

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціювання повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Дослідження та розробка системи опалення та
виробництва гарячої води на базі геотермального теплового насоса з
використанням сонячних колекторів для будинку переселенців

Здобувача Тихонова М.О.

2 курсу ХМ-161М групи

Керівники д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

к.т.н., доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти: к.т.н, доц. Жихарєва Н.В.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.12.2023 р. протокол № 6

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«31» серпня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Тихонов Микита Олександрович

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи опалення та виробництва гарячої води на базі геотермального теплового насоса з використанням сонячних колекторів для будинку переселенців

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.11.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Холодопродуктивність = 20 кВт; Температура кипіння = -5°C;

Температура конденсації = 35°C;

Температура в теплиці = вдень +16 ÷ 25°C, вночі на 4 ÷ 8°C менше;

Відносна вологість в теплиці = 45 ÷ 85% (залежить від типу рослин).

Використання екологічно-безпечних холодильних агентів теплового насоса R134a та R600a. Зменшення впливу на навколишнє середовище.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1. Принцип дії теплового насоса, Розділ 2. Розрахунок ексергетичних показників, Розділ 3. Аналітична частина, Розділ 4. Сезонна ефективність, Розділ 5. Охорона праці, Розділ 6. Економічна частина, Висновки, Перелік використаних джерел.

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

1. Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	13.11.2023	17.11.2023
Охорона праці	к.т.н, доц. Жихарєва Н.В.	06.11.2023	10.11.2023

7. Дата видачі завдання 31.08.2023 р.

Керівники Хмельнюк М.Г.

Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Тихонов М.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	25.11-26.11.2023	виконано
2	Вступ	31.08-10.09.2023	виконано
3	Розділ 1. Принцип дії теплового насоса	10.09-20.09.2023	виконано
4	Розділ 2. Розрахунок ексергетичних показників	21.09-20.10.2023	виконано
5	Розділ 3. Аналітична частина	23.10-31.10.2023	виконано
6	Розділ 4. Сезонна ефективність	01.11-03.11.2023	виконано
7	Розділ 5. Охорона праці	06.11-10.11.2023	виконано
8	Розділ 6. Економічна частина	13.11-17.11.2023	виконано
9	Висновки	18.11-19.11.2023	виконано
10	Перелік використаних джерел	20.11-21.11.2023	виконано
11	Підготовка презентації та доповіді	21.11-23.11.2023	виконано
12	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	23.11-24.11.2023	виконано

Здобувач-дипломник Тихонов М.О.

Керівники роботи Хмельнюк М.Г.

Яковлева О.Ю.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Тихонов Микита Олександрович

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 Принцип дії теплового насоса	9
1.1 Характеристика теплового насосу, як системи обігріву	9
1.2 Типи теплових насосів.....	11
1.3 Застосування теплових насосів для енергозбереження	13
1.4 Оцінка ефективності теплових насосів.....	19
1.5 Комбіновані системи опалення та охолодження на базі теплових насосів для побутових та офісних систем.....	26
1.6 Інтеграція ТН у промислові процеси: загальні принципи.....	31
1.7 Сучасний стан можливих джерел теплової енергії низького потенціалу і технології їх використання в теплонасосних системах теплопостачання.....	36
РОЗДІЛ 2 Розрахунок ексергетичних показників	46
2.1 Поняття ексергії, аналіз та моделювання	46
2.2 Тепловий розрахунок.....	50
2.3 Визначення ексергетичних втрат в елементах ТН. Теплиця.....	56
2.4 Оцінка зовнішніх втрат ексергії.....	63
РОЗДІЛ 3 Аналітична частина	66
3.1 Оцінка продуктивності гібридної сонячно-геотермальної системи кондиціонування для житлових приміщень.....	66
3.2 Результати ексергетичного аналізу.....	73
3.3 Ексерго-екномічний аналіз системи опалення теплиць із ТН з наземним використанням сонячних батарей. Експериментальна установка.....	83
РОЗДІЛ 4 Сезонна ефективність	93
4.1 Оцінка діючих та запропонованих європейських стандартів.....	93
4.2 Характеристика коефіцієнта поглинання та вихідної потужності ТН....	103
4.3 Поділ режимів роботи для ГВ та ГВП.....	107
4.4 Сонячні панелі та колектори.....	109
РОЗДІЛ 5 Охорона праці	115
РОЗДІЛ 6 Економічна частина	126
ВИСНОВКИ	144
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	147

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Тихонов М.О.			Дослідження та розробка системи опалення та виробництва гарячої води на базі геотермального теплового насоса з використанням сонячних колекторів для будинку переселенців	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірів		Яковлева О.Ю.					4	148
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г				ОНТУ гр. ХМ-161М		
Затверд.		Хмельнюк М.Г						

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 148 сторінок тексту, 52 рисунків, 21 таблиця, 14 посилань на літературні джерела.

В даній роботі було проведено дослідження та розробку системи опалення та виробництва гарячої води на базі геотермального теплового насоса з використанням сонячних колекторів. В результаті проведеного дослідження було зроблено ряд висновків:

- **Ефективність використання** теплових насосів вища, ніж у будь-яких котлів, що спалюють паливо, а коефіцієнт ефективності (продуктивності, термічний ККД) - завжди більше одиниці.
- **Використання екологічно чистого холодоагенту.** Оскільки дійсна ступінь термодинамічної досконалості R134a = 0,54 (2.19) і при тих же умовах, у R600a вона дорівнює 0,55 (2.38) та за інших експлуатаційних переваг ізобутану перед R134a.
- **Ефективність гібридної сонячно-геотермальної системи.** Використання зелених джерел енергії призводить до низької ефективності ексергії близько 10 %, оскільки засоби перетворення сонячної та геотермальної енергії суттєво руйнують ексергію. Та PV-елементи, перетворювач змінного та постійного струму та акумуляторна система руйнують близько 82% загальної вхідної ексергії.

Теплові насоси вибухо- і пожежобезпечні. У процесі опалення відсутні небезпечні гази, відкритий вогонь або шкідливі суміші. Деталі не нагріваються до високих температур. Зупинка теплового насоса не приведе до його поломки, ним можна сміло користуватися після тривалого простою. Також виключене замерзання рідин у компресорі або інших складових частинах.

Ключові слова: теплові насоси, гібридні сонячно-геотермальні системи, ексергія, енергетична ефективність.

ABSTRACT

The qualification work consists of: 148 pages of text, 52 figures, 21 tables, 14 references to literary sources.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

In this work, research and development of a heating and hot water production system based on a geothermal heat pump using solar collectors was carried out. As a result of the conducted research, a number of conclusions were made:

- The efficiency of using heat pumps is higher than that of any fuel-burning boilers, and the coefficient of efficiency (productivity, thermal efficiency) is always greater than one.

- Use of environmentally friendly refrigerant. Since the actual degree of thermodynamic perfection of R134a = 0.54 (2.19) and under the same conditions, in R600a it is equal to 0.55 (2.38) and for other operational advantages of isobutane over R134a.

- Efficiency of the hybrid solar-geothermal system. The use of green energy sources leads to a low exergy efficiency of about 10%, since the means of converting solar and geothermal energy significantly destroy exergy. And the PV cells, AC/DC converter and battery system destroy about 82% of the total input exergy.

Heat pumps are explosion and fire safe. There are no dangerous gases, open flames or harmful mixtures in the heating process. The parts do not heat up to high temperatures. Stopping the heat pump will not lead to its breakdown, it can be safely used after a long period of downtime. Freezing of liquids in the compressor or other components is also excluded.

Key words: heat pumps, hybrid solar-geothermal systems, exergy, energy efficiency.

					KPM.XYKP.1.784-03.2.4	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Однією з актуальних задач у хімічній, нафтохімічній, харчовій та інших галузях промисловості - є зниження енергоємності технологічних процесів. Це, з одного боку, підвищує їх техніко-економічні показники, а з іншого, знижує забруднення навколишнього середовища при виробництві теплової та інших видів енергії. Іншим важливим завданням хімічної технології та споріднених їй галузей промисловості є більш раціональне використання різних низько-потенційних джерел тепла. В якості таких джерел можуть виступати: відпрацьовані теплоносії і холодоагенти; вторинні пари випарних установок; кубові залишки і дистиляти ректифікаційних установок, нагріті реакційні суміші, відпрацьовані сушильні агенти, абсорбенти, екстрагенти, розчинники, маткові розчини, паро-газові суміші і ін.

Однак використання перерахованих вище теплових джерел часто утруднено через їх відносно низького температурного потенціалу. Подолати ці труднощі можна при використанні різних теплових насосів. Тут слід зазначити, що в даний час теплові насоси найбільш широко використовуються в тепло-енергетичних установках. В останні десятиліття теплові насоси почали також досить широко використовуватися і при проведенні ряду хіміко-технологічних процесів (випарювання, ректифікації, сушки). При цьому за кордоном проводяться досить інтенсивні дослідження, спрямовані на підвищення техніко-економічних показників як самих теплових насосів, так і на розширення можливості їх використання в різних галузях промисловості.

У даній роботі було розглянуто один з можливих шляхів утилізації низько-потенційних джерел тепла з застосуванням теплових насосів. Слід зазначити, що даний процес досить часто застосовується в хімічній, фармацевтичній, харчовій і інших галузях промисловості. Проведення даного процесу зазвичай вимагає досить значних витрат теплової енергії. Це, в свою чергу, негативно позначається на його техніко-економічних показниках.

Було виконано теоретичний аналіз робочих параметрів теплових насосів. При цьому запропонований ряд технологічних схем процесів, що розглядаються,

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дано їх теоретичний опис і проведений аналіз впливу різних параметрів на ефективність роботи.

Мета та задачі дослідження – термодинамічний аналіз теплового насосу з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах;

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- обґрунтувати вибір температурного режиму та робочі речовини для установки;
- обрати та проаналізувати схемно-циклове рішення машини;
- виконати енергетичний аналіз циклу;
- виконати тепловий та конструктивний розрахунок оптимізації машини;
- виконати ексергетичний та економічний аналізи.

Об'єктом дослідження є тепловий насос з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах.

Методи дослідження: термодинамічний аналіз і числове моделювання термодинамічних та теплообмінних процесів в елементах установки. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Фактологічною основою є підручники, навчальні посібники, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та інше.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Принцип дії теплового насоса.

1.1 Характеристика теплового насосу, як системи обігріву.

Тепловий насос - пристрій для переносу теплової енергії від джерела до споживача. На відміну від мимовільної передачі тепла, яка завжди відбувається від гарячого тіла до холодного, тепловий насос передає тепло в зворотному напрямку. Для роботи теплового насосу потрібне зовнішнє джерело енергії. Найбільш поширена конструкція теплового насоса складається з компресора, теплового розширювального клапана, випарника і конденсатора. Теплоносій, циркулює всередині цих компонентів, називається холодоагентом.

Відомими прикладами теплових насосів є холодильники і кондиціонери. Теплові насоси можуть використовуватися як для нагрівання, так і для охолодження. Коли тепловий насос використовується для нагрівання, він реалізує той же тип термодинамічної циклу, що і холодильник, але в протилежному напрямку, вивільняючи тепло в приміщенні, що нагрівається і забираючи тепло з більш холодного навколишнього повітря.

Це установка, в якій низько-потенційна природна енергія або низькотемпературна енергія вторинних енергоресурсів перетвориться в енергію більш високого температурного потенціалу, придатну для практичного використання. Процеси перетворення енергії в теплонасосній установці (ТНУ) здійснюється з високою енергетичною ефективністю, зазвичай в правильно сконструйованій і грамотно експлуатованій парокомпресійній ТНУ.

Переваги ТНУ:

- Екологічно чисті;
- Зручні в експлуатації;
- Універсальні по виду низько потенційного джерела і рівню виробленої потужності;
- Повністю автоматизовані;
- Тривалий термін служби.

Перераховані переваги ТНУ зумовили їх широке поширення в світі. Десятки мільйонів теплонасосних установок успішно працюють в світі різного функціона-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

льного призначення та через це, зробили сьогодні цю технологію виробництва теплоти звичною надійною і економічно доцільною для її користувачів.

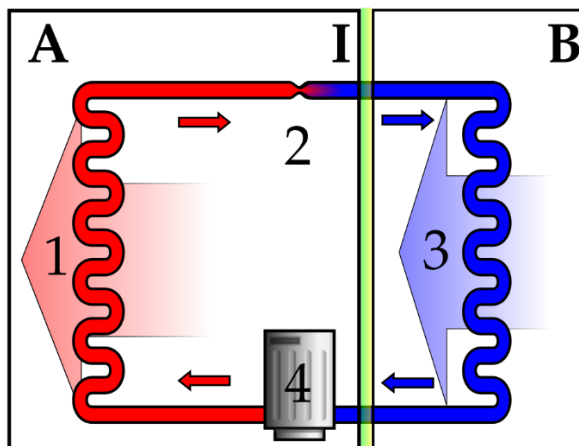


Рис 1.1 Схема компресійного теплового насоса:

1 – конденсатор; 2 – дросель; 3 – випарник; 4 – компресор

Принцип дії теплового насоса аналогічний принципу дії холодильної машини. У холодильній машині теплота забирається випарником від охолоджуваного об'єкта і конденсатором машини передаються охолоджувальній середовищі. Тепловий насос забирає теплоту з навколишнього середовища і подає його споживачеві.

Робоче середовище, рідина з низькою температурою кипіння, циркулюючи в системі, послідовно випаровується, стискається, конденсується і дроселюється. У випарнику рідке робоче середовище знаходиться під низьким тиском. Температура джерела низько-потенційної теплоти, що сприймається випарником, вище температури кипіння робочого тіла при відповідному тиску. Цей перепад температур забезпечує передачу теплоти від джерела до робочого тіла. При цьому робоче середовище кипить і випаровується. Необхідна для цього кількість теплоти забирається від джерела.

Для отримання перегрітої пари, холодоагент проходить через регенератор, де додатково нагрівається після компресора. Пар робочого середовища постійно відбирається компресором з випарника і стискається. При стисненні підвищується тиск пара і його температура.

З компресора пар робочої середовища потрапляє в конденсатор, який омивається мережною водою. Температура мережевої води нижче, ніж температура конденсації робочого середовища, тому пара охолоджується і знову перетворю-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

ється в рідину (тобто конденсується). Поглинена в випарнику енергія, а також енергія, отримана в результаті стиснення пари, звільняється в конденсаторі в процесі конденсації і віддається мережевій воді.

Потім, робоче середовище повертається у випарник через регенератор і дросель, де високий тиск конденсатора знімається з робочого середовища до величини тиску кипіння холодоагенту у випарнику. При вступі в випарник робоче тіло знову випаровується при початковому тиску і початкової температури

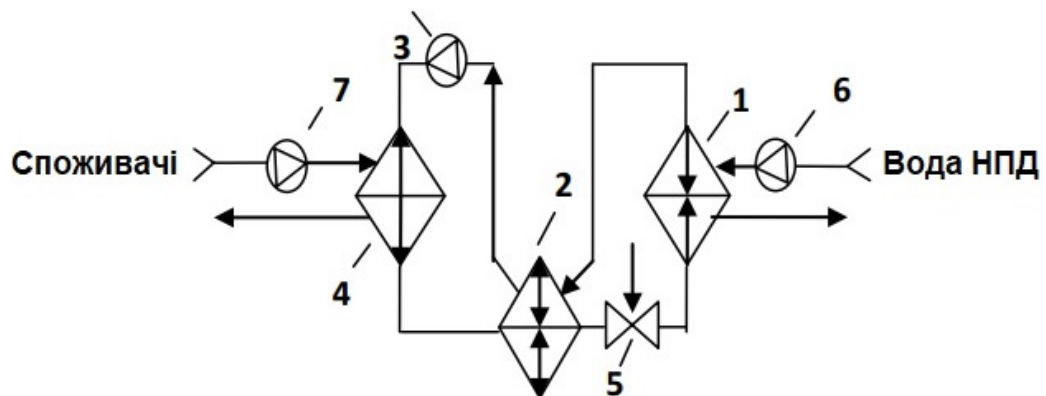


Рис 1.2 - Принципова схема одно-ступінчатого теплового насоса:

1 - випарник; 2 - РТО; 3 - компресор; 4 - конденсатор; 5 - РВ (дросель); 6 - циркуляційний насос НПП; 7 - циркуляційний насос системи теплопостачання

1.2 Типи теплових насосів.

Залежно від принципу роботи теплові насоси підрозділяються на компресійні і абсорбційні. Компресійні теплові насоси завжди наводяться в дію за допомогою механічної енергії (електроенергії), в той час як абсорбційні теплові насоси можуть також використовувати тепло в якості джерела енергії (за допомогою електроенергії або палива).

Також відомі напівпровідникові теплові насоси, які використовують у своїй роботі ефект Пельтьє. Залежно від джерела відбору тепла теплові насоси підрозділяються на:

1) Геотермальні (використовують тепло землі, наземних або підземних ґрунтових вод):

- Замкнутого типу;
- Горизонтальні:

					KPM.XYKP.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Колектор розміщується кільцями або звивисто в горизонтальних траншеях нижче глибини промерзання ґрунту (зазвичай від 1,2 м і більше). Такий спосіб є найбільш економічно ефективним для житлових об'єктів за умови відсутності дефіциту земельної площі під контур.

- Вертикальні:

Колектор розміщується вертикально в свердловини глибиною до 200 м. Цей спосіб застосовується у випадках, коли площа земельної ділянки не дозволяє розмістити контур горизонтально або існує загроза пошкодження ландшафту.

- Водні:

Колектор розміщується звивисто або кільцями у водоймі (озері, ставку, річці) нижче глибини промерзання. Це найбільш дешевий варіант, але є вимоги по мінімальній глибині і обсягом води у водоймі для конкретного регіону.

- З безпосереднім теплообміном («прямий обмін»):

Циркуляція холодоагенту компресором теплового насоса і теплообмін фреону безпосередньо через стінку мідної труби з більш високими показниками теплопровідності забезпечує високу ефективність і надійність геотермальної опалювальної системи. Також використання такої технології дозволяє зменшити загальну довжину буріння свердловин, зменшуючи таким чином вартість установки.

- Відкритого типу:

Подібна система використовує в якості теплообмінної рідини воду, яка циркулює безпосередньо через систему геотермального теплового насоса в рамках відкритого циклу, тобто вода після проходження по системі повертається в землю. Цей варіант можливо реалізувати на практиці лише при наявності достатньої кількості відносно чистої води і за умови, що такий спосіб використання ґрунтових вод не заборонений законодавством.

2) Повітряні (джерелом відбору тепла є повітря) – використовують в якості джерела низько-потенційної теплової енергії - повітря. Причому джерелом теплоти може бути не тільки зовнішній (атмосферне) повітря, а й витяжне вентиляційне повітря (загально-обмінної або місцевої) вентиляції будівель.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3) Використовують похідне (вторинне) тепло (наприклад, тепло трубопроводу центрального опалення). Подібний варіант є найбільш доцільним для промислових об'єктів, де є джерела паразитного тепла, яке вимагає утилізації.

Тепловий насос «сольовий розчин - вода»

По виду теплоносія у вхідному і вихідному контурах насоси ділять на вісім типів: «грунт-вода», «вода-вода», «повітря-вода», «грунт-повітря», «вода-повітря», «повітря-повітря» « фреон-вода »,« фреон-повітря ». Теплові насоси можуть використовувати тепло випускається з приміщення повітря, при цьому підігрівати припливне повітря - рекуператори.

1.3 Застосування теплових насосів для енергозбереження.

При автономній роботі теплового насоса (ТН), в основному використовується кількісний метод регулювання відпуску теплової енергії на потреби теплопостачання. При кількісному методі регулювання температури теплоносія залишається постійною, а витрата теплоносія в системі тепло-споживання змінюється в залежності від температури зовнішнього повітря.

У промисловості і в житлово-комунальному господарстві в якості джерела теплоти для роботи теплових насосів можуть бути використані наступні види теплових вторинних енергетичних ресурсів:

- Теплота охолоджуючої води парових турбін теплових і атомних електростанцій, промислових печей, компресорних установок, апаратів хімічної технології. Часто ця вода використовується повторно і направляється на охолодження в градирні та апарати повітряного охолодження (АВО);
- Теплота стічних вод різних промислових підприємств і підприємств житлово-комунального господарства (лазні, пральні, басейн);
- Теплота продуктів згоряння в котельних установках і примушує-них печах, а також печах зі спалювання твердих і рідких відходів;
- Теплота продуктів згоряння в газотурбінних установках і дизельних двигунах;
- Теплота водяної пари низького тиску, що викидаються в атмосферу (випарується);

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Теплота відпрацьованого сушильного агенту в сушильних установках;
- Теплота гарячих розчинів випарних і ректифікаційних установках;
- Теплота масла, використовуваного в турбінах електростанцій і в електричних трансформаторах;
- Теплота повітря, що минає з систем вентиляції та кондиціонування повітря житлових, громадських і промислових будівель
- Теплота витяжного повітря станцій метро і повітря каналів.

Для роботи теплових насосів можуть бути використані також наступні природні джерела теплоти:

- Теплота зовнішнього повітря (при позитивних температурах);
- Вода природних і штучних водойм (річок, озер, морів);
- Тепло геотермальних джерел;
- Теплота ґрунту, яку отримують за допомогою спеціальних трубчастих теплообмінників;
- Теплота підземних вод; тепло отримується в результаті використання сонячної енергії.

Низько-потенційну теплоту вторинних енергетичних ресурсів можна використовувати безпосередньо за допомогою теплообмінних апаратів, наприклад, для підігріву припливного вентиляційного повітря, попереднього підігріву повітря, що направляється в топкові пристрої, підігріву сушильного агенту в установках для сушки матеріалів і т. д., проте далеко не завжди це можна реалізувати на практиці. Теплота підвищеного по-потенціалу, що отримується в теплових насосах, має більш широкі області використання. Крім зазначених областей споживання вона може використовуватись також на опалення, гаряче водопостачання, підігрів технологічних газів і рідин в апаратах хімічної технології, випарних, перегінних і ректифікаційних установках, в процесах варіння, при рекомпресії пари.

