

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Розробка теплового насоса для опалення і Гарячого водопостачання

Назва теми

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Шифр, назва

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Шифр, назва

Спеціалізація «Електропобутова техніка»

Шифр МРМА 22.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу
група ЕТм-21-1


Підпис

Баксалов В.Р.
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

проф. Драпак Г.М.
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер


Підпис, дата

Пундик С.І.
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:


Підпис, дата

проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

Зав. кафедри МАЕЕС

19 11 2022 р.

Хмельницький 2022

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерної механіки
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем
Освітній рівень магістер
Галузь знань 14 Електрична інженерія
Шифр і назва
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Шифр і назва
Спеціалізація Електропобутова техніка
Освітня програма _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

_____.2022р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Баксалов Владислав Русланович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Розробка теплового насоса для опалення і гарячого водопостачання

керівник роботи Драпак Георгій Мефодійович, к.т.н., професор

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 1 04 202__ р. № РЗ

2. Строк подання студентом роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи холодоагент - R 142b, температура на вході в ТНУ - $t_{1п} = 55^{\circ}\text{C}$, температура на виході із ТНУ - $t_{2п} = 75^{\circ}\text{C}$

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1 Огляд та аналіз технічної літератури з тематики магістерської роботи. 2 Схемні рішення, приклади застосування теплових насосів і їх особливості. 3 Вибір схеми і розрахунки циклу та основних частин теплонасосної установки. Висновки. Перелік джерел посилань.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Теплові насоси (ДО, А1). 2. Схема і цикл тепло насосної установки (РР, А1). 3. Конденсатор горизонтальний кожухотрубний (СК1, А1). 4. Маслоохолоджувач (СК2, А1). 5. Теплообмінник регенеративний (СК3, А1). 6. Компресор (СК4, А1). 7. Регулятор теплового насоса (ЕЗ, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Приміт
1 Огляд та аналіз технічної літератури		
2 Схемні рішення, приклади застосування теплових насосів і їх особливості		
3 Вибір схеми і розрахунки циклу та основних частин теплонасосної установки		
4 Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу		

Студент

Г.М. Драпак
Підпис

Керівник роботи

Г.М. Драпак
Підпис


В. Р. Баксалов
Ініціали, прізвище

Г.М. Драпак
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

1. Прізвище, ім'я та по батькові Баксалов Владислав Русланович
2. Тема магістерської роботи Розробка теплового насоса для опалення і гарячого водопостачання
3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента Шура С. В.
4. Об'єм магістерської роботи: креслень 7 арк., сторінок записки 87
5. Основні розділи розрахунково-пояснювальної записки: Вступ. 1 Огляд та аналіз технічної літератури з тематики магістерської роботи. 2 Схемні рішення, приклади застосування теплових насосів і їх особливості. 3 Вибір схеми і розрахунки циклу та основних частин теплонасосної установки. Висновки. Перелік джерел посилань.

Підпис студента 

"20" 12 2022 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 2 від "27" 12 2022 р.

Оцінка проекту ЕК Відмінно 5,0 / А

Рекомендації ЕК
Виробляти у виробництві

Особливі відмітки _____





Технічний секретар 

"27" 12 2022 р.

ЗМІСТ

стор.

Вступ.....	6
1 Огляд та аналіз технічної літератури з тематики магістерської роботи	8
1.1 Принцип дії теплового насоса	8
1.2 Характеристики джерел низькотемпературної теплової енергії	12
1.3 Класифікація і короткий огляд теплових насосів.....	15
1.4 Енергетична ефективність теплових насосів	32
Висновки до першого розділу	37
2 Схемні рішення, приклади застосування теплових насосів і їх особливості	38
2.1 Опалення і ГВП малоповерхових приватних будинків	38
2.2 Кільцеві системи із ТНУ	42
2.3 Використання ТНУ в багатоквартирних будинках разом із централізованим тепlopостачанням	48
Висновки до другого розділу.....	56
3 Вибір схеми і розрахунки циклу та основних частин теплонасосної установки.....	58
3.1 Вибір схеми теплонасосної установки	58
3.2 Розрахунки циклу теплонасосної установки	59
3.3 Розрахунки компресора теплонасосної установки.....	62
3.4 Розрахунки горизонтального кожухотрубного конденсатора	69
3.5 Розрахунки регенеративного теплообмінника.....	75
3.6 Підбір допоміжного устаткування	82

МРМА 22.00.00.000 ПЗ				
Змн	Арк	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб		Баксалов В Р		
Перевір		Драпак Г М		
Реценз				
Н. Контр		Пундик С І		
Затверд		Поліщук О С		
Розробка теплового насоса для опалення і гарячого водопостачання			Літ	Арк
			4	87
ХНУ зр. ЕТМ-21-1				

ВСТУП

Останнім часом регулярно підкреслюється, що ріст світового ВВП досягається за рахунок виснаження природних ресурсів і екосистем, тобто всього того, що складає так званий природний капітал. Різке загострення екологічних проблем наочно показує, що треба міняти взаємостосунки людини і природи.

З'явилися глобальні екологічні ініціативи – ООН призиває до переходу на «зелену економіку», ОЕСР проголошує орієнтир на «зелений ріст», ведуться розмови про «зелену хімію», «зеленої промисловості» і так далі.

Центральною ідеєю «зелених» концепцій є збереження і збільшення природного капіталу.

Наша країна має велику територію, з можливістю використання різних типів відновлювальних джерел енергії. Участь у збільшенні глобального природного капіталу – це наш шанс до розвитку.

Процес переходу на найкращі доступні технології (НДТ) поклав початок узгодженню двох політик – промислової і екологічної. Тобто потрібні такі рішення по розвитку промисловості, які будуть сприяти зменшенню екологічної шкоди від цієї промисловості, а рішення по природоохоронних заходах повинні сприяти розвитку промисловості.

Цей процес узгодження двох політик може бути покладений в основу технологічного переозброєння промисловості, руху убік «зеленої» економіки, збільшенню природного капіталу.

Для цього потрібні промислові технології. Нові технології або добре забуті старі. Такі, щоб забезпечити задоволення потреб суспільства, але при цьому не виснажувати природні ресурси, а навколишнє середовище не перетворювати в смітник відходів.

Однієї з таких технологій присвячена дана магістерська робота.

Як відомо, насос – це пристрій, який перекачує що-небудь із нижнього

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рівня на верхній. З назви зрозуміло, що тепловий насос перекачує тепло з нижнього температурного рівня на верхній, з більш високою температурою. При цьому немає ніякого порушення другого початку термодинаміки. Енергія теплового насоса може бути повністю «зеленою», без найменшого так званого «вуглецевого сліду».

					MPMA 22.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ З ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Принцип дії теплового насоса

Усі теплові машини (двигуни внутрішнього згоряння, холодильні, парові і ін.) працюють циклічно. Термін «цикл» («циклічний процес») вказує на безперервну зміну стану системи (робочого тіла), у результаті якого вона повертається в первісний стан, з якого ці зміни почалися. Графічно циклічний процес (цикл) зображується у вигляді замкненої лінії. У термодинаміці розглядають цикли, що складаються зі строго певної послідовності деяких найпростіших процесів (ізотермічного, ізохорного, ізобарного, адіабатного), у результаті протікання яких робоче тіло повертається у вихідний стан [1].

В 1824 р. інженер Карно вперше використовував термодинамічний цикл для опису і аналізу роботи ідеальної теплової машини. По суті справи, ККД циклу Карно визначає теоретична межа можливих значень ККД теплової машини для даного температурного інтервалу. Цей цикл залишається фундаментальною основою для порівняння з ним і оцінки ефективності ТН, оскільки тепловий насос можна розглядати як звернену теплову машину[1].

У прямих циклах (також їх називають циклами двигунів, або енергетичними) ми отримуємо корисну роботу, у зворотних (їх називають холодильні) для протікання процесу потрібно підводити енергію, оскільки другий початок термодинаміки задає спрямованість мимовільних термодинамічних процесів, згідно з ним неможлива мимовільна передача теплоти від холодного тіла до теплого.

У статтях теплові насоси, що популяризують, часто можна зустріти фразу, що «тепловий насос – це холодильник навпаки». Важливо розуміти, що й холодильник, і тепловий насос працюють по тому самому

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

термодинамічному циклу – зворотному. Просто в першому випадку метою є створення зниженої температури усередині холодильної камери, і за допомогою додатково витраченої енергії тепло з холодильника відводиться в навколишнє середовище. А в другому, метою є створення підвищеної температури усередині приміщення, і за допомогою додатково витраченої енергії тепло з навколишнього середовища відводиться в приміщення, тобто навколишнє середовище охолоджується [2].

Теплова машина (рис. 1.1) одержує тепло Q_H від високотемпературного джерела і скидає його Q_L при низькій температурі T_L , віддаючи корисну роботу W . Тепловий насос вимагає витрати роботи W для одержання тепла Q_L при низькій температурі T_L і віддачі його при більш високій T_H [2].

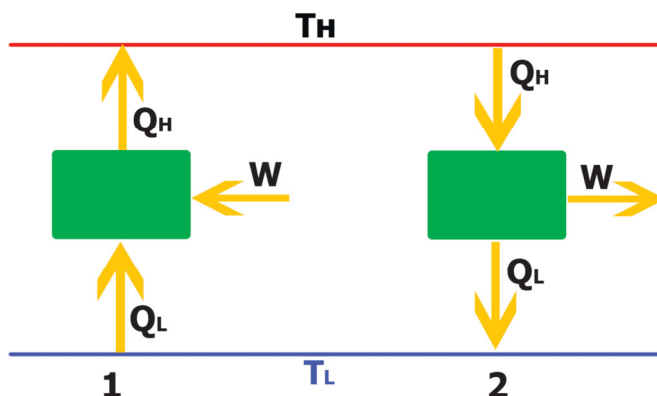


Рисунок 1.1 - Термодинамічна схема теплового насоса (1) і теплового двигуна (2)

Можна показати, що якщо обидві ці машини оборотні (тобто термодинамічні процеси не містять втрат тепла або роботи), то існує кінцева межа ефективності кожної з них, і в обох випадках це є відношення Q_H/W .

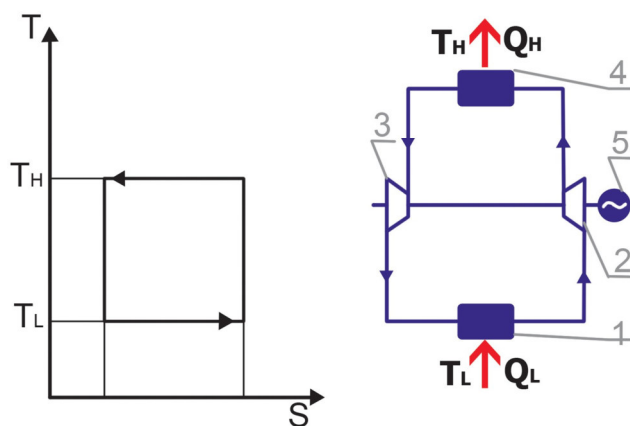
Якби це було не так, то можна було б побудувати вічний двигун, просто з'єднавши одну машину з іншою. Тільки у випадку теплової машини це відношення записується у вигляді W/Q_H і називається термічним ККД, а для теплового насоса воно залишається у вигляді Q_H/W і називається коефіцієнтом перетворення теплоти (K_T)[2].

Якщо вважати, що тепло ізотермічно підводить при температурі T_L і ізотермічно відводиться при температурі T_H , а стиск і розширення виробляються при постійній ентропії (рис. 1.2), а робота підводить від зовнішнього двигуна, то коефіцієнт перетворення для циклу Карно буде мати вигляд:

$$K_T = T_L / (T_H - T_L) + 1 = T_H / (T_H - T_L) \quad (1.1)$$

Наприклад, при $T_H = 70 + 273 = 343$ К і $T_L = 5 + 273 = 278$ К одержуємо $K_T = 343 / 65 = 5,3$ і може бути вище тільки при зниженні T_H і/або підвищенні T_L .

Тобто фактично при даних температурах ніякий тепловий насос не може мати кращої характеристики, і всі практичні цикли лише реалізують прагнення максимальне наблизитися до цієї межі [6].



1 - випарник; 2 - компресор; 3 - конденсатор; 4 - розширювальна машина (детандер); 5 - електропривод

Рисунок 1.2 - Принципова схема парокompресійного теплового насоса

Принципова схема роботи найпоширенішої парокompресіонної ТНУ може бути описана в такий спосіб (рис. 1.3) [4]:

1. У зовнішньому теплообміннику (випарнику) теплова енергія з навколишнього середовища за межами будинку або з іншого доступного

джерела тепла передається робочому тілу ТНУ - холодоагенту (як правило, фреону), що циркулює по внутрішньому контуру.

2. Фреон нагрівається, випаровується і направляється у бік компресора. Компресор стискає фреон, при цьому температура фреону зростає.

3. Далі стислий фреон проходить через внутрішній теплообмінник (конденсатор), де конденсується і віддає тепло в систему споживача (прямий нагрів повітря або теплоносія системи опалення або технологічного об'єкта, або приготування гарячої води для споживачів).

4. Далі фреон проходить через дроселюючий клапан, який знижує тиск, що супроводжується зниженням температури. Цикл повторюється.

Холодоагент під високим тиском через капілярний отвір попадає у випарник, де за рахунок різкого зменшення тиску і підведення тепла відбувається процес випаровування. При цьому холодоагент відбирає тепло у внутрішніх стінок випарника, а випарник, у свою чергу, віднімає тепло в земляного або водяного контуру, за рахунок чого він постійно охолоджується. Компресор вбирає холодоагент із випарника, стискає його, за рахунок чого температура холодоагенту різко підвищується, і виштовхує в конденсатор [5].

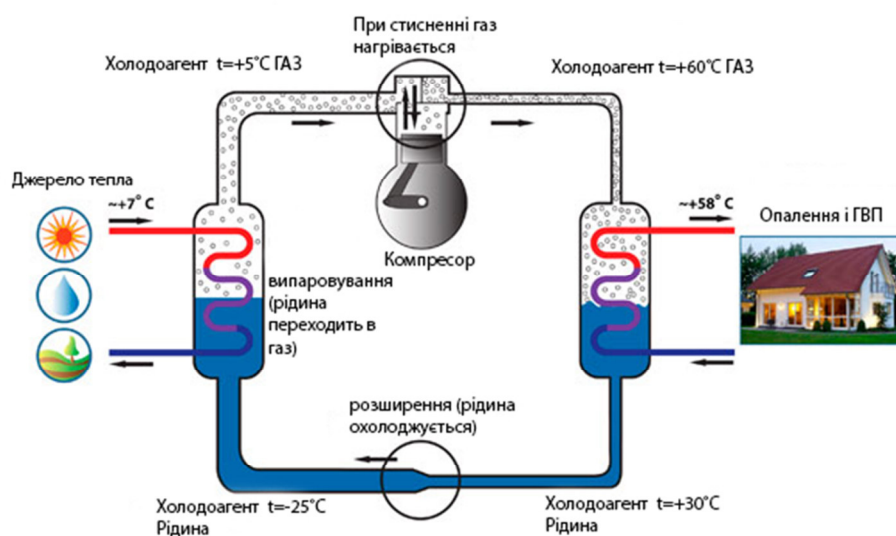


Рисунок 1.3 - Принципова схема парокомпресійного теплового насоса

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Крім цього, у конденсаторі нагрітій у результаті стиснення холодоагент віддає тепло (температура порядку 85-125°C) опалювальному контуру і переходить у рідкий стан. Процес повторюється постійно.

Найбільш характерний температурний рівень для зовнішнього теплообмінника в режимі використання парокомпресійної ТНУ для теплопостачання від +5°C до -15°C, для внутрішнього теплообмінника від +35°C до +60°C, що дозволяє забезпечити систему опалення більшу частину опалювального періоду і гаряче водопостачання. При цьому, якщо за 100% взяти отриману корисну теплову потужність, то частка витраченої електроенергії складе 20-30%. Таким чином, коефіцієнт енергетичної ефективності, дорівнює відношенню отриманої корисної теплової потужності до витраченої електроенергії, становить від 3,3 до 4 [7].

Температурний діапазон і коефіцієнт енергетичної ефективності визначаються властивостями холодоагенту і параметрами циклу (тиском).

Можливе розширення температурного діапазону як у бік використання більш низьких температур навколишнього середовища (до -25°C і нижче), так і одержання більш високопотенційного тепла – понад 60°C. Однак для цих параметрів потрібно більш дороге обладнання, а коефіцієнт енергетичної ефективності виходить нижче.

У режимі охолодження ТНУ працює, передаючи теплову енергію з охолоджуваного приміщення (при температурному рівні, необхідному для системи кондиціонування, тобто +10°C) у навколишнє середовище.

