$$

де $q_к$ – питоме теплове навантаження кДж/кг, конденсатора

$$q_к = 497 - 300 = 197 \frac{кДж}{кг}$$

$$q_{пто} = i_1 - i_1'' \tag{3.8}$$

де $q_{пто}$ – питоме теплове навантаження проміжного теплообмінника

$$q_{пто} = 415 - 405 = 10 \ \frac{кДж}{кг}$$

$$l_{сн} = i_{2д} - i_1 \tag{3.9}$$

де $l_{сн}$ – робота стиснення в компресорі $\frac{кДж}{кг}$

$$l_{сн} = 497 - 415 = 82 \ \frac{кДж}{кг}$$

13. Робимо перевірку за формулою (3.10):

$$q_u = \ l_{сн} + q_к \tag{3.10}$$

$$q_u = 82 + 197 = 279 \frac{кДж}{кг}$$

14. Питоме теплове навантаження теплового насосу:

$$q_{\text{т.н.}} = q_{\text{к}} = 197\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \tag{3.11}$$

15. Енергія, споживана електродвигуном компресора, знайдемо за формулою (3.12):

$$W = \frac{l_{\text{сн}}}{\eta_{\text{а}} * \eta_{\text{д}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \tag{3.12}$$

де $\eta_{\text{а}}$ – адіабатний коефіцієнт корисної дії компресора $= 0{,}79$;

$\eta_{\text{д}}$ – це коефіцієнт корисної дії елктродивигуна для приводу комперсора, дорівнює 0,97

$$W = \frac{82}{0{,}79 * 0{,}97} = 107\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

16. Ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\beta = \frac{\text{P}_{\text{к}}}{\text{P}_{u}} \tag{3.13}$$

$$\beta = \frac{3}{0{,}4} = 7{,}5$$

17. Масові витрати холодоагенту знаходимо за формулою:

$$G_{\text{х.а.}} = \frac{Q}{q_{\text{т.н.}}} \tag{3.14}$$

де Q – теплове навантаження, кВт,

$q_{\text{т.н.}}$ – теплове навантаження конденсатора кДж/кг,

$$G_{\text{х.а.}} = \frac{15}{197} = 0{,}076 \text{ кг/с}$$

18. Коефіцієнт трансформації теплоти:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{сн}}} \tag{3.15}$$

де ε – коефіцієнт трансформації теплоти,

$$\varepsilon = \frac{197}{82} = 2{,}4$$

Врахувавши можливості використовуваного обладнання, опалювальну площу, кліматичні умови місцевості - було обрано марку Panasonic WH-UD16HE5/WH-SDC16H6E5. За допомогою цієї установки насосу від фірми Panasonic ми можемо знизити витрати на опалення і водночас створити комфортні умови проживання.

Ці теплові насоси дуже популярні серед споживачів Рис.3.3. Завдяки високій ефективності агрегати дозволяють економити електроенергію, підтримують номінальну потужність при температурі повітря до -20°С. Максимальна температура на виході становить + 55°С. Для точного регулювання температури опалення - можна підключити до термостату.



Рис.3.3.Тепловий насос «Panasonic WH-UD16HE5/WH-SDC16H6E5»

П’ятирічна гарантія на інверторні компресори теплового насосу Panasonic - говорить про високу якість монтажу кліматичної техніки.

Таке обладнання ідеально підходить для приміщень з системою опалення «тепла підлога».

Описана модель чудово адаптується до існуючої системи із запасним котлом.

3.2. Оцінка теплотворної здатності ґрунтового теплообмінника

Для отримання теплоти із ґрунту, використаємо теплообмінник у вигляді сталевої трубки. Холодоносій – це 25% розчин етиленгліколю. Глибина однієї свердловини Н = 30 м, розрахункова теплота ґрунту $t_{\text{гр.}} = 8{,}2°\text{C}$, температура подачі розсолу етиленгліколю в свердловину $t_{\text{р}} = 1°\text{C}$.