Найбільш доцільно застосовувати ТН в наступних випадках:

- Є стабільне в часі джерело теплоти з температурою 10 - 50 ° С;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Є споживач теплоти з температурою 60 - 120 ° С. У багатьох випадках саме відсутність споживача теплоти ускладнює застосування теплових насосів;
- Є джерело недорогої електричної енергії при дефіциті тепла;
- Якщо різниця між температурами джерела і споживача невелика (в цьому випадку, ТН має великий коефіцієнт перетворення);
- Якщо джерелом теплоти є гаряча вода або конденсується пар або парогазова суміш. Ці теплоносії, на відміну від повітря, мають високий коефіцієнт тепловіддачі, що забезпечує малі габарити випарника теплового насоса;
- Якщо необхідна одночасна вироблення тепла і холоду. Наприклад, охолодження молочних продуктів і опалення цеху;
- Якщо в літню пору ТН можна використовувати в системі кондиціонування, а в зимовий - в системі опалення.

На рисунку 1.3 представлено використання теплового насоса для охолодження оборотної води, що охолоджує конденсатор парової турбіни теплової електростанції. Для охолодження оборотної води зазвичай при-змінюються градирні. Температура води, що надходить з конденсатора у випарник теплового насоса може становити в залежності від сезону від 20 до 35 ° С, що дозволяє отримувати високий коефіцієнт перетворення і короткий термін окупності. Застосування теплового насоса дозволяє знизити витрати води, що надходить на підживлення системи водопостачання, поліпшити екологічну обстановку поблизу градирні. Зменшення температури води, що надходить в конденсатор за рахунок більш глибокого її охолодження, дозволяє збільшити ККД станції.

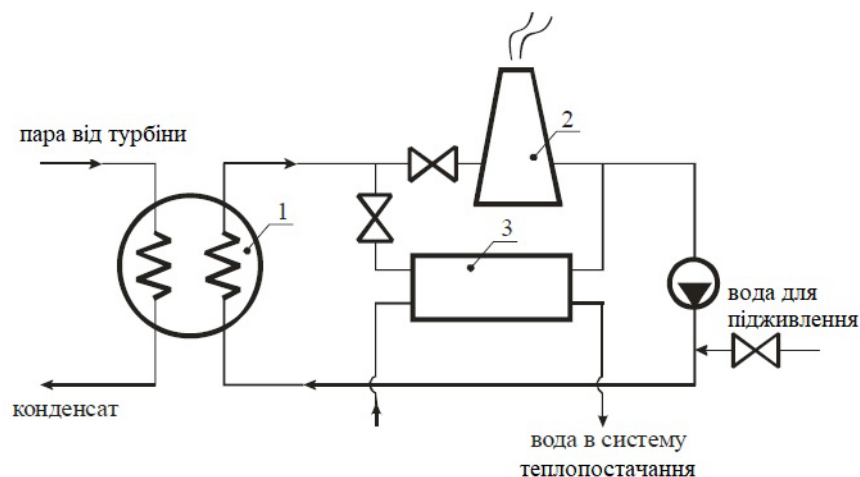


Рис 1.3 Схема застосування ТН для утилізації теплоти оборотної води ТЕС

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

На рисунку 1.4 представлено використання теплового насоса для утилізації теплоти вентиляційних викидів промислового підприємства. Наявність шкідливих речовин, парів рідин або твердих частинок вентиляційних викидах унеможливають застосування рециркуляції витяжного повітря. Використання теплового насоса в такій схемі дозволяє відмовитися від традиційного в таких випадках використання теплообмінників-утилізаторів. Теплоти, що виробляється насосом, зазвичай виявляється досить для підігріву води, що забезпечує роботу калориферів, що нагрівають припливне повітря.

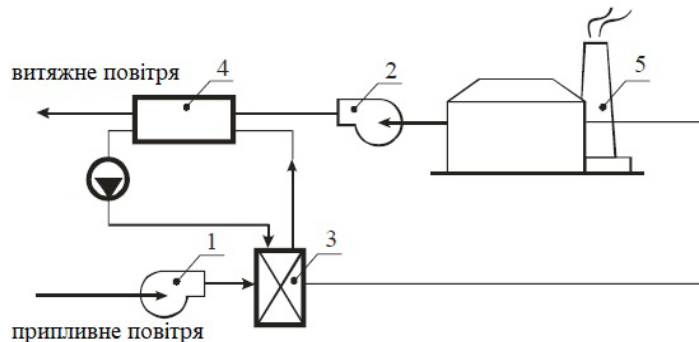


Рис 1.4 Схема застосування ТН для підігріву припливного повітря в системі вентиляції:

1, 2 - вентилятори, 3 - підігрівач повітря, 4 - ТН, 5 - промислова будівля

Часто джерелом для роботи теплового насоса є стічні води промислового підприємства. Зазвичай ці води крім розчинених або зважених домішок мають ще й високу температуру. Перед зливом в промислову каналізацію ці води повинні бути попередньо охолоджені, щоб не надати шкідливого впливу на систему біологічного очищення. Тепловий насос не тільки охолоджує стічні води, а й нагріває теплоносії для системи тепlopостачання.

Застосування газотурбінних установок для вироблення електроенергії (рисунк 1.5) дає можливість використовувати теплові насоси як для охолодження йдуть продуктів згоряння (при цьому частина тепла доцільно використовувати в котлах-утилізаторах або рекуперативних тепло-обмінниках), так і для зниження температури теплоносія, який забезпечує проміжне охолодження ступенів компресора. Проміжне охолодження ступенів компресора збільшує ККД газотурбінної установки і суттєво зменшує викид в атмосферу оксидів азоту. Сама газотурбінна установка може служити як джерело електричної або механічної енергії для теп-

лового насоса. Газотурбінні установки широко застосовуються не тільки для вироблення електроенергії. Найчастіше їх використовують перекачування газу по магістральних газопроводах, однак застосування теплових насосів на газоперекачувальних агрегатах утрудненню-но, оскільки вони зазвичай розташовуються далеко від споживачів теплоти.

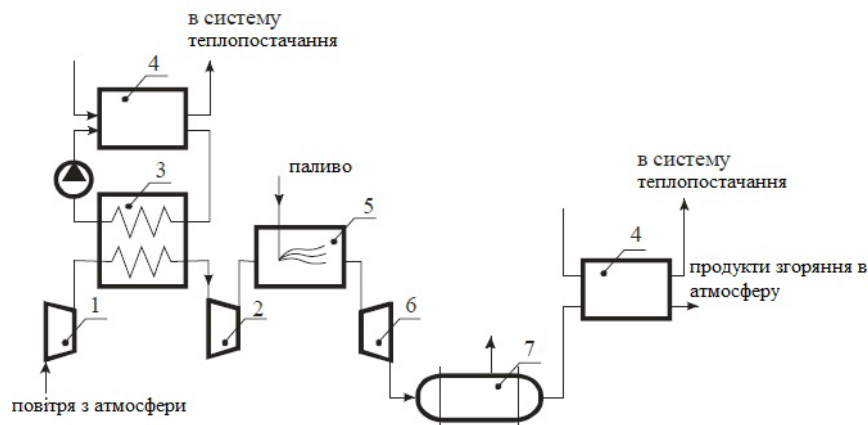


Рис 1.5 Схема застосування ТН спільно з газотурбінною установкою:

1, 2 - ступені стиснення повітря в компресорі; 3 - проміжний водоповітряний теплообмінник; 4 - теплові насоси; 5 - камера згоряння; 6 - газова турбіна; 7 - котел-утилізатор

Особливо слід розібрати випадки, коли застосування теплових насосів не виправдано. Як джерело теплоти для роботи недоцільно при-мінати теплоту спеціально спалюваного для цих цілей палива, навіть у тому випадку, якщо це паливо є дуже дешевим. Температура димових газів і так достатня для того, щоб безпосередньо нагрівати теплоносії в котельній установці. При роботі ж теплового насоса, отриманий-ва споживачем теплота (без урахування втрат) буде дорівнює сумі отриманої теплоти від продуктів згоряння і роботи, що витрачається на привід ко-гось компресорів. В цьому випадку вона проводиться з ККД набагато нижче оди-ниці. Це зовсім не означає того, що теплота продуктів згоряння не може бути ви-користана в теплових насосах, однак доцільно використовувати її в тих випадках, коли основна її частина вже витрачена на безпосереднє нагрівання теплоносія і продукти згоряння істотно охолоджені.

В якості джерела теплоти для теплового насоса не слід приймати «зворот-ний» воду систем теплопостачання, яка віддала теплоту в опалювальних прила-дах. Це пов'язано з тим, що вода із системи тепло-постачання безпосередньо на-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

гривається за рахунок первинного палива і по-споживач теплоти несе подвійні витрати: він оплачує вартість палива і вартість електричної енергії на привід компресора.

При використанні в якості джерела теплоти повітря навколишнього середовища слід мати на увазі, що існує поріг температури кипіння робочого агента і відповідної температури зовнішнього повітря, коли робота теплового насоса стає неможливою. Значення цієї температури визначається типом застосовуваного робочого агента і тиском в випарнику теплового насоса. Таким чином, при низьких температурах повітря робота таких теплових насосів стає спочатку неекономічною (внаслідок зменшення коефіцієнта перетворення), а потім фізично неможливою.

Переваги ТН широко відомі: це можливість істотної економії палива, екологічна чистота (при роботі не спалюється паливо), можливість працювати як в централізованих, так і нецентралізованих системах тепlopостачання та ін. Про недоліки теплових насосів згадують рідше, тому зупинимося на них докладніше.

- Джерела вторинних енергоресурсів не завжди стабільні в часі і їх теплова продуктивність не завжди достатня для того, щоб забезпечити теплотою споживача в зимній період року. Тому в системах тепlopостачання для надійної роботи крім теплового насоса, необхідне додаткове джерело теплоти;
- Шум від компресорів теплових насосів ускладнює їх застосовування в житлових і громадських будівлях, особливо в тих випадках, коли призмінюються теплові насоси великої потужності;
- Холодоагенти, використовувані як робоче тіло, досить дорогі. При розгерметизації контуру теплового насоса і при проведенні ремонтних робіт їх доводиться міняти, і споживач несе додаткові витрати;
- На даний момент вартість ТН залишається високою і термін їх окупності при нинішніх цінах на енергоносії може бути більшим.

Автоматизація теплонасосної установки. У сучасній техніці під автоматизацією розуміють комплекс технічних заходів, частково або повністю виключають участь людей у тому чи іншому технологічному процесі. Говорячи про ав-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

томатизації теплових насосів, зазвичай мають на увазі автоматизацію їх роботи в період експлуатації.

Автоматизацію теплових насосів і установок здійснюють для підвищення їх економічної ефективності та забезпечення безпеки роботи людей. Підвищення економічної ефективності досягається внаслідок зменшення експлуатаційних витрат і витрат на ремонт обладнання, а безпеку експлуатації - застосуванням автоматичних пристроїв, що захищають установки від роботи в небезпечних режимах.

Розрізняють два ступені автоматизації: часткову і повну. При частковій автоматизації пристрої автоматики керують тільки деякими технологічними операціями. Тому потрібно неперериване обслуговування і спостереження з боку технічного персоналу. Однак у порівнянні з неавтоматизованою установкою трудомісткість обслуговування установок зменшується.

При повній автоматизації пристрої автоматики управляють усіма основними процесами, що дозволяє відмовитися від безперервного обслуговування. Обслуговування може бути періодичним (один раз на добу, в тиждень і т. д.). Або в разі потреби (участь персоналу тільки в ліквідації проблем).

Розподіл на два ступені автоматизації в деякій мірі умовно, так як в більшості установок, які можуть протягом певного часу функціонувати без втручання персоналу, залишаються операції обслуговування, що виконуються вручну (перевірка і забезпечення щільності з'єднань, випуск масла з фреонових систем, профілактичний огляд і перевірка вузлів та агрегатів і т. д.). Автоматизована ТНУ містить одну або кілька окремих систем автоматизації, кожна з яких виконує певну функцію. Всі ці системи містять автоматичні пристрої, і, крім того, в них є спільні пристрої, поєднуючі роботу окремих систем.

1.4 Оцінка ефективності теплових насосів.

Оцінка доцільності застосування тепло-насосних технологій можлива тільки для конкретних умов і базується на порівнянні енергетичної та економічної ефективності традиційних генераторів тепла і теплових насосів різних типів. Для об'є-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ктивної оцінки розроблена методика і проведено аналіз різноманітних факторів, що впливають на енергетичну та економічну ефективність теплових насосів. Первинним і загальноприйнятим критерієм енергетичної ефективності теплових насосів є коефіцієнт перетворення μ - відношення відданого споживачеві тепла до витраченої енергії.

Величина коефіцієнта перетворення залежить від необхідної температури для споживача ($T_{\text{ІВТ}}$) і температури холодного джерела ($T_{\text{ІНТ}}$), термодинамічних властивостей робочої речовини і особливостей термодинамічної циклу ТН, технічної досконалості конструкції теплового насоса. У першому наближенні можна вважати, що коефіцієнт μ залежить в основному від різниці температур ($T_{\text{ІВТ}} - T_{\text{ІНТ}}$). Чим менше ця різниця, тим вище коефіцієнт μ . Для високої ефективності ТН необхідно мати ІНТ з найбільш високою температурою і по можливості більш низьку необхідну температуру ІХТ. Наявність зручних джерел низько потенційного тепла, які володіли б взимку і влітку досить високою температурою, не вимагали б великих витрат на їх перекачування і не викликали б корозії теплообмінних апаратів і труб - одне з найважливіших умов раціонального застосування ТН для тепlopостачання. Джерела низько потенційного тепла для теплових насосів можна умовно розділити на два види.

По-перше, це природні джерела тепла: вода (поверхнева і глибинна, включаючи термальні води), повітря, ґрунт, сонячна радіація і т. д. До другого виду належать джерела тепла, що виникли в результаті діяльності людини, тобто вторинні низько потенційного енергоресурси: викидної повітря систем вентиляції, очищена вода станцій аерації, вода, що підлягає охолодженню в системах технічного водопостачання промислових підприємств, скидних тепло систем охолодження машин (Гідрогенераторів, трансформаторів і синхронних компенсаторів на електричних підстанціях і т. д.). Штучним джерелом ІНТ може бути також тепло, що відводиться в процесі термостатування (охолодження) технологічного процесу. Вдале поєднання параметрів ІНТ і необхідних параметрів теплоти у споживача - це найважливіша умова ефективного застосування ТН. Зближення температур ІНТ і ІХТ досягається вдосконаленням систем використання тепла.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Для роботи теплових насосів необхідно два джерела: нижнє – з якого відби-
рається тепла енергія; верхнє – з якого ця енергія передається. Досить суттєвим,
з точки зору правильного вибору необхідного насоса, є: тип, якісні характери-
стики та кількісні параметри нижнього джерела тепла. До найважливіших характери-
стик та параметрів можна віднести: доступність джерела, корозійні характерис-
тики джерела, температура джерела та його зміни з часом, енергетичні ресурси
джерела та його зміни з часом, інвестиційні та експлуатаційні витрати.

Джерела низькотемпературної теплоти (нижнє джерело), які використовув-
ються тепловими насосами, можна поділити на два види: природні джерела теп-
лоти; техногенні джерела теплоти. До першого виду відносяться: вода (поверхне-
ва, ґрунтова, геотермальна); повітря; ґрунтове середовище; сонячна радіація. До
другого виду відносяться: повітря систем вентиляції та систем охолоджень; стічні
води та води станцій аерацій; води систем технічного водопостачання підпри-
ємств; теплота повітря та води, що відводиться в технологічних процесах. Темпе-
ратурний та енергетичний рівень низькотемпературних джерел наведено в табл.
1.1.

Атмосферне повітря, як джерело, найчастіше використовується для живлення
малих теплових насосів. Це пояснюється його доступністю. До недоліків цього
джерела, як нижнього джерела, можна віднести погану когерентність та той факт,
що тоді, коли необхідність у теплі велика, температура повітря дуже низька.

Енергія, що міститься у поверхневих водах (річках, озерах, водосховищах,
морі), виділяється при тепловому обміні між водою та атмосферним повітрям, а
також ґрунтом. Недоліками поверхневих вод, як нижнього джерела, є проблеми із
одержанням енергії у холодний сезон при малій течії, а також обмерзання обмін-
ників при температурі близько 0 °С. Тому найсприятливішими періодами для ви-
користання цього джерела є рання осінь та весна.

Підземні води, що знаходяться у глибинних колодязях, характеризуються не-
значними коливаннями температури протягом року, яка становить 3 - 12°С. Ці во-
ди можуть направлятися безпосередньо у випарник або, у випадку, якщо вони си-
льно засолені, через проміжний теплообмінник. Особливим питанням є викорис-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тання геотермальних вод, які іноді можуть використовуватися в якості нижнього джерела теплових насосів.

Таблиця 1.1 Температурний та енергетичний рівень низько-потенційних джерел енергії

Вид джерела низькотемпературної теплоти					
Природні джерела теплоти	Температурний рівень джерела, °C	Енергетичний рівень джерела, МВт	Техногенні джерела теплоти	Температурний рівень джерела, °C	Енергетичний рівень джерела, МВт
Вода: поверхнева ґрунтова геотермальна	4 ÷ 18 6 ÷ 15 35 ÷ 70	0,9 ÷ 51,6 1 ÷ 2 0,29 ÷ 3	Вода: Стічна Технічна Технологічна	10 ÷ 17; 15 ÷ 30; 40 ÷ 70	0,3 ÷ 90; 2,4 ÷ 10,6; 39,5 ÷ 54,9
Повітря	-5 ÷ 20	0,3 ÷ 18,4	Повітря	0 ÷ 50	0,3 ÷ 22,1
Ґрунтове середовище	4 ÷ 12	0,1 ÷ 5,9	-	-	-
Сонячна радіація	0 ÷ 75	0,1 ÷ 150	-	-	-

Таблиця 1.2 - Джерела і споживачі тепла (для ТН з електроприводом)

Джерела низько-потенційної теплоти	Споживачі теплоти ТН	Плавальний басейн, вода 27÷30 °C	Опалення підлогове, вода 25÷35 °C	Опалення нагрітим повітрям 25÷30 °C	Опалення з інтенсивним ТО, вода 40÷55 °C	Опалення традиційне, вода ** 70÷100 °C	Гаряче водопостачання, вода 50÷80 °C (45 °C)
							
Повітря -5 ÷ 15 °C 		$\frac{4,15^*}{1,37}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,9}{1,3}$	$\frac{3,15}{1,04}$	-	$\frac{2,65}{0,87} \left(\frac{3,15}{1,04} \right)$
Ґрунт 5 ÷ 10 °C 		$\frac{4,15}{1,32}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,9}{1,3}$	$\frac{3,15}{1,04}$	$\frac{2,4}{0,8}$	$\frac{2,65}{0,87} \left(\frac{3,15}{1,04} \right)$
Ґрунтові води 8 ÷ 15 °C 		$\frac{4,2}{1,55}$	$\frac{4,4}{1,45}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,6}{1,19}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{2,9}{0,96} \left(\frac{3,6}{1,19} \right)$
Водойми 4 ÷ 17 °C 		$\frac{4,15}{1,37}$	$\frac{4,4}{1,45}$	$\frac{4,0}{1,32}$	$\frac{3,6}{1,19}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{2,9}{0,96} \left(\frac{3,6}{1,19} \right)$

Стічні води 10 ÷ 17 °С 	$\frac{5,0}{1,65}$	$\frac{4,7}{1,55}$	$\frac{4,2}{1,38}$	$\frac{3,8}{1,25}$	$\frac{2,7}{0,9}$	$\frac{3,15}{1,04} \left(\frac{3,8}{1,25} \right)$
Оборотна вода 25 ÷ 40 °С 	-	-	-	$\frac{4,5}{1,48}$	$\frac{3,3}{1,1}$	$\frac{3,35}{1,1} \left(\frac{4,5}{1,48} \right)$
Геотермальні води 40 ÷ 65 °С 	-	-	-	-	$\frac{4,3}{1,42}$	-
Високотемпературні скиди 40 ÷ 70 °С 	-	-	-	-	$\frac{4,3}{1,42}$	-

Ґрунт може бути нижнім джерелом лише у невеликих теплових насосах, оскільки дає невеликий потік тепла. Установка обмінників вимагає серйозних розкопок і у зв'язку з цим може проводитись під площами, не засадженими деревами і не освоєними територіями.

До техногенних нижніх джерел тепла відносимо: залишкову теплоту технічних процесів, що виникає при виконанні різноманітних технологічних процесів в промисловості, енергетиці, комунальному господарстві тощо. Ці джерела, із врахуванням їх складу, вимагають індивідуального рішення всіх аспектів, які можуть виникати при їх використанні (вид речовини, агресивність, придатність до теплообміну тощо). До аналізу джерела слід додати також його параметри: потужність, температурний діапазон та їх зміни (у добовому, тижневому та річному масштабі). Температури техногенних джерел зазвичай вищі температур природних джерел (за виключенням геотермальних вод).

Найбільший температурний та енергетичний рівень джерел теплоти має сонячна радіація, а найменший – ґрунтова вода (табл.1). Температурний та енергетичний рівень води і повітря техногенних джерел теплоти є вищим, ніж природних джерел, що пов'язано з недосконалістю технологічних процесів та технічних систем, і, як наслідок, втратами теплової енергії в навколишнє середовище, але масштаби використання природних низько-потенційних джерел енергії є більшими.

За результатами аналізу видів низько-потенційних джерел енергії, та їх характеристик, встановлено доцільність використання теплових насосів, як перетво-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

рювачів теплової енергії низького потенціалу в теплову енергію більш високих потенціалів та можливість їх використання майже в усіх галузях економіки: у промисловості, побуті, сільському господарстві тощо.

В промисловості основними є техногенні джерела низькотемпературної теплоти. Це промислові стічні води та комунально-побутові, вода технологічного та енергетичного обладнання підприємств, охолоджуюча вода, вентиляційні викиди. Теплові насоси в промисловому виробництві використовують для опалювання виробничих побутових приміщень, підігрівання води для виробничих потреб та для кондиціювання.

Для зіставлення ефективності ТН і традиційних генераторів тепла, наприклад, котелень, а також порівняння ТН різних принципів дії, наприклад, парокомпресійного з приводом компресора від електродвигуна і абсорбції, яке споживає теплову енергію, запропоновано використання більш узагальненого критерію - коефіцієнта використання первинної енергії K . Він визначається як відношення корисного тепла ТН до теплотворної здатності витраченого палива.