1.2 Характеристики джерел низькотемпературної теплової енергії

Повітря. Тепло, що втримується в повітрі, може використовуватися безпосередньо в тепловому насосі. Це джерело є легкодоступним. Враховуючи, що температура повітря в опалювальному періоді значно міняється, застосування даного джерела в цей час не завжди доцільно для

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

якісного і надійного теплопостачання споживача. Деякими компаніями впроваджуються рішення, які дозволяють ТН у літній період за рахунок зовнішнього повітря виробляти гарячу воду, а в опалювальний сезон насос перемикається на інше джерело низькотемпературної теплової енергії (наприклад, на підземну воду).

У ряді будинків проведення заходів щодо модернізації і реконструкції огорожуючих конструкцій, приводить до того, що вентиляційні викиди становлять значну частину теплових втрат. При цьому впроваджуються системи приточно-витяжної вентиляції, які створюють технічні можливості для організації утилізації теплових викидів. ТН дозволяє забезпечувати глибоку і круглорічну утилізацію тепла вентиляційних викидів [8].

Підземна вода. Тепло, що втримується в підземній воді і підземних озерах, прямо подається в ТН. Вода повинна мати відповідний склад, температуру не менш + 8 °С протягом усього року, а також повинна бути чистою (з погляду замету теплообмінника) і в достатній кількості.

При використанні в якості джерела теплоти підземної води також є нюанси, головний з них: охолоджену в ТН воду не можна повертати назад прямо в місце відбору, тому що при цьому колодязь охолоджується. Інженерні рішення пропонують скидати віддавшу теплову енергію воду в інший колодязь так, щоб напрямок течії підземних вод був від місця скидання до місця відбору.

Геотермальне тепло або тепло ґрунту. Відомим фактом є та обставина, що на певній глибині ґрунту її температура позитивна (і в міру збільшення заглиблення температура росте). Теплова енергія, що втримується в ґрунті, за допомогою теплообмінника (колектора) у заглибленні і теплоносія передається через циркуляційну схему в ТН. Теплоносієм у цьому випадку повинна бути незамерзаюча, екологічно нешкідлива рідина, а циркуляцію забезпечує циркуляційний насос. Теплообмінник може бути поміщений у землю на різну відстань, залежно від необхідної потужності. Для одержання

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

великої теплової потужності рекомендується свердловина глибиною 100-150 м. Для одержання низьких потужностей досить помістити теплообмінник у площинний або траншейний колектор на глибину 1,5-2 м [9].

Мінусом установки теплообмінника на малу глибину є та обставина, що навколо майданчика, куди занурений колектор, температура ґрунту через постійний теплос'ємом знижується, тим самим при певних температурних умовах ця ділянка ґрунту також може промерзнути. Найбільш якісним і надійним способом є буріння свердловин і встановлення теплообмінників на великій глибині.

Поверхнева вода. При використанні поверхневої води до неї пред'являються певні вимоги, як і для підземної води. При впровадженні ТН із використанням даного джерела низькотемпературної теплової енергії дуже часто виникають проблеми із чистотою водою, а також з регулярністю температури (у більшості випадків температура поверхневої води підтримується за рахунок стоків промислових підприємств).

У кліматичних зонах з м'яким кліматом і регулярністю температури поверхневої води ТН може бути відмінним рішенням для вирішення проблем із ГВП. Деякими фахівцями розробляються і впроваджуються рішення по утилізації теплової енергії морської води.

Сонячна енергія. Використання сонячної енергії можливо за допомогою сонячних колекторів або в комбінації з додатковим джерелом низькотемпературної теплової енергії. Можливі варіанти з використанням акумуляторів сонячної енергії у вигляді ставків з розсолем [10].

Більшість фахівців схиляється до того, що таке використання ТН економічно неефективне через більші капітальні витрати. Більш ефективно при достатній сонячній інтенсивності використовувати системи тепlopостачання без ТН, яких розроблена вже велика кількість.

Відпрацьоване тепло промислових підприємств. У результаті технологічних процесів на промислових підприємствах виникає велика

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

кількість низькотемпературної теплової енергії, яка не використовується в технологічному циклі. Залежно від конкретних умов відпрацьовану теплову енергію можна використовувати в ТН для теплопостачання цехів, майстерень, складів промислового підприємства і т.д. У приватних будинках, житлових багатоквартирних будинках відпрацьована теплова енергія використовується вкрай рідко через залежність від графіка роботи промислового обладнання і далекості від споживача промислових підприємств [11].

Стоки. Вода, однократно споживана промисловими підприємствами (близько 40 % усього об'єму), в остаточному підсумку скидається і каналізує в природні водойми. При сучасних вимогах до захисту навколишнього середовища і промислові, і комунально-побутові стоки перед скиданням у водойми повинні проходити складну систему очищення на водоочистних спорудженнях або на станціях аерації (у великих містах). У Києві, наприклад, кілька станцій аерації скидають у Дніпро більше 5 млн м³/доб. очищеної води температурою 16-22 °С; разом з водою надходить і тепловий потік в 34 млн кВт, який можна використовувати в ТНУ і перетворити низькопотенціальну теплоту в теплоту більш високої температури, здатну задовольнити певну частину потреб і скоротити витрати палива [7].

1.3 Класифікація і короткий огляд теплових насосів

1.3.1 Класифікація теплових насосів

У цей час створено і експлуатується велике число теплових насосних установок, що відрізняються по теплових схемах, робочих тілах і по використовуваному обладнанню. По позначенню різних класів установок немає єдиної думки, що встановилася, зустрічаються різні позначення і терміни.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Для практичного застосування класифікувати найпоширеніші моделі зручно або за принципом дії ТН (парокомпресійні або абсорбційні), або по джерелу теплової енергії (геотермальні або навколишнє повітря). Далі кожний із цих ознак буде розглянутий більш докладно.

Однак можливо використовувати і інші групування по ряду подібних ознак. Кожна з них відображає тільки одну характерну рису установки, тому у визначенні теплонасосної установки може бути два і більше ознак[6].

Зіставлення різних джерел низькопотенціального тепла

По циклах і схемам роботи:

- компресійні, у т.ч.:
 - газоконпресійні (ГТН);
 - парокомпресійні (ПТН) (цикл Карно);
- сорбційні ТН, у т.ч.:
 - абсорбційні (АБТН);
 - адсорбційні (АДТН).

А також мало розповсюджені:

- теплові насоси, засновані на використанні ефекту Ранка;
- теплові насоси, засновані на використанні подвійного циклу Ренкіна;
- теплові насоси, що працюють по циклу стерлінга;
- теплові насоси, що працюють по циклу Брайтона;
- термоелектричні теплові насоси.
- теплові насоси з використанням теплоти плавлення;

По джерелах низькопотенціального тепла ТН:

- навколишнє повітря;
- водойми, озера, ріки і т.п.;
- ґрунтові і підземні води (колодязі, свердловини);
- поверхневий і глибинний ґрунт (ґрунтові і геотермальні зонди);
- технологічні джерела низькопотенціального тепла:
 - вихідне вентиляційне повітря;

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

- каналізаційні і стічні води;
- промислові скидання;
- тепла енергія технологічних і побутових процесів.

Таблиця 1.1 - Особливості циклу [8]

Найменування	Особливості схеми	Параметри теплоносія
<p>Ґрунтовий горизонтальний теплообмінник</p> 	<p>Замкнений контур теплообмінника вкладається в горизонтальні траншеї глибиною 4...6 м і довжиною до 100 м. Вимагають великої площі поверхні</p>	<p>Проміжний теплоносієм – антифриз або розсіл. Температура ґрунту на глибині понад 4 м постійна й відповідає середньорічній температурі повітря (2...10°C).</p>
<p>Ґрунтовий вертикальний теплообмінник</p> 	<p>Замкнений контур теплообмінника встановлюється вертикально в пробурені отвори на глибину до 100 м. Застосовується у важкому ґрунті або при обмеженій площі поверхні.</p>	<p>Теж саме</p>
<p>Повітряний теплообмінник</p> 	<p>Випарник поміщається у вентиляційні повітроходи, які видаляють нагріте повітря з приміщення, або в атмосферне повітря. Використання повітря характеризується швидким падінням потужності при зниженні його температури, утворенням конденсату на поверхні випарника при температурі повітря нижче 6°C</p>	<p>Проміжного контуру немає, температура витяжного повітря 18...25°C, атмосферного повітря в опалювальний період –10...10°C</p>

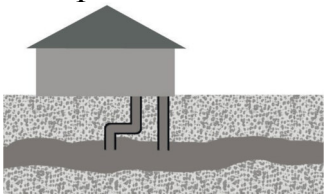
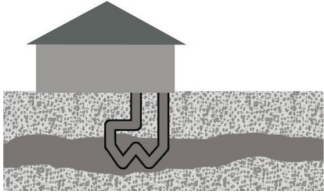
Тепловий насос може забирати теплову енергію з різних джерел, наприклад, повітря, води або землі. І в такий же спосіб він може скидати теплову енергію в повітря, воду.

ТН, що використовують низькопотенціальне тепло Землі (грунт, вода), називають «геотермальні теплові насоси», в англійській технічній літературі такі системи позначаються як «GHP» – «geothermal heat pumps».

За принципом взаємодії робочих тіл:

- відкритого циклу, у яких робоче тіло забирається і віддається в зовнішнє середовище;
- замкненого циклу, у яких робоче тіло рухається по замкненому контуру, взаємодіючи із джерелом і споживачем теплоти лише за допомогою теплообміну в апаратах поверхневого типу.

Таблиця 1.2 - Найпоширеніші моделі замкненого циклу

Найменування	Особливості схеми	Параметри теплоносія
<p>Відкритий цикл</p> 	<p>Використовуються ґрунтові води, теплоносій забирається з водоносного шару і повертається в нього. схема характеризується простотою, тому що відсутній проміжний контур теплоносія, але вартість монтажу водозабору може бути високою</p>	<p>При використанні теплоти ґрунтових вод проміжний теплоносій – вода з температурою 8...15°C, води з відкритих водойм – антифриз або розсіл (1...10°C),</p>
<p>Закритий цикл</p> 	<p>Проміжний теплоносій прокачується через замкнений контур, розташований у водоймі, водоносному шарі або побутових стоках. Висока вартість монтажу випарника.</p>	<p>При використанні теплоти ґрунтових вод теплоносій – вода з температурою 8...15°C, води з відкритих водойм – антифриз або розсіл (1...10°C), побутових стоків – вода</p>

Простий устрій відкритих систем дозволяє нагрівати минаючу усередині воду, яка згодом знову надходить у землю. Ідеально така система працює лише при наявності необмеженого обсягу чистого рідкого теплоносія, який після споживання не завдають шкоди середовищу[12].

По режиму температур ТН:

- високотемпературні;
- середньотемпературні;
- низькотемпературні.

Температура в круговому циклі обмежується термодинамічними властивостями холодоагенту і конструктивними особливостями компресорів.

По основному зовнішньому джерелу енергії (роботи) ТН:

1) механічна енергія:

- електродвигун;
- ДВз (дизель, бензин і ін.)
- газова турбіна;
- двигун стерлінга;
- гідропривід або вітропривід;

2) тепла енергія:

- термоелектричний нагрівач;
- спалювання палива (газ, рідке і тверде паливо).

Найпоширеніші моделі із приводом від електричної енергії.

По виду теплоносія в контурах:

- «грунт-вода»;
- «грунт-повітря»;
- «вода-вода»;
- «вода-повітря»;
- «повітря-вода»;
- «повітря-повітря».

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ТН «грунт-вода» і «грунт-повітря» (з горизонтальним або вертикальним теплообмінником, геотермальний зонд). Опалення/охолодження приміщень при будь-якій температурі зовнішнього повітря. У якості джерела низькопотенціального тепла використовується тепла енергія землі. У якості системи опалення водяна (звичайно «тепла підлога») або повітряна відповідно[13].

ТН «повітря-вода» і ТН «повітря-повітря». Опалення/охолодження при температурі зовнішнього повітря від +5°C до +45°C. У регіонах з негативними температурами використання малоефективно або неможливо. У якості джерела низькопотенціального тепла використовується тепла енергія навколишнього повітря.

Можна сказати, що тепловий насос «повітря-повітря» – це «кондиціонер навпаки». У силу того, що теплові насоси даного типу нагрівають лише повітря в приміщеннях (відбувається пряме нагрівання повітря), то такі теплонасоси можна використовувати тільки для опалення.

Японські виробники розробили теплові насоси «повітря-вода», здатні ефективно нагрівати воду навіть при екстремально низькій вуличній температурі. Такі пристрої працюють без помітного зниження продуктивності при температурі зовнішнього повітря до мінус 15°C і продовжують безперебійно функціонувати навіть при мінус 28°C. Ключовим моментом у забезпеченні стабільної роботи теплових насосів в умовах холодного клімату є підтримка високої продуктивності під час процедури розморозки. Кожен виробник прагне запропонувати свої технології розморозки: використання теплоаккумуляторів, байпасного контуру, застосування теплообмінників з необмерзаючих матеріалів [15].

У регіонах, де температура зовнішнього повітря може опускатися до мінус 40 °C і нижче, привабливим рішенням можуть стати гібридні системи, що поєднують тепловий насос і газовий котел.

По функціях ТН (для споживачів тепла)

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

- система опалення;
- система ГВП;
- система підігріву чого-небудь;
- утилізації скидного тепла;
- змішані системи.

Побутові теплові насоси «повітря - вода», здатні нагрівати воду до 35-40°C, застосовуються в складі систем «тепла підлога», пристрої, що нагрівають воду до 40–75°C, використовуються при організації гарячого водопостачання житла.

Існує два основні режими роботи теплонасосної системи опалення: моновалентний і бівалентний.

У моновалентному режимі тепловий насос здатний повністю забезпечувати все теплове навантаження в будинку. При цьому потужність теплового насоса повинна бути не менш, чим пікова потужність системи теплопостачання. Також необхідно, щоб максимальна температура подачі теплового насоса була вище, чим максимальна розрахункова температура в системі опалення і гарячого водопостачання[13].

Даний режим роботи найбільше підходить для теплових насосів зі стабільною температурою низькопотенціального джерела теплової енергії (грунт, ґрунтові води, промислова утилізація тепла і т.д.) у комбінації з низькотемпературною системою опалення (теплі підлоги, фанкойли і т.д.).

Незважаючи на те, що тепловий насос у моновалентному режимі повністю вирішує питання теплопостачання в будинку, істотним недоліком є високі початкові капіталовкладення на обладнання[14].

Бівалентна системи теплопостачання – система, яка використовує два або більш джерела теплової енергії на різних видах палива.

Для підвищення рентабельності теплового насоса слід вибирати бівалентний режим роботи. Бівалентний режим має на увазі роботу теплового насоса в комбінації з іншим нагрівальним приладом: газовим,

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

електричним, твердопаливним котломі ін. Вибір даного режиму може бути обумовлений так само необхідністю подачі більш високої температури в систему опалення при низьких зовнішніх температурах повітря[14].

При температурах нижче точки бівалентності тепловий насос може відключатися або працювати в парі з додатковим джерелом тепла, але при цьому не покривати всю потребу в теплі. У зв'язку із цим, існує три види бівалентного режиму роботи теплового насоса:

- бівалентний альтернативний;
- бівалентний допоміжний;
- бівалентний комбінований.

Тепловий насос в альтернативному режимі забезпечує повну теплову навантаження будинку, поки не досягнеться крапки бівалентності. Після цього він відключається, а все навантаження бере на себе допоміжний теплогенератор, який забезпечує необхідний температурний графік.

Додаткове джерело тепла розраховується на максимальне теплове навантаження. Найчастіше такий режим зустрічається, коли в якості допоміжного нагрівача виступає твердопаливний котел або камін з водяною сорочкою.

При допоміжному режимі роботи тепловий насос також повністю забезпечує теплове навантаження до точки бівалентності, однак при досягненні точки він не вимикається, а працює в парі з додатковим теплогенератором.

Функція допоміжного теплогенератора полягає в забезпечення відповідного температурного режиму після температури бівалентності. У такому випадку потужність додаткового джерела нагрівання може вибиратися виходячи з відсутньої потужності пікового навантаження (найчастіше це може бути невеликий електронагрівник), потужність теплового насоса підбирається для точки бівалентності [15].

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Комбінований режим поєднує собі характеристики попередніх режимів роботи теплового насоса. При досягненні точки бівалентності тепловий насос не відключається, а працює паралельно з допоміжним теплогенератором до мінімальної можливої температури повітря[15].

По виду холодильного агента:

- повітря;
- вода (пара);
- фреони;
- аміак;
- вуглекислота;
- водень;
- гелій;
- інші гази і суміші.

По продуктивності

- побутові (малі) – від 5 кВт до 20 кВт;
- промислові (середні) – від 20 кВт до 600 кВт;
- великі теплові насоси – від 1 МВт і вище.

Теплові насоси можуть з'єднуватися, і тоді можна класифікувати теплонасосні установки як одной двоступінчасті, а також ТНУ з послідовним з'єднанням по нагрівальному і охолоджуваному теплоносіям із протиточним їх рухом. ТН можуть бути об'єднані в єдину систему, це так звані кільцеві теплонасосні системи, їх доцільно використовувати на середніх і великих об'єктах[16].