1. Знайдемо тепловіддачу одного погонного метру свердловини за формулою (3.16):

$$q_l = \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{р}})}{\frac{\ln(\frac{\xi}{r_0})}{2 * \pi * \lambda}} \tag{3.16}$$

де $t_{\text{гр}}$ – температура ґрунту, °С,

$t_{\text{р}}$ – температура розсолу, °С,

ξ – можливий радіус промерзання $= 0{,}15$, м,

r_0 – радіус труби ґрунтового теплообмінника $= 0{,}073$, м,

$\pi = 3{,}14$;

λ – коефіцієнт теплотворності ґрунту $= 2{,}3$,

$$q_l = \frac{(8{,}2 - 1)}{\frac{\ln(\frac{0{,}15}{0{,}073})}{2 * 3{,}14 * 2{,}3}} = 145 \frac{\text{ккал}}{\text{м} * \text{годину}} * 1{,}16 = 167{,}6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}$$

2. Холодопродуктивність однієї свердловини:

$$Q_{\text{сн}} = q_l * H \tag{3.17}$$

q_l – це тепловіддачі одного погонного метру, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}}$,

H – глибина свердловини $= 30$м.

$$Q_{\text{сн}} = 167{,}6 * 30 = 5028 \text{ Вт} = 5{,}028 \text{ кВт}$$

3. Витрати етиленгліколю на одну свердловину:

$$G_{\text{е}} = \frac{Q_{\text{сн}}}{c * \Delta t} \tag{3.18}$$

c – теплоємність $= 0{,}685 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} * °\text{C}}$,

$\Delta t = t_{\text{гр}} - t_{\text{р}} = 8{,}2 - 1 = 7{,}2°\text{C}.$

$$G_{\text{е}} = \frac{5{,}028}{0{,}685 * 7{,}2} = 1{,}019 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4. Необхідна теплова продуктивність низькопотенційного джерела:

$$Q_u = Q_{\text{сн}} * (1 - \frac{1}{\varepsilon}) \tag{3.19}$$

де Q_u – теплова продуктивність джерела,

ε – мінімальне, економічно доцільне значення коефіцієнта претворення ТН $= 2{,}9$;

$$Q_u = 5{,}028 * \left(1 - \frac{1}{2{,}9}\right) = 3{,}3 \text{ кВт}$$

5. Кількість свердловин:

$$Z = \frac{Q}{Q_u} \tag{3.20}$$

де Q – це теплове навантаження $= 15$ кВт

$$Z = \frac{15}{3{,}3} = 4{,}5 \approx 5 \text{ одиниць}$$

РОЗДІЛ 4. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ

4.1. Система панельно-променевого опалення «Тепла підлога»

Згідно з нормативними вимогами, температура мережної води в опалювальному приладі громадських будівель не повинна перевищувати при розрахунковій температурі зовнішнього повітря 105°С, для житлових приміщень 95°С[25]. Температура нагріву води у теплонасосній установці не перевищує, як правило, 65°С. Таким чином, для опалення будівель необхідно використовувати бівалентні схеми теплових насосів, у яких тепловий насос комбінується з традиційною теплогенератором (водогрійний котел, електронагрівач тощо)[26].