Сільське господарство є однією з галузей, в якій тепловий насос може знайти широке застосування, причому у багатьох випадках існують особливо сприятливі умови для застосування цих пристроїв. В сільськогосподарському виробництві в рівному співвідношенні можна використовувати природні та техногенні джерела низькотемпературної теплоти, оскільки в Україні сільське господарство в своєму розпорядженні має великі земельні та водні ресурси, а також власні вторинні теплові ресурси. Джерелом вторинних теплових ресурсів, а саме техногенних низькотемпературних джерел енергії, придатних для використання в теплових насосах, є:

- Підігріте вологе повітря, яке залишає сушарку;
- Сільськогосподарські продукти, що охолоджуються (молоко, фрукти);
- Кондиційоване повітря, яке відводиться з виробничих та побутових приміщень;
- Теплота зі стійлових приміщень, що видаляється разом з вентиляльованим повітрям;
- Тваринні відходи (гній);

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

- Вентильоване повітря, яке відводиться з теплиць.

В результаті застосування теплового насоса одержане тепло можна використовувати в таких цілях:

- Підігрів води для господарських потреб;
- Підігрів та висушування повітря у сушарках;
- Нагрівання вентиляційного повітря, що підводиться ззовні до приміщення;
- Обігрівання теплиць, тепличних тунелів, житлових та виробничих приміщень.

В агропромисловому комплексі України теплові насоси застосовують в галузі

тваринництва, а саме в таких його технологічних напрямках: у лініях первинної обробки молока одразу після доїння, для його охолодження та пастеризації; для теплопостачання стійлових приміщень; при утилізації продуктів життєдіяльності тварин. В галузі рослинництва теплові насоси застосовують в технологічних процесах переробки та зберігання продукції рослинного походження.

На молочних фермах частка витрат енергоресурсів становить до 50%, які розподіляються на прямі витрати електроенергії, це привід компресорів холодильних машин і на нагрів води для санітарно-технологічних потреб. При цьому низько-потенційним джерелом теплової енергії є свіже молоко ферм. Так, при охолодженні 1л молока з 30°C до 4-6°C відводиться 85-100 кДж теплоти. Цього тепла, а також енергії, витраченої на привід компресора холодильної установки, достатньо для нагріву 1л води до температури 25-35°C, воду з такими температурними параметрами можна використовувати в технологічному процесі сучасних доїльних установок.

Використання теплових насосів в тваринництві дозволить отримувати енергію з продуктів життєдіяльності тварин, а саме гною, в процесії їх утилізації. Реалізація такого способу полягає у тому, що під підлогою безпідстилкового свинарника розміщується насичений повітрям резервуар з гноєм. Насичення повітрям викликає кисневе бродіння, разом з яким відбувається виділення тепла (температура під підлогою хліву взимку не опускається нижче 25-27°C). На дні жолобів

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розкладені канали, заповнені соляним розчином, які з'єднані із загальним колектором. На підвідних та відвідних каналах, з'єднаних з будівлею, встановлений тепловий насос, який підвищує температуру соляного розчину з 20°C до 55°C, – цього вистачає для системи опалювання.

Таким чином, застосування теплових насосів в сільськогосподарському виробництві забезпечить одночасне охолодження тваринницької сировини та продукції, нагрів води для санітарно-технологічних потреб, кондиціонування повітря в стійлових приміщеннях та теплозабезпечення виробничих, побутових та житлових приміщень.

Використання в агропромисловому виробництві теплових насосів має велику перспективу і дозволить використовувати низько-потенційні теплові ресурси, дасть змогу компенсувати дефіцит енергії та сприяти охороні навколишнього природного середовища.

1.5 Комбіновані системи опалення та охолодження на базі теплових насосів для побутових та офісних систем.

Моно-спліт-системи включають один зовнішній і один внутрішній блок. Майже всі моноблоки на ринку дозволяють охолоджувати та нагрівати. Перемикання між режимами охолодження та опалення здійснюється за допомогою чотирьохходового клапана (рисунк 1.7). Порівняно із системами мульти-спліт та VRF (Variable Refrigerant Flow) - розширювальний пристрій розташований у зовнішньому блоці. Зовнішні блоки попередньо заповнені холодоагентом, додаткова заправка холодоагенту під час монтажу потрібна лише у випадку надто довгого з'єднання трубки між внутрішнім та зовнішнім блоком.

R410A широко використовується як холодоагент. Щоб зменшити прямі викиди парникових газів, кілька років тому на ринок потрапили системи з холодоагентами R32 і пропаном R29. Роторні компресори з керованими інверторами переглядають також у низькобюджетних продуктах для досягнення заявлених коефіцієнтів ефективності. Капілярні трубки або електронні розширювачі-ні клапани використовуються як розширювальні пристрої залежно від потужності охорони та рівня цін.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

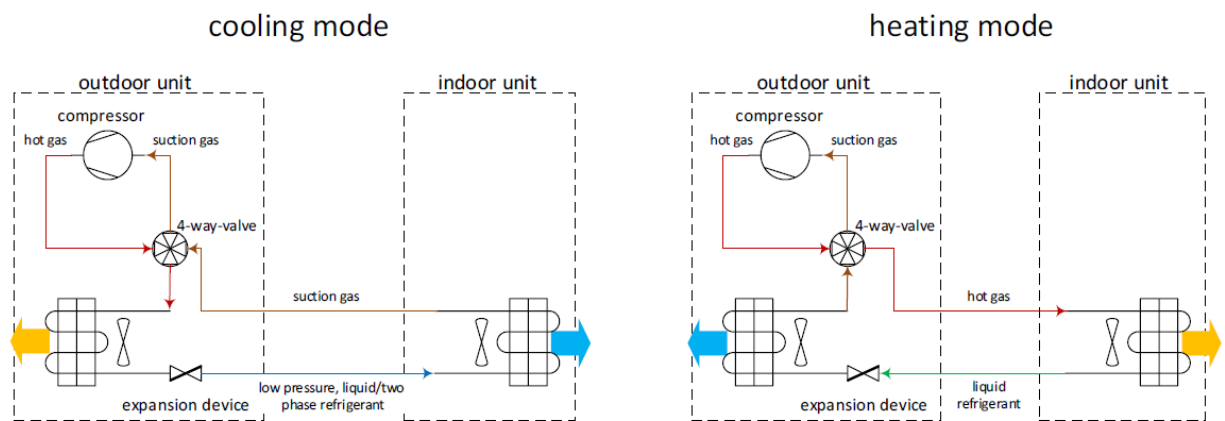


Рис 1.7 Моно-спліт-система в режимі охолодження та опалення

Моно-спліт-агрегати, які продаються в Європі, охоплюються регламентом екологічного дизайну ЄС № 206/2012. Ефективність описується як сезонний коефіцієнт енергоефективності (SEER), розрахований відповідно до EN 14825 (мітка від A+++ до D). Мінімально необхідний Показник SEER Залежить від потенціалу глобального потепління або потенціалу тепличного потепління застосовуваного холодоагенту: 4,6 для холодоагентів з GWP > 150 та 4,14 для холодоагентів з GWP < 150. Доступні продукти мають Показник SEER до 9,5, що відповідає енергетичному маркуванню A +++ (показано на малюнку 1.8).

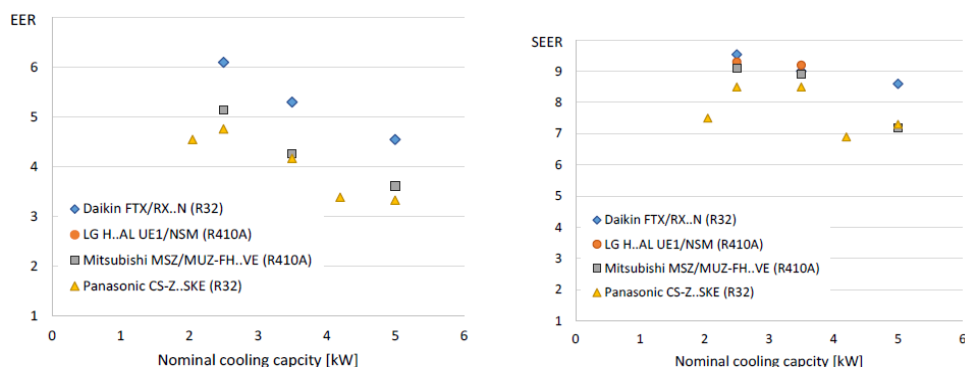


Рис 1.8 EER та SEER у режимі охолодження різних високоефективних моно-спліт-блоків на ринку

У системах мульти-спліт технологія систем кондиціонування повітря, що застосовується в системах моно-спліт, поширена на програми, де потрібно охоплювати більші приміщення або вищі потреби в охолодженні будівель. Замість одного зовнішнього блоку та одного внутрішнього блоку, більші зовнішні блоки підключаються до декількох внутрішніх блоків. Зазвичай, кожен внутрішній блок підключений до зовнішнього блоку окремою парою труб холодоагенту (рисунок 1.9). Вся система може працювати в режимі охолодження або опалення, при цьо-

му всі внутрішні блоки працюють в одному режимі. Раніше системи були обладнані одношвидкісним компресором, в даний час часто використовують компресори з інверторним приводом.

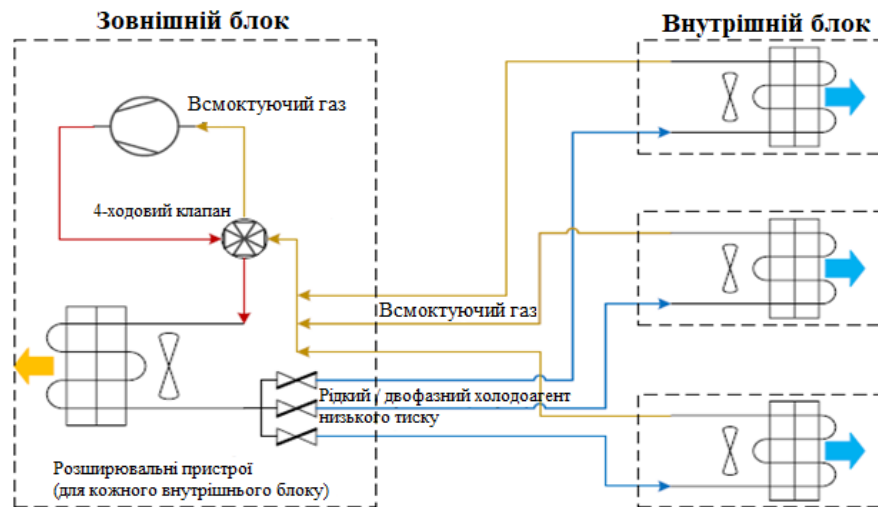


Рис 1.9 Мульти-спліт-система в режимі охолодження

У порівнянні з VRF-системами, мульти-спліт-системи мають більш обмежений розмір, довжину та функціональну мінливість. Мульти-спліт-системи застосовуються для невеликих будинків до середніх розмірів. Типовими додатками є:

- Житлові будинки та готелі;
- Комерційні приміщення та офіси.

VRF (змінний потік холодоагенту). VRF-системи представляють останній рівень розвитку мульти-спліт-систем. Ці системи можуть реагувати на будівельне навантаження, змінюючи масову витрату холодоагенту. Як і в класичних системах мульти-спліт, вони складаються із зовнішнього блоку та декількох внутрішніх блоків, які розміщені в кімнаті з кондиціонером. Зовнішні блоки включають компресор, теплообмінник, розширювальний пристрій, чотириходовий клапан і деякі додаткові холодильні компоненти, такі як економайзер. Кожен внутрішній блок оснащений індивідуальним розширювальним пристроєм, що дозволяє контролювати потужність нагрівання або охолодження на місці. Крім того, вони можуть провітрювати і осушувати. Що стосується трубопроводів і теплоносіїв, то існують різні типи VRF-систем. Найпоширенішими є - двотрубні і тритрубні VRF-системи повітря-повітря.

На рисунку 1.10 показана тритрубна система, що працює в режимі охолодження з основними компонентами та пристроями. У цьому випадку теплообмінник зовнішнього блоку працює як конденсатор, тоді як теплообмінники внутрішніх блоків виконують роль випарників.

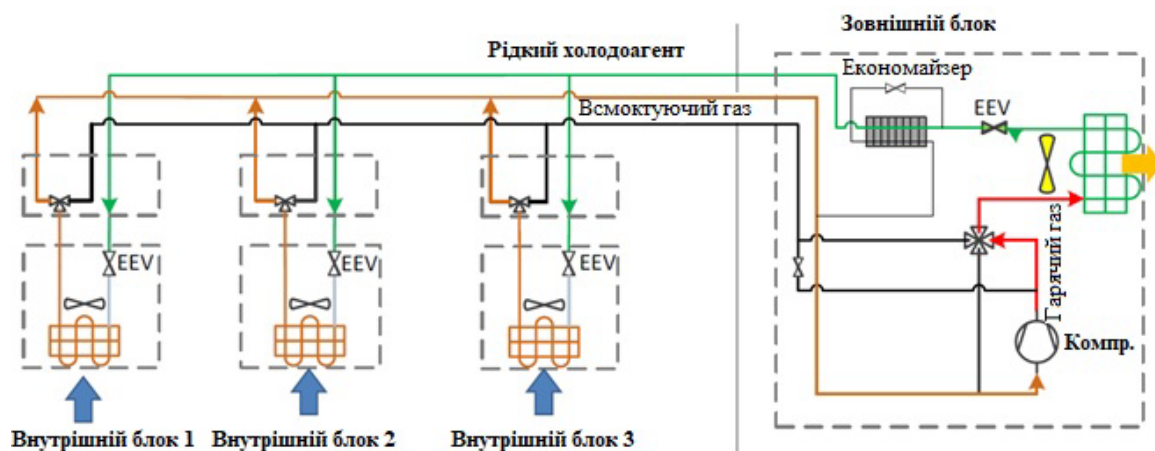


Рис 1.10 Трубна система VRF-3 у режимі охолодження

Внутрішні блоки поглинають тепло з приміщення, випаровуючи холодоагент. Випаровування контролюється електронним розширювальним клапаном (EEV) внутрішнього блоку та компресором. EEV регулює ступінь перегріву на виході з випарника, тоді як компресор регулюється для забезпечення відповідності низького тиску цільовому значенню. Пери холодоагенту досягають компресор через всмоктувальну газову трубу. На наступному етапі, пара стискається до рівня високого тиску. Під тиском, потім перегрітий холодоагент (гарячий газ) підводиться до конденсатора, де він зріджується, відкидаючи тепло в навколишнє середовище. Рідкий холодоагент проходить економізатор і повертається до внутрішніх блоків.

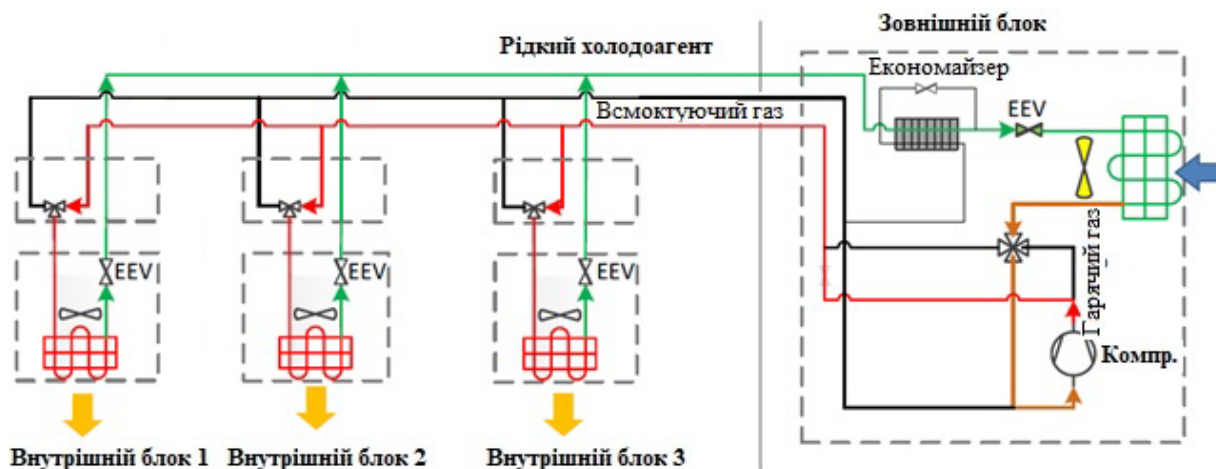


Рис 1.11 Трубна система VRF-3 в режимі опалення.

Рисунок 1.11 пояснює систему VRF, що працює в режимі опалення. У цьому випадку внутрішні блоки виконують роль конденсаторів. Електронні розширювальні клапани (EEV - Electronic expansion valves) внутрішніх блоків використовуються для регулювання витрати та переохолодження конденсованого холодоагенту в вихід конденсатора. Зріджений холодоагент повертається до зовнішнього блоку, де випаровується і стискається знову. Контроль на загальний потік холодоагенту впливає електронний розширювальний клапан на вході в випарник. Компресор контролює рівень низького тиску для досягнення цільового значення.

Перевага тритрубною системи показано на рисунку 1.12. тритрубна VRF-система здатна працювати в режимі рекуперації тепла, шляхом переміщення енергії з одного приміщення в інше, тобто нагрівання та охолодження забезпечується одночасно. На рисунку 1.12 внутрішній блок 1 перебуває в режимі охолодження, що означає, що він поглинає тепло, тоді як внутрішні блоки 2 та 3 перебувають у режимі опалення. Теплообмінник у зовнішньому блоці працює як випарник, забезпечуючи додаткове низькосортне надходження тепла для збалансування загального теплового потоку.

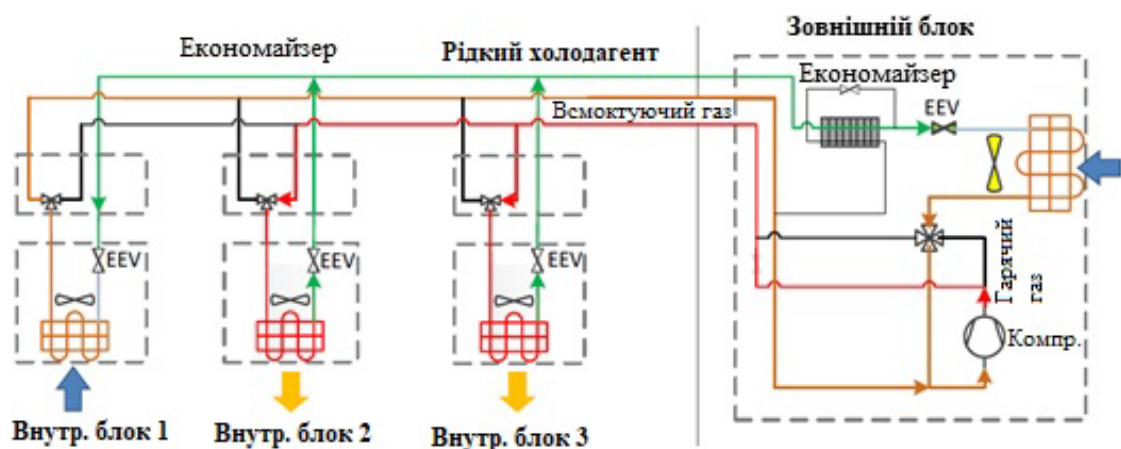


Рис 1.12 Трубна система VRF-3 у режимі рекуперації тепла

Після зрідження у внутрішньому блоці 2 та 3, холодоагент частково надходить до внутрішнього блоку 1, а частково до зовнішнього блоку. Внутрішній блок 1 безпосередньо використовує переваги зрідженого холодоагенту в блоках 2 і 3 і використовує цей холодоагент для поглинання тепла з приміщення без участі зовнішнього теплообмінника. Інша частина холодоагенту випаровується у зовнішньому теплообміннику. У компресорі сума випареного газу знову стискається для

використання у внутрішніх блоках 2 та 3. Значення ефективності трьох різних 3-трубних VRF-систем з рекуперацією тепла є на рисунку 1.13.

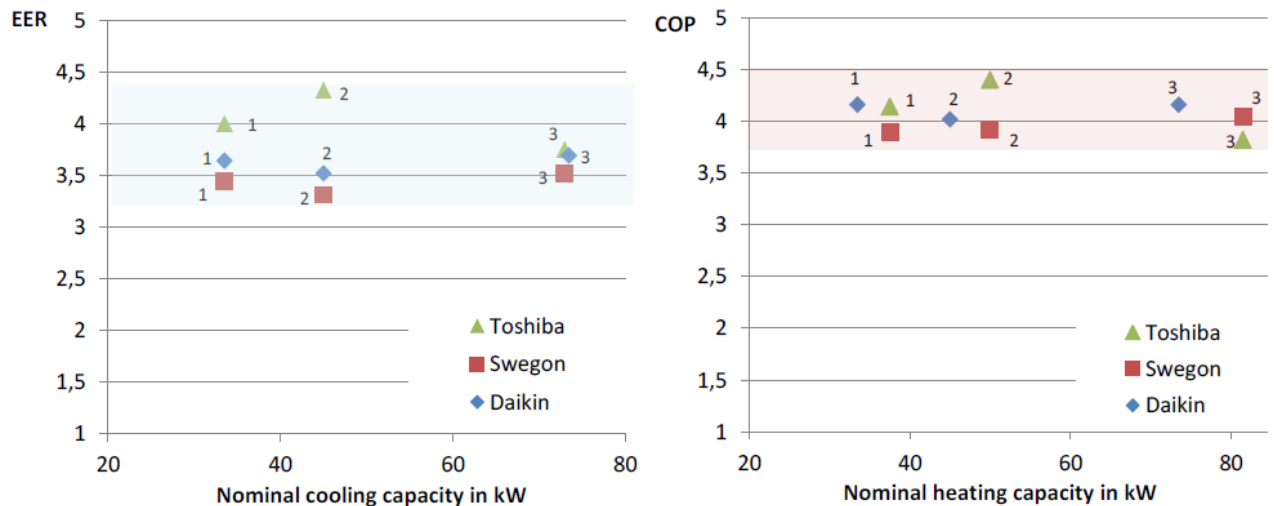


Рис 1.13 EER / COP різних VRF-3-трубних систем залежно від потужності.