По режиму роботи

- стаціонарні,
- нестаціонарні,
- безперервні або циклічні,
- нестаціонарні з акумулятором теплової енергії.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ТН можуть випускається серійно або виготовлятися по спеціальних проектах, є експериментальні установки, дослідно-промислові зразки, багато теоретичних розробок. Цей список можна продовжувати й далі.

1.3.2. Компресійні теплові насоси

Таку назву компресійні ТН одержали, оскільки одним з основних робочих органів у їхній роботі є компресор (тому їх також називають компресорними) [МРМА 22.00.00.000 ДО].

В основу принципу дії найпоширеніших пароконпресійних теплових насосів покладено два фізичні явища[12]:

- поглинання і виділення тепла речовиною при зміні агрегатного стану – випаровуванні і конденсації, відповідно;
- зміна температури випаровування (і конденсації) при зміні тиску.

Розрізняють:

- газові (повітряні) компресійні теплові насоси,
- парові компресійні теплові насоси

Газові компресійні теплові насоси – це установки, у яких робоче тіло у всіх процесах залишається в газоподібному стані. У газових теплових насосах одержання низьких температур здійснюється за рахунок адіабатного розширення газу (наприклад, повітря) при здійсненні зовнішньої роботи. Найпоширеніші з них повітряні і гелієві[11].

Установки такого типу практично не застосовуються через їхню неекономічність і більших витрат повітря (тому що цей холодоносій має малу теплоємність), що робить установку громіздкою і підвищує її вартість. Однак історія знає такі приклади – машина Томсона (іноді такі установки називають – ТН типу Томсона). Парові компресійні холодильні машини – це установки, у яких робоче тіло в процесах роботи робить фазовий перехід (газ-рідина).

У циклі парової компресійної холодильної машини відбувається безперервне фазове перетворення робочого тіла (кипіння, випаровування, а

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

потім конденсація). Основними елементами обладнання установки є компресор, конденсатор, детандер (розширник) і випарник. Цикл машини, що представляє собою зворотний цикл Карно, відбувається в області вологої пари. Холодильний агент кипить у випарнику при низькому тиску і низькій температурі; при цьому вилучається теплова енергія від охолоджуваного тіла. Газ із випарника засмоктується компресором і стискується адіабатно з підвищенням температури[14].

Компресор нагнітає газ у конденсатор, де він конденсується при високому постійному тиску і високій температурі, віддаючи теплову енергію тілу, що обігрівається. Рідкий холодоагент надходить у детандер і розширюється адіабатно, роблячи корисну роботу за рахунок внутрішньої енергії. Далі холодоагент надходить у випарник, і робітник цикл повторюється знову.

Таблиця 1.3 – Класифікація компресійних ТН

Теплоносій		Класифікація
Зовнішній	Внутрішній	
Повітря	Повітря	Тепловий насос повітря/повітря або кондиціонер з повітряним охолодженням
Вода	Повітря	Тепловий насос вода/повітря або кондиціонер з водяним охолодженням
Розсіл	Повітря	Тепловий насос розсіл/повітря або охолоджуваний розсолон кондиціонер
Повітря	Вода	Тепловий насос повітря/вода або охолоджуваний повітрям агрегатований охолоджувач рідини
Вода	Вода	Тепловий насос вода/вода або охолоджуваний водою агрегатований охолоджувач рідини
Розсіл	Вода	Тепловий насос розсіл/вода або охолоджуваний розсолон агрегатований охолоджувач рідини

Це найпоширеніший тип теплового насоса (і не тільки теплового насоса, але й усієї холодильної техніки). Такі насоси мають досить високу

ефективність. Практично всі теплові насоси для побутових потреб (опалення будинків, басейнів, ГВп працюють по такому принципу.

Компресійні ТН відповідно до ДСТУ 54671-2011 (ЕН 14511-1:2011) «Кондиціонери, агрегатованні охолоджувачі рідини і теплові насоси з компресорами з електроприводом для обігріву і охолодження приміщень. Терміни і визначення» позначаються в такий спосіб: на першому місці вказується теплоносії для зовнішнього теплообмінника, на другому місці – теплоносії для внутрішнього теплообмінника[14].

Переваги компресійних теплових насосів. Головне достоїнство цього типу теплових насосів – їх висока ефективність, найвища серед сучасних теплових насосів. співвідношення підведеної ззовні і перекачаної енергії в них може досягати 1:7 – тобто на кожний кіловат підведеної до привода компресора ТН електроенергії із зони охолодження буде відкачано 7 кіловат тепла.

Недоліки компресійних теплових насосів. По-перше, сама наявність компресора, що неминуче створює шум і підданого зношування, а по-друге, необхідність використання спеціального холодоагенту і дотримання абсолютної герметичності на всьому його робочому шляху. Майже всі компресійні ТН мають компресори із вбудованим електродвигуном. Перевага – природне охолодження електродвигуна компресора газоподібним холодоагентом у процесі його циркуляції, але в той же час при порушенні режимів роботи і відмові захисної автоматики відбувається коротке замикання на обмотках електродвигуна з наступним виходом його з ладу.

При монтажі ТН мало уваги приділяється контролю зварних швів і якості складання, у результаті чого в процесі роботи з'являються течі, втрата хладона. Закладення «свищів» на зварених швах проводиться тільки при порожньому фреоновому контурі, а це знову втрата часу і додаткові витрати.

Впровадження ТН – захід дорогий, тому заощаджувати припадає на всьому, і іноді обладнання встановлюється не якісне. Усе це потім

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

позначається на ефективності, аварійності і додаткових витратах, що, в остаточному підсумку, може скомпрометувати саму ідею впровадження ТН [4].

Застосування компресійних теплових насосів. У силу своєї високої ефективності саме цей тип теплових насосів одержав практично повсюдне поширення, витиснувши всі інші в різні екзотичні області застосування. Навіть складність конструкції і її чутливість до пошкоджень не можуть обмежити їхнє широке використання – практично на кожній кухні коштує компресійний холодильник, а в кожному офісі є кондиціонер.

До переваг ТН із електроприводом слід віднести простоту їх енергопостачання. На деяких об'єктах це може бути визначальним фактором на їхню користь.

1.3.3. Сорбційні теплові насоси

Сорбція відноситься до дії абсорбції або адсорбції.

Абсорбція (absorbere – поглинати) – об'ємне злиття (або поглинання) двох речовин, що перебувають у різних агрегатних станах (наприклад: рідини, що абсорбуються твердими тілами або газами, гази, що абсорбуються рідинами і т.д.) – це явище поглинання сорбата всім обсягом сорбенту. Абсорбція, як правило, означає поглинання газів в обсязі рідини або рідше твердого тіла[15].

Адсорбція – фізичне зчеплення іонів і молекул на поверхні тіла іншого стану (наприклад: реагенти адсорбуються до цілої поверхні каталізатора) – це явище поглинання адсорбата всією поверхнею адсорбтива. Під адсорбцією часто розуміють поглинання домішки з газу або рідини твердою речовиною – адсорбентом.

Абсорбційні теплові насоси. Абсорбційний (випарний, дифузійний, абсорбційно-дифузійний, випарно-абсорбційний, випарно-дифузійний) тепловий насос – пристрій, у яких стиск пари заснований на абсорбції

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

робочого тіла (поглинанні з розчину або суміші газів твердим тілом або рідиною) при температурі навколишнього середовища і його десорбції (виділенні в навколишнє середовище із твердого тіла) при більш високій температурі. Установки такого типу досить поширені через їхню простоту, надійність і економічності. В абсорбційних холодильних машинах застосовується бінарна суміш, компоненти якої мають різні температури кипіння при однаковому тиску. Холодильний агент повинен мати низьку температуру кипіння, абсорбент (поглинач) – більш високу[16].

Абсорбційні теплові насоси підрозділяються на два основні види - водоаміачні і сольові. У водоаміачних машинах абсорбентом є вода, а холодоагентом аміак. У сольових машинах абсорбентом є водяний розчин солі, а холодоагентом вода.

У водоаміачних ТН пари аміаку, що утворювалися у випарнику, засмоктуються в абсорбер, де поглинаються слабким водоаміачним розчином. Тепло, що виділяється при поглинанні пар аміаку, відводиться охолодною водою. Процес абсорбції відбувається при постійному тиску, трохи меншому тиску у випарнику. Отриманий в абсорбері розчин насосом перекачується в генератор (кип'ятильник).

При цьому насосом затрачається робота. У генераторі водоаміачний розчин випарюється при тиску, трохи більшому, ніж тиск у конденсаторі. Тепло, витрачене на одержання водоаміачної пари, підводить від зовнішнього джерела (пара, гаряча вода). Водоаміачна пара з великою концентрацією аміаку надходить у конденсатор і в ньому конденсується, віддаючи теплову енергію охолодній воді. З конденсатора рідкий аміак через регулюючий вентиль (дросель) направляється у випарник, де кипить, роблячи охолоджувальний ефект. У світовій практиці в цей час застосовують переважно сольові ТН, у яких абсорбентом є водяний розчин солі бромистого літію ($H_2O/LiBr$) – АБТН. В АБТН процеси переносу теплоти відбуваються за допомогою сполучених прямого і зворотного термодинамічного циклів, на

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

відміну від парокompресійних ТН, у яких робоче тіло (хладон) робить тільки зворотний термодинамічний цикл[9].

По вітчизняній класифікації абсорбційні бромистолітєєві машини підрозділяються на підвищувальні і понижувальні термотрансформатори. У даній роботі розглядається понижувальний термотрансформатор як найпоширеніший тип [5].

По виду споживаної високотемпературної теплоти АБТН підрозділяються на машини:

- з паровим (водяником) обігрівом;
- з вогневим обігрівом на газоподібному або рідкому паливі.

По термодинамічному циклу АБТН бувають із одноступінчастою або двоступінчастою схемами регенерації розчину, а також двоступінчастою абсорбцією.

Достоїнства абсорбційних теплових насосів. Головне достоїнство абсорбційних теплових насосів – це можливість використовувати для своєї роботи не тільки електрику, але й будь-яке джерело теплової енергії з достатньою температурою і потужністю – перегріта або відпрацьована пара, полум'я газових, бензинових і будь-яких інших пальників – аж до вихлопних газів і сонячної енергії і т.д. Інше достоїнство цих агрегатів, особливо коштовне в побутових застосуваннях, – це можливість створення конструкцій, що не містять деталей, що рухаються, а тому практично безшумних[8].

Недоліки абсорбційних теплових насосів. Головний недолік цього типу теплових насосів – досить низька ефективність, так само складність конструкції самого агрегату і досить високе корозійне навантаження від робочого тіла.

Використання абсорбційних теплових насосів. Незважаючи на трохи меншу ефективність і відносно більш високу вартість у порівнянні з компресійними установками, застосування абсорбційних теплових машин

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

абсолютно виправдане там, де немає електрики або де є великі обсяги викидного тепла (відпрацьована пара, високотемпературні вихлопні або димові гази і т.п. – аж до сонячного нагрівання). Зокрема, випускаються спеціальні моделі з газовими пальниками для мандрівників, насамперед автомобілістів і яхтсменів[7].

У цей час у Європі газові котли іноді замінюють абсорбційними тепловими насосами з нагріванням від газового пальника або від солярки – вони дозволяють не тільки утилізувати теплоту згоряння палива, але й «підкачувати» додаткову теплову енергію з вулиці. широке поширення одержали бромисто-літєві абсорбційні насоси.

З погляду впливу на навколишнє середовище і безпеку АБТН мають явну перевагу перед ПТН, тому що не використовують хладони-фторхлорсодержащі вуглеводні.

Відповідно до Монреальського протоколу від 1987 року, фактично всі хладони, використовувані в ТН, проходять більш ретельний контроль на «озоно-безпеку», «парниковий ефект» і обкладаються твердими штрафами при їхнім неправильному застосуванні і утилізації. АБТН мають значно більший термін служби, тому що по суті є теплообмінним устаткуванням, високу ремонтпридатність, вони малOSHумні в роботі[10].

Адсорбційний тепловий насос. Принцип роботи адсорбційних ТН заснований на явищі адсорбції пар рідини твердими тілами (сорбентами). Найбільш широке застосування як сорбенти одержали активовані вугілля, цеоліти і силікагелі. В останні роки розглядаються можливості використання силікагелів разом із солями металів. Великий інтерес при створенні теплових насосів представляють активоване вугілля і аміак, а також активоване вуглеволокно і аміак, цеоліт і вода.

Найпростіший тепловий насос містить один адсорбер, випарник, конденсатор і вентилі. Ефективність його роботи залежить від особливостей конструкції і обраної пари сорбат (рідина)/сорбент (тверде тіло). Витрати, що

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

приходяться на обладнання, однак, досить великі через використання вакуумної техніки.

Адсорбційні теплові насоси для житлових будинків перебувають ще в стадії розробки. Адсорбційні теплові насоси іноді називають твердотільними тепловими насосами, оскільки робоче тіло завжди знаходиться у твердому стані. Розробляються нові високоефективні сорбенти.

До теплових насосів на твердих сорбентах також відносяться водневі теплові насоси, у яких як сорбентів застосовуються гідриди металів $\text{La}_{1.4} \text{Al}_{0.52} \text{Mn}_{0.37} - \text{Ti}_{0.99} \text{Zr}_{0.01} \text{V}_{0.43} \text{Fe}_{0.09} \text{Cr}_{0.05} \text{Mn}_{1.5}$ і ін. Робочим тілом гібридних ТН є обернено циркулюючий водень. При сорбції водню виділяється теплота, при його десорбції поглинається теплота з навколишнього середовища (генерується холод). Діапазон температур таких ТН перебуває в межах $-50...200^{\circ}\text{C}$ [13].

Найбільших успіхів у цей час у цьому напрямку добилися японські вчені, причому основним напрямком дослідно-конструкторських робіт є створення холоду. Водневі теплові насоси мають високу термодинамічну ефективність, забезпечують широкий діапазон зміни температури, однак вони вимагають забезпечення високого рівня надійності експлуатації і відносно дорогі.

Достоїнства адсорбційних теплових насосів. У порівнянні з абсорбційними є можливість їх використання в широкому діапазоні температури, нечутливість до сили тяжіння (що особливо важливо при використанні теплових насосів на транспорті).

Недоліки адсорбційних теплових насосів. Невисока ефективність, періодичність їх роботи (потрібен періодичний процес нагрівання/охолодження сорбенту), що приводить до витрат додаткової енергії на нагрівання/охолодження не тільки сорбенту, але й корпуса адсорбера.

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Застосування адсорбційних теплових насосів. Практичне застосування ТН на твердих сорбентах: опалення, транспорт, системи охолодження електроніки, сушіння. Наприклад, фірма Vaillant розробила газовий адсорбційний тепловий насос, заснований на взаємодії цеоліту і води – цеолитовий тепловий насос Vaillant zeotherm VAS для опалення житлових приміщень і ГВс[14].

1.4 Енергетична ефективність теплових насосів

Парокомпресійні (ПТН) і абсорбційні (АБТН) теплові насоси для здійснення термодинамічних циклів споживають різні види енергії: ПТН – механічну (найчастіше електричну), АБТН – теплову[15].

Для порівняння ефективності різних типів ТН необхідний спільний показник. Таким показником може бути питома витрата палива на вироблення теплоти або коефіцієнт його використання [6]. Такий підхід правомірний ще й тому, що в Україні базовими електростанціями є теплові, що працюють на органічному паливі. Крім того, для порівняння можна використовувати ексергетичний ККД. Енергетична ефективність ПТН характеризується коефіцієнтом перетворення енергії

$$\varphi = Q_{\Pi} / Q_{\text{к}} \quad (1.2)$$

де Q_{Π} – вироблена теплота;

$Q_{\text{к}}$ – потужність у тепловому еквіваленті, витрачена на привід компресора.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

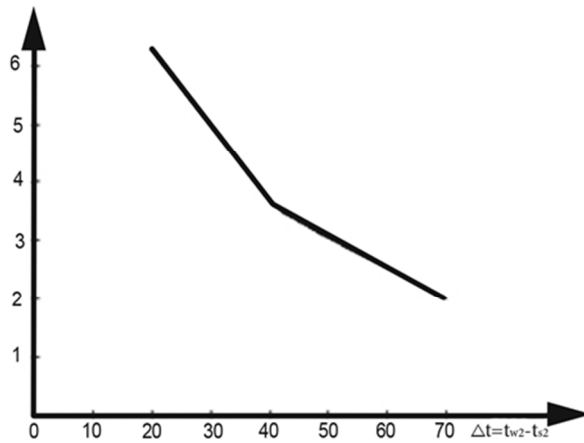


Рисунок 1.4 - Залежність коефіцієнта перетворення ϕ ПТН від перепаду температур між нагрітою водою (t_{w2}) і охолодженою водою (t_{s2})

Величина коефіцієнта перетворення ПТН (ϕ) залежить, в основному, від температур низькотемпературного джерела теплоти і температури середовища, що нагрівається на виході із ТН (рис. 1.4). Чим більше перепад температур між середовищами, які нагріваються і охолоджуються, тим нижче ефективність ПТН[7].