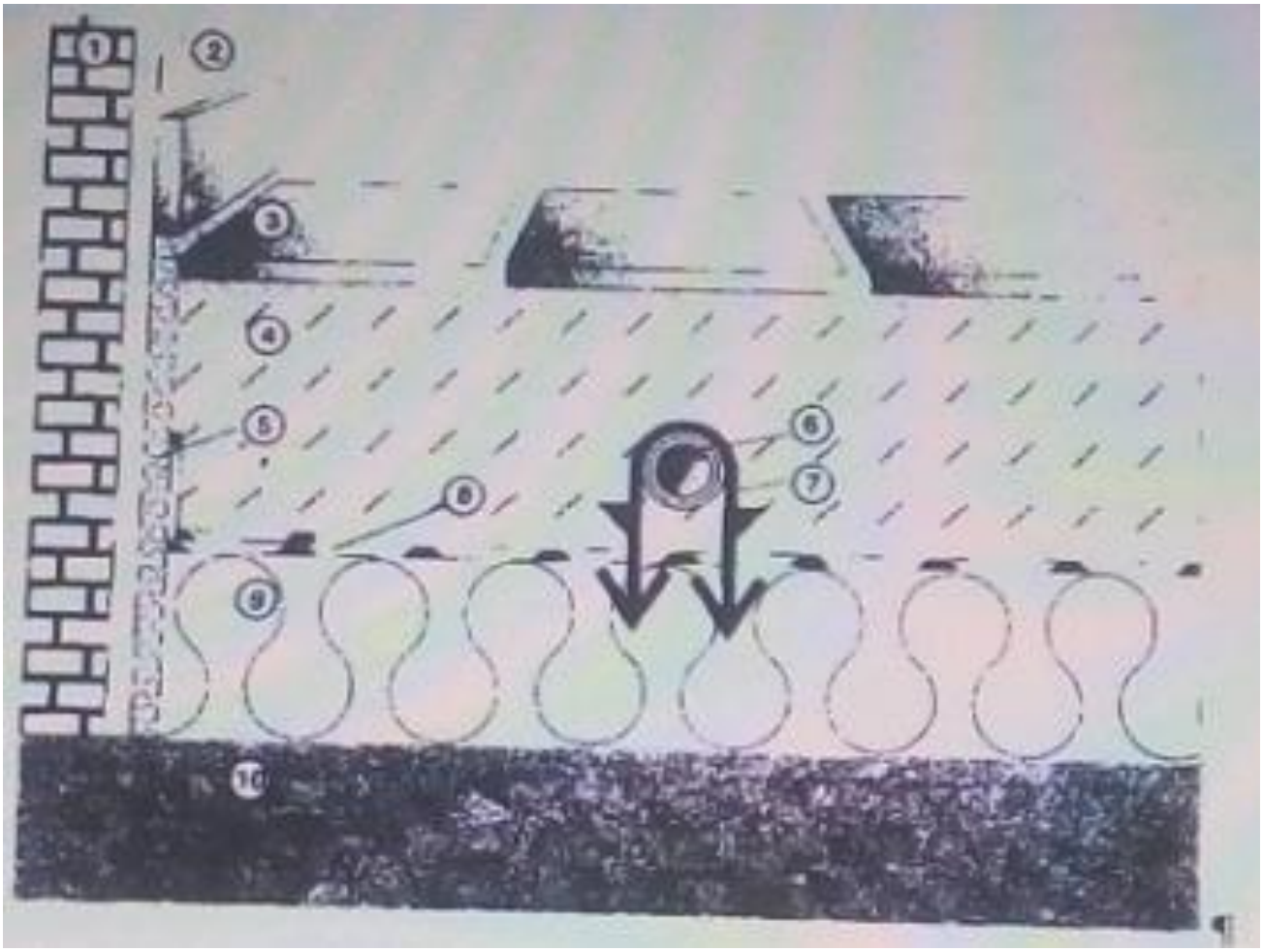


Рис. 4.1. Варіант підлоги на ґрунт

На Рис 4.1. зображено цифрами: 1 – стіна; 2 – штукатурка; 3 – підлогове покриття; 4 – бетонна заливка; 5 – крайова ізоляція; 6 – багатошарова трубка фірми «KICAH»; 7 – затискач для труби; 8 – шар гідроізоляції; 9 – шар теплоізоляції, 10 – часткова стяжка.

Як варіант застосування теплонасосної установки для опалення будівлі може бути використання системи «Тепла підлога» для опалення приміщень першого поверху Рис.4.1[27].

Тепла підлога - це вбудовані в підлогу системи опалення. Такі системи відносяться до низькотемпературного типу опалення. 70% енергії передається під дією випромінювання тепла, а 30% передається під дією конвекції[28].

Завдяки тому, що тепло рівномірно розподіляється в приміщенні: від підлоги до стелі - достягається тепловий комфорт.