У багатьох випадках для певного діапазону номінальних потужностей використовується одна і та ж модель виробника. Найкращі показники досягаються, коли модель застосовується для мінімального значення заданого діапазону потужності.

1.6 Інтеграція ТН у промислові процеси: загальні принципи.

Існує кілька параметрів, які мають найважливіше значення при інтеграції теплового насоса в промисловий процес:

- Промисловий процес. Кожен процес унікальний і складається, з енергетичної точки зору, з джерел тепла та радіаторів. Для того щоб обробити інтегральний тепловий насос, застосовуючи, наприклад, аналіз затискачів, необхідно добре знати ці джерела та раковини. Тоді навантаження та температури мають вирішальне значення, але також інші аспекти, оскільки місце розташування та тип навантаження важливі з практичної точки зору.

- Тип теплового насоса. Типи ТН мають різні характеристики, що зробить їх придатними в різних ситуаціях. Обмеження робочої температури обмежують установку теплових насосів, а також вибір між різними типами. Ефективність та тип енергії приводу також є ключовими параметрами прийняття рішення.

- Витрати на енергію. Вартість енергії приводу ТН та вартість теплоти, яка замінюється, визначають експлуатаційні витрати, які складають значну частину річних витрат.

• Капітальні витрати. Інвестиційні витрати, пов'язані з установкою теплового насоса, походять з декількох частин. Сам ТН (включаючи допоміжні) та витрати на його встановлення, як правило, становлять найбільшу частину інвестицій. Однак інші частини можуть бути важливими. Потрібно відводити тепло теплового насоса і, можливо, побудувати систему збору тепла. На гарячій стороні теплового насоса також може знадобитися система розподілу. Крім того, часто необхідні інші зміни та доповнення, наприклад зміни в мережі теплообмінника, приводу енергопостачання та системи управління.

Загальні міркування та принципи інтеграції процесів теплових насосів.
У теоретичній ситуації в промисловому процесі мінімальні вимоги до нагрівання та охолодження дорівнюють теоретичним, тобто немає жодних порушень. У цій ситуації (рис. 1.14) показує наслідки трьох основних альтернатив інтеграції теплового насоса. Тепловий насос повинен бути інтегрований таким чином, щоб джерело тепла знаходився там, де є надлишок тепла (тобто нижче **затиску**), а радіатор, де є потреба в теплі над затиском. Таким чином, тепловий насос інтегрований по всій щіпці, і зменшується як гаряча, так і холодна ефективність.

Якщо тепло витягується нижче затиску, а також подається назад під затиском, наслідком буде більша потреба в охолодженні завдяки чистому надходженню енергії приводу до теплового насоса. Третя можливість полягає у витягуванні тепла над защемленням, а також в подачі його назад над прищипкою, гаряча система зменшиться за рахунок енергії приводу до теплового насоса. Таким чином гаряча комунальна служба може бути замінена енергією приводу, що може бути корисним у ситуації, коли комунальна служба з якихось причин обмежена.

На практиці технічні та економічні обмеження, звичайно, обмежують фактичний потенціал для перекачування тепла, навіть якщо немає жодних порушень.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

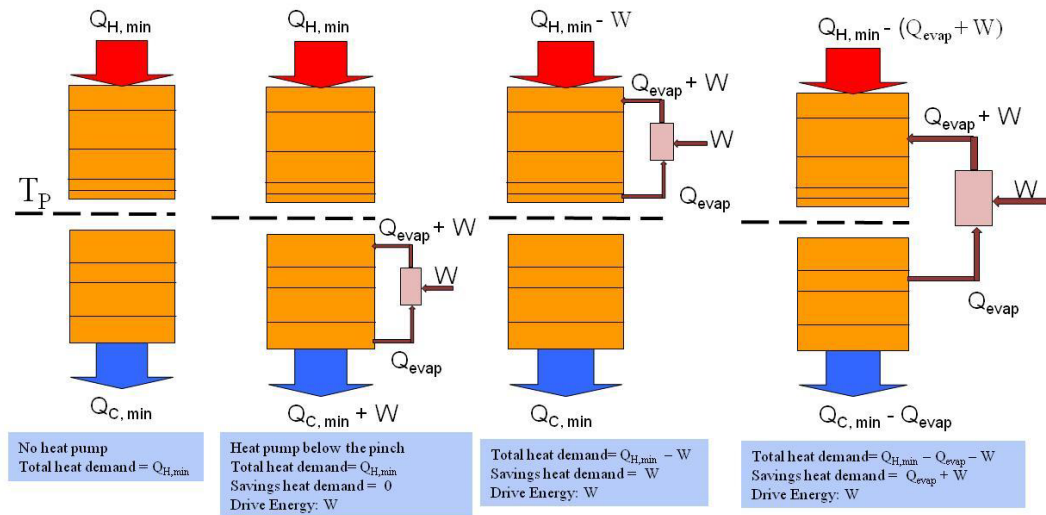


Рис 1.14 Наслідки інтеграції ТН в процес без порушення защемлення

Основні наслідки в реалістичних ситуаціях. На практиці в більшості процесів існують порушення защемлення з різних причин, наприклад економічні та практичні. У цих випадках інтеграція теплового насоса не обов'язково повинна бути поперек, щоб заощадити енергію. В основному тепловий насос може усунути порушення ущільнення і тим самим зменшити витрачену енергію. Можна виділити дві основні можливості:

- Тепловий насос, який використовує охолодження прищипування, охолоджуючи зверху та / або нагріваючи поперек затиску (або їх частину), і подаючи тепло над затиском, заощадить гарячу корисність. Сума дорівнює сумі теплового потоку в тепловий насос та енергії руху теплового насоса. Звичайно, слід враховувати енергію теплового насоса при встановленні загального енергетичного балансу (рис. 1.15).

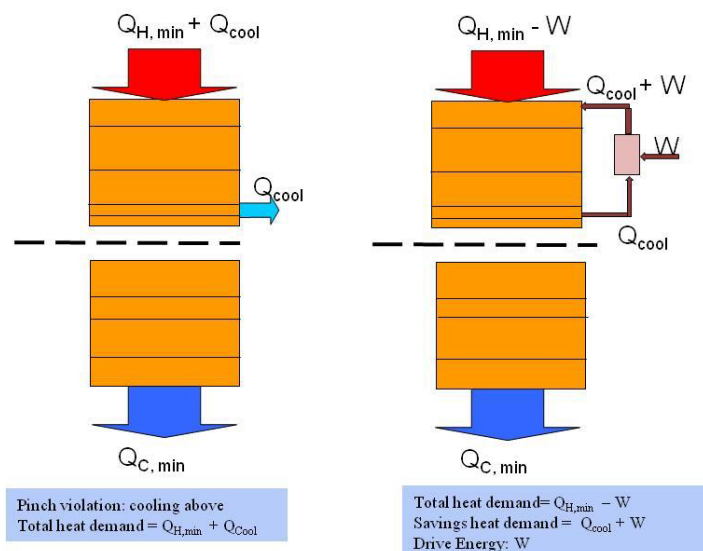


Рис 1.15 Наслідки інтеграції ТН в процесі з охолоджувачем над затиском

- Тепловий насос в процесі з нагріванням з порушенням заземлення нижче затиску, який витягує тепло і замінює це порушення або його частину, також економить гарячу корисність. У цьому випадку сума також дорівнює тепловому потоку до теплового насоса та енергії приводу теплового насоса. Однак у цьому випадку енергію приводу потрібно охолоджувати (рис. 1.16).

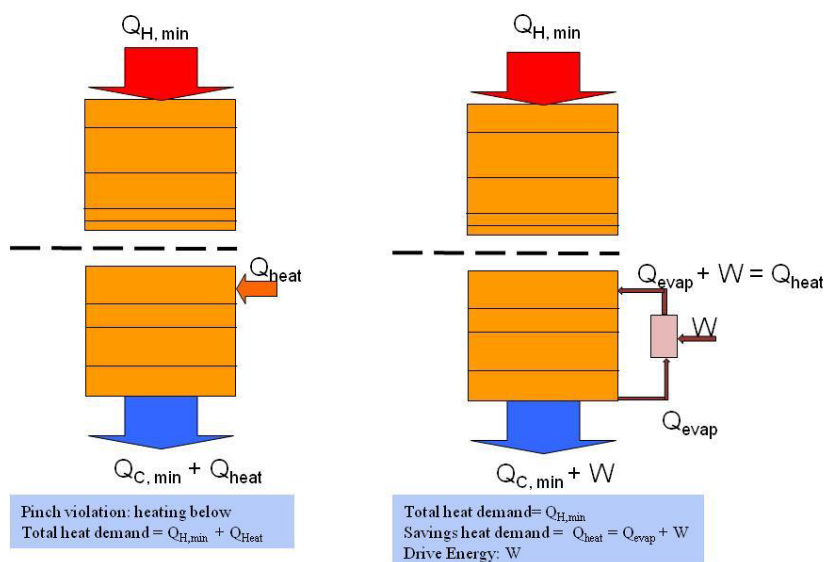


Рис 1.16 Наслідки інтеграції ТН в процесі з нагрівачем нижче затиску

Ці принципи показують, що також теплові насоси, які не знаходяться навколо щіпки, можуть заощадити енергію, якщо в процесі існують порушення заземлення, що є нормальною ситуацією. Це на відміну від більшості попередніх опублікованих тверджень і відкриває для більш успішних реалізацій.

Наслідки для технологічної теплообмінної мережі. Наслідки інтеграції теплового насоса в процес в мережі теплообмінника можуть бути великими. При відведенні тепла до теплового насоса нижче затиску тепло, доступне для теплообміну в процесі, може зменшитися. Це також означає, що рушійна сила теплообміну зменшується нижче початкової температури потоку (потоків) джерела тепла. Це зменшення рушійної сили означає, що площа, необхідна для технологічного теплообміну, у багатьох випадках стає більшою, і, можливо, потрібно додати більше теплообмінників. Ті самі принципи також дотримуються ситуації, яка перевищує необхідність. Взагалі кажучи, чим ближче розмір раковини та / або джерела до теоретично максимального розміру при заданих рівнях температури, тим більше змін у мережі теплообмінника необхідно. Однак ступінь цих змін також

залежить від фактичного планування теплообмінної мережі (географічне розташування та з точки зору температур нагрівача та охолоджувача).

Завдяки процесу інтеграції теплового насоса замість використання його від холодної температури до температури гарячого котла, тепловий насос, в більшості випадків, за необхідності стане меншим. З іншого боку, ця конфігурація може бути економічною внаслідок менший підйом температури і, отже, вищий COP.

Аналіз програми скринінгу. Вище згадувалося, що більшість програмних засобів, доступних для інтеграції процесів, потрапляють до категорії аналізу. Серед цих програм є скринінгова програма промислового теплового насоса (ПТН) з чіткою метою простежити технічний та економічний потенціал теплових насосів у різних промислових процесах без проведення обширних та трудомістких тематичних досліджень із використанням моделей оптимізації.

Основна мета програми скринінгу полягає в тому, щоб слугувати інструментом для попереднього перевірки технічного та економічного потенціалу теплових насосів у різних промислових процесах на основі належної інтеграції в процес. Для досягнення цієї мети в програму було вбудовано ряд функцій. Ці функції також дозволяють використовувати програму як:

- База даних для технологічних даних;
- База даних про продуктивність теплового насоса;
- Інструмент розрахунку для встановлення продуктивності теплового насоса.

Перетворення програми скринінгу. Під час зустрічі додатку 35/13 було виявлено, що оновлення може бути занадто дорогим і трудомістким. І узгоджено перевірити можливі незначні вдосконалення та зосередитись на покращенні вхідних даних. Виявились такі слабкі місця:

- Потребує детальних знань як про інтеграцію процесів, так і про тепловий насос;
- Дані про застарілі холодоагенти (R12, R22, R114, HC);
- Неможливо додати нові холодоагенти (теплофізичні дані);
- Немає можливості автоматичного відбору, користувач повинен перевірити кількість варіантів вручну;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Відсутність можливості прозорості взаємодії з іншим програмним забезпеченням (експорт даних);
- Окремі файли довідки;
- Графічна система недоброзичлива;
- Потрібна нова реалізація, яка потребує багато кодування, хоча базовий код доступний.

1.7 Сучасний стан можливих джерел теплової енергії низького потенціалу і технології їх використання в теплонасосних системах теплопостачання.

До низькотемпературних джерел теплоти для теплових насосів відносяться відпрацьована теплота і енергія навколишнього середовища. Джерелами енергії з навколишнього простору служать сонячна енергія і її похідні в вигляді повітря, ґрунтових і поверхневих вод, а також акумульована тисячоліттями теплота, яка виходить із надр Землі.

Сонячна енергія. Останнім часом активно розвиваються технології отримання альтернативної енергії. Це сонячні батареї (СБ), вітрові станції і ряд інших пристроїв. Особливо перспективними вважаються СБ або так звані фотоелектричні панелі, адже з урахуванням майже вічного життя сонця така енергія є невичерпною. Незважаючи на їх поки що порівняно високу вартість, вони забезпечують отримання безкоштовної і екологічно чистої енергії. Проте, ціни на СБ рік з року знижуються, що свідчить про великі перспективи їх повсюдного впровадження.

Сонячна батарея являє систему напівпровідникових пристроїв у вигляді фотоелектричних перетворювачів, які перетворюють енергію сонця в постійний електричний струм із застосуванням принципу фотоефекту.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

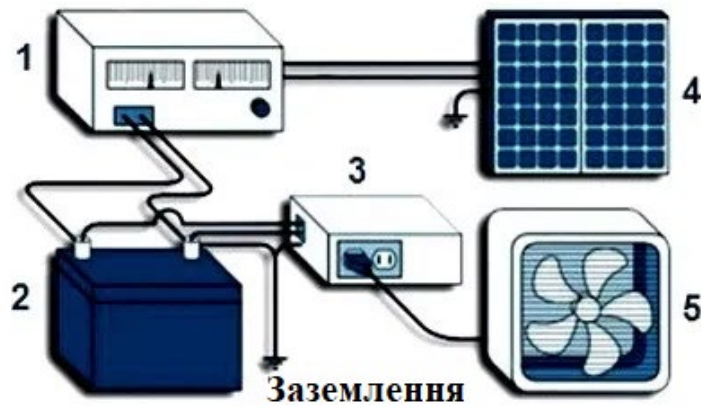


Рис 1.17 Пристрій сонячних батарей

1 — Контроллер; 2 — Батарея; 3 — Інвертор; 4 — Модуль; 5 — Електрообладнання.

Сонячна батарея включає в себе наступні елементи:

Матеріал-напівпровідник, що складається з двох шарів матеріалів з різною провідністю. Наприклад, це може бути полікристалічний або монокристалічний кремній із залученням інших хімічних сполук для створення принципу фотоефекту р-п переходу. Тобто, один матеріал має надлишок електронів, а інший - їх надлишок.

- Діелектрик, найтонший шар елемента, який протистоїть переходу електронів (джерело електроживлення) при його підключенні до протистоїть шару, запірна зона легко долається електронами. В результаті з'являється впорядкований рух заражених частинок, тобто електричний струм.

- Акумулятор - забезпечує накопичення та збереження енергії.

- Штатний контролер заряду, інвертор-перетворювач - виробляє перетворення постійного струму, що йде від сонячної батареї, в змінний.

- Стабілізатор напруги - забезпечує в системі сонячної батареї створення напруги необхідного діапазону.

Принцип дії:

- Сонячне світло у вигляді фотонів світла потрапляє на поверхню сонячної батареї.
- При зіткненні з поверхнею напівпровідника фотони передають енергію електронів напівпровідника.

- Електрони, вибиті з напівпровідника внаслідок удару, долають захисний шар, маючи при собі додаткову енергію.
- В результаті негативні електрони переходять в провідник n з p -провідника, а позитивні роблять зворотний маневр. Подібного переходу сприяють електричні поля, які на даний момент є в провідниках. Згодом вони збільшують різницю і силу зарядів.

Якщо батарея, освітлена сонцем, замкнута на певне навантаження з опором R , то спостерігається поява електричного струму I . Його величина визначається опором навантаження, інтенсивністю освітлення і якістю фотоелектричного перетворювача. Потужність P , що виділяється в навантаженні визначається формулою $P = I * U$, де U показує напругу на затискачах батареї. Вони поділяються на такі види:

Залежно від застосовуваних матеріалів сонячні батареї можуть бути:

- Панелі з монокристалічних фотоелектричних елементів. Вони ефективні, проте дорожчі, ККД становить 14-16%. У монокристалічних елементів багатокутна форма, внаслідок чого всю площу заповнити важко;
- Панелі з аморфного кремнію. Такі батареї демонструють низький ККД в межах 6-8%. Але серед кремнієвих технологій перетворювачів у них найбільш дешева електроенергія;
- Панелі з телуриду кадмію виконуються на базі плівкової технології. Нанесення напівпровідникового шару здійснюється шаром в декілька сотень мікрометрів. ККД становить 11%, але в порівнянні з кремнієвими батареями ват потужності обходиться дешевше на десятки відсотків;
- Панелі на базі напівпровідників CIGS, які складаються з селену, галію, індію та міді. ККД таких панелей доходить до 15%;
- Полімерні панелі - це різновид тонкоплівкових батарей, принцип роботи яких нагадує фотосинтез рослин. Включає шар полімеру, захисний шар, гнучку підкладку і алюмінієві електроди. ККД 5-6%;
- Найбільш поширеними внаслідок оптимального співвідношення ККД і ціни є панелі з полікристалічних фотоелектричних елементів. Їх ККД досягає 12-14%.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СБ також можна умовно розбити на наступні типи:

- Тонкоплівкові або гнучкі (на базі телуриду кадмію, кристалічні і аморфні);
- Жорсткі (з кристалічного кремнію, іноді аморфного);
- Односторонні (поглинають світло однією стороною);
- Двосторонні (поглинають світло обома сторонами).

Особливості:

- Заряд акумуляторної батареї при слабкому сонячному світлі зменшується, віддаючи електроприймачів електричну енергію, тобто йде постійна робота в режимі зарядки і розряду. Контроль виконується спеціальним контролером.

- СБ не вимагають ніяких спеціальних профілактичних робіт. Може знадобитися лише протирання пилу.

- Панелі можна використовувати і взимку, однак продуктивність в цей період зменшується в півтора-два рази. Щоб на панелях не накопичується сніг, їх слід встановлювати під кутом 70 градусів на узвишші.

- Сонячні батареї найкраще підійдуть для автономних систем, в яких багато побутових енергоефективних електроприладів, які не включені постійно.

Застосування:

- Електромобілі.
- Портативна електроніка.
- Калькулятори, ліхтарики, плеєри і так далі, тобто всюди, де потрібно підзарядки акумуляторів різної побутової електроніки.

- Авіація. Так створений літак «Solar Impulse», що працює тільки на сонячній енергії.

- Енергозабезпечення будинків, шкіл, аеропортів та інших будівель. Сонячні батареї широко використовуються в субтропічних і тропічних регіонах, де багато сонячних днів. Особливо популярні вони в країнах Середземномор'я.

- Використання в космосі. СБ ставлять на МКС, встановлюють на супутниках, космічних і міжпланетних апаратах, а також багато іншого.

Переваги й недоліки:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Серед переваг можна відзначити:

- Екологічність;
- Довговічність, фотоелементи служать кілька десятків років;
- Простий принцип роботи. Завдяки чому поломок в сонячній батареї

практично не буває;

- Безшумність;
- Можливість постійної роботи;
- Загальнодоступність;
- Можливість зміни потужності системи.

Серед недоліків можна відзначити:

- Низький ККД. Потрібна велика площа батарей, щоб забезпечити потреби навіть невеликої сім'ї;
- Великі проблеми з утилізацією;
- Складність складання системи і налагодження;
- Досить висока вартість сонячних батарей, а також низька окупність.

Перспективи:

Прагнення людства до екологічності та відмови від нафти призведе до запровадження все більших енергозберігаючих технологій. Це означає, що сонячні батареї будуть використовуватися повсюдно. А створення панелей з більш високим ККД дозволить:

- Обладнати більшість будівель панелями для отримання енергії;
- Монтувати їх в автомобілі, дороги, роботи і численні інші прилади;

Встановлювати їх в одяг і навіть імплантувати в людини. Південнокорейські вчені вже створили підшкірну сонячну батарею, яка в 15 разів тонше волосся. Вона забезпечує безперебійну роботу приладів, які імплантовані в тіло, наприклад, кардіостимулятора.

Сонячна батарея являє систему напівпровідникових пристроїв у вигляді фотоелектричних перетворювачів, які перетворюють енергію сонця в постійний електричний струм із застосуванням принципу фотоефекту. Складається з пластин

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кремнію (фотоелектричні перетворювачі), все інше - це конструктивні елементи: алюмінієва рама, скло.

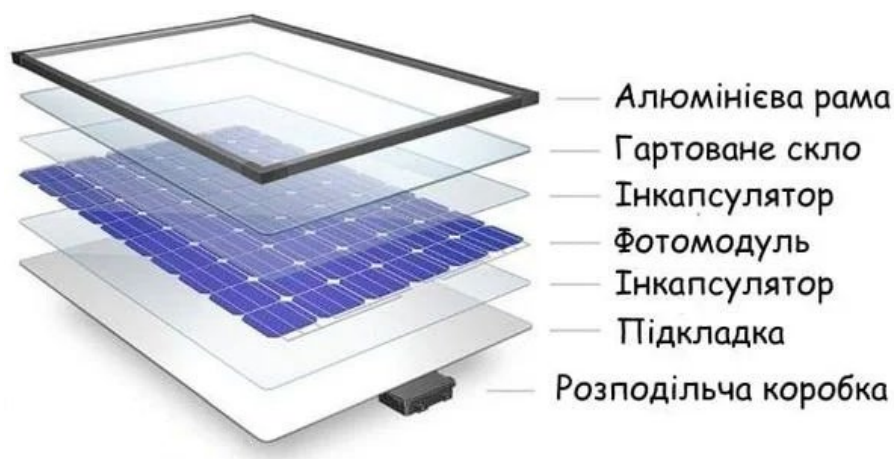


Рис 1.18 Сонячна панель

Утилізація сонячних модулів (панелей). Проблеми, регулювання, практика. Використані, які сонячні модулі традиційно відносяться регуляторами до категорії електронного сміття. Річний світовий обсяг електронного сміття в 2015 склав 43,8 мільйона метричних тон. У 2018 році він виріс до 50 млн тон. Фотоелектричні панелі сьогодні - це всього лише частки відсотка світового обсягу електронних відходів. Сонячна енергетика швидко розвивається. За один тільки 2017 рік у світі було введено в експлуатацію близько 100 ГВт сонячних електростанцій. Глобальна встановлена потужність зростає експотненціально.