В інструкціях ТН західних виробників для оцінки ефективності електропривідних компресійних теплових насосів згідно зі стандартом EN 14511 визначені параметри коефіцієнта потужності і коефіцієнта використання.

Коефіцієнт потужності.

Коефіцієнт потужності ε описує співвідношення відданої в цей момент теплової потужності і ефективної споживаної потужності приладу.

$$\varepsilon = P_H / P_E, \quad (1.3)$$

де P_H – тепло, що віддається тепловим насосом теплоносієві в одиницю часу (Вт)

P_E – середня електрична споживана потужність приладу протягом певного періоду часу, включаючи споживану потужність контролера, компресора пристроїв, що подають, і відтавання (Вт).

Коефіцієнти потужності вимірюються у встановлених робочих точках. Робоча точка визначається входною температурою середовища джерела тепла (повітря А, розсіл В, вода W) у тепловий насос і вихідною температурою теплоносія (температурою подачі у вторинному контурі). Приклад[16]:

- Повітряно-водяні теплові насоси А2/W35: входна температура повітря 2 °С, вихідна температура теплоносія 35°С.
- Розсільно-Водяні теплові насоси В0/W35: входна температура розсолу 0 °С, вихідна температура теплоносія 35°С.
- Водяні-Водяні теплові насоси W10/W35: входна температура води 10°С, вихідна температура теплоносія 35°С.

Чим менша різниця між входною і вихідною температурою, тем вище коефіцієнт потужності. Тому що входна температура джерела тепла визначається навколишніми умовами, для підвищення коефіцієнта потужності слід прагнути до мінімально можливої температури подачі, наприклад, 35 °С, у комбінації із внутрішньопідлоговим опаленням[11].

Коефіцієнт використання.

Коефіцієнт використання β являє собою відношення відданої кількості тепла за рік до спожитої за цей період часу електроенергії теплонасосної установки в цілому. При цьому враховуються також частки електроенергії насосів, контролерів і т.п.

$$\beta = Q_{TH} / W_{EЛ}, \quad (1.4)$$

де Q_{TH} – віддане тепловим насосом протягом року кількість тепла (кВт*год),

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$W_{\text{ЕЛ}}$ – внесена в тепловий насос протягом року робота електроенергії (кВт*год).

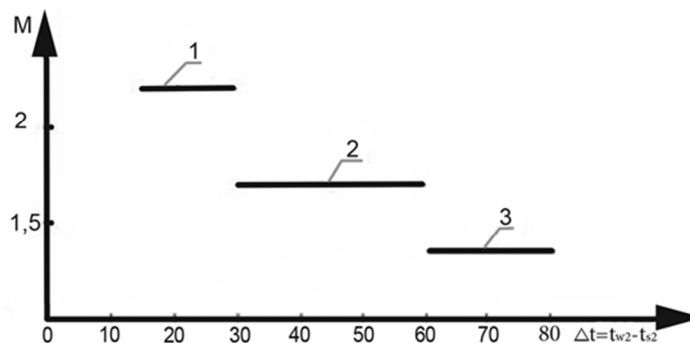
Ефективність АБТН характеризується коефіцієнтом трансформації

$$M = Q_{\text{В}} / Q_{\text{Г}}, \quad (1.5)$$

де $Q_{\text{В}}$ – кількість виробленої теплоти;

$Q_{\text{Г}}$ – кількість високотемпературної теплоти, підведеної до генератора ТН.

Реальні коефіцієнти трансформації АБТН наведені на рис. 5. Залежно від перепаду температур між середовищами, що нагрівається і охолоджується застосовують різні типи машин: з одно- або двоступінчастої схемами регенерації розчину; із двоступінчастою схемою абсорбції[15].



1 – із двоступінчастою схемою регенерації розчину ($M = 2,2$); 2 – з одноступінчастою схемою регенерації розчину ($M = 1,7$); 3 – із двоступінчастою абсорбцією ($M = 1,35$)

Рисунок 1.5 - Залежність коефіцієнта трансформації M АБТН від перепаду температур між нагрітою водою (t_{w2}) і охолодженою водою (t_{s2})

У ПТН при використанні електроенергії на привід компресора від теплової електростанції питома витрата палива (тут і далі в тепловому еквіваленті) складе

$$B = 1/(\varphi \cdot \eta_{\text{ЕЛ}}), \quad (1.6)$$

де $\eta_{\text{ЕЛ}}$ – КПД електростанції з урахуванням втрат електроенергії в мережах (в Україні $\sim 0,32$).

У ПТН при використанні в якості привода компресора двигуна внутрішнього згорання або газової турбіни з утилізацією теплоти продуктів згорання палива питома витрата палива на виробіток теплоти складе

$$B = 1/(\varphi \cdot \eta_{\text{м}} + \eta_{\text{т}}), \quad (1.7)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД привода;

$\eta_{\text{т}}$ – тепловий ККД привода.

Питома витрата палива на виробіток теплоти в АБТН складе

$$B = 1/(M \cdot \eta), \quad (1.8)$$

де η – ККД джерела високотемпературної теплоти або генератора ТН при вогневому обігріві.

Питома витрата палива на вироблення теплоти в котлі складе

$$B = 1/\eta, \quad (1.9)$$

де η – ККД котла.

Розглянемо різні варіанти автономного джерела для одержання гарячої води. Для порівняння візьмемо котел на органічному паливі і різні варіанти теплових насосів[17].

ТН із електроприводом від теплової електростанції при коефіцієнті перетворення $\varphi < 2,6-3$ у порівнянні з котлом економію палива не дає (менше значення φ для котлів на твердому паливі, більше на газовому або рідкому

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

паливі). З урахуванням більш високих у порівнянні з котлом питомих капітальних вкладень на ТНУ і електрогенеруючі потужності використання ПТН із електроприводом може бути економічно виправдане (прийнятний строк окупності додаткових капітальних вкладень) при $\phi = 4-5$.

ПТН із приводом компресора від двигуна внутрішнього згоряння або газової турбіни при утилізації теплоти продуктів згоряння палива і системи охолодження двигуна дає економію палива вже при $\phi \geq 1,5$.

Однак економічна доцільність застосування даного типу ТН повинна визначатися на основі техніко-економічних розрахунків, тому що питомі капітальні витрати на даний тип ТН у кілька раз вище витрат на котел. Застосування ПТН із низьким коефіцієнтом перетворення приводить до невиправдано високих строків окупності капітальних вкладень[18].

Висновки до першого розділу

Таким чином, у першому розділі розглянуто принцип дії теплового насоса, його термодинамічну схему та характеристики джерел низькотемпературної теплової енергії, їх переваги та недоліки.

Описано класифікацію і короткий огляд теплових насосів, а саме зіставленні різні джерела низькопотенціального тепла та приведені особливості циклу теплового насоса.

Показано енергетичну ефективність теплових насосів.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 СХЕМНІ РІШЕННЯ, ПРИКЛАДИ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ І ЇХ ОСОБЛИВОСТІ

2.1 Опалення і ГВП малоповерхових приватних будинків

І у світовій, і в українській практиці ТНУ знаходять найбільше застосування в житлово-комунальному комплексі переважно для опалення і гарячого водопостачання.

Впровадження теплопостачання на базі ТНУ необхідно, у першу чергу, у негазифікованих населених пунктах для виключення застосування електрокотелен. Застосування ТНУ в системах автономного теплопостачання перспективно практично на всій території України, але необхідно розуміти, вироблення тепла здійснюється зі значним споживанням електроенергії, хоча й у разі меншим, чим при прямому електроопаленню[19].

Окремим напрямком може стати застосування ТНУ в районах завезення дизельного палива, де воно може використовуватися на привід компресора ТНУ. Крім того, теплонасосні системи забезпечують також і холодопостачання, це є додатковою перевагою.

ТН як джерело теплової енергії для опалення і ГВП невеликих приватних будинків можуть застосовуватися не тільки як більш дешева альтернатива електроопаленню, але іноді обґрунтовується причинами екологічного характеру (відсутність викидів у місці установки). Крім того, застосування ТН не вимагає переробки внутрішньої водяної системи опалення[8].

Схеми теплопостачання з тепловим насосом, застосовувані для теплопостачання будинків, можна розділити з погляду включення пікового підігрівника на послідовні і паралельні.

При послідовній схемі вода, нагріта тепловим насосом – при температурах зовнішнього повітря, при яких її температури досить для

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

покриття навантаження - надходить у радіатори. При більш холодній погоді включається пікове джерело. При паралельній схемі з піковим електрообігрівачем вода, нагріта тепловим насосом, подається в радіатори протягом усього опалювального періоду, а починаючи з певних температур зовнішнього повітря, для підтримки нормативної температури повітря в опалювальних приміщеннях потрібна генерація забраклого тепла. У якості його джерела може бути використаний газовий котел, котелна рідкому паливі, електрокотел, нагрівач конвективного або інфрачервоного типу, що також тягне додаткові витрати[14].

Високу енергетичну ефективність забезпечує комбінування теплового насоса із системою опалення «тепла підлога». У такій системі тепловий насос працює протягом усього опалювального періоду. Однак у ній, починаючи з певних температур зовнішнього повітря, для підтримки нормативної температури повітря в приміщеннях потрібна додаткова генерація тепла. згідно СНІП 41-01-2003 «Опалення, вентиляція і кондиціювання» середня температура для підлог приміщень із постійним перебуванням людей не повинна перевищувати 26°C.

Низькотемпературна система опалення «тепла підлога» дозволяє одержати тепловий потік 50-150 Вт/м², при температурі теплоносія 35-55 °С. При цьому мають місце обмеження, що накладаються на елементи інтер'єру: є вимоги до товщини і теплопровідності підлогового покриття, не допускається застосування килимових покриттів; необхідна дистанція між стінами і межею укладання труб; потрібен план розміщення меблів, зміна якого надалі не бажана. У загальному випадку максимальна площа укладання «теплої підлоги» становить 60-70% опалювальної площі[19].

Крім компресійних теплових насосів, вже знайдених широке застосування в теплопостачанні, можливе використання теплових насосів абсорбційного типу, у яких функцію компресора на електричному приводі виконує т.зв. «тепловий компресор», що працює за рахунок спалювання

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

палива. Останнім часом виробники теплових насосів малої потужності готують до випуску моделі абсорбційних, а також адсорбційних теплових насосів на базі мікропористого алюмосилікатного мінералу «цеоліт». Вони мають більш високі капітальні вкладення [3].

Перевагою абсорбційних і адсорбційних теплових насосів є те, що вони можуть працювати на більш дешевій, у порівнянні з електричною, енергії спалювання палива. У теплових насосах цього типу відсутній електричний компресор, електрична потужність потрібна лише для циркуляції теплоносія в опалювальній системі і системі збору низькопотенціального тепла. Абсорбційні і адсорбційні теплові насоси вимагають меншої холодопродуктивності, чим компресійні - це дозволяє використовувати менш глибокі свердловини, що дає економію на дорогих роботах з буровлення.

Якщо порівнювати ТНУ з різними системами використання низькопотенціального тепла, то можна відзначити наступне.

Найпоширеніший – повітряний ТН. Наочний приклад – величезна кількість кондиціонерів з функцією обігріву приміщення, такий тип дуже розповсюджений на територіях з теплим кліматом (у т.ч. у США і Європі). Монтаж не вимагає риття траншів, буровлення свердловин для укладання первинного контуру, трубопроводів і насосів. Вартість ТНУ і робіт з монтажу та устрою внутрішніх систем не висока. Внутрішні системи для ТНУ «повітря-повітря» найбільш прості: зовнішній блок з'єднується фреонопроводами безпосередньо із внутрішніми блоками. Це розповсюджене рішення для місцевих систем охолодження окремих приміщень – квартир і офісів, воно ж реалізується і для будинків, включаючи і режим опалення. Для водяної системи опалення будуть потрібні теплообмінник нагрівання води. При проектуванні системи опалення на основі ТНУ необхідно врахувати реальні параметри теплоносія, а при вже реалізованій системі опалення буде потрібно перевірка її роботи при параметрах ТНУ і можлива модернізація. Для південних районів ТНУ «повітря-повітря» можуть забезпечити

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

економічний варіант як опалення взимку, так і охолодження влітку. Деякі сучасні ТНУ працюють при температурах аж до мінус 25°C і нижче, але з певним зниженням ефективності. Потрібні економічні розрахунки, і може бути рекомендоване застосування додаткового джерела тепла для пікових навантажень (бівалентна схема)[19].

Для середньої смуги застосування додаткового джерела тепла для пікових навантажень рекомендується як за економічними показниками (вибір ТНУ проводиться не на максимальне навантаження, а на трохи меншу, з урахуванням роботи додаткового теплоджерела), так і для забезпечення надійності теплопостачання.

Для будинків із цілорічним використанням у центральному регіоні України може бути ефективніше застосування геотермальних ТНУ, що використовують у якості первинного джерела тепла землю або воду. якщо є велика земельна ділянка, то можливе укладання в землю горизонтального колектора, якщо місця мало – потрібні свердловини і термозонди. Можливе укладання колектора на дно прилеглої до будинку водойми. Усі перераховані вище варіанти ставляться до типу закритих систем. У таких системах зовнішні первинні джерела тепла не використовуються у внутрішніх контурах системи. Вартість системи з геотермальними ТНУ складається з вартості власне ТНУ «вода-вода», обладнання системи опалення (теплі підлоги/радіатори/фанкойли) і системи збору низькопотенціального тепла (свердловини або горизонтальний колектор)[8].

Теоретично можливий відкритий варіант типу «вода – вода», без зондів і колектора, із забором води з водойми, прокачування через теплообмінник ТНУ і скидання в той же водойм. Необхідні розрахунки по витратах на трубопроводи, насоси, теплообмінники, електроенергію – для конкретних умов з урахуванням взаємного розташування водойми і будинку. Близьким варіантом є розміщення у водоймі теплообмінника.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

2.2 Кільцеві системи із ТНУ

Одним з найбільш ефективних схемних рішень, що забезпечують одночасний вирішення низки проблемних питань застосування ТНУ, є використання кільцевих систем [9].

До таких проблемних питань відносяться:

- Витрати на підведення або відвід із циклу ТНУ низькопотенціального тепла (наприклад, створення геотермального контуру).
- Необхідність забезпечення змінних навантажень – максимальне навантаження опалення на 50-100 % вище середньосезонного, а максимальне навантаження ГВп – в 2-5 разів вище середньодобового.
- Розбіжність графіка необхідних навантажень і можливостей підведення або відводу із циклу ТНУ – для систем кондиціонування потрібен холод у денний сонячний годинник, коли можливості зовнішніх блоків кондиціонерів мінімальні.

Усі теплові насоси в кільцевій системі реверсивні, тобто призначені і для охолодження, і для нагріву повітря. Усі вони зв'язані загальним водяним контуром – трубами, у яких циркулює вода. Вода є одночасно джерелом і приймачем теплоти для всіх теплових насосів. Температура в контурі може змінюватися в межах від 18 до 32 °С[15].

Залежно від навантаження (призначення приміщення, кількості присутніх у цей момент людей, працюючого обладнання, пори року, часу доби) у різних приміщеннях може вимагатися або нагрівання, або охолодження повітря. відповідно, водяний контур віддає або отримує теплову енергію від локальних установок.

Якщо кількість теплових насосів, що працюють у режимі нагрівання повітря, дорівнює кількості теплових насосів, що працюють у режимі охолодження, то система не вимагає надходження теплоти ззовні або видалення теплоти назовні, і витрати енергії полягають лише в роботі

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

циркуляційного насоса водяного контуру і у роботі приводів теплових насосів. Так відбувається в основному в перехідні періоди (весна, осінь).

Узимку число теплових насосів, що працюють у режимі нагрівання повітря, зростає, і більше теплоти забирається з водяного контуру. У цьому випадку потрібно її заповнення, для чого до контуру підключений додатковий нагрівач. Для підігріву води підійде будь-яке джерело теплоти: водогрійний казан, теплоносій тепломережі (причому не буде потрібно потужного пристрою, тому що компенсується тільки тимчасовий дефіцит тепла) [8].