Фактична температура підлоги при роботі системи буде нижче, ніж розрахункова[29].

Обмеження використання теплої підлоги. Оптимальна температура підлоги не повинна перевищувати[30]:

- 27°C у службових та робочих приміщеннях, якщо люди працюють стоячі;
- 29°C, якщо люди знаходяться постійно;
- 33°C в кухні та ванній кімнатах;
- 35°C по периметру кімнати;

4.2. Техніко-економічні показники теплового насосу

Витрати тепла на опалення будівлі при середній температурі зовнішнього повітря:

$$Q_{\text{ср}} = Q_{0.max} * \left(\frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{ср}}}{t_{\text{вх}} - t_{\text{р}}} \right) \quad (4.1)$$

де $Q_{\text{ср}}$ – витрати тепла на опалення при $t_{\text{ср}}$, кВт;

$Q_{0.max}$ – це витрати теплоти на опалення будівлі в цілому, кВт;

$t_{вх}$ – температура вхідна = 20°С,

$t_{ср}$ – середня температура = −2,1°С,

$t_{р}$ – температура = 23°С.

$$Q_{ср} = 18 * \left(\frac{20 - (-2,1)}{20 - (-23)}\right) = 9,25 \text{ кВт}$$

Витрати теплоти на опалення будівлі за опалювальний період:

$$Q_{о.р} = Q_{ср} * T_1 \quad (4.2)$$

T_1 – тривалість опалювального періоду,

$T_1 = 190 * 24 * 3600 = 16,4 * 10^6 с.$

$$Q_{о.р} = 9,25 * 10^3 * 16,4 * 10^6 = 151,7 * 10^9 Дж$$

Витрати теплоти на гаряче водопостачання за рік:

$$Q_{h.р} = Q_{h.ср} * T_2 \quad (4.3)$$

де $Q_{h.р}$ – теплота гаряча,

T_2 – тривалість споживання гарячої води за рік,

$T_2 = 350 * 24 * 3600 = 30,24 * 10^6 с.$

$$Q_{h.р} = 2,035 * 10^3 * 30,24 * 10^6 = 61,5 * 10^6 \text{ Дж}$$

Річні витрати теплової енергії будівлею:

$$Q_{р} = Q_{о.р} + Q_{h.р} \quad (4.4)$$

де $Q_{р}$ – річні витрати теплової енергії, Дж,

$$Q_{р} = (151,7 + 61,5) * 10^6 = 213,5 * 10^6 \text{ Дж}$$

Річні витрати котлом:

$$q_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{р}}}{\eta_{\text{к}} * Q_p^H} \tag{4.5}$$

де $q_{\text{р}}$ – це річні витрати котлом, $\frac{\text{м}^3}{\text{рік}}$

$\eta_{\text{к}}$ – це коефіцієнт корисної дії котла та дорівенює 0,9,

Q_p^H – теплота спалювання котла $= 33000$ кДж/м^2.

$$q_{\text{р}} = \frac{213{,}5}{0{,}9 * 33000 * 10^3} = 7178\ \frac{\text{м}^3}{\text{рік}}$$

Витрати теплоти на опалення другого поверху будівлі за опалювальній період:

$$Q_{0.2}^P = Q_2 * \left(\frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{ср}}}{t_{\text{вх}} - t_{\text{р.0}}}\right) * \text{Т}_1 \tag{4.6}$$

де $Q_{0.2}$ – витрати теплоти на опалення другого поверху $= 8 * 10^3$кВт,

$$Q_{0.2}^P = 8 * 10^3 * \left(\frac{20 - (-2{,}1)}{20 - (-23)}\right) * 16{,}4 * 10^6 = 67{,}4 * 10^9\text{Дж}$$