Тому через 10-15 років проблема утилізації сонячних панелей встане на повний зріст. У зв'язку з тим, що ціни на компоненти сонячних електростанцій постійно знижуються, витрати на демонтаж об'єктів можуть надавати все більший вплив на економіку проектів, просто з тієї причини, що їх частка у витратах життєвого циклу буде підвищуватися. Тому ефективний підхід до утилізації сонячних панелей дуже важливий.

До 2030 року в світі утворюється 1,7-8 млн тон відходів (накопиченим підсумком) залежно від розглянутих сценаріїв (регулярні втрати - використання модулів протягом 30-річного терміну служби, ранні втрати - раннє закінчення року служби з різних причин, наприклад , заміна морально застарілого обладнання на більш сучасне). Така кількість «сонячного сміття» відповідає 3-16% сьогоднішнього річного обсягу електронних відходів. До 2050 обсяги (накопиченим підсум-

ком) сонячних панелей, які відслужили свій термін, виростуть значно - до 60-78 МЛН ТОН.

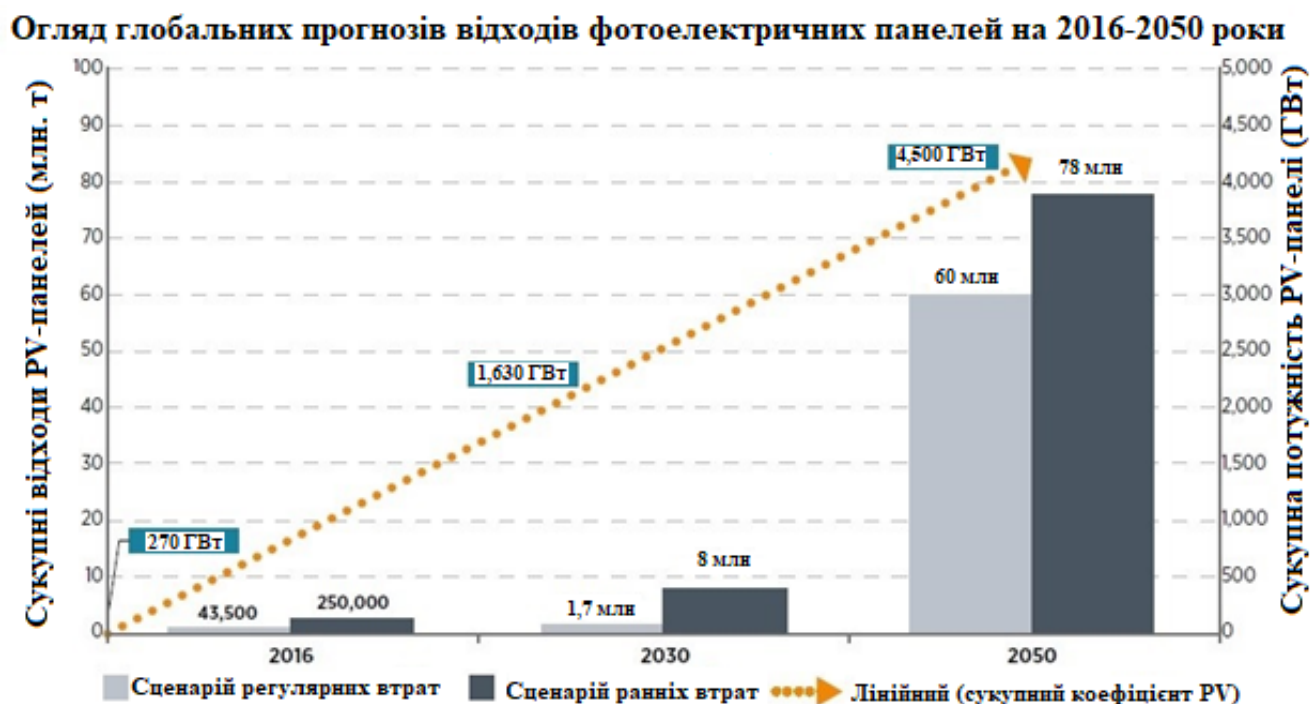


Рис 1.19 Річний обсяг відходів відпрацьованих сонячних панелей

Річний обсяг відходів відпрацьованих сонячних панелей у 2050 році (5 млн тон) буде відповідати приблизно 10% всього електронного сміття, утвореного на землі в 2014 році. Тобто прогнозований обсяг «сонячних відходів» значний, але він все-таки буде складати лише незначну процентну частку всіх електронних відходів. Прогнозується, що глобальна встановлена потужність сонячної енергетики досягне до 2050 року 4500 ГВт (проти 400 ГВт сьогодні).

Політика виробників сонячних модулів. Сьогодні багато виробників вже пропонують послуги з утилізації випущених ними сонячних модулів і створюють спеціалізовані підприємства по їх переробці. Тут діє принцип «розширеної відповідальності виробника», яка виходить за рамки стадій продажу та експлуатації, і охоплює також стадію поводження з продуктом після завершення його терміну служби.

Наприклад, американська компанія-виробник «First Solar» ще в 2005 році створила глобальну програму зі збору та переробки своїх сонячних модулів. Технологія дозволяє забезпечити повторне використання 90% напівпровідникових матеріалів і скла. З 2018 переробні підприємства компанії працюють з нульовим стоком рідких відходів.

Така політика виробників обумовлена не тільки постійним посиленням вимог регуляторів або «підвищеної соціальною відповідальністю». Переробка сонячних модулів не позбавлена економічного сенсу.

В ієрархії поводження з відходами на першому місці стоїть запобігання утворенню відходів. У сонячній енергетиці дана задача вирішується за допомогою постійного зниження питомої матеріаломісткості виробів.

Можна розділити «грубу» переробку (витяг скла, алюмінію, міді - матеріалів, які складають основну масу модуля) і тонку переробку, що припускає витяг практично всіх хімічних елементів, які використовуються в фотоелектричній панелі.

У зв'язку з тим, що сьогодні обсяги «сонячних відходів» невеликі, модулі в основному переробляються на заводах, призначених для переробки багатошарового скла, металів або електронних відходів. В результаті виділяються тільки основні (по масі) матеріали - скло, алюміній і мідь, в той час як сонячні осередки та інші матеріали, такі як пластмаси, спалюються (або відправляються на полігони).

Тобто груба переробка аналогічна існуючій технології повторного використання ламінованого скла в інших галузях промисловості і не забезпечує відновлення екологічно небезпечних (наприклад, Pb, Cd, Se) або цінних (наприклад, Ag, In, Te, Si) матеріалів.

Тонка переробка складається з трьох основних етапів:

- 1) Попередня обробка, що включає видалення металевої рами і розподільної коробки;
- 2) Деламінація і видалення ламінуючої плівки;
- 3) Витяг скла і металів.

Сонячні модулі складаються зі скла, алюмінію, міді й напівпровідникових матеріалів, які можуть бути вилучені і використані повторно. Звичайні панелі з кристалічного кремнію складаються (по масі) з 76% скла, 10% полімерних матеріалів, 8% алюмінію, 5% кремнієвих напівпровідників, 1% міді, менш 0,1% срібла і інших металів, включаючи олово і свинець.

Демонтаж електростанцій і утилізація модулів - економіка.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питання рентабельності переробки сонячних моделей не має однозначної відповіді. Вважається, що при великих обсягах відходів (мінімум 20 000 тон на рік) можна досягти беззбитковості процесів переробки в рамках відповідних підприємств.

Питання економіки утилізації модулів часто розглядається в контексті ліквідації більших об'єктів.

Проектна та дозвільна документація на будівництво великих сонячних електростанцій як правило включає вимоги щодо демонтажу об'єктів після закінчення терміну їх служби та відновленню земельних ділянок до початкового стану.

Для того щоб чисті витрати на виведення з експлуатації були негативними (окупалися), вартість вилучених матеріалів і / або вартість звільнилася землі повинні перевищувати витрати на виведення з експлуатації. З одного боку, повний демонтаж фотоелектричної сонячної електростанції - досить проста операція, оскільки тут немає капітальних будівель з серйозними фундаментами. З іншого боку, на таких об'єктах використовується велика кількість сталі, міді і алюмінію, і цінність цих матеріалів цілком може перевищувати витрати на висновок експлуатації.

Сьогодні обсяги відходів сонячної енергетики невеликі, оскільки галузь молода, а гарантійний термін служби модулів зазвичай становить 25 років і більше. У той же час в не такому вже далекому майбутньому нас чекає експоненціальне зростання цих обсягів. До 2030 року вони зростуть в 40 разів, і це в рамках консервативного сценарію.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

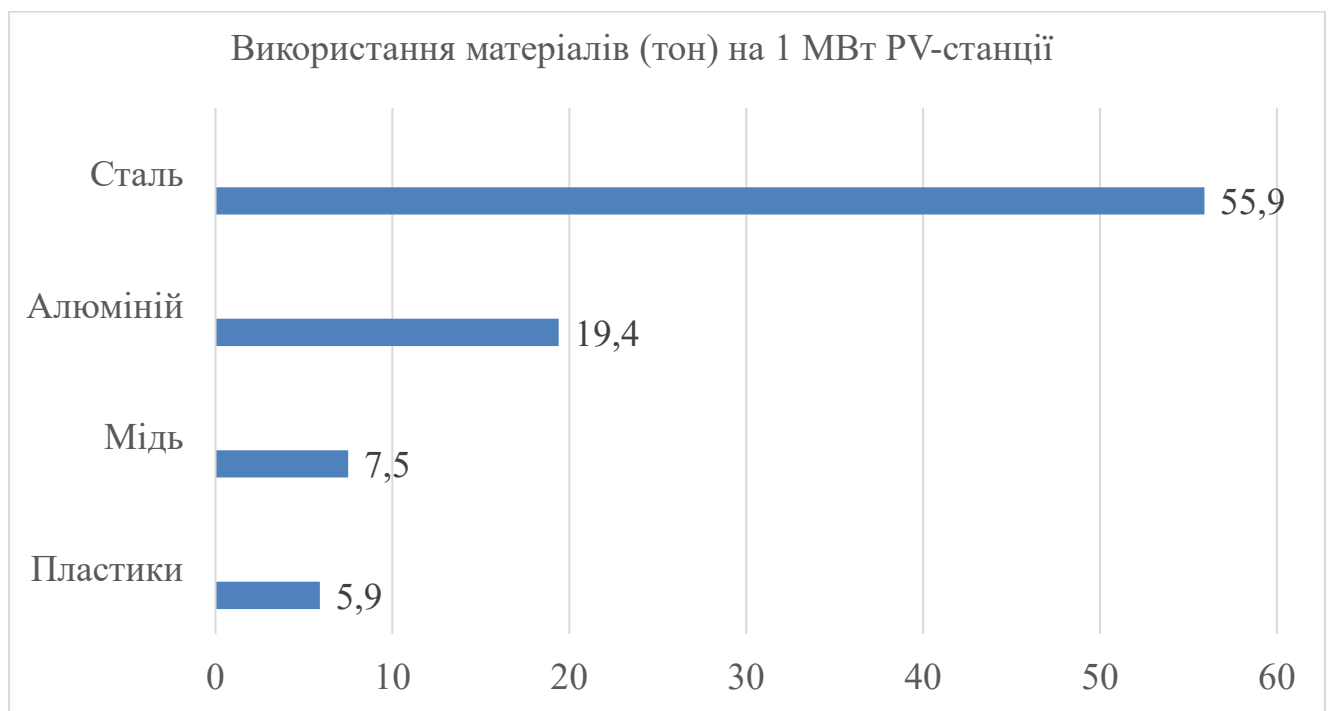


Рис 1.20 Використання матеріалів (тон) на 1 МВт фотоелектричної станції.

Недавній економічний аналіз показує, що вартість брухту фотоелектричної електростанції (в основному сталь і мідь) перевищує витрати на виведення з експлуатації, що робить переробку краще поховання відходів.

Таким чином, при належній організації переробка відходів сонячних електростанцій може бути вигідною навіть без додаткових заходів стимулювання / регулювання.

Сьогодні відходи сонячних електростанцій не є значущою світовою проблемою, оскільки їх обсяги малі - частки відсотка електронного сміття, що утворюється на планеті щороку. При цьому, завдання ефективної переробки сонячних модулів після закінчення терміну їх використання вже ґрунтовно опрацьована.

Розділ 2. Розрахунок ексергетичних показників.

2.1 Поняття ексергії, аналіз та моделювання.

Ексергія - граничне (найбільше або найменше) значення енергії, яке може бути корисним чином використано (отримано або витрачено) в термодинамічній процесі з урахуванням обмежень, що накладаються законами термодинаміки; та максимальна робота, яку може зробити макроскопічна система при квазістатичному переході із заданого стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем (ексергія процесу позитивна), або та мінімальна робота, яку необхідно затратити на квазістатичний перехід системи зі стану рівноваги з навколишнім середовищем в заданий стан (ексергія процесу негативна).

Різниця між зміною енергії в процесі і ексергією процесу, тобто та частина енергії, яка не може бути перетворена в ексергію, носить назву анергії. Із закону збереження енергії випливає, що при будь-якому перетворенні енергії сума ексергії і анергії процесу залишається незмінною.

Порівнюючи ексергію - характеристику ідеального квазістатичного процесу - з отриманої / витраченої в реальному нерівноважному процесі енергією, роблять висновок про ступінь термодинамічної досконалості процесу.

На відміну від енергії, ексергія і енергія залежать не тільки від параметрів системи, але також від параметрів навколишнього середовища і характеристик розглянутого процесу, тобто і ексергія, і енергія не є параметрами стану системи, а являють собою параметри процесу, що здійснюється системою, і слід говорити про ексергії процесу і анергії процесу.

Досить часто при незмінності стану навколишнього середовища ексергію і анергію можна виразити через функції стану системи, відповідно вони поведуться як функції стану, до яких їх і прийнято в таких ситуаціях умовно зараховувати. Зустрівши в літературі фрази: «Енергія системи складається з ексергії і анергії», «Другий закон термодинаміки дозволяє виділити 2 форми енергії: анергію і ексергію», «В ідеальному оборотному процесі буде отримана робота, рівна убутку ексергії», - в яких використані терміни ексергія системи і енергія системи, слід згадати про умовності віднесення цих термодинамічних величин до функцій стану, т. е. до характеристиками не процесу, а систем.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коли параметри робочого тіла такі ж, як у довкілля і термодинамічний процес неможливий, ексергія робочого тіла, що розглядається як умовна функція стану, дорівнює нулю. Ексергія може бути отримана лише від авторів з параметрами, відмінними від параметрів навколишнього середовища, ексергія якої завжди дорівнює нулю: ніякими методами не можна змусити навколишнє середовище здійснювати роботу.

Для промислових установок в якості навколишнього середовища зазвичай приймають атмосферне повітря. Для установок, що працюють на відкритому повітрі, температура якого залежить від часу доби і пори року, необхідно або виконувати розрахунки для різних періодів, або брати якусь усереднену температуру навколишнього середовища.

Поняття анергії як умовної функції стану допомагає усвідомити той факт, що об'єктивно існує «марна» енергія (внутрішня енергія навколишнього середовища і внутрішня енергія систем, що знаходяться в рівновазі з навколишнім середовищем). Перехід ексергії в анергію супроводжує всякий нерівноважний процес (дисипація енергії). Зворотний перехід анергії в ексергію неможливий, тому всі спроби практичного використання анергії - створення вічного двигуна другого роду - приречені на невдачу. Для отримання ексергії необхідні природні ресурси і обладнання. Для реалізації технічних процесів потрібні витрати ексергії. Тому ексергія завжди має певну вартість. Анергія ж в навколишньому середовищі є в практично необмеженій кількості, безкоштовна, але її цінність нульова. Розуміння суті анергії дозволяє при вирішенні практичних завдань виключити з розгляду системи, функціонування яких засноване на використанні анергії.

Ексергетичний аналіз. Моделювання енергії та ексергії. Основна ідея ексергетичного аналізу полягає в використанні при аналізі технічних систем крім енергії додаткового показника - ексергії: порівняння фактично досконалої роботи з ексергією процесу дозволяє судити про ефективність використання енергії в тепловій машині. Чим ближче енергетичні показники реального нерівноважного процесу до ексергії процесу, тим більш досконалий процес і тим складніше збільшити його ефективність.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ексергетичний аналіз, що враховує втрати від нерівноважності процесів в системі, дозволяє виконати як відносну, так і абсолютну оцінку ступеня термодинамічної досконалості застосовуваних технологій в порівнянні з аналізом, заснованому на енергетичному ККД. Ексергетичний аналіз є теоретичною базою енергозбереження, оскільки дає можливість просто і наочно визначати ступінь досконалості процесу і джерела втрат через нерівноважності у всіляких установках, а ексергетичні показники легко можуть бути пов'язані з техніко-економічними. Прийнято вважати, що при виборі основних принципів процесу можна виявити джерела 40% втрат енергії, при проектуванні - ще 40%. Таким чином, приблизно на 80% втрат на етапі виробництва впливати вже неможливо. Саме тому ексергетичний аналіз має особливо велике значення на стадіях ескізної опрацювання та проектування системи.

Ексергетичний аналіз не виключає енергетичного, заснованого на складанні балансу енергії, а доповнює його. Ексергетичний аналіз призводить, природно, до тих самих результатів, що і розгляд завдання будь-яким іншим термодинамічним методом, наприклад за допомогою ентропії (ентропійний аналіз), але більш наочний з інженерної точки зору. Одна з основних переваг ексергетичного методу полягає в тому, що він дозволяє судити про ступінь досконалості процесів, що протікають всередині теплообмінника або хімічного реактора, по зовнішній характеристиці - різниці ексергії на вході і виході апарату.

Використовувані в ексергетичній аналізі терміни «втрата енергії» і «втрата ексергії» мають принципово різний зміст: перший означає неможливість використання енергії для досягнення конкретної мети, другий - повне зникнення ексергії, пов'язане з розсіюванням енергії.

Ексергетичний аналіз найбільш корисний в тих випадках, коли на перший план виступають термічні процеси, наприклад при аналізі енергозберігаючих технологій та оцінці теплотехнічної ефективності технології використання палива. У той же час не для кожної технічної задачі існує потреба в ексергетичній аналізі. Так, при використанні енергії для технологічних потреб (випарювання, плавки металу і т. д.). Ексергія теплоносія не має прямого значення. Для аналізу квазіста-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

тичних процесів ексергетичний аналіз, що враховує втрати від нерівноважності, природно, не застосовують.

Моделювання енергії та ексергії. Для ефективного та ефективного використання палива важливо врахувати якість та кількість енергії, яка використовується для досягнення поставленої мети. У зв'язку з цим перший закон термодинаміки стосується кількості енергії і стверджує, що енергію неможливо створити або знищити, тоді як другий закон термодинаміки стосується якості енергії, тобто стосується якості енергії, зміни, деградація енергії в процесі, генерування ентропії та втрачені можливості виконувати роботу. Більш конкретно, перший закон термодинаміки стосується лише величини енергії, не враховуючи її якості; з іншого боку, другий закон термодинаміки стверджує, що енергія має як якість, так і кількість. За якістю це означає здатність або робочий потенціал певного джерела енергії, що має певну кількість енергії, викликати зміни, тобто кількість енергії, яка може бути вилучена як корисна робота, що називається ексергією. Ефективність першого та другого законів часто називають відповідно енергетичною та ексергійною. Очікується, що ефективність ексергії зазвичай нижча, ніж енергетична ефективність, оскільки незворотність процесу руйнує частину вхідних ексергій. Ексергія - це вираз для втрати доступної енергії внаслідок створення ентропії в незворотних системах або процесах. Втрати ексергії в системі або компоненті визначаються множенням абсолютної температури навколишнього середовища на збільшення ентропії. Ентропія - це відношення теплоти, поглиненої речовиною, до абсолютної температури, при якій вона була додана. Поки енергія зберігається, ексергія накопичується.

Аналіз навантажень забезпечує метод оцінки максимальної роботи, яку можна витягти з речовини щодо еталонного стану (тобто мертвого стану). Цей референтний стан є довільним, але для земного перетворення енергії концепція ексергії є найефективнішою, якщо вона вибрана для відображення навколишнього середовища на поверхні Землі. Різні форми ексергії зумовлені випадковим тепловим рухом, кінетичною енергією, потенційною енергією, пов'язаною з оновлюючою силою, або концентрацією видів відносно еталонного стану. Для того, щоб встановити, скільки робочого потенціалу містить ресурс, необхідно порівняти його із

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

станом, який має нульовий потенціал роботи. Рівноважне середовище, яке не може пройти процес перетворення енергії для отримання роботи, є технічно правильним кандидатом для еталонного стану.

Слід зазначити, що ексергія завжди оцінюється щодо еталонного середовища (тобто мертвого стану). Коли система знаходиться в рівновазі з навколишнім середовищем, стан системи називається мертвим станом через те, що ексергія дорівнює нулю. У мертвому стані виконуються умови механічної, теплової та хімічної рівноваги між системою та навколишнім середовищем: тиск, температура та хімічний потенціал системи дорівнюють потенціалу середовища відповідно. Крім того, система не має руху або висоти відносно координат у навколишньому середовищі. За цих умов не існує ні можливості спонтанних змін в системі чи навколишньому середовищі, ні взаємодії між ними. Значення ексергії дорівнює нулю. Можна виділити інший тип рівноваги між системою та середовищем. Це обмежена форма рівноваги, де мають бути виконані лише умови механічної та теплової рівноваги (термомеханічна рівновага). Такий стан називається обмеженим мертвим станом. При обмеженому мертвому стані вважається, що фіксована кількість розглянутої речовини герметично закривається в оболонку, непроникну для масового потоку, з нульовою швидкістю і висотою відносно координат у навколишньому середовищі, а також при температурі T_0 і тиску P_0 , часто прийнятих як 25 °C і 1 атм.