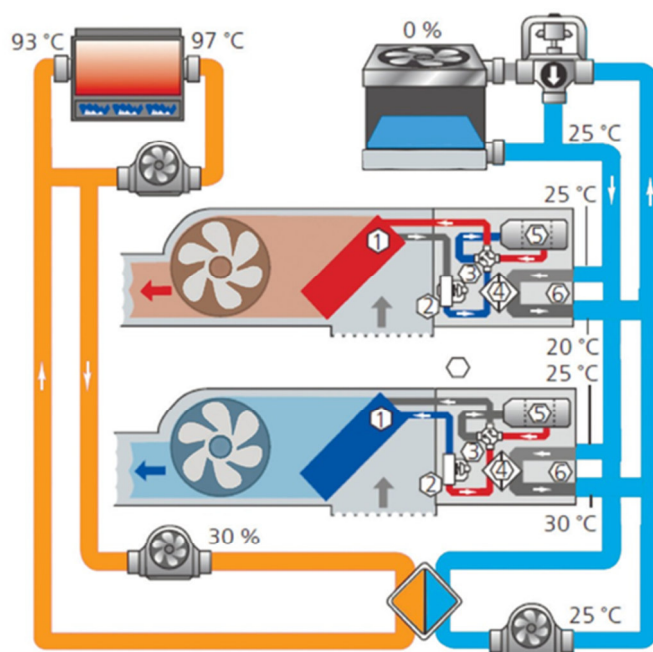
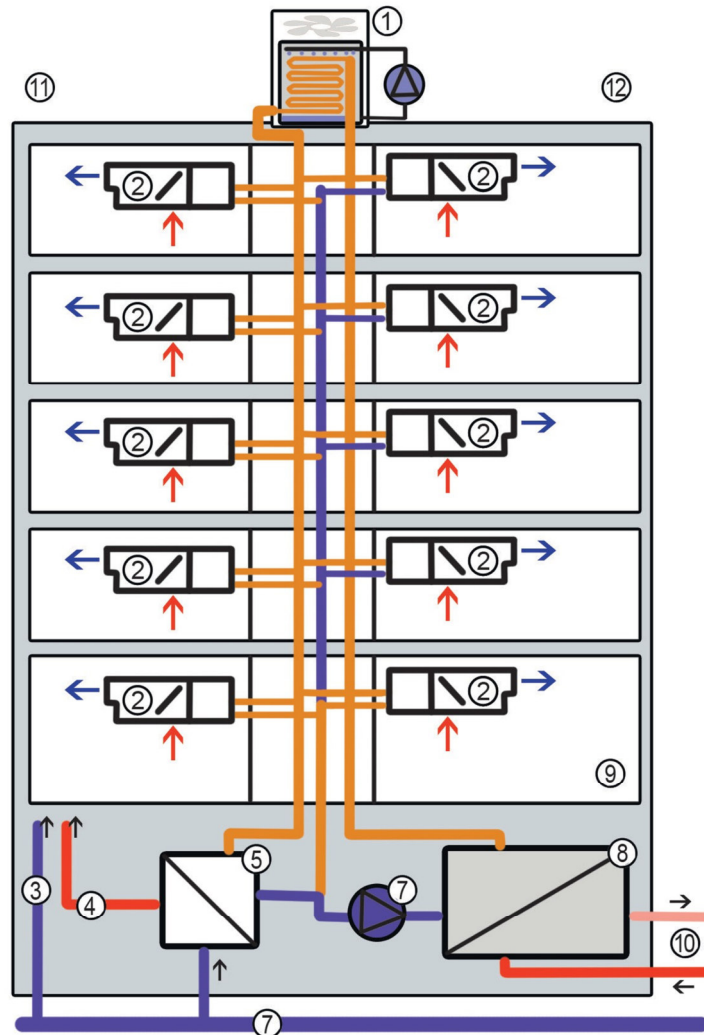


Рисунок 2.1 - Робота ТНУ в складі кільцевої схеми

Влітку, навпаки, у системі зростає число теплових насосів, що охолоджують повітря, і більша кількість теплоти надходить у водяний контур. Щоб температура води не перевищила встановлену межу, її необхідно охолоджувати - підійде градирня будь-якого типу, а при потребі у ГВп і використанні для цього теплового насоса вода-повітря також буде потрібно тільки компенсація небалансу. Сама кільцева водяна система є акумулятором, тому що дозволяє в рамках рекомендованого діапазону

температур забезпечувати змінні навантаження. До складу водяного контуру може входити також додатковий низькотемпературний бак-накопичувач. Збільшений об'єм бака знижує необхідні потужності як градирні, так і додаткового нагрівача[17].



1 – градирня, 2 – ТНУ «вода-повітря» у приміщеннях, 3 – система ХВп будинку, 4 – система ГВп будинку, 5 – ТНУ «вода-вода» для системи ГВп, 6 – міський водопровід, 7 – циркуляційний насос водяного контуру, 8 – тепловий пункт будинку, 9 – перший поверх – приміщення загального призначення, 10 – міська тепломережа, 11 – сонячна сторона, 12 – тіньова сторона

Рисунок 2.2 - Кільцевий контур і міські системи водо- і теплопостачання.

У баку можуть бути розміщені електричні ТЕНи, що заощаджує простір, а їх використання буде економічним при наявності нічного тарифу. Труби водяного контуру кільцевих теплонасосних систем, що проходять усередині будинків, не мають потреби в теплоізоляції.

У такій системі автоматично реалізується ефект пофасадного регулювання, тому що навесні і восени в сонячні дні часто виникає ситуація, коли сонячна сторона будинку значно прогрівається, і в приміщеннях цієї сторони потрібне охолодження повітря, а з тіньової сторони будинку приміщення необхідно обігрівати[12].

При роботі теплового насоса кільцевої системи відбувається перенесення теплоти із приміщень фасаду, перегрітих сонцем, у приміщення тіньової сторони. У ці ж періоди денна температура зовнішнього повітря може значно перевершувати нічну температуру. У цьому випадку протягом дня у водяному контурі кільцевих теплонасосних систем відбувається нагромадження теплоти, яка потім може бути витрачена в нічний час.

Ефективність роботи системи визначається можливістю підтримки теплового балансу за рахунок різниці режимів роботи ТНУ. Ідеальний варіант – відсутність споживання тепла від зовнішнього джерела і необхідності відведення тепла в навколишнє середовище (тобто роботи градирні). На практиці для умов середньої смуги підігрів контуру може знадобитися взимку, при стабільно низьких температурах зовнішнього повітря, при цьому необхідно відзначити, що для підтримки температури води в контурі на рівні 15-30 °С найбільш економічним є використання зворотної води з тепломережі, з додатковим охолодженням її на 5-15 °С. варто відзначити, що кільцеві системи – найбільше активно застосовуваний варіант використання ТНУ багатофункціональних будинків (у США – понад 80 % від загального числа при новому будівництві і реконструкції)[15].

Переваги даної схеми підвищуються пропорційно масштабуванню системи, тому що росте її здатність, що акумулює, і знижується необхідність

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

пікових джерел, а об'єднання різнотипних споживачів вирівнює графіки споживання.

Так, у конкурсі ЕНРА описаний варіант кільцевої системи з каналом загальною довжиною 4,5 км для групи будинків промислової зони міста Гилзе, Нідерланди. Джерелом низькопотенціального тепла служать ґрунтові води, що мають постійну температуру 10 °С, тобто прохолодні влітку і відносно теплі взимку. Реалізований кільцевий канал загальною довжиною 4,5 км, з'єднаний з додатковими сховищами тепла і холоду, розташованими на глибині до 80 м. У кожному будинку перебуває теплообмінник ТНУ, з'єднаний із системою[5].

Іншим варіантом застосування кільцевої схеми може бути її використання в існуючих будинках для підвищення комфортності. Сьогодні в будинках навіть класу «бізнес» у ряді випадків не тільки не встановлюється система центрального кондиціонування, але й не передбачена в проектах можливість установки спліт-систем без порушення існуючих будівельних конструкцій.

У результаті будівлі хаотично обростають десятками і сотнями зовнішніх блоків спліт-систем. Це псує фасад, є економічно не вигідним, а часом і небезпечним. Були пропозиції на стадії проектування закладати прокладку кільцевого контуру для теплових насосів, що не вимагає великих витрат і не приводить до подорожчання квадратного метра новобудови. Надалі, якщо жителі бажають мати в себе у квартирі цивілізоване кондиціонування і повітряне опалення, вони самостійно роблять вибір і купують (або орендують) необхідну кількість теплових насосів, які необхідно тільки підключити до вже прокладених комунікацій, і система починає працювати. Такий підхід може стати розв'язком проблеми знівечених спліт-системами фасадів[7].

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Власне система опалення, особливо при незалежному підключенні до тепломережі, уже є кільцевим водяним контуром. І для установки у квартирі ТНУ «повітря-вода» потрібно всього дві технічні дії і одне організаційне:

1. Підключити ТН до системи опалення по водяному контуру.
 2. Забезпечити в літню пору циркуляцію теплоносія в системі опалення.
 3. Оформити необхідні документи для економічних розрахунків.
- Звичайно, що останні кроки можуть включати кілька дій, але вони не є нездійсненними.

Той же варіант може бути використаний для підвищення якості теплопостачання існуючих будинків при неможливості збільшення температури теплоносія, що часто має місце для старих котелень і будинків, розташованих наприкінці тепломагістралі. Так, при розрахункових параметрах $95-70^{\circ}\text{C}$ для них фактичні значення становлять, наприклад $70-50^{\circ}\text{C}$. Електроопалення і рішення, звичайно пропонувані для нового будівництва і капремонту (збільшення поверхні нагрівання опалювальних приладів, підлогове опалення), можуть бути в цьому випадку технічно і/або економічно нереалізовані[9].

Просте збільшення витрати мережевої води також не дасть ефекту при колишній температурі теплоносія і поверхні опалювальних приладів.

Включення ТНУ в лінію зворотної мережної води дозволяє при збереженні витрати води і зниження T_2 збільшити використовуваний температурний перепад зі згаданих, наприклад $70-50=20^{\circ}\text{C}$ до $70-30=40^{\circ}\text{C}$, тобто наростити подачу тепла в 2 рази і забезпечити необхідну якість теплопостачання без зміни гідравлічного режиму тепломережі і втрат для інших абонентів. При цьому можлива установка ТНУ «вода-вода» у тепловому пункті, але більш привабливим є рішення для окремих квартир і приміщень із ТНУ «вода-повітря» за аналогією з кільцевою схемою.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Приклад: дитячий садок або квартира із проблемою «недопалення». Установа в найбільшій кімнаті підлової ТНУ «вода-повітря» потужністю 3-10 кВт із підключенням її до зворотної лінії системи опалення вимагає мінімуму часу і затрат, шум від неї в денний час не є проблемою. По закінченню необхідності установка легко відключається і може бути застосована в іншому місці. У літню пору вона ж використовується для охолодження повітря, тобто працює аналогічно мобільному кондиціонеру, але без проблем з повітроводами[10].

Для впровадження подібних систем зберігається організаційна проблема – оформлення розподілу вигоди між теплопостачальною організацією і споживачем. Інакше теплопостачальна організація не одержує нового споживача (якщо він відмовляється від реалізації проекту або приймає рішення про автономне теплопостачання), а споживач вимушено має підвищені експлуатаційні витрати.

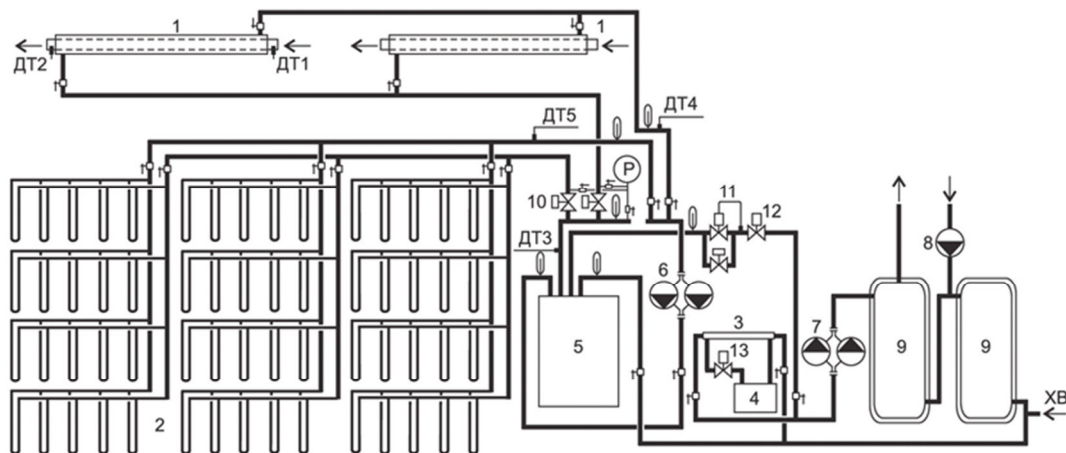
2.3 Використання ТНУ в багатоквартирних будинках разом із централізованим теплопостачанням

Найбільш яскравим прикладом роботи теплового насоса, що використовує теплоту ґрунту і каналізаційних стоків, у системі гарячого водопостачання може послужити дослідна система із ТНУ, встановлена в гуртожитку аспірантів у Києві [19].

Оскільки теплова потужність встановленого теплового насоса виявилася недостатньою для того, щоб він міг повністю забезпечувати всі потреби будинку в гарячій воді в зимовий період, коли температура холодної водопровідної води була близька до 0 °С, узимку разом з тепловим насосом працював паралельно включений теплообмінник, у якому вода підігрівалася теплоносієм з теплової мережі. Тепловий насос включався автоматично лише в годинник підвищеного водорозбору. Проте, отримані в результаті

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

досліджень дані, особливо, які відносяться до роботи стічно-гліколевого теплообмінника, можуть бути цікаві фахівцям, оскільки самі теплообмінники такого роду в літературі не описані.



1 – стічно-гліколевий теплообмінники; 2 – ґрунтові теплообмінники; 3 – теплообмінник системи централізованого тепlopостачання; 4 – вузол вводу теплової мережі; 5 – тепловий насос; 6 – циркуляційний насос водяного розчину етиленгліколя; 7 – циркуляційний насос контуру водонагрівачів; 8 – циркуляційний насос системи ГВп; 9 – закриті баки-накопичувачі гарячої води; 10 – балансувальні вентиля випробного стенда; 11 – регулятор температури прямої дії контуру конденсатора; 12 – електромагнітний клапан; 13 - регулятор температури водонагрівача; ДТ1-ДТ5 – датчики температури випробного стенда; ХВ – холодна вода з водопроводу.

Рисунок 2.3 - Схема випробного стенда дослідної установки:

На рисунку 2.3 представлена схема фрагмента теплового пункту цього будинку. Два стічно-гліколевих теплообмінника 1, виконані з нержавіючих коаксіально встановлених труб діаметром 100 і 125 мм, працюють у спільному циркуляційному контурі із ґрунтовими теплообмінниками 2, виготовленими з поліетиленових U- Образної форми труб (60 шт.) діаметром 14 мм, зануреними в ґрунт петлями довжиною по 3 м

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРМА 22.00.00.000 ПЗ

Арк.

49

(глибина обмежена можливістю буравлення в підвалі вже побудованого будинку – тобто висотою стелі підвалу)[14].

Насос 6 забезпечує циркуляцію водяного розчину етиленгліколя між джерелами низькопотенціального тепла 1, 2 і випарником теплового насоса 5. При роботі компресора теплового насоса в його конденсаторі підігрівається вода, що циркулює за допомогою насоса 7, що подає підігріту воду в баки-накопичувачі 9. Паралельно конденсатору теплового насоса встановлений теплообмінник 3, приєднаний до вузла введення теплової мережі 4.

Для регулювання теплового потоку, крім регулятора, вбудованого в тепловий насос 5, використані регулятори 11, 12 і 13. Регулятор, вбудований у тепловий насос, настроєний для роботи в системі гарячого водопостачання таким чином, що він автоматично включає компресор теплового насоса при температурі що надходить в конденсатор води нижче 26 °С, а при надходженню з бака води з більш високою температурою компресор автоматично відключається. Таким чином, якщо баки-накопичувачі настільки заповнені гарячою водою, що в самій холодній точці бака температура перевищує 26 °С, то тепловий насос працювати не буде. Інший автомат, вбудований виготовлювачем у тепловий насос, не дозволить компресору за умовами його захисту ввімкнутися раніше, чим через 7 хв після відключення. Тому в схему доданий електромагнітний клапан 12, який пов'язаний з компресором теплового насоса так, що при роботі компресора він відкритий, а при зупинці – закривається[8].

При відсутності цього клапана холодна вода могла б протягом 7 хв, вільно протікаючи через конденсатор непрацюючого теплового насоса, надходити в саму гарячу частину бака-накопичувача, у результаті чого жителі, які приймають теплий душ, могли раптово опинитися під струменем холодної води. Конструктивно клапан 12 виконаний з можливістю пропуску невеликої витрати води при закритому клапані. Це зроблене для того, щоб датчик температури вбудованого в тепловий насос регулятора міг уловити

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

момент, коли в конденсатор почне надходити вода з температурою нижче 26 °С, щоб тепловий насос міг вчасно ввімкнутися.

Температура холодної води, яка надходить на підігрів у конденсатор теплового насоса, змінюється в інтервалі від 1 до 26 °С, у той час як температура підігрітої води повинна перебувати в більш вузькому діапазоні припустимих температур 50-55 °С. Забезпечити такий діапазон удалося за допомогою регулятора температури прямої дії 11 і ручного балансувального вентиля на байпасній лінії. Балансувальний вентиль налаштований таким чином, що при відкритті електромагнітного клапана 12, у той час, коли клапан 11 закритий, через балансувальний вентиль проходить мінімальна витрата води. Якби байпаса не було, то при пуску компресора і відсутності протоки води через конденсатор спрацював би автомат захисту, який при підвищенні тиску конденсації холодильного агента відключає компресор без можливості наступного автоматичного запуску. При наявності байпасної лінії холодна вода відразу після пуску компресора починає надходити на підігрів у невеликому обсязі, обмеженому положенням балансувального вентиля. Через кілька секунд, після того як температура підігрітої води досягнеться 50 °С, автоматично і поступово відкривається регулятор температури прямої дії 11, і витрата підігрітої води збільшується, у той час як її температура залишається увесь час на рівні 50-55 °С. Регулятор 11 підтримує цю температуру протягом усього часу роботи компресора, збільшуючи витрату підігрітої води при підвищенні температури і зменшуючи його при зниженні температури[8].