Витрати газу для опалення другого поверху за рік (перший поверх опалюється ТН):

$$q_{\text{р.2}} = \frac{Q_{0.2}^P}{\eta_{\text{к}} * Q_p^H} \tag{4.7}$$

Де $q_{\text{р.2}}$ – це витрати газу для опалення 2 – го поверху за рік,

$$q_{\text{р.2}} = \frac{67{,}4 * 10^9}{0{,}9 * 33000 * 10^3} = 2269\,\frac{\text{м}^3}{\text{рік}}$$

Річна економія газу:

$$\text{Е} = q_{\text{р}} - q_{\text{р.2}} \quad (4.8)$$

де Е – це річна економія газу,

$$\text{Е} = 7178 - 2269 = 4909 \frac{\text{м}^3}{\text{рік}}$$

При тарифі на природний газ $8000 \frac{\text{грн}}{\text{тис м}^3}$, вартість зекономленого газу за рік становить $39270 \frac{\text{грн}}{\text{рік}}$.

ВИСНОВКИ

1. Проведено оцінку можливостей використання теплових насосів для кліматичних умов України. Впродовж року можливе використання монотовалентних теплонасосних установок (ТНУ) для забезпечення потреб гарячого водопостачання споруд.
2. Використання ТНУ для опалення будівель можливе або у бівалентному режимі або у комплексі з використанням системи опалення «Тепла підлога».
3. Визначені параметри робочого тіла теплонасосної установки у характерних точках термодинамічного циклу.
4. Визначені параметри ґрунтового теплообмінника для забезпечення необхідної теплової продуктивності ТНУ.
5. Обрано марку теплового насосу – «Panasonic WH-UD16HE5/WH-SDC16H6E5». Дана марка підходить для системи опалення - «тепла підлога».
6. Обчислено економію паливно-енергетичних ресурсів при використанні ТН. Річна економія дорівнює $39270\frac{\text{грн}}{\text{рік}}$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Маляренко В.А., Лисак Л.В. Енергетика довкілля, енергозбереження. – Харків.: Рубікон, 2004. – 222 с https://core.ac.uk/download/pdf/11315092.pdf
2. Справочник специалиста пищевых производств. Книга 2. Теплофизические процессы. Энергосбережение / А.И. Соколенко, [и др.]. – К. : АртЭк, 2003.
3. Ткаченко С.Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія / С.Й. Ткаченко, О.П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 176с.
4. Мацеватий Ю.М., Чиркин Н. Б., Клепанда А. С. Об использовании теплових насосов в мире и что тормозит их широкое применение в Украине// Энгергосбережение • Эннергоаудит. 2014. №2 (120). С.2-17.
5. Патент 90919 UA, МПК F25B 30/00 (2009.01) F25B 1/00 (2009.01) Тепловий насос / Соколенко А. І., Максименко І.Ф., Бут С. А.; заявник ДП ″Український інститут промислової власності‟. — № a 200805303; заявл. 23.04.2008; опубл.10.06.2010, Бюл. № 11, 2010 р
6. Закон України про альтернативні джерела енергії: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/555-15#Text
7. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно – методическое издание. — М.: Издательство «Перо», 2016. — 204 с
8. https://www.atmosfera.ua/uk/teplovi-nasosi/tipi-teplovix-nasosiv/
9. В. Г. Горшков Тепловые насосы. Аналитический обзор //Справочник промышленного оборудования, 2004, № 2
10. Z. Y. Xu, J. T. Gao, Bin Hu, R. Z. Wang. Multi-criterion comparison of compression and absorption heat pumps for ultra-low grade waste heat recovery. *Energy*. 2022. Volume 238, Part B, 121804 https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121804