2.2 Тепловий розрахунок

Параметри знятих з діаграми зводимо до таблиць 2.1, 2.2

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

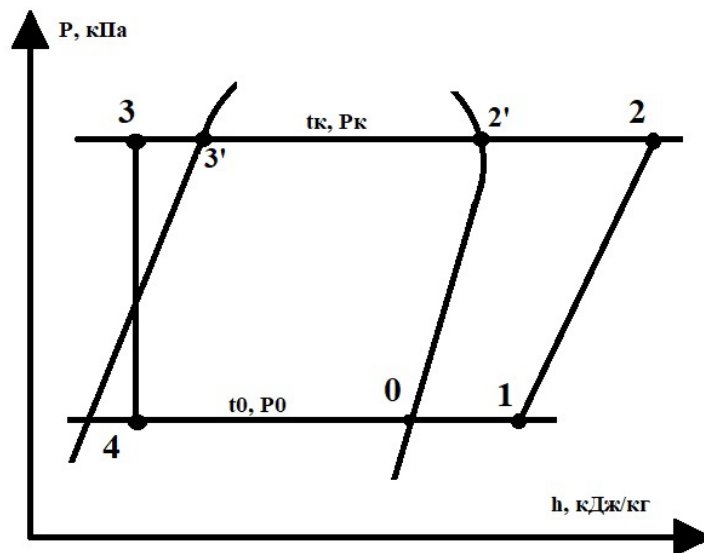


Рис 2.1 Цикл на «lgPi» – діаграмі з: $t_0 = -5^\circ\text{C}$ (R134a)

Таблиця 2.1 Параметри вузлових точок з $t_0 = -5^\circ\text{C}$ (R134a)

Номер точки	Параметри			
	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	$V, \text{м}^3/\text{кг}$
0	-5	2,43	395	-
1	5	2,43	403	0,086
2	55	10,15	435	0,021
2'	40	10,15	418	0,019
3	35	10,15	248	-
3'	40	10,15	256	-
4	-5	2,43	248	-

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 403 - 248 = 155 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

(2.1)

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{155}{0,086} = 1802 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right) \quad (2.2)$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$w = h_2 - h_1 = 435 - 403 = 32 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (2.3)$$

Питоме тепло відведене в конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3 = 435 - 248 = 187 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (2.4)$$

Масова витрата пару:

$$M_a = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{15}{155} = 0,096 \text{ (м}^3/\text{с)}$$

(2.5)

де Q_o – навантаження на компресор з обліком витрат, кВт

Дійсна об'ємна подача:

$$V_d = M_a * v_1 = 0,096 * 0,086 = 0,0082 \text{ (м}^3/\text{с)}$$

(2.6)

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_c * \lambda_w = 0,95 * 0,78 = 0,74 \quad (2.7)$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \left[\left(\frac{10,15}{2,43} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,95$$

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{268 + 10}{1,12 * 313 + 0,5 * 10} = 0,78$$

Теоретична об'ємна подача:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0082}{0,74} = 0,011 \text{ (м}^3/\text{с)} \quad (2.8)$$

Адіабатна потужність:

$$N_a = M_a * w = 0,096 * 32 = 3,072 \text{ (кВт)} \quad (2.9)$$

Індикаторна потужність:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{3,072}{0,76} = 4,04 \text{ (м}^3/\text{с)} \quad (2.10)$$

Індикаторний КПД компресора:

$$\eta_i = \lambda_w + \beta * t_0 = 0,78 + 0,0025 * (-5) = 0,76$$

(2.11)

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h * P_{тр} = 0,011 * 50 = 0,55 \text{ (кВт)}$$

(2.12)

Ефективна потужність:

$$N_e = N_{тр} + N_i = 0,55 + 4,04 = 4,59 \text{ (кВт)} \quad (2.13)$$

Електрична потужність:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{N_{ел.дв}} = \frac{4,59}{0,9} = 5,1 \text{ (кВт)} \quad (2.14)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор.}} = \frac{q_0}{w} = \frac{155}{32} = 4,84 \quad (2.15)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{COP}_{\text{карно}} = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{268}{313 - 268} = 5,95 \quad (2.16)$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор.}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор.}}}{\text{COP}_{\text{карно}}} = \frac{4,84}{5,95} = 0,81 \quad (2.17)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн.}} = \frac{Q_0}{Ne} = \frac{15}{4,59} = 3,26 \quad (2.18)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн.}} = \frac{\text{COP}_{\text{дійсн.}}}{\text{COP}_{\text{карно}}} = \frac{3,26}{5,95} = 0,54 \quad (2.19)$$

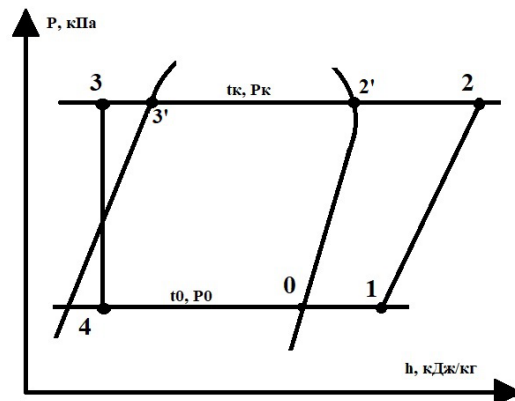


Рис 2.2 Цикл на «lgPi» – діаграмі з: $t_0 = -5 \text{ °C}$ (R600a)

Таблиця 2.2 Параметри вузлових точок з $t_0 = -5 \text{ °C}$ (R600a - ізобутан)

Номер точки	Параметри			
	t, °C	P, МПа	h, кДж/кг	V, м³/кг
0	-5	1,314	548	-
1	5	1,314	565	0,29
2	45	5,348	620	0,07
2'	40	5,348	610	0,07
3	35	5,348	282	-
3'	40	5,348	295	-
4	-5	1,314	282	-

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 565 - 282 = 283 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

(2.20)

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{283}{0,29} = 975 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right) \quad (2.21)$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$w = h_2 - h_1 = 620 - 565 = 55 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (2.22)$$

Питоме тепло відведене в конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3 = 620 - 282 = 338 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (2.23)$$

Масова витрата пару:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{15}{283} = 0,05 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (2.24)$$

де Q_0 – навантаження на компресор з обліком витрат, кВт

Дійсна об'ємна подача:

$$V_d = M_a * v_1 = 0,05 * 0,29 = 0,0145 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (2.25)$$

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = \lambda_c * \lambda_w = 0,95 * 0,78 = 0,74 \quad (2.26)$$

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \left[\left(\frac{5,348}{1,314} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,95$$

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{268 + 10}{1,12 * 313 + 0,5 * 10} = 0,78$$

Теоретична об'ємна подача:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,0145}{0,74} = 0,019 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (2.27)$$

Адіабатна потужність:

$$N_a = M_a * w = 0,05 * 55 = 2,75 \text{ (кВт)} \quad (2.28)$$

Індикаторна потужність:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{2,75}{0,76} = 3,61 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (2.29)$$

Індикаторний КПД компресора:

$$\eta_i = \lambda_w + \beta * t_0 = 0,78 + 0,0025 * (-5) = 0,76 \quad (2.30)$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h * P_{тр} = 0,019 * 50 = 0,95 \text{ (кВт)} \quad (2.31)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність:

$$N_e = N_{тр} + N_i = 0,95 + 3,61 = 4,56 \text{ (кВт)} \quad (2.32)$$

Електрична потужність:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{N_{ел,дв}} = \frac{4,56}{0,9} = 5,06 \text{ (кВт)} \quad (2.33)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{теор.} = \frac{q_0}{w} = \frac{283}{55} = 5,14 \quad (2.34)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно} = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{268}{313 - 268} = 5,95 \quad (2.35)$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{стс}^{теор.} = \frac{COP_{теор.}}{COP_{карно}} = \frac{5,14}{5,95} = 0,86 \quad (2.36)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{дійсн.} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{15}{4,56} = 3,28 \quad (2.37)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{стс}^{дійсн.} = \frac{COP_{дійсн.}}{COP_{карно}} = \frac{3,28}{5,95} = 0,55 \quad (2.38)$$

Висновок

Оскільки дійсна ступінь термодинамічної досконалості R134a = 0,54 (2.19) і при тих же умовах, у R600a вона дорівнює 0,55 (2.38) та за інших експлуатаційних переваг ізобутану перед R134a можна дійти до висновку, що в подальшому, в системі, треба використовувати саме R600a.

Маса холодоагенту, що знаходиться в агрегаті при використанні ізобутану, значно скорочується (приблизно на 30%). Установки з R600a характеризуються меншим рівнем шуму через низький тиск в робочому контурі холодоагенту. Будучи природним газом, він не руйнує озоновий шар і не сприяє появі парникового ефекту. За цими характеристиками R600a має значну перевагу перед фреоном R134a. Але ремонт і обслуговування буде дорожче в порівнянні з агрегатом на R134a. Справа в тому, що R600a вибухонебезпечний і робота з ним обходиться дорожче, дорожче сам газ і компресори, призначені для роботи на ньому. Але

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

крім відмінностей за характеристиками - пропан є неочищеним від домішок та вологи, що скоротить термін експлуатації установки.

2.3 Визначення ексергетичних втрат в елементах ТН при застосуванні в теплицях.

Значення питомих ексергій РТ в характерних точках термодинамічної циклу ТН можуть бути визначені за відомою формулою Гюї-Стодоли:

$$e_i = h_i - h_{oc} - T_{oc}(S_i - S_{oc}) \quad (2.39)$$

де: T_{oc} , h_{oc} і S_{oc} – відповідно температура, ентальпія і ентропія робочого тіла в умовах навколишнього середовища; h_i , S_i – відповідно ентальпія і ексергія РТ в характерних точках термодинамічної циклу. Значення термодинамічних властивостей і ексергії РТ для цих точок, розрахованих згідно (2.39) дані для умов нашої задачі в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 Параметри РТ в характерних точках циклу для R-134a

Точка	Тиск, МПа	Температура, °К (°С)	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/кг	Ексергія, кДж/кг
1	0,2722	271 (-2)	396,04	1,7231	21,23
2	0,2722	285 (+12)	408,77	1,7689	21,43
3*	1,9777	358 (+85)	453,00	1,7689	65,66
3	1,9777	367(+94)	463,45	1,7978	68,16
4*	1,9777	340(+67)	427,81	1,6967	60,31
4	1,9777	340(+67)	299,12	1,3183	35,61
5	1,9777	289,8 (+16,8)	222,77	1,0803	24,67
6	1,9777	280,5(+7,5)	210,07	1,0361	24,11
7	0,2722	271 (-2)	210,07	1,0372	23,81
8	0,2722	271(-2)	197,37	0,9904	23,97

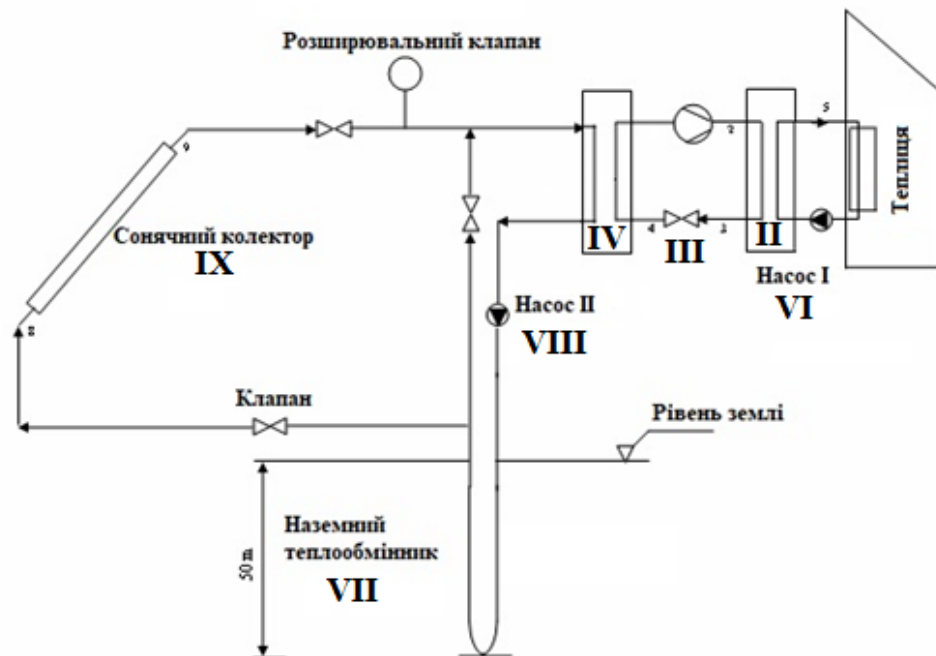


Рис 2.3 Схема системи тепличного насоса із ТН і сонячним нагріванням (SAGSHPGHS).

Принципова схема установки проілюстрована на рисунку 2.3. Ця система в основному складається з трьох окремих контурів: (I) наземний муфтовий контур із сонячним колектором (контур розсолу або контур води-антифризу), (II) контур холодоагенту (або оборотний цикл стиснення пари) та (III) контур фанкойла для опалення теплиці (водяний контур).

Моделювання. Точний аналіз може бути здійснений шляхом оцінки ексергії, зруйнованої для кожного окремого компонента системи. У таблиці 2.3 перераховані рівняння балансу енергії та ексергії для компонентів SAGSHPGHS (Система тепличного насоса із сонячним нагріванням за допомогою наземного джерела). Ці рівняння балансу ексергії використовуються для визначення швидкості зменшення ексергії, швидкості незворотності та ефективності ексергії.

У цьому дослідженні обмеженим мертвим станом було прийнято стан навколишнього середовища, при якому температура та атмосферний тиск становлять 10,93 ° C та 101,325 кПа відповідно, що були значеннями, вимірними на момент отримання даних SAGSHPGHS. Результати коефіцієнта ексергії, вказують на те, що компресор збільшує швидкість ексергії завдяки своїй робочій потужності, тоді як усі інші компоненти призводять до зменшення швидкості ексергії через їх незворотність. Коефіцієнти нагрівання робочих характеристик ТН агрегату із

					KPM.XYKP.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

землею та загальної системи розраховані на 2,64 та 2,38 відповідно. Значення ефективності ексергії для всієї системи становить 67,7%. Причини руйнування ексергії в системі включають компресор, теплицю, теплообмінник (наземний теплообмінник, конденсатор та випарник), циркуляційні насоси та втрати сонячного колектора. Втрати в монтажно-компресорному вузлі обумовлені електричною, механічною та ізентропною ефективністю та підкреслюють необхідність приділяти пильну увагу вибору цього типу обладнання, оскільки компоненти з нижчими характеристиками можуть значно знизити загальну продуктивність системи. Друга за величиною незворотність в установці GSHP обумовлена конденсатором. Частково це пов'язано з великим ступенем перегріву, досягнутим в кінці процесу стиснення, що призводить до великих різниць температур, пов'язаних з початковою фазою теплопередачі. Третя за величиною незворотність знаходиться в капілярній трубці через перепад тиску холодоагенту, що проходить через неї. Крім того, випарник має найменшу незворотність на основі циклу теплового насоса.

Висновок

Основні висновки, зроблені в рамках цього дослідження, наведені нижче:

- Показано, що показники ефективності ексергії для установки GSHP - 71,8% і всієї системи - 67,7%, відповідно;
- Найбільша незворотність на системній основі має місце в парниковому фанкойлі, за яким слідують компресор, конденсатор, розширювальний клапан та випарник. Крім цього, інші компоненти системи мають відносно низький вплив на загальну ефективність всієї системи;
- Результати показують, що одновалентна робота центрального опалення (незалежно від будь-якої іншої системи опалення) не може покрити загальні тепловтрати теплиці, якщо температура навколишнього середовища дуже низька. Двовалентна операція (в поєднанні з іншою системою опалення) пропонується як найкраще рішення, якщо нагрівання пікового навантаження можна легко контролювати;
- Очікується, що це дослідження допоможе інженерам та дослідникам у проектуванні, експлуатації та моделюванні систем GSHP з точки зору ексергетичних оцінок.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Рівняння балансу енергії та ексергії для компонентів SAGSHPGHS

№	Рівняння	Описи
1	$\dot{E}x_{dest,comp} = \dot{m}_{ref}(\Psi_1 - \Psi_2) + \dot{W}_{comp}$	Ексергія, знищена (незворотність) компресором
2	$\dot{E}x_{dest,cond} = \dot{m}_{ref}(\Psi_2 - \Psi_3) + \dot{m}_{wa}(\Psi_6 - \Psi_5)$	Ексергія, знищена конденсатором
3	$\dot{E}x_{dest,valve} = \dot{m}_{ref}(\Psi_3 - \Psi_4)$	Навантаження знищено розширювальним клапаном
4	$\dot{E}x_{dest,evap} = \dot{m}_{ref}(\Psi_4 - \Psi_1) + \dot{m}_{wa}(\Psi_9 - \Psi_7)$	Ексергія, знищена випарником

Компресор. В даному термодинамічному циклі на вході до КМ підводяться два потоки ексергії: зовнішній у вигляді механічної енергії $N_{Мех}$ від електроприводу ПР і ексергія потоку всмоктуваного пара РТ e_2 , а на виході - відводиться ексергія компримованого пара e_3 . Значення ексергії у вигляді механічної роботи на вході в компресор, яка передається від приводу на вал К, можна визначити як:

$$\dot{E}x_{dest,comp} = \dot{m}_{ref} * (\Psi_1 - \Psi_2) + \dot{W}_{comp} \quad (2.40)$$

Втрати ексергії в компресорі (внутрішні втрати):

$$d_{KM} = e_{KM}^{BX}(e_3 - e_2) = 54,66 - (68,16 - 21,43) = 7,93 \text{ кДж/кг} = 0,138 e_{BX} \quad (2.41)$$

Загальні втрати ексергії в конденсаторі:

$$\dot{E}x_{dest,cond} = \dot{m}_{ref} * (\Psi_2 - \Psi_3) + \dot{m}_{wa}(\Psi_6 - \Psi_5) \quad (2.42)$$

$$d_K = e_m - e_{K2} = 32,55 - 27,41 = 5,14 \text{ кДж/кг} = 0,089 e_{BX}$$

Втрату ексергією в процесі регенеративного теплообміну:

$$\dot{E}x_{dest,valve} = \dot{m}_{ref} * (\Psi_3 - \Psi_4) \quad (2.43)$$

$$d_{mp} = e_{TP1} - e_{TP2} = 0,56 - 0,2 = 0,36 \text{ кДж/кг} = 0,006 e_{BX}$$

Втрата ексергії у випарнику:

$$\dot{E}x_{dest,evap} = \dot{m}_{ref} * (\Psi_4 - \Psi_1) + \dot{m}_{wa}(\Psi_9 - \Psi_7) \quad (2.44)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$d_u = e_{u2} - e_{u1} = 28,58 - 0 = 2,58 = \text{кДж/кг} = 0,045 e_{\text{вх}}$$

Для загального стаціонарного стану, процесу стаціонарного потоку застосовуються чотири рівняння балансу (маса, енергія, ентропія та ексергія), щоб знайти роботу та теплові взаємодії, швидкість зменшення ексергії, швидкість незворотності, енергетичну та ексергійну ефективність.

Баланси маси, енергії, ентропії та ексергії

Рівняння балансу маси можна виразити у вигляді норми як:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$$

де $\dot{m}$ - масовий витрата, а нижній індекс в означає вхід і вихід на виході.

Загальний енергетичний баланс може бути виражений нижче як загальний обсяг енерговитрат, що дорівнює загальному енерговиходу.

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out}$$

За відсутності електрики, магнетизму, поверхневого натягу та ядерної реакції загальну ексергію системи $\dot{E}_x$ можна розділити на чотири компоненти, а саме фізичну ексергію $\dot{E}_x^{PH}$, кінетичну ексергію $\dot{E}_x^{KN}$, потенційна ексергія $\dot{E}_x^{PT}$ та хімічна ексергія $\dot{E}_x^{CH}$.

$$\dot{E}_x = \dot{E}_x^{PH} + \dot{E}_x^{KN} + \dot{E}_x^{PT} + \dot{E}_x^{CH}$$

Хоча ексергія - велика властивість, часто зручно працювати з нею на одиницю маси або молярну основу. Повна питома ексергія на масовій основі може бути записана наступним чином:

$$e_x = e_x^{PH} + e_x^{KN} + e_x^{PT} + e_x^{CH}$$

Загальний баланс ексергії можна записати так:

$$\sum \dot{E}_{x_{dest}} = \sum \dot{E}_{x_{in}} - \sum \dot{E}_{x_{out}}$$

або

$$\sum \dot{E}_{x_{dest}} = \sum \dot{E}_{x_{heat}} - \sum \dot{E}_{x_{work}} + \sum \dot{E}_{x_{mass,in}} - \sum \dot{E}_{x_{mass,out}}$$

з

$$\sum \dot{E}_{x_{heat}} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) * \dot{Q}_k$$

$$\sum \dot{E}_{x_{work}} = \dot{W}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sum \dot{E}x_{mass,in} = \sum \dot{m}_{out} * \Psi_{out}$$

$$\sum \dot{E}x_{mass,out} = \sum \dot{m}_{out} * \Psi_{out}$$

де $\dot{Q}_k$ - швидкість теплопередачі через межу при температурі T_k в місці k , а $\dot{W}$ - швидкість роботи.

Поточна (питома) ексергія розраховується наступним чином:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

де h - ентальпія, s - ентропія, а індекс нуля вказує властивості в обмеженому мертвому стані P_0 і T_0 .

Форма ставки залишку ентропії може бути виражена як:

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = 0$$

де швидкості передачі ентропії тепла, що передається зі швидкістю $\dot{Q}_k$, і масою, що протікає зі швидкістю $\dot{m}$, є $\dot{S}_{heat} = \dot{Q}_k / T_k$ та $\dot{S}_{mass} \dot{m}_s$, відповідно.