Циркуляційні насоси 6 і 7 працюють неспинно. Насос 7 подає воду не тільки в конденсатор теплового насоса, але й у теплообмінник 3, тепла потужність якого регулюється клапаном 13 по звичайній для теплових пунктів схемі. Основними теплофізичними параметрами теплонасосної установки є витрати і температури рідин, що циркулюють у різних контурах. Витрати стічної води в каналізаційних трубах виміряти практично

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

неможливо, але вони визначалися непрямим шляхом на основі теплового балансу стічно-гліколевого теплообмінника.

Літній режим. Температура в каналізаційній трубі протягом ночі змінювалася в діапазоні від 23 до 31 °С, тому що літо, і вода з водопроводу, що попадає в невеликій кількості в каналізацію через нещільності змивних бачків, мала приблизно таку ж температуру. Коливання температур стічної рідини носять випадковий характер, і укласти ці коливання в рамки суворих математичних залежностей чи навряд можливо[9].

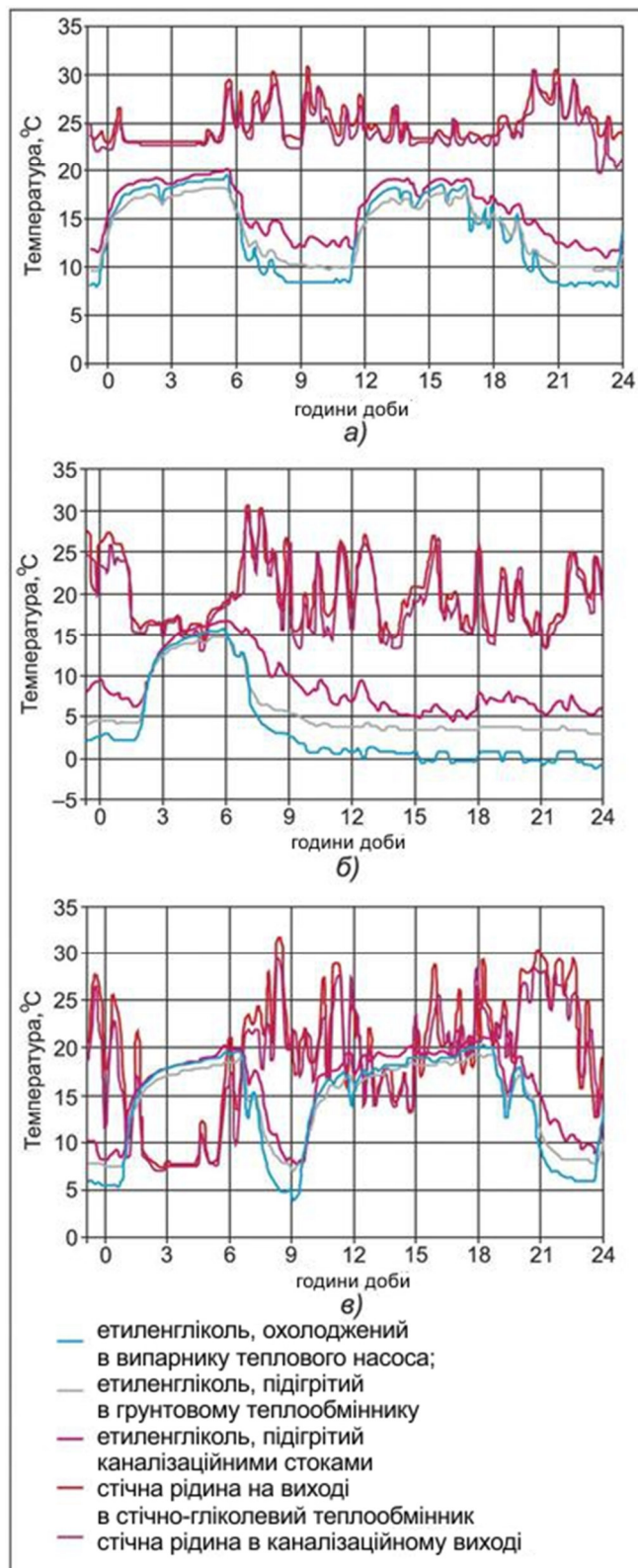
Самі теплі стоки відзначені під час пікових водорозборів, і це цілком природно, а досить різкі коливання температур у цей час можна пояснити тим, що споживачів гарячої води в будинку, де проживає 150 чол., відносно небагато, і вплив кожного відкритого крана тут більш помітно, ніж це було б у великому будинку.

Температура охолодженого етиленгліколю коливалася від 8 до 19 °С. Ці крайні значення можна розглядати як рівноважні в режимах працюючого і зупиненого теплового насоса. Тривалість виходу на нижчу (8 °С) рівноважну температуру – близько 2,5 год, а на вищу (19 °С) – приблизно 2 год. Усього протягом доби тепловий насос працював 12-13 год.

На відміну від режиму активного охолодження теплообмінників, коли температура на вході етиленгліколю в теплообмінники була самою низькою в системі, у режимі підвищення температур, що виник при зупинці теплового насоса, самої низькою температурою стає температура етиленгліколю після ґрунтового теплообмінника.

Це відбувається через те, що при працюючому тепловому насосі на температуру етиленгліколю виявляє вплив випарник, а також ґрунтовий і стічно-гліколевий теплообмінники, у той час як при непрацюючому компресорі випарник виключений із цього процесу, і теплообмін відбувається між ґрунтом і стоками.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52



а – улітку (17 серпня 2021 р.); б – восени (17 листопада 2021 р.); в –
узимку (31 січня 2022 р.)

Рисунок 2.4 - Характер зміни температур етиленгліколю і
каналізаційних стоків:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРМА 22.00.00.000 ПЗ

Арк.

53

Реалізується цей процес за посередництвом етиленгліколю, який при непрацюючому компресорі продовжує циркулювати у своєму контурі, відіграючи роль проміжного теплоносія.

Завдяки саме цій незвичайній ролі, що постійно підігрівається теплими стоками ґрунт легко відновлює свій температурний потенціал, сприяючи роботі теплового насоса з незмінно високим коефіцієнтом перетворення. Відомо, що ґрунтові теплообмінники, що прохолоджують ґрунт постійно протягом зими, до кінця опалювального сезону обростають крижаними наростами, що помітно погіршує коефіцієнт перетворення теплового насоса, і навіть за літній період споконвічний тепловий потенціал ґрунту не завжди відновлюється повністю[9].

У наведеній схемі досить 2,5 год, протягом яких тепловий насос «відпочиває», для того, щоб ґрунт відновив свою природню температуру, яка, як це видно із кривих на рис. 26а, перебуває близько +17°C. Нагадаємо, що в цьому випадку мова йде не про ґрунт взагалі, а про триметровий шар ґрунту, розташованому безпосередньо під плямою будинку.

На рис. 2.4 (а) не нанесена крива зміни температури води на виході з конденсатора теплового насоса, яка автоматично підтримувалася на рівні 47-52°C.

Осінній режим. Споконвічно тепловий насос гуртожитку аспірантів призначав для роботи в літній період з використанням теплоти атмосферного повітря.

З цим завданням він успішно справлявся протягом 8 років, і після підключення нових джерел низькопотенціальної теплоти його ефективність при роботі в літній період ще більш підвищилася.

До кінця осені експериментальний тепловий насос, номінальна теплова потужність якого становить усього 25 кВт, перестав справлятися із завданням забезпечення безперебійного гарячого водопостачання шестиповерхового гуртожитку, для якого по діючих нормах проектування необхідний (з

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

урахуванням наявних ємностей) водонагрівач потужністю 35 кВт. Коли вода стала надходити з міського водопроводу з температурою 10°C і нижче, у конденсаторі не вдавалося підігрівати її до температури 50°C.

Тому взимку паралельно тепловому насосу був включений водонагрівач, що працює на мережевій воді ТЕС, і в середині листопада тепловий насос уже не міг нагріти необхідний обсяг води самостійно (рис. 266).

На відміну від літнього режиму, коли температура етиленгліколю не знижувалася нижче +7°C, тепер його найнижча температура досягала -1°C. Саме при такій температурі встановлювалося наприкінці листопада тепла рівновага в теплообмінній системі «грунт – етиленгліколь». Найвища температура етиленгліколю не перевищила 15,5°C, і це на 3,5°C нижче, чим у серпні[7].

Температура в каналізаційній трубі опускалася до 14°C, тому що водопровідна вода, що попадає в каналізацію, в основному, через нещільності змивних бачків, маючи початкову температуру близько 8 °C, підігрівалася в неізольованих трубопроводах водопостачання, у змивних бачках, а також у каналізаційних стояках, що проходять через опалювальні приміщення. Протягом доби температура стоків, що надходять у контур, що гріє, стічно-гліколевого теплообмінника, змінювалася в діапазоні від 14 до 30 C, а температура стоків, що залишають будинок, була на 0,5-3 °C нижче.

Верхній температурний рівень ґрунтового масиву понизився в порівнянні з літнім періодом від 17 до 14°C. Так само, як і влітку, температура ґрунту встигає відновитися до верхнього рівня під час нічної перерви в роботі теплового насоса, щоправда, для цього треба було вже не 2,5 год, а 4 год, тому що період активного охолодження більш тривалий, чим влітку.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Протягом доби середини листопада тепловий насос працював 20 год. Температури води на виході з конденсатора теплового насоса в цей період підтримувалися на рівні 44-47 °С.

Зимовий режим. Щоб підняти температуру гарячої води на нормативний рівень (50-55 °С), довелося задіяти теплообмінник. Протягом усієї зими тепловий насос автоматично включався тільки в годинник пікового водорозбору. На рис. 30в показано, як змінювалися температури рідин, які брали участь у процесі перетворення теплової енергії в тепловому насосі протягом доби.

Температура стоків у каналізаційній трубі вночі знижувалася до 7 °С, тому що водопровідна вода, що потрапила в каналізацію, з початковою температурою близько 2 °С підігрівалася в трубопроводах, прокладених усередині будинку. Протягом доби температура стоків, що надходять у контур, що гріє, стічно-гліколевого теплообмінника, змінювалася в діапазоні від 7 до 32 °С, а температура стоків, що залишають будинок, була на 0,5-4 °С нижче[11].

Температура охолодженого етиленгліколю коливалася від 4 до 20 °С. Ці значення розглядаються як рівноважні в режимах працюючого і зупиненого теплового насоса. Період активного використання низькопотенціальних джерел енергії в цю пору року не перевищував 7 год на добу. Вода в конденсаторі теплового насоса підігрівалася при цьому до 50-58 °С.

Висновки до другого розділу

Розглянуто схемні рішення та приклади застосування теплових насосів і їх особливості, а саме:

1) Опалення і ГВП малоповерхових приватних будинків. В яких найпоширеніший – повітряний ТН, а для будинків із цілорічним

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

використанням може бути ефективніше застосування геотермальних ТНУ, що використовують у якості первинного джерела тепла землю або воду.

2) Кільцеві системи із ТНУ, які дають змогу забезпечувати змінні навантаження, а також працювати в реверсивній системі.

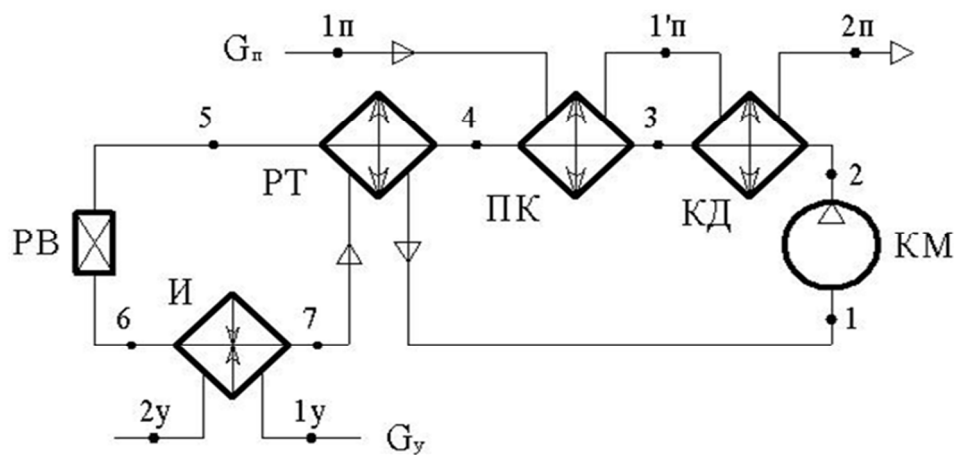
3) Використання ТНУ в багатоквартирних будинках разом із централізованим тепlopостачанням.

					МРМА 22.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

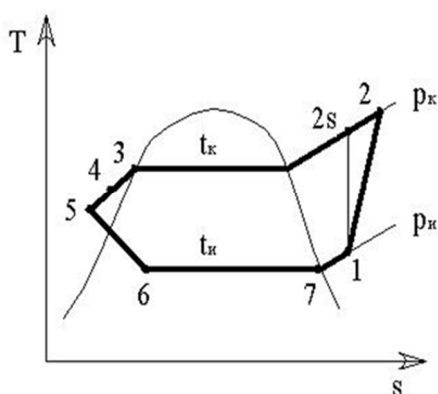
3 ВИБІР СХЕМИ І РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Вибір схеми теплонасосної установки

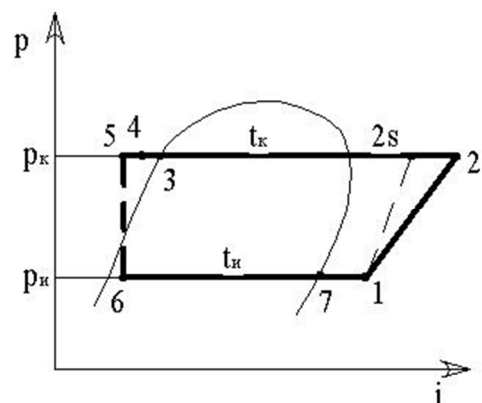
Для теплонасосної установки (ТНУ) доцільно буде застосувати цикл холодильної машини з регенеративним теплообмінником. У цій схемі [МРМА 22.00.00.000 РР] пар робочої речовини вихідний з випарника (маслоохолоджувача) у стані 7 (рис. 3.1) направляється в регенеративний теплообмінник, де він нагрівається за рахунок більш теплої робочої речовини, що виходить із конденсатора, яке при цьому проохолоджується. У результаті регенерації ефективність установки збільшується.



а)



б)



в)

Рисунок 3.1 – Схема ТНУ (а) і її цикл в T,s (б) і p,i (в) в діаграмах

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.2 Розрахунки циклу теплонасосної установки

3.2.1 Вихідні дані

Середовище споживача: вода;

Холодоагент: R 142b

Утилізуєме середовище : масло I-40;

Параметри середовища споживача :

$t_{1п} = 55^{\circ}\text{C}$ – температура на вході в ТНУ;

$t_{2п} = 75^{\circ}\text{C}$ – температура на виході із ТНУ;

Параметри утилізуємого середовища :

$t_{1в} = 57^{\circ}\text{C}$ – температура на вході у випарник (маслоохолоджувача);

$t_{2в} = 50^{\circ}\text{C}$ – температура на виході з випарника;

Необхідні значення ККД:

$\eta_s = 0,8$ – адіабатний ККД.