11. А. В. Попов, Институт теплофизики СО РАН (ИТ СО РАН). Анализ эффективности различных типов тепловых насосов. Журнал «Проблемы энергосбережение» №1-2, август 2005г.
12. Яковчук П.Є., Пашук А.В., Лазорик М.П. Перспективи неелектричного приводу // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. № 544. С. 173–176
13. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – С. 399–402
14. Горнов В. В. К вопросу применения воздушных теплонасосных систем в Украине / В. В. Горнов // Тепловые насосы. – 2015. – №3. – С. 30-34
15. Anna Carmela Violante, Filippo Donato, Giambattista Guidi, Marco Proposito. Comparative life cycle assessment of the ground source heat pump vs air source heat pump. *Renewable Energy*. Volume 188, April 2022, Pages 1029-1037.
16. Xianting La, Weihua Lyu, Siyuan Ran, Baolong Wang, Wei Wu, Zixu Yang, Sihang Jiang, Mengdi Cui, Pengyuan Song, Tian You, Wenxing Shi. Combination principle of hybrid sources and three typical types of hybrid source heat pumps for year-round efficient operation. Energy Volume 193, 15 February 2020, 116772
17. Рей Д., Накмайкл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 218с
18. Chanjuan Han, Xiong (Bill) Yu.Sensitivity analysis of a vertical geothermal heat pump system. Applied Energy. Volume 170, 15 May 2016, Pages 148-160
19. Ladislaus Rybach. Shallow Systems—Geothermal Heat Pumps. Comprehensive Renewable Energy (Second Edition) Volume 7, 2022, Pages 197-219.
20. Zilong Zhao, Yu-Feng Lin, Andrew Stumpf, Xinlei Wang. Assessing impacts of groundwater on geothermal heat exchangers: A review of methodology and modeling. Renewable Energy.Volume 190, May 2022, Pages 121-147
21. ChaoYu, Yiqun Zhang, Yawen Tan, Xianzhi Song, Yu Shi, Gaosheng Wang, Haochen Huanga. Performance comprehensive evaluation of downhole heat exchanger geothermal systems with various configurations and working fluids. Applied Thermal Engineering. Volume 213, August 2022, 118745.

22. Jiuchen Ma, Jie Yang, Feiyu Yi, Jiawei Ren, Linhai Lv, Afeng Cui. Simulation and field test research on the heat transfer performance of deep borehole heat exchanger combined with the geothermal wells. Applied Thermal Engineering. Available online 30 May 2022, 118728.
23. Проценко В.П., Радченко В.А. Коэффициент преобразования парокомпрессионных тепловых насосов.// Теплоэнергетика, 1988, №8.
24. Арсеньєв В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси:основи теорії і розрахунку: навч. посібн. Суми.СДУ, 2018. 364 с.
25. НАКАЗ від 09.12.2008р. №568 «Про затвердження державних будівельних норм. П.1: Забезпечити видання ДБН В.2.5-39-2008 "Теплові мережі" як офіційне видання Міністерства накладом, необхідним для забезпечення потреб споживачів». «Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ ДБН В.2.5-39:2008 Київ Мінрегіонбуд України 2009р.
26. Yingying Wang, Chao Jiang Yanfeng, Liu Dengjia, Wang Jiaping, Liu. The effect of heat and moisture coupling migration of ground structure without damp-proof course on the indoor floor surface temperature and humidity: Experimental study. *Energy and Buildings*. 2018. Vol. 158. P. 580-594.
27. Reza Barzin, John J.J.Chen, Brent R.Young, Mohammed M. Farid.Application of PCM underfloor heating in combination with PCM wallboards for space heating using price based control system. Applied Energy. Volume 148, 15 June 2015, Pages 39-48. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.027.
28. Caibin Jiang Guo Xie, Dejian Wu, Tiantong Yan, Siliang Chen, Panpan Zhao, Zhanglin Wu, Wenqiang Li, Experimental investigation on an energy-efficient floor heating system with intelligent control: A case study in Chengdu, China. Case Studies in Thermal Engineering. 2021. Vol. 26, https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101094
29. Xucheng Chang, Bing Kong. Energy efficient thermal comfort predictive control for household heat metering room. Energy Reports. Volume 8,

Supplement 4, July 2022, Pages 259-268. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.01.111

30. Igor V. Miroshnichenko, Mikhail A. Sheremet, Yu-Bin Chen, Jui-Yung Chang. Automation of the heated floor system in a room under the influence of ambient conditions. Applied Thermal Engineering. Volume 196, September 2021, 117298