Приймаючи позитивний напрямок теплопередачі до системи, форма швидкості загального відношення ентропії, наведена в рівнянні (8) можна переставити, щоб дати:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in} - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

Крім того, зазвичай зручніше спочатку знайти $\dot{S}_{gen}$, а потім оцінити зруйновану ексергію або ступінь незворотності $\dot{I}$ безпосередньо з наступного рівняння, яке називається відношенням Г'юї – Стодоли:

$$\dot{I} = \sum \dot{E}x_{dest} = T_0 * \dot{S}_{gen}$$

Конкретна ексергія (потоків ексергія) нестисливої речовини (тобто води) визначається як:

$$\Psi_w = C \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right)$$

Загальний потік ексергії повітря розраховується з:

$$\begin{aligned} \Psi_{a,t} = & (C_{p,a} + \omega C_{p,v}) T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + (1 + 1,6078\omega) R_a T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \\ & + R_a T_0 \left\{ \frac{(1 + 1,6078\omega) \ln[(1 + 1,6078\omega)]}{(1 + 1,6078\omega) + 1,6078\omega \ln(\omega/\omega_0)} \right\} \end{aligned}$$

де питома відношення вологості

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$\omega = \dot{m}_v / \dot{m}_a$$

Вважаючи повітря ідеальним газом, питома фізична напруга повітря обчислюється за наступним співвідношенням:

$$\Psi_{a,per} = C_{p,a} \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a T_0 \ln \left(P / P_0 \right)$$

Ефективність використання енергії та ексергії. Дуже корисно визначати ефективність на основі ексергії. У той час як у літературі не існує стандартного набору визначень, як правило, використовуються два різні підходи - один називається «грубою силою», а інший – «функціональним».

○ Ефективність ексергії «грубої сили» для будь-якої системи визначається як відношення суми всіх вихідних ексергійних термінів до суми всіх вхідних ексергійних членів.

○ «Функціональна» ефективність ексергії для будь-якої системи визначається як відношення ексергії, пов'язаної з бажаною енергетичною віддачею, до ексергії, пов'язаної з енергією, витраченою на досягнення бажаної віддачі.

Тут подібним чином ефективність ексергії визначається як відношення загального виходу ексергії до загального введення ексергії, тобто:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{output}}{\dot{E}x_{input}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest}}{\dot{E}x_{input}}$$

Визначення грубої сили можна застосовувати прямолінійно, незалежно від природи компонента, як тільки будуть визначені всі потоки ексергії. Однак функціональне визначення вимагає судження та чіткого розуміння призначення розглянутої системи, перш ніж можна сформулювати робоче рівняння ефективності.

Потенціал для фізичного вдосконалення. Максимальне покращення ефективності ексергії для процесу або системи досягається, коли втрати ексергії або незворотність ($\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}$) мінімізовані. Отже, корисно застосовувати концепцію ексергетичного «потенціалу вдосконалення» при аналізі різних процесів або галузей економіки. Цей потенціал поліпшення у формі ставки, що позначається $\dot{I}P$, визначається як:

$$\dot{I}P = (1 - \varepsilon) * (\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out})$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Термодинамічний аналіз RER може також проводитися з використанням таких параметрів:

Коефіцієнт вичерпання палива:

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{F}_T}$$

Відносна незворотність:

$$\chi_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_T}$$

Відсутність продуктивності:

$$\xi_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{P}_T}$$

Ексергетичний фактор:

$$f_i = \frac{\dot{F}_i}{\dot{F}_T}$$

2.4 Оцінка зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії

Аналіз будемо проводити на рівні визначення зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії, що дозволяє визначити величину цих втрат в кожному із складових елементів ТН, їх питома вага в загальній сумі втрат і на підставі цього визначити послідовність і доцільність можливих поліпшень в конструкції для різних режимів роботи ТН. Втрати ексергії по окремих елементах проводимо послідовно у напрямку руху потоку ексергії на вході в приводний агрегат компресора.

Вибір параметрів навколишнього середовища. Відносно вибору температури навколишнього середовища T_{oc} для оцінки ексергетичної ефективності термотрансформаторов (холодильних машин, теплових насосів і пристроїв для одночасного вироблення тепла і холоду) в літературі існують різні підходи. Передбачається, то конкретне значення T_{oc} не впливає на кінцеві результати порівняльних розрахунків.

При аналізі енергетичних процесів приймають такі параметри навколишнього середовища: $T_{oc} = 298^\circ\text{K}$ ($+20^\circ\text{C}$) і тиск $P_{oc} = 0,1$ МПа.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

При аналізі термодинамічних циклів в якості температури навколишнього середовища в роботі була використана температура кипіння РТ в випарнику, як зручний рівень для розрахунку ексергетичної ефективності низькотемпературних технічних систем. У нашому випадку в якості параметрів навколишнього середовища прийняті параметри теплоносія тепловіддавача S, наприклад озера або водойми, в зимовий період часу:

Оцінка власних і технічних втрат ексергії. Аналіз ексергетичних втрат дає тільки загальне уявлення про термодинамічної ефективності циклу ТН, на підставі якого можна зробити висновок про внесок того чи іншого елемента ТН в ефективність перетворення потоків енергії. Для прийняття практичних рішень щодо зменшення ексергетичної втрат в елементах і в машині в цілому необхідно мати інформацію про власні і технічних втрати ексергії в кожному з елементів, а також можливих межах їх зменшення. Як власних втрат ексергії традиційно розглядають втрати, нерозривно пов'язані з фізичною природою конкретного термодинамічної процесу.

Наприклад, власними є дросельні втрати, а також втрати, зумовлені нагріванням робочого тіла від гарячих поверхонь клапанів і стінок циліндра поршневого компресора. До технічних втрат в ТН можна, наприклад, віднести втрати ексергії, пов'язані з теплообміном при кінцевих різницях температур, гідравлічні, через теплоізоляцію, пов'язані з наявністю мертвого простору і нещільності в циліндрах компресора. Поелементний аналіз власних і технічних втрат дозволяє в кінцевому підсумку позначити шляхи і межі зниження ексергетичних втрат в цілому по всій теплової машині. Продовжимо дослідження в цьому напрямку, прийнявши за основу розглянутий вище приклад для R-134a.

Для поділу внутрішніх втрат на власні і технічні введемо наступні елементи ідеалізації в термодинамічний цикл ТН:

1. Припускаємо відсутність кінцевих різниць температур в зоні конденсації в конденсаторі (процес 4 -4) і випаровування РТ в випарнику (процес 1-7), тобто:

$$\Delta T_K = T_K - T_{W2} = 0,0 \text{ } ^\circ\text{K та } \Delta T_B = T_{S2} - T_0 = 0,0 \text{ } ^\circ\text{K.}$$

2. Кінцеві різниці температур в зоні нагріву парів робочого тіла конденсатором в регенеративної теплообміннику (процеси 1-2 і 5-6) відсутні, тобто:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta T_{\text{рт}} = 0,0 \text{ }^{\circ}\text{K}.$$

3. Кінцеві різниці температур в зоні нагріву теплоносія теплоприймача в охолоджувачі конденсату (процес 4-5) - відсутні ($\Delta T_{\text{ок}} = 0,0^{\circ}\text{K}$)

4. Теплові еквіваленти тепла середовищ, які обмінюються в випарнику, конденсаторі, охолоджувачі конденсату та регенеративної теплообміннику зберігаються такими ж, як у попередньому аналізі термодинамічної ефективності.

5. У всіх елементах ТН відсутні гідравлічні втрати і втрати в навколишнє середовище через теплоізоляцію.

6. В циліндрах компресора відсутні мертве простір, тертя і втрати тиску, тобто дотримуються умови: $\lambda_{\text{пл}} = 1,0$; $\lambda_{\text{с}} = 1,0$; $\Omega = 1,0$; $\text{с} = 0,0$. Але при цьому $\lambda_{\text{w}} = T_2/T_{\text{к}} < 1,0$, що обумовлено неізотермічних процесу стиснення.

Така ідеалізація дозволяє визначити власні втрати ексергії в кожному з елементів, на підставі яких можуть бути визначені технічні втрати за формулою:

$$d^{\text{T}}_i = d_i - d^{\text{с}}_i$$

де d_i , $d^{\text{с}}_i$ и d^{T}_i - відповідно загальні, власні та технічні втрати ексергії в і-тому елементі.

На підставі отриманих значень $d^{\text{с}}_i$ и d^{T}_i , можна визначити для кожного з елементів граничне значення ексергетичного ККД:

$$\eta^{\text{пред}}_{\text{ei}} = (e^{\text{вх}}_i - d^{\text{с}}_i) / e^{\text{вх}}_i$$

3. Аналітична частина.

3.1 Оцінка продуктивності гібридної сонячно-геотермальної системи кондиціонування для приміщень.

Споживання енергії для приміщень становить майже одну третину світового первинного попиту на енергію, в той час як воно швидко зростає завдяки зростанню населення та вдосконаленню стандартів життя людини. В даний час більшість необхідної енергії в цьому секторі забезпечується високотемпературними джерелами для задоволення потреб у низькотемпературному опаленні. Ці енергетичні кризи, крім деградації навколишнього середовища на землі, глобального потепління та виснаження природних ресурсів, спонукали дослідників дослідити можливість використання екологічно безпечних енергетичних ресурсів для керування системами з низькою ексергією, тобто сонячними системами, наземними теплообмінниками тощо, з робочою температурою, близькою до температури навколишнього середовища. Системи з низькою ексергією - це системи кондиціонування, які використовують низькоякісну енергію стійких джерел для забезпечення ефектів нагрівання та охолодження при температурі, близькій до кімнатної.

Як перспективний підхід до енергозбереження, ТН можуть поєднуватися з відновлюваними джерелами енергії, забезпечуючи систему охолодження та опалення з низькою ексергією. Серед відновлюваних джерел геотермальні, вітрові та сонячні енергії є більш придатними для стійких будівель. Більшість досліджень та розробок систем на основі відновлюваних джерел енергії для житлових приміщень проводяться для забезпечення гарячої води, опалення, охолодження та вентиляції за допомогою ТН або парових енергетичних циклів. Наземні ТН (GSHP - Ground Source Heat Pump, тобто - тепловий насос наземного джерела), інтегровані з певними типами низькотемпературних розподільчих систем, були визнані найбільш ефективною та екологічно чистою технологією нагрівання та охолодження для різних кліматичних умов. Ці системи є енергоефективними та спроектовані на основі відносно постійних температур землі для подачі опалення взимку та охолодження влітку. Вертикальні замкнуті системи є найбільш ефективною, хоча і найдорожчою конфігурацією, оскільки рівень надр підвищується і стабілізується з глибиною. Інтеграція наземних теплових насосів з PV-системою - є перспектив-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ним варіантом постачання електроенергії, гарячої води та ефектів опалення та охолодження для позамережєвих громад та віддалених районів.

Проводиться аналіз ексергії, щоб дослідити ефективність інтегрованої системи PV-GSHP для опалення та охолодження приміщень віддаленої будівлі (рис. 3.1). Необхідна площа панелей SPV та необхідна довжина GSHP розраховані для гібридної системи кондиціонування повітря у будівлі у віддаленій зоні. Передбачається, що будівельна структура ідентична для всіх кліматичних досліджень; однак охолоджуючі та нагрівальні навантаження, сонячне опромінення та температура глибини ґрунту - різні. Аналіз базується на середньомісячних енергетичних потребах будівлі. Передбачається, що тепло і електроенергія можуть зберігатися вдень.

Проводиться аналіз енергії, ексергії та стійкості для оцінки доцільності використання сонячного теплового насоса із землею (GSHP) для цілей кондиціонування. Нагрівальне та охолоджуюче навантаження. На рисунку 3.1 представлений схематичний вигляд приміщення та сонячного геотермального теплового насоса. Потреби в опаленні, охолодженні та гарячій воді в будівлі розраховуються, виходячи з умов зовнішнього проектування кожного міста щогодини.

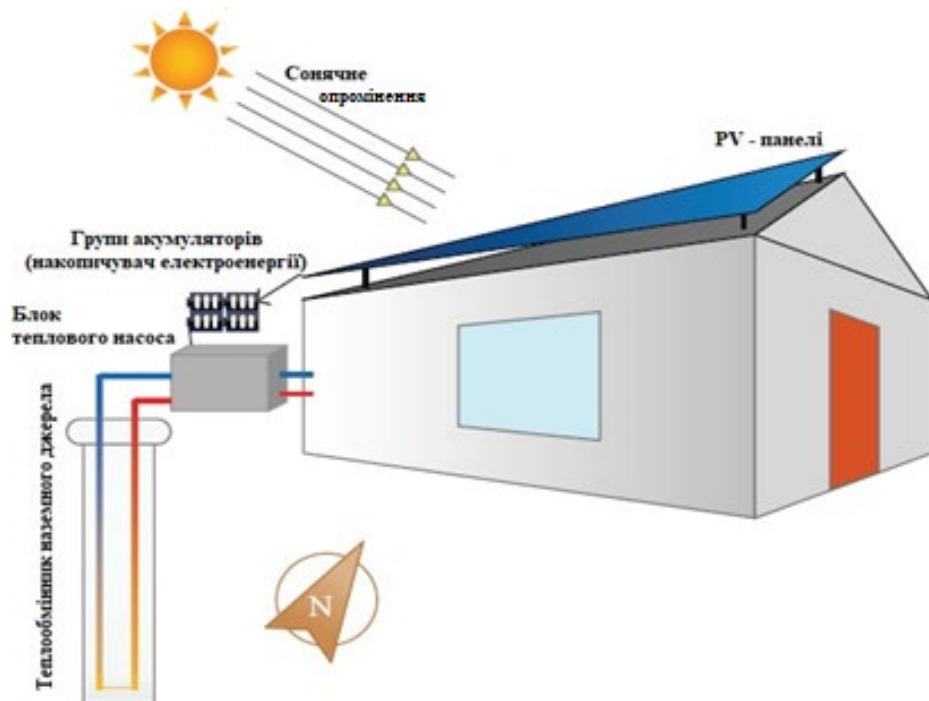


Рис 3.1 Схематичний вигляд сонячної системи.

Ексергетичний та енергетичний аналіз. Для розрахунку енергії та ексергії потоків розглядаються наступні припущення:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

- Усі процеси є стабільними;
- Потенційна та кінетична енергія потоків незначна, і ніяких хімічних реакцій не існує;
- Механічна та електрична ефективність компресора становлять відповідно 80% та 70%;
- Повітря - ідеальний газ, а його питома теплоємність є постійною;
- Термодинамічні властивості води, повітря та R-134a розраховуються за допомогою програмного забезпечення EES;
- Розрахунки масового потоку проводяться за допомогою програмного забезпечення EES.

Тепловий насос наземного джерела. На підставі вищезазначених припущень застосовуються рівняння балансу маси, енергії та ексергії, щоб знайти вихідну потужність, коефіцієнт приросту тепла, швидкість руйнування ексергії, а також ефективність енергії та ексергії.

$$\frac{d}{dt}(M_{CV}) = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m},$$

$$\frac{d}{dt}(E_{CV}) = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h,$$

$$\frac{d}{dt}(\Phi_{CV}) = \left[\sum \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \right] + \left[\dot{W} + P_0 \frac{d}{dt} (V_{CV}) \right] + \sum_{in} \dot{m}\Psi - \sum_{out} \dot{m}\Psi - I_{CV},$$

Де ексергія будь-якого потоку (ψ) визначається як:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Процес теплопередачі у фанкойлі. Швидкість ексергії, що доставляється в приміщення через теплову (Φ_{load} навантаження):

$$\Phi_{load} = Q_{load} \left(1 - \frac{T_0}{T_d} \right)$$

де Q_{load} навантаження - нагрівальне або охолоджувальне навантаження будівлі, а T_d - проектна температура приміщення в приміщенні. Ступінь незворотності в теплообміннику кондиціонера становить:

$$I_{fan-coil} = \Phi_{load} \pm \dot{m}(\Psi_{in} - \Psi_{out})$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Процес стиснення. У гібридному циклі вхідна ексергія, необхідна для процесу стиснення, або в насосах, або в компресорі, подається з фотоелектричної системи з енергоефективністю 15 %. Нехтуючи нагріванням тертям, швидкість необоротно для процесу стиснення становить:

$$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{m}(\Psi_{in} - \Psi_{out})$$

Незворотність через дефіцит перетворення енергії в електродвигунах можна записати як:

$$\dot{I}_{electric\ motor} = \dot{W}_{PV}(1 - \eta_{p,e})$$

Випарник і конденсатор. Баланс потоків ексергії для цього процесу задається:

$$\dot{I}_{CV} = \sum_{in} \dot{m}\Psi - \sum_{out} \dot{m}\Psi$$

Таким чином випарник або конденсатор втрачають ексергію

$$\dot{I}_{e,c} = (\dot{m}_1 \Psi_{1,in} + \dot{m}_2 \Psi_{2,in}) - (\dot{m}_1 \Psi_{1,out} + \dot{m}_2 \Psi_{2,out})$$

Процес дроселювання. Швидкість втрат ексергії $\dot{I}_{cv}$ у дросельному клапані становить:

$$\dot{I}_{tr} = \dot{m}(\Psi_{in} - \Psi_{out})$$

Теплообмінник наземного джерела. Швидкість ексергії, яка витягується з ґрунту Φ_{geo} , становить:

$$\dot{\Phi}_{geo} = \dot{Q}_{geo} \left(1 - \frac{T_0}{T_{geo}} \right)$$

де $\dot{Q}_{geo}$ - тепло, яке обмінюється між землею і робочою рідиною в контурі теплообмінника, а T_{geo} - середня температура землі на певній глибині.

Температура T_{geo} ґрунту є функцією декількох параметрів. Його можна обчислити, використовуючи таке рівняння:

$$T_{geo} = T_{mean} + A' \cos \left(\omega(t - t_0) - \frac{z}{d} \right) * e^{-z/d}$$

де T_{mean} - середньорічна температура (°C);

A' - величина температурної хвилі (°C);

ω - частоту хвилі температури [$2\pi / (365 \times 24$ години)];

t_0 - час найтеплішого дня року (година);

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

z - глибина ґрунту (м);

$d = \sqrt{2\alpha} / \omega$, в якій α - теплопровідність ґрунту (м²/год).

Довжина труби GSHX обчислюється:

$$L_{GSHX} = \frac{\dot{Q}_{load}}{T_{geo} - \overline{T}_{W,G}} * \frac{1}{R_{tot}}$$

де R_{tot} - загальний тепловий опір ґрунту, труб та води, а $\overline{T}_{W,G}$ - середня температура води, що протікає через наземний теплообмінник. Враховуючи фізичні властивості поліетиленових труб, ґрунту та води.

Швидкість руйнування ексергії в процесі теплообміну становить:

$$\dot{I}_{GSHX} = \dot{\Phi}_{geo} + \dot{m}(\Psi_{in} - \Psi_{out})$$

Фотоелектрична система. Сонячне опромінення - це показник того, скільки сонячної енергії можна подати у певному місці.

Фактичне споживання енергії сонячної радіації може бути визначено:

$$\dot{W}_{solar} = A * I_s$$

де I_s - інтенсивність сонячного опромінення;

A - мережа фотоелектричних панелей.

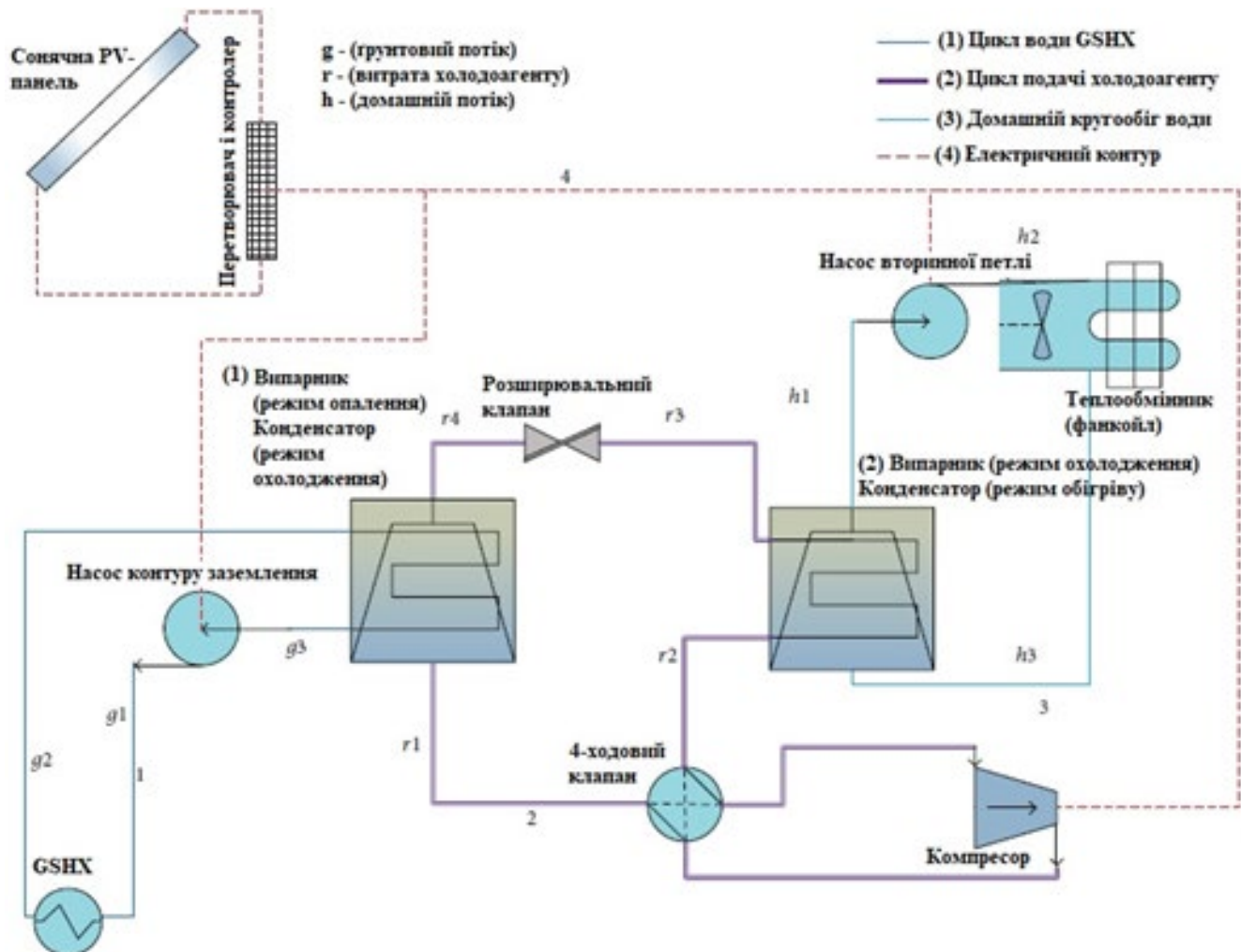


Рис 3.2 Схема потоку інтегрованої сонячної системи GSHP

Опис системи. На рисунку 3.2 показано діаграму потоку інтегрованої сонячної системи GSHP, яка працює як енергосистема поза мережею для приміщення. Складається з трьох основних петель.

Заземлюючий контур подає теплову енергію (в режимі охолодження) до підшарів землі або забирає теплову енергію (в режимі нагрівання) із землі. Циркуляційний насос циркулює воду, як робоча рідина, в контурі (потік 1). Тепло обмінюється із землею через мережу n кількості GSHP із загальною ефективністю $\eta_{g,x}$. Температура землі T_g протягом року майже постійна.

Первинний контур - це в основному холодильний цикл Rankin, який складається з двох теплообмінників із змінними функціями залежно від сезону охолодження або опалення. У режимі нагріву перший теплообмінник приймає тепло від контуру заземлення як випарник, тоді як інший теплообмінник подає тепло до вторинного контуру як конденсатор. У режимі охолодження перший теплообмінник подає тепло до контуру заземлення як конденсатор, а інший відбирає тепло із

вторинного контуру як випарник. Компресор тисне на холодоагент R-134a у первинному контурі. Для перемикання функцій режиму охолодження та нагрівання за допомогою зворотного напрямку потоку холодоагенту використовується 4-ходовий клапан.

Вторинна петля обмінюється теплом через теплообмінник фанкойла з кондиціонованим простором. Насос використовується для циркуляції води через контур. Фотоелектричні системи забезпечують необхідну електричну потужність насосів, компресора та фанкойла. Ця система включає фотоелектричні панелі, перетворювач та батареї. Батареї зберігають вироблену електроенергію фотоелектричною системою в денний час.

Вхідна ексергія сонячного випромінювання визначається як:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \left(1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_s}\right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s}\right)^4\right) I_s * A$$

де T_s - температура сонця і приймається як 5777K. Ексергійний баланс для PV-модуля можна записати, щоб знайти пов'язану з ним незворотність наступним чином:

$$\dot{\Phi}_{in,solar} = \dot{W}_{PV} + \dot{I}_{PV}$$

Показано, що вихідну ексергію PV можна розрахувати як:

$$\dot{W}_{PV} = V_m * I_m$$

де V_m - напруга PV, а I_m - генерований струм.

Ефективність перетворення енергії PV-модуля можна визначити як відношення чистої вихідної електричної потужності до вхідної енергії:

$$\eta_{pce} = \frac{V_m * I_m}{I_s * A}$$

Загальний системний аналіз. Вхідна ексергія до гібридного циклу надходить від геотермального джерела (Φ_{geo}) та фотоелектричної системи (Φ_{PV}). Бажана ексергія, яка доставляється в приміщення, - це Φ_{load} . Отже, другий низький ККД для гібридного циклу:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{\Phi}_{load}}{\dot{\Phi}_{geo} + \dot{\Phi}_{PV}}$$

Загальні втрати ексергії обчислюються за:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{GSHX} + \dot{I}_{evaporator} + \dot{I}_{condenser} + \dot{I}_{tr} + \sum (\dot{I}_{pump} + \dot{I}_{electric_motor})$$

Аналіз стійкості. Аналіз навантажень може бути продовжений для дослідження стійкості циклу як на стадії проектування, так і для існуючого стану. Індекс стійкості дає корисну інформацію про те, як ексергійна ефективність підсистем впливає на стійкість енергетичних ресурсів та загальну систему. Більш високий індекс стійкості вказує на більшу стійкість процесу або системи. Індекс стійкості (SI) визначається як:

$$RI = \frac{\dot{I}_s}{\dot{I}_{total}}$$

3.2 Результати ексергетичного аналізу.

Діаграма потоків ексергії. Рисунок 3.3 ілюструє діаграму гібридної системи: показані кількісно потік ексергії від джерел енергії, наприклад, сонячної та геотермальної енергії, корисної ексергії, що доставляється до будівлі, та руйнування ексергії. Можна зробити висновок, що найбільше руйнування ексергії відбувається у фотоелектричних модулях. Близько 82% загальної падаючої сонячної ексергії захоплюється фотоелектричною системою, з яких близько 76% руйнується через дефіцит перетворення енергії фотоелектричних панелей. З 24% вхідної сонячної ексергії, яка подається в акумуляторну батарею, компресор та насоси, близько 15% руйнується через незворотність цих компонентів, а також перетворювача ACDC. Тому майже 10% ексергії сонячного опромінення буде перетворено на корисну роботу в насосах та компресорі. Поліпшення ефективності перетворення енергії переробленого тематичного та електричного обладнання та теплообмінника може певною мірою уникнути втрат ексергії. З іншого боку, близько 67% загальної вхідної ексергії від системи GSHP, яка подається до випарника, конденсатора та інших теплообмінників, втрачається через незворотність процесів теплообміну.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

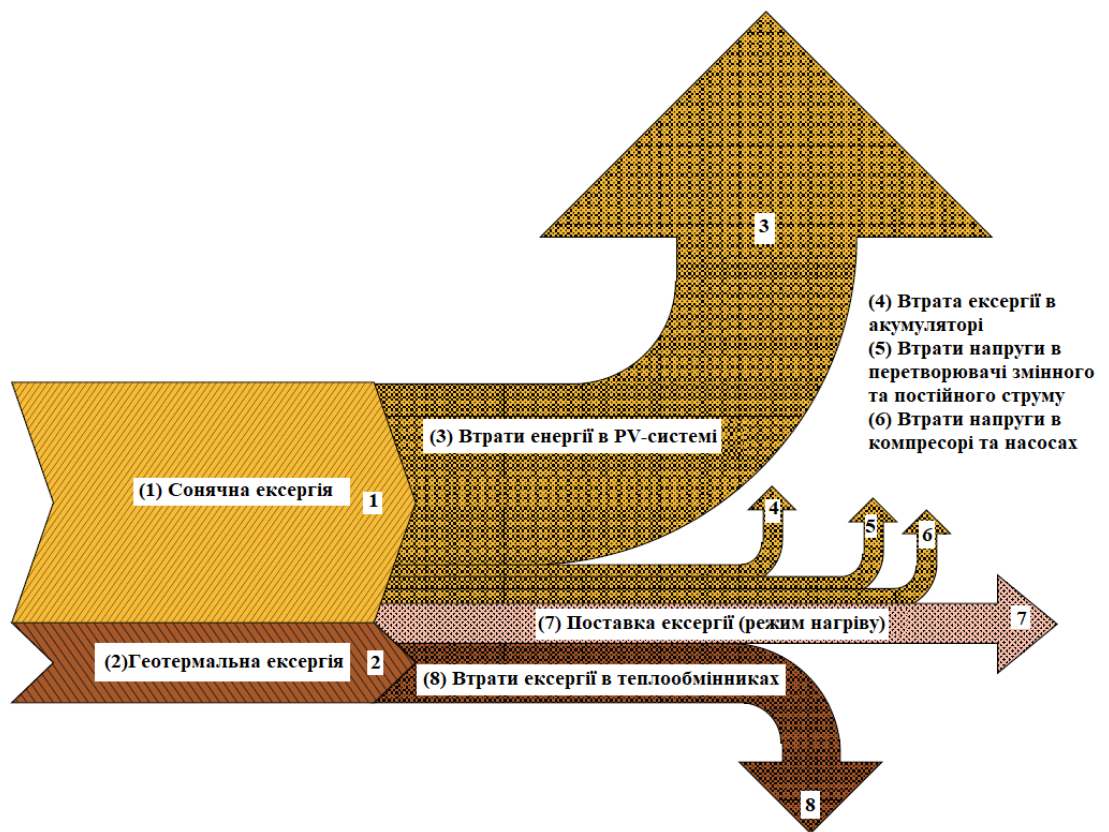


Рис 3.3 Діаграма Грассмана для гібридного циклу в режимі нагріву (без кипу).

Ефективність ексергії. Різниця ефективності ексергії системи протягом року проілюстрована на рисунку 3.3 та 3.4. Ефективність ексергії гібридного циклу майже постійна в жарку пору року і становить найнижче значення 2%. Однак у холодну пору року ефективність системи зростала б. Ефективність ексергії сильно залежить від продуктивності GSHP. У спекотні сезони температура ґрунту та температура навколишнього середовища ближче одна до одної порівняно з холодною пору року. Це спричинить низький рівень геотермальної ексергії у спекотну пору року. Хоча в холодні сезони режим охолодження та температура навколишнього середовища є настільки мінливими (у порівнянні з жарким сезоном), температура ґрунту залишається майже постійною, що спричиняє змінну геотермальну вхідну ексергію в холодні сезони. Оскільки сонячна ексергія порівняно менш мінлива протягом холодних сезонів, ефективність ексергії системи сильно залежить від ефективності ексергії геотермальної підсистеми. З іншого боку, найвищі показники ефективності ексергії відносяться до найхолоднішого сезону січня та грудня. У ці сезони геотермальна система має кращі показники через найбільшу різницю

між температурою глибини ґрунту та температурою навколишнього середовища в холодну пору року.

Аналіз стійкості та відносної незворотності. На рисунках 3.6 і 3.7 представлений індекс стійкості двох основних відділів збирання енергії, а саме фотоелектричних та геотермальних систем, а також інтегрованого циклу. Оскільки вхідна ексергія від Сонячної системи набагато більша, ніж геотермальна система (через значне руйнування фотоелектричної системи), показник стійкості інтегрованої системи є відносно постійним, як Сонячна система. З рисунку 3.4 видно, що стійкість системи PV має обмежену залежність від температури мертвих станів. Також можна зробити висновок, що різниця між температурою сонця та температурою мертвого стану компенсує вплив цього параметра на вхідну ексергію від сонця до фотоелектричної системи. Як показано на рисунку 3.6, індекс стійкості PV-системи становить 1,2 протягом року. З іншого боку, індекс стійкості системи GSHP є функцією температури мертвого стану. Оскільки в цьому дослідженні температура ґрунту приймається за 17°C, індекс стійкості GSHP є мінімальним, коли температура мертвого стану становить 15 °C.

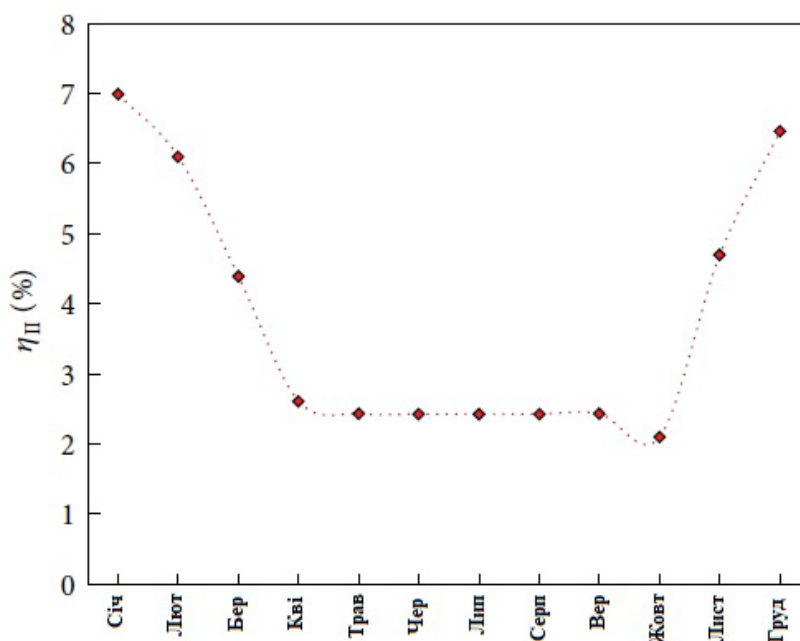


Рис 3.4 Ефективність використання інтегрованих SPV та GSHP для різних місяців.

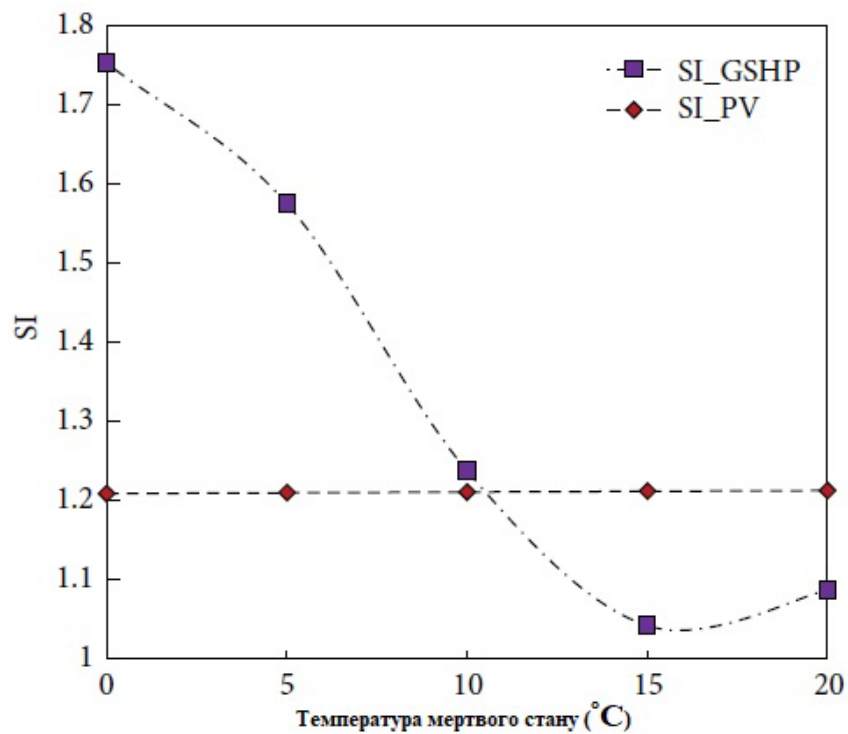


Рис 3.5 Індекс стійкості систем GSHP та PV проти температури мертвого стану

Індекс стійкості GSHP буде постійним протягом спекотного сезону (режим охолодження), оскільки проектна температура в приміщенні та температура ґрунту наближаються одна до одної, а зміни температури навколишнього середовища обмежені. У холодну пору року, коли температура навколишнього середовища знижується, стійкість GSHP зростає. Це показує, що гібридний цикл є більш стійким, а знищення ексергії нижчим у холодну пору року.

Однак протягом квітня та жовтня місяці через наближення температури навколишнього середовища до проектної температури в приміщенні навантаження на охолодження та нагрівання значно менші, ніж ємність циклу, і вихідна ексергія значно зменшується порівняно з введеною ексергією. Насправді, незворотність гібридного циклу та руйнування ексергії зростають, а його індекс стійкості має мінімальне значення протягом цих місяців.

Рисунки 3.8 і 3.9 ілюструють відносну незворотність одиниць / процесу для всього циклу та підсистеми GSHP відповідно. На рисунку 3.8 показано, що найбільше руйнування ексергією відбувається у фотоелектричній системі. Фотоелектричні елементи, перетворювач змінного та постійного струму та акумуляторна система руйнують близько 82% загальної вхідної ексергії ($I_{PV} + I_{PCE}$). Насту-

пний найбільш ексергійний руйнівний процес пов'язаний з теплообміном у випарнику та конденсаторі. Ці два процеси руйнують майже 12% загальної вхідної ексергії. На рисунку 3.9 видно, що близько 70% руйнування ексергії в GSHP відбувається за рахунок теплообміну в конденсаторі та випарнику.

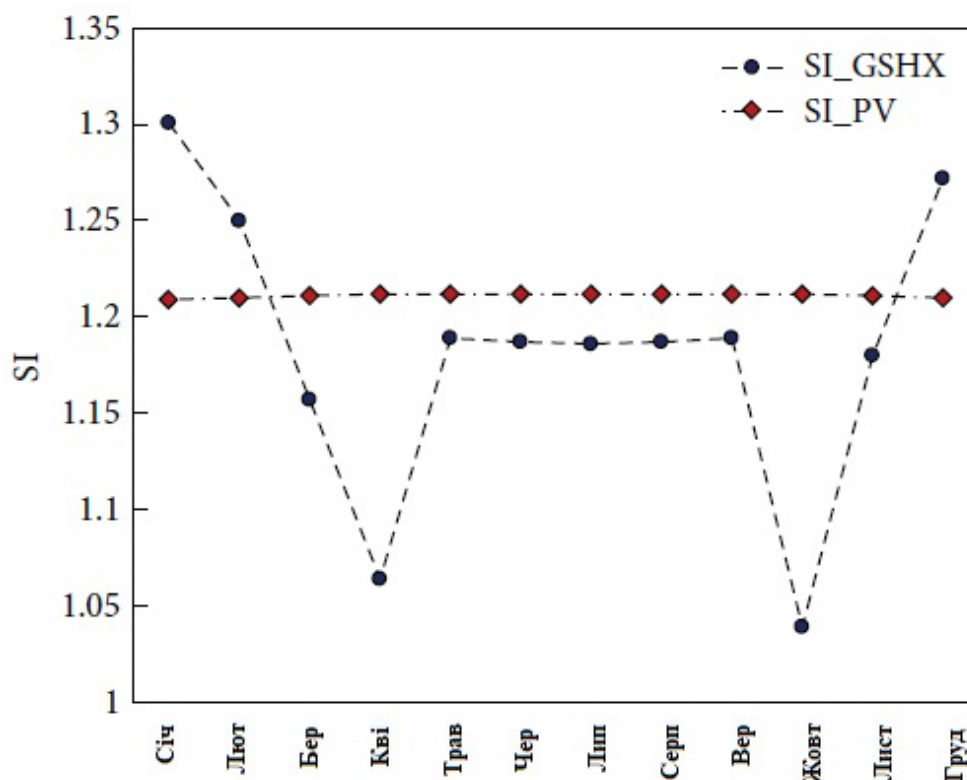


Рис 3.6 Індекс стійкості систем GSHP та PV протягом року

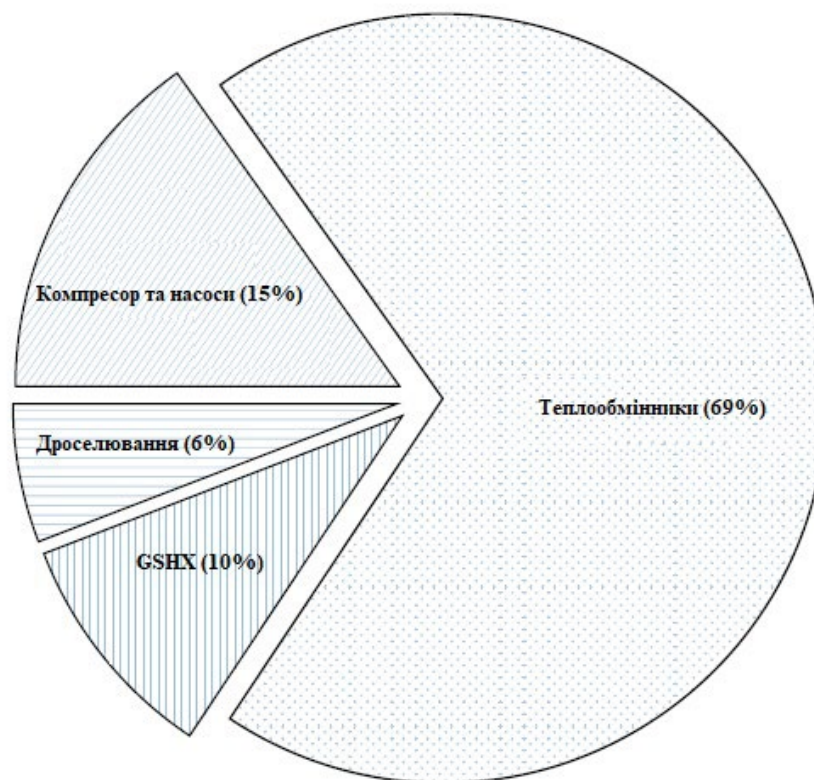


Рис 3.7 Відносна незворотність компонентів GSHP

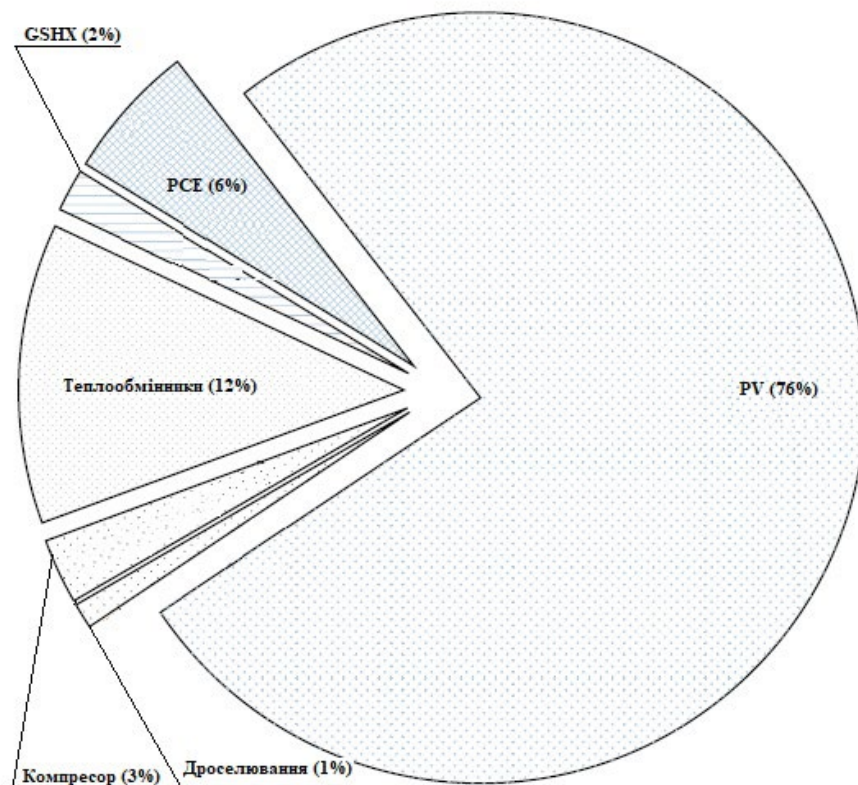


Рис 3.8 Відносна незворотність компонентів