$\eta_{\text{мех}} = 0,97$ – механічний ККД;

$\eta_{\text{дв}} = 0,95$ – ККД двигуна;

Визначення розрахункових температур:

$$t_{\text{и}} = t_{1в} - 12 = 57 - 12 = 45^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{к}} = t_{2п} + 5 = 75 + 5 = 80^{\circ}\text{C};$$

$$t_1 = t_{\text{и}} + 10 = 45 + 10 = 55^{\circ}\text{C};$$

$$t_4 = t_{1п} + 10 = 55 + 10 = 65^{\circ}\text{C};$$

Визначення ентальпій:

$$I_5 = i_4 - (i_1 - i_7) = 284 - (454 - 444) = 274 \text{ кДж/кг};$$

$$i_2 = (i_{2s} - i_1) / \eta_s + i_1 = (478 - 454) / 0,8 + 454 = 484 \text{ кДж/кг}$$

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Характеристики в розрахункових точках

Параметр	Точки							
	1	2s	2	3	4	5	6	7
p, МПа	0,6	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	0,6	0,6
t, °C	55	96	103	80	65	58	45	45
i, кДж/кг	454	478	484	305	284	274	274	444
v, м ³ /кг	0,046	–	–	–	–	–	–	–

3.2.2 Визначення питомих параметрів циклу

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = i_2 - i_3 = 484 - 305 = 179 \text{ кДж/кг};$$

Питоме теплове навантаження на переохолоджувач конденсату:

$$q_{пк} = i_3 - i_4 = 305 - 284 = 21 \text{ кДж/кг};$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{рт} = i_4 - i_5 = 284 - 274 = 10 \text{ кДж/кг};$$

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_{в} = i_7 - i_6 = 444 - 274 = 170 \text{ кДж/кг};$$

Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 478 - 454 = 24 \text{ кДж/кг};$$

Питома робота компресора:

$$l = i_2 - i_1 = 484 - 454 = 30 \text{ кДж/кг};$$

3.2.3 Визначення режимних параметрів ТНУ

Масова витрата холодоагенту:

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot (T_{1y} - T_{2y})}{q_{и}} = \frac{3 \cdot 1,51 \cdot 1,944 \cdot (57 - 50)}{170} = 0,36 \text{ кг/с};$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд} = m_a \cdot q_{кд} = 0,36 \cdot 179 = 64.44 \text{ кВт};$$

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату:

$$Q_{пк} = m_a \cdot q_{пк} = 0,36 \cdot 21 = 7.56 \text{ кВт};$$

Теплопродуктивність:

$$Q_T = Q_{кд} + Q_{пк} = 64.44 + 7.56 = 72 \text{ кВт};$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$Q_{рт} = m_a \cdot q_{рт} = 0,36 \cdot 10 = 3.6 \text{ кВт};$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_s = m_a \cdot l_s = 0,36 \cdot 24 = 8.64 \text{ кВт};$$

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність компресора:

$$N_i = N_s / \eta_s = 8.64 / 0,8 = 10.8 \text{ кВт};$$

Потужність, підведена до компресора:

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}} = 10.8 / 0,97 = 11.13 \text{ кВт};$$

Споживана потужність:

$$N_{\text{пр}} = N_e / \eta_{\text{дв}} = 11.13 / 0,95 = 11,72 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт перетворення ТН:

$$\varphi = Q_T / N_{\text{пр}} = 72 / 11,72 = 6,14$$

Масова витрата споживача через ТН:

$$G_{\text{п}} = \frac{Q_T}{c_{\text{п}} (t_{2\text{п}} - t_{1\text{п}})} = \frac{72}{4,19(75 - 55)} = 0.86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3.3 Розрахунки компресора теплонасосної установки

3.3.1 Опис проектованого компресора [МРМА 22.00.00.000 СК4]

Проектований компресор – холодильний, поршневий, одноступінчастий, непрямочний, двоциліндровий, вертикальний, із блок-картерним виконанням, простої дії, із вбудованим електродвигуном, безсальниковий, з вільно-примусовою системою змащення (змащення від

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

насоса і розбризкуванням), стаціонарний, зі середньотемпературним режимом роботи, фреоновий, середньої холодопродуктивності.

Змащення механізму руху здійснюється як за допомогою розбризкування, так і за допомогою шестерного маслоснабжувача.

Норма витрати змащення для циліндрів становить $0,002 \text{ г/м}^2$. Застосовуються масла типу ХФ-22-18.

У компресорі застосовуються алюмінієві поршні, клапани на усмоктуванні і нагнітанні прийняті згідно з розрахунками – смугові.

Охолодження циліндрів – парами холодильного агента (R22). Пара через усмоктувальний патрубок проходить через електродвигун, охолоджуючи його, гільзу і потім іде на усмоктування. Місце посадки ущільнене спеціальними паранітовими прокладками.

Ротор електродвигуна виконує роль маховика. Маховик у свою чергу є акумулятором енергії поршневого компресора, що дозволяють подолати інерцію механізму руху в мертвих точках.

Маслоснабжувач шестерний вбудованого типу. Масло після маслоснабжувача подається на змащення в пари тертя через свердління у валу і шатуні. При цьому перед влученням у маслоснабжувач воно проходить фільтр грубого очищення.

Підшипникові опори – кулькові дворядні.

3.3.2 Термодинамічний розрахунок холодильного компресора

Холодильний агент: R142.

Охолодження циліндрів: парами холодильного агента.

Виконання: без сальниковий.

Холодопродуктивність : $Q_0 = 100 \text{ кВт}$

Для робочого циклу визначаємо відношення тисків:

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$\pi_n = p_k / p_0 = 1,4 / 0,6 = 2.33$$

Визначаємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_0 = i_7 - i_6 = 444 - 274 = 170 \text{ кДж/кг};$$

Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{\nu_1} = \frac{170}{0,046} = 3695.7 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора на робочому режимі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}$$

Задаємося величиною $c = 0,04$, тоді

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{вс}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,4 + 0,182}{0,6} - 1 \right) = 0,935$$

де, Δp_n – компресія на нагнітанні

$$\Delta p_n = (0.1...0.15) \cdot p_n = 0.13 \cdot 1.4 = 0.182$$

Коефіцієнт дроселювання:

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{(1+c)\Delta p_{вс}}{\lambda_c \cdot p_{вс}} = 1 - \frac{(1+0,04) \cdot 0,048}{0,935 \cdot 0,6} = 0,911$$

					МРМА 22.00.00.000 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, Δp_{bc} – компресія на усмоктуванні.

$$\Delta p_{bc} = (0.05 \dots 0.1) \cdot p_{bc} = 0.08 \cdot 0,6 = 0.048$$

Коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{318}{353} = 0,9$$

Приймаємо для $\pi_n = 2.33$ $\lambda_{пл} = 0,987$

Тоді $\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл} = 0,935 \cdot 0,911 \cdot 0,9 \cdot 0,987 = 0,757$

Знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_d = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{100}{3695.7} = 0,027 \frac{m^3}{c}$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора:

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,027}{0,757} = 0,0357 \frac{m^3}{c}$$

Для робочого циклу визначаємо потужність електродвигуна в наступному порядку:

Для фреонових поршневих компресорів індикаторний ККД приймається в межах 0,71...0,84.

Приймаю: $\eta_i = 0.82$

Адіабатну потужність компресора визначаємо по формулі:

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{ад} = M_a \cdot l_{ц} = \frac{Q_0}{q_0} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{100}{170} \cdot (484 - 454) = 29.4 \text{ кВт}$$

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{29.4}{0.82} = 35.9 \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{35.9}{0.95} = 37.8 \text{ кВт}$$

$$N_{ЕД} = \frac{N_e}{\eta_{пер} \cdot \eta_{дв}} = \frac{37.8}{0.97 \cdot 0.79} = 49.3 \text{ кВт}$$

3.3.3 Визначення геометричних розмірів

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора.

Для непрямоточних машин прийємо величину $\psi = 0,75$. Значення середньої швидкості поршня c_m для поршневих компресорів повинна лежати в межах від 2,5 до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо $S = 82$ мм і частоту обертання коленвала $n = 24$ об/с, тоді

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n = 2 \cdot 0,082 \cdot 24 = 3.936 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначаємо діаметр поршня ступені:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot S \cdot i \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0357}{3.14 \cdot 0,082 \cdot 2 \cdot 24}} = 0,1075 \text{ м}$$

Приймаємо $D = 110$ мм.

Уточнюємо значення Ψ .

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$\psi = \frac{S}{D} = \frac{82}{110} = 0,745$$

Задаємося величиною:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2$$

$$L = \frac{S}{0,4} = \frac{82}{0,4} = 205 \text{ мм}$$

Приблизно діаметр шийки коленвала, виготовленого зі сталі 40Х, можна визначити по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}}$$

Крутний момент можна знайти по формулі:

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{37,8}{24 \cdot 60} = 250,82 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для сталі 40Х, від термообробки поліпшення, припустиме дотичне напруження становить

Звідси можна знайти дотичне напруження при крутінні:

$$\tau_{кр} = \frac{[\tau]}{k} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{2,5} = 3,53 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

де, k – коефіцієнт запасу міцності, ($k = 2 \dots 3$)

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставимо ці значення у вираз для діаметра корінної шийки d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{250,82}{0,2 \cdot 3,53 \cdot 10^7}} = 0,033 \text{ м}$$

Приймаємо $d=40$ мм

Діаметр шийки коленвалу:

$$d_{ш} = (0,8..1,0) \cdot d = 0,9 \cdot 40 = 36 \text{ мм}$$

Відносна довжина шатуна:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2$$

Довжина шатуна:

$$L = \frac{S}{2\lambda_R} = \frac{82}{2 \cdot 0,2} = 205 \text{ мм}$$

Маса частин, що поступально рухаються, визначимо за D знайденим значенням користуючись графіком [1] рис. 31.

$$m_{п.ч.} = 1,62 \text{ кг}$$

3.3.4 Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна:

$$N_{ед} = 49,3 \text{ кВт}$$

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибираємо електродвигун асинхронний серії 4А закритий, що обдувається (ГОСТ 19523-81).

Потужність електродвигуна $N_{\text{ед}}=55$ кВт, типорозмір 4А225М4В3,

Технічні характеристики:

- $P_{\text{ном}}=55$ кВт;
- $U_{\text{ном}}=380$ В;
- $n_{\text{ном}}=1480$ об/хв;
- $s_{\text{ном}}=1,4$ %;
- $s_{\text{кр}}=10$ %;
- ККД=92,5 %;
- $\cos\phi = 0,9$;
- $M_{\text{п}}/M_{\text{н}}=1,3$;
- $M_{\text{мах}}/M_{\text{ном}}=2,5$;
- $M_{\text{мін}}/M_{\text{ном}}=1$;
- $I_{\text{п}}/I_{\text{ном}}=7$;
- $j=0,64$ кг·м³;
- Маса – 355 кг.

Холодильний коефіцієнт поршневого компресора рівний:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{100}{37.8} = 2.65$$

3.4 Розрахунки горизонтального кожухотрубного конденсатора

3.4.1 Тепловий розрахунки конденсатора [МРМА 22.00.00.000 СК1]

Температура води на вході: $tw_1 = 55^\circ\text{C}$.

Температура води на виході: $tw_2 = 75^\circ\text{C}$.

Температура фреону (R142b) на вході: $tf_1 = 103^\circ\text{C}$.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Температура фреону на виході: $t_{f2} = 65^{\circ}\text{C}$.

Масова витрата води через конденсатор: $G_B = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Температура конденсації холодильного агента в конденсаторі:
 $T_K = 80^{\circ}\text{C}$.

Середньологарифмічна різниця температур:

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_{w1} - t_0}{t_{w2} - t_0}\right)} = \frac{75 - 55}{\ln\left(\frac{55 - 80}{75 - 80}\right)} = 12,4^{\circ}\text{C}$$

Приймаємо основні розміри, що характеризують теплопровідну поверхню конденсатора: шаховий пучок з мідних труб зі стандартним зовнішнім оребренням:

- внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 0,0132 \text{ м}$;
- діаметр окружності виступів $d_{\text{н}} = 0,021 \text{ м}$;
- діаметр окружності западин $d_o = 0,0165 \text{ м}$;
- крок ребер $u = 0,002 \text{ м}$;
- площі зовнішньої поверхні 1м довгі труби $F'_{\text{н}} = 0,149 \text{ м}^2$;
- площі внутрішньої поверхні 1м довгі труби $F'_{\text{вн}} = 0,0415 \text{ м}^2$;
- коефіцієнт оребрення $\beta = F'_{\text{н}} / F'_{\text{вн}} = 3,6$.

При середній температурі води 650C :

- кінематична в'язкість води $\nu = 0,444 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;
- число Прандтля $\text{Pr} = 2,8$;
- теплопровідність води $\lambda = 0,6 \text{ Вт/мк}$.

Попередньо задаємо швидкість води в трубах конденсатора $w = 0,4 \text{ м/с}$

Число труб в одному ході:

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_g}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_g} = \frac{4 \cdot 0,86}{0,4 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 16,03.$$

Приймаємо $n=16$ і уточнюємо швидкість води:

$$w = \frac{4 \cdot G_B}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_B} = \frac{4 \cdot 0,86}{16 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 0,40008 \approx 0,4 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{\text{жк}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,4 \cdot 0,0132}{0,444 \cdot 10^{-6}} = 11892 \text{ – турбулентний режим течії;}$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{\text{жк}} = 0,021 Re_{\text{жк}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{жк}}^{0,43} \cdot \epsilon_{\text{пер}} = 0,021 \cdot 11892^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot 0,89 = 53,$$

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_w = \frac{Nu_{\text{жк}} \cdot \lambda_w}{d_{\text{вн}}} = \frac{53 \cdot 0,6}{0,0132} = 2409 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

Приймаємо сумарний термічний опір стінки труби і забруднень

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}.$$

Щільність теплового потоку:

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{12,4 - \theta_a}{\frac{1}{2409} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 1481 \cdot (12,4 - \theta_a)$$

Орієнтовне значення q' прийнявши $\theta_a = 0,3\theta_m$ тоді:

$$q' = A \cdot (\theta_a - 0,3\theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m = 0,7 \cdot 1481 \cdot 12,4 = 12855 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

При розподілі труб у трубних ґратах у вершинах правильних шестикутників і по сторонах правильних концентричних шестикутників параметр m визначається в такий спосіб:

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{\text{вн}} \cdot (L/D)}} \quad (3.1)$$

де, m – число труб, розташовуване по більшій діагоналі зовнішнього шестикутника;

S – горизонтальний крок труб: $S = 1,3 \cdot d_{\text{н}} = 1,3 \cdot 0,02 = 0,026 \text{ м}$;

L/D – довжина труби до діаметра труби, приймаємо рівним 5.

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{72 \cdot 10^3}{12855 \cdot 0,026 \cdot 0,0132 \cdot 5}} = 11,1$$

Округляємо до найближчого непарного числа і приймаємо $n_{\text{в}} = m = 11$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку, що конденсується фреону, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu d_0)} \cdot \left(\frac{n_B}{2}\right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot \psi_p \quad (3.2)$$

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{154,04 \cdot 10^3 \cdot 923^2 \cdot 0,0772^3 \cdot 9,81}{2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165}} \cdot \left(\frac{11}{2}\right)^{-0.167} \cdot 3.6 \cdot \theta_a^{-0.25} \cdot 1.609 = 10785 \cdot \theta_a^{-0.25}$$

$$\psi_p = 1.3 \left(\frac{F'_B}{F'_H} \right) E \cdot \left(\frac{d_0}{h'_p} \right) + \left(\frac{F'_r}{F'_H} \right) =$$

$$= 1.3(0,139/1,149) \cdot 1 \cdot (0,165/0,0063) + (0,01/0,149) = 1.609$$

де, $\lambda=0,0772$ Вт/м·К- теплопровідність R142b при tk;
 $\mu=2,57 \cdot 10^{-4}$ - динамічна в'язкість R142b при tk, Па·з;
 $\rho = 923$ – щільність R142b при tk, кг/м³;
 $r = 154,04$ – теплота конденсації R142b при tk, кДж/кг.
 Рівняння щільності теплового потоку.

$$q_w = A \cdot (\theta_m - \theta_a) = 1481 \cdot (12.4 - \theta_a)$$

$$q_a = 10785 \cdot \theta_a^{0.75}$$

Таблиця 3.2 – Щільності теплових потоків

θ_a	0.5	1	1,5	2,0
q_w	17624	16883	16143	15402
q_a	6413	10785	14618	18138

Будуємо графіки залежностей теплових потоків $q_{a,FBH}$ і $q_{w,FBH}$ від температури (рис. 3.2):

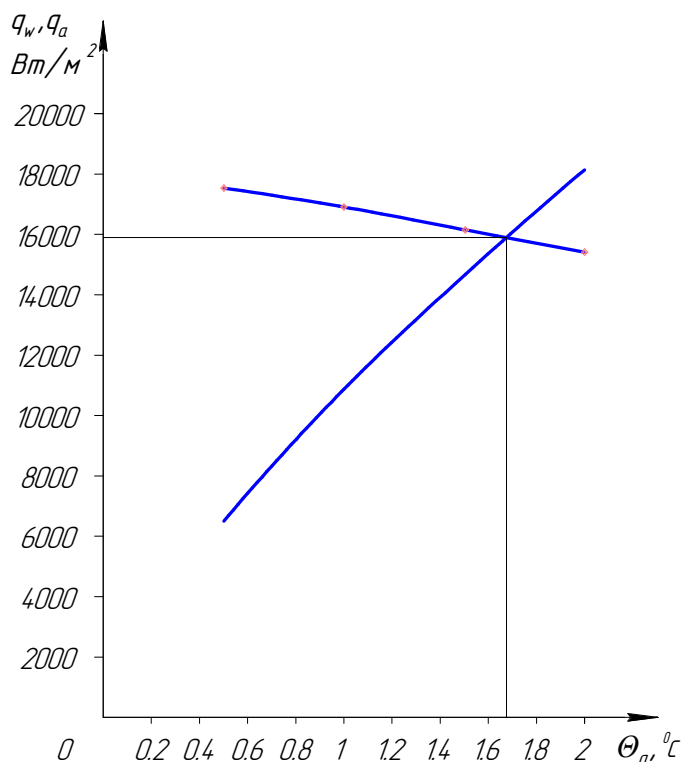


Рисунок 3.2 – Графіки залежностей теплових потоків $q_{a,FBH}$ і $q_{w,FBH}$ від температури

Із графіка визначаємо: $q_{FBH} = 15890 \text{ Вт/м}^2$.

Більш точно q_{BH} знаходимо по інтернаціональному вираженню:

$$q_{BH} = \frac{(x-1) \cdot (q') + \theta_a \cdot B^x}{x(q')^{x-1} + B^x / A} = \frac{(1,333-1) \cdot 12855^{1,333} + 12,4 \cdot 10785^{1,333}}{1,333 \cdot 12855^{1,333-1} + 10785^{1,333} / 1481} = 15902$$

Загальне число труб в апарату:

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91$$

Число ходів в апарату по воді:

$$z = n/n_1 = 91/16 = 5,7$$

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Приймаємо $z=6$.

Внутрішня поверхня теплообміну:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{Fвн}}} = \frac{72000}{15902} = 4,53 \text{ м}^2.$$

Довжина однієї труби в апараті:

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{4,53}{91 \cdot 3,14 \cdot 0,0132} = 1,2 \text{ м},$$

Внутрішній діаметр апарата:

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м},$$

де $m=11$ - число труб у найбільшій діагоналі шестикутника в трубних решітці.

3.5 Розрахунки регенеративного теплообмінника

Регенеративний теплообмінник (РТ) призначений для переохолодження рідкого холодоагенту, що виходить із конденсатора, холодними парами цього холодоагенту, що виходять із випарника. Він дозволяє підвищити питому холодопродуктивність холодильної машини в порівнянні із циклом без РТ і тим самим підвищити її холодильний коефіцієнт [МРМА 22.00.00.000 СКЗ].

3.5.1 Конструктивні розрахунки

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{PT} = ma \cdot q_{PT} = 0,36 \cdot 10 = 3.6 \text{ кВт};$$

Задаємося конструктивними розмірами РТ. Кожух виконаний із суцільнотягнутої сталеві труби зі сталі 20 зовнішнім діаметром $D_H=0,325$ м і товщиною стінок $\delta_K=0,008$ м. Змійовик РТ виконаний зі сталеві трубки (Сталь 10) із зовнішнім діаметром $d_H=0,038$ м і товщиною стінок $\delta_{3M}=0,002$ м. Сердечник, на який навивається змійовик, виконаний зі сталеві труби із зовнішнім діаметром $D_H=0,219$ м з товщиною стінок $\delta_C=0,006$ м. Товщина дистанційної планки між сердечником і змійовиком приймається рівної $S=0,004$ м. Висота кришки кожуха $h_{кр}=0,15$ м. Рідкий фреон R142b рухається по змійовикові, а холодна пара протитечією рухається по міжтрубному простору РТ.

Знаходимо теплофізичні властивості середовищ, що обмінюються теплотою в РТ при їхніх середніх температурах:

а) Рідкий R142b:

Середня температура рівна $T_p = 0,5 (T_{p1} + T_{p2}) = 0,5 (328 + 318) = 323$. По [9], табл.13, с.38 знаходимо:

- щільність рівна $\rho_p = 1041 \text{ кг/м}^3$;
- питома теплоємність $c_p = 989,7 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$;
- коефіцієнт теплопровідності рівний $\lambda_p = 0,0686 \text{ Вт/м}\cdot\text{ДО}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості рівний $\nu_p = 0,195 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

б) Пара R142b:

Середня температура пари рівна $T_n = 0,5(T_{n1} + T_{n2}) = 0,5(338 + 331) = 334,5$
ДО:

- щільність рівна $\rho_n = 39,86 \text{ кг/м}^3$;
- питома теплоємність $c_{pn} = 565 \text{ кДж/кг}\cdot\text{ДО}$;
- коефіцієнт теплопровідності рівний $\lambda_n = 0,0078 \text{ Вт/м}\cdot\text{ДО}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості рівний $\nu_n = 1,245 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі рідкого холодоагенту α_x

Знаходимо площу проходження трубки зміювика $F_{зм}$.

Її внутрішній діаметр рівний $d_{вн} = d_n - 2\delta_{зм} = 0,038 - 2 \cdot 0,002 = 0,034$ м.

$$F_{зм} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = 0,785 \cdot 0,034^2 = 9,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Швидкість рідкого R142b у трубці рівна:

$$\omega_{ж} = \frac{G}{\rho_{ж} \cdot F_{зм}} = \frac{0,36}{1041 \cdot 9,1 \cdot 10^{-4}} = 0,38 \text{ м/с}$$

Знаходимо критерії Рейнольдса:

$$Re_{ж} = \frac{\omega_{ж} \cdot d_{вн}}{\nu_{ж}} = \frac{0,38 \cdot 0,034}{0,195 \cdot 10^{-6}} = 66256$$

Знаходимо радіус закруглення зміювика по осьовій лінії труби сердечника:

$$R_{зм} = 0,5D_{сн} + S + 0,5 d_n = 0,5 \cdot 0,219 + 0,004 + 0,5 \cdot 0,038 = 0,1325 \text{ м.}$$

Критичне число Рейнольдса, відповідне до ламінарного режиму плин у трубці зміювика, рівно:

$$Re_{кр.лам} = \frac{16,4}{\sqrt{d_{вн}/R_{зм}}} = \frac{16,4}{\sqrt{0,034/0,1325}} = 32,35$$

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Критичне число Рейнольдса, відповідне до турбулентного режиму перебігу в трубці зміювика рівно:

$$Re_{кр.турб} = 18500 \left(\frac{d_{вн}}{2R_{зм}} \right)^{0,28} = 18500 \left(\frac{0,034}{2 \cdot 0,1325} \right)^{0,28} = 10400$$

Вивід: $Re_{ж} > Re_{кр.турб}$, тобто режим руху в трубці зміювика турбулентний.

Число Прандтля рівно:

$$Pr_{ж} = \frac{v_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot c_{жс}}{\lambda_{жс}} = \frac{0,195 \cdot 10^{-6} \cdot 1041 \cdot 989,7}{0,0686} = 2,93$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму перебігу рідкого фреону R142b у трубці зміювика рівно:

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \epsilon_{ізг},$$

$$\text{де } \epsilon_{ізг} = 1 + 1,77 \frac{d_{вн}}{R_{зм}} = 1 + 1,77 \frac{0,034}{0,1325} = 1,455 - \text{поправка, що враховує}$$

вплив відцентрового ефекту на процес тепловіддачі з боку рідкого R142b:

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 66256^{0,8} \cdot 2,93^{0,43} \cdot 1,455 = 349$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідкого R142b рівний:

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{349 \cdot 0,0686}{0,034} = 704 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі з боку пар R142b.

					<i>MPMA 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній діаметр кожуха РТ рівний:

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{н}} - 2\delta_{\text{к}} = 0,325 - 2 \cdot 0,008 = 0,309 \text{ м}$$

Площа міжтрубного простору по поперечному перерізу РТ рівна:

$$F_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4}(D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{с}}^2) - 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{зм}} \cdot d_{\text{н}} = \frac{\pi}{4}(0,309^2 - 0,219^2) - 2\pi \cdot 0,1325 \cdot 0,03 = 0,00565 \text{ м}^2$$

Швидкість пари R142b у міжтрубному просторі РТ рівна:

$$\omega_{\text{п}} = \frac{G}{\rho_{\text{п}} \cdot F_{\text{мтр}}} = \frac{0,36}{39,8593 \cdot 0,00565} = 1,6 \text{ м/с}$$

Знаходимо критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{1,6 \cdot 0,038}{1,245 \cdot 10^{-6}} = 48835 \text{ ,}$$

тобто режим руху пари в міжтрубному просторі – турбулентний.

Знаходимо число Прандтля:

$$\text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{\nu_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}}} = \frac{1,245 \cdot 10^{-6} \cdot 39,8593 \cdot 565}{0,0078} = 3,6$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму перебігу пари в міжтрубному просторі РТ рівно [9], с.228:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,23 \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,65} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,33} = 0,23 \cdot 48835^{0,65} \cdot 3,6^{0,33} = 392$$

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари R142b рівний:

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{н}}} = \frac{392 \cdot 0,0078}{0,038} = 80,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Оскільки в R142b добре розчиняється масло, на стінках зміювика відсутня масляна плівка, тому термічний опір трубки зміювика дорівнює термічному опору стінки сталеві трубки.

Для сталі 10 коефіцієнт теплопровідності рівний:

$$\lambda_{\text{ст}} = 52 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, [3]$$

Термічний опір стінки трубки зміювика рівно:

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{зм}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,002}{52} = 3,85 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнт теплопередачі РТ рівний:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + R_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{80,4} + 3,85 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{704} \cdot \frac{0,038}{0,034}} = 170,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Середня логарифмічна різниця температур при русі середовищ у РТ протитечею рівна:

$$\theta_{\text{т}} = \frac{(T_{\text{ж2}} - T_{\text{п1}}) - (T_{\text{ж1}} - T_{\text{п2}})}{\ln \frac{T_{\text{ж2}} - T_{\text{п1}}}{T_{\text{ж1}} - T_{\text{п2}}}} = \frac{(318 - 331) - (328 - 338)}{\ln \frac{318 - 331}{328 - 338}} = 17,4^{\circ}$$

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Площа теплообмінної поверхні РТ рівна:

$$F_p = \frac{Q_{РТ}}{K \cdot \theta_T} = \frac{3600}{170,9 \cdot 17,4} = 1,2 \text{ м}^2$$

З обліком 20% запасу ухвалюємо площу теплообмінної поверхні РТ, рівної:

$$F_{пр} = 1,2 F_p = 1,44 \text{ м}^2$$

Довжина труби змійовика РТ рівна:

$$L = \frac{F_{пр}}{\pi \cdot d_{вн}} = \frac{1,44}{\pi \cdot 0,038} = 12,1 \text{ м}$$

Число витків змійовика РТ рівно:

$$n = \frac{L}{2\pi \cdot R_{зм}} = \frac{12,1}{2\pi \cdot 0,1325} = 14,5 \approx 15$$

Задаємося кроком навивки змійовика на сердечник $t = 0,05 \text{ м}$

Довжина змійовика РТ рівна:

$$L_{зм} = n \cdot t = 15 \cdot 0,05 = 0,75 \text{ м}$$

Задаємо однобічний припуск по довжині труби змійовика рівним $l=0,75 \text{ м}$.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина теплообмінної змієвикової труби з урахуванням припусків на вхідному і вихідному її ділянці рівна:

$$L_1 = L + 2l = 12,1 + 2 \cdot 0,75 = 13,6 \text{ м}$$

Довжина кожуха РТ (без патрубків) рівна:

$$L_k = L_{зм} \cdot 1,1 + 2h_{кр} = 0,75 \cdot 1,1 + 2 \cdot 0,15 = 1,125 \text{ м}$$

3.6 Підбір допоміжного устаткування

Вибір насоса для води:

$$\text{Масова витрата води} - G_v = 0,86 \frac{\text{л}}{\text{с}}, \text{ масла} - G_m = 1,75 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

По витраті підбираємо два відцентрові насоси марки 1,5 ДО-8/196(1,5 ДО-6б) з діаметром робочого колеса – 105 мм, продуктивністю – 9,4 м³/ч. ККД– 49 %, і потужністю на валу насоса – 0,6 кВт.

Вибір ресивера: обсяг лінійного ресивера знаходимо по формулі:

$$V_{л.р.} = 0,7 \cdot V_{и.} = 0,7 \cdot 0,6 = 0,42 \text{ м}^3$$

Вибираю лінійний ресивер марки 0,75РВ. Обичайка ресивера виконана із труби діаметром 600х8, довжиною 3190мм. Маса ресивера – 430 кг.

Для запобігання руху зворотного потоку фреону, згідно із правилами техніки безпеки встановлюємо зворотний клапан марки КН100, який призначений для роботи з тиском до 1.8 МПа.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки до третього розділу

Вибрано схему теплової установки, а саме доцільно буде застосувати цикл холодильної машини з регенеративним теплообмінником. У даній схемі пар робочої речовини, що виходить з випарника (маслоохолоджувача) направляється в регенеративний теплообмінник, де він нагрівається за рахунок більш теплої робочої речовини, що виходить із конденсатора, яке при цьому проохолоджується. У результаті регенерації ефективність установки збільшується.

Проведено розрахунки теплової установки, а саме:

- визначено питомі параметри циклу;
- визначено режимні параметри ТНУ;
- проведено розрахунок компресора тепло насосної установки;
- проведено розрахунки горизонтального кожухотрубного конденсатора;
- проведено розрахунки регенеративного теплообмінника;
- зроблено підбір допоміжного обладнання.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

ВИСНОВКИ

Проведений аналіз технічних рішень та розглянуто принцип дії теплового насоса, його термодинамічну схему та характеристики джерел низькотемпературної теплової енергії, їх переваги та недоліки.

Описано класифікацію і короткий огляд теплових насосів, а саме зіставленні різні джерела низькопотенціального тепла та приведені особливості циклу теплового насоса.

Показано енергетичну ефективність теплових насосів.

Розглянуто схемні рішення та приклади застосування теплових насосів і їх особливості, а саме:

1. Опалення і ГВП малоповерхових приватних будинків. В яких найпоширеніший – повітряний ТН, а для будинків із цілорічним використанням може бути ефективніше застосування геотермальних ТНУ, що використовують у якості первинного джерела тепла землю або воду.

2. Кільцеві системи із ТНУ, які дають змогу забезпечувати змінні навантаження, а також працювати в реверсивній системі.

3. Використання ТНУ в багатоквартирних будинках разом із централізованим теплопостачанням.

Вибрано схему теплової установки, а саме доцільно буде застосувати цикл холодильної машини з регенеративним теплообмінником. У даній схемі пар робочої речовини, що виходить з випарника (маслоохолоджувача) направляється в регенеративний теплообмінник, де він нагрівається за рахунок більш теплої робочої речовини, що виходить із конденсатора, яке при цьому проохолоджується. У результаті регенерації ефективність установки збільшується.

Проведено розрахунки теплової установки, а саме:

- визначено питомі параметри циклу;
- визначено режимні параметри ТНУ;

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

- проведено розрахунок компресора тепло насосної установки;
- проведено розрахунки горизонтального кожухотрубного конденсатора;
- проведено розрахунки регенеративного теплообмінника;
- зроблено підбір допоміжного обладнання.

Під час виконання розрахунків було визначено коефіцієнт трансформації рівний 5,9, що означає, що кількість тепла, отримана в тепловому насосі в 5,9 рази більше за кількість підведеної електричної енергії. Тепловий насос дає змогу збирати безкоштовну енергію.

Таким чином, використання теплових насосів для опалення при певних умовах це досить економічна та ефективна альтернатива традиційній системі опалення.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						85
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Н.Н. Кошкин, И.А. Сакуна и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.
2. Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987 – 424 с.
3. Н.М. Чернавский. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1989.
4. М.И. Френкель. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969 – 743 с.
5. Техника низких температур под редакцией И.П. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977 – 244 с.
6. Холодильные компрессоры. Справочник под ред. А.В. Быкова и др. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981 – 279 с.
7. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и выбор самодействующих клапанов объемных холодильных компрессоров». – Сумы: «Энергетика».
8. В.М. Арсеньев. Методические указания к курсовому проектированию объемных компрессоров «Термодинамический расчет поршневого холодильного компрессора». – Харьков: ХПИ, 1984 – 10 с.
9. Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др. «Теплообменные аппараты холодильных установок» - Л.: Машиностроение, 1986 – 303 с.
10. Михеев М.А., Михеева И.М. «Основы теплопередачи» - М.: Энергия, 1973 – 320 с.
11. Идельчик И.Е. «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» - М.: Машиностроение, 1975 – 560 с.
12. Методичні вказівки до практичних занять на тему «Електробезпека. Розрахунок захисного заземлення та занулення» з курсу «Охорона праці в

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

галузі» для студентів усіх спеціальностей денної та заочної форм навчання Суми СумДУ 2003.

13. Свечков И.Н., Ярославский А.М. Технология компрессоростроения.- М.:Машиностроение,1978.-200 с.,ил.

14. Ястребова Н.А. Технология машиностроения: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.: ил.

15. Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломних проектів / Укладачі: А.Ю. Жулавський, О.М. Соляник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2007. – 48 с.

16. Робоча програма переддипломної практики студентів професійного напрямку 0950 «Енергетика» спеціальностей 090520 «Холодильні машини та установки» та 090508 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» для студентів денної форми навчання. Укладач доцент Ю.М.Вертепов, СумДУ 2005, 20 с.

17. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів і дипломних робіт із спеціальностей 090520 «Холодильні машини та установки» та 090508 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» для студентів денної форми навчання. Укладач доцент Ю.М.Вертепов, СумДУ 2005, 10 с.

18. Хайнрих Т., Найорк ., Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. – М.: Стройиздат, 1985. – 351с.

19. Гашо Е.Г., Козлов С.А. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно – методическое издание. — М.: Издательство «Перо», 2016. — 204 с.

					<i>МРМА 22.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

ДОДАТКИ

					МРМА 22.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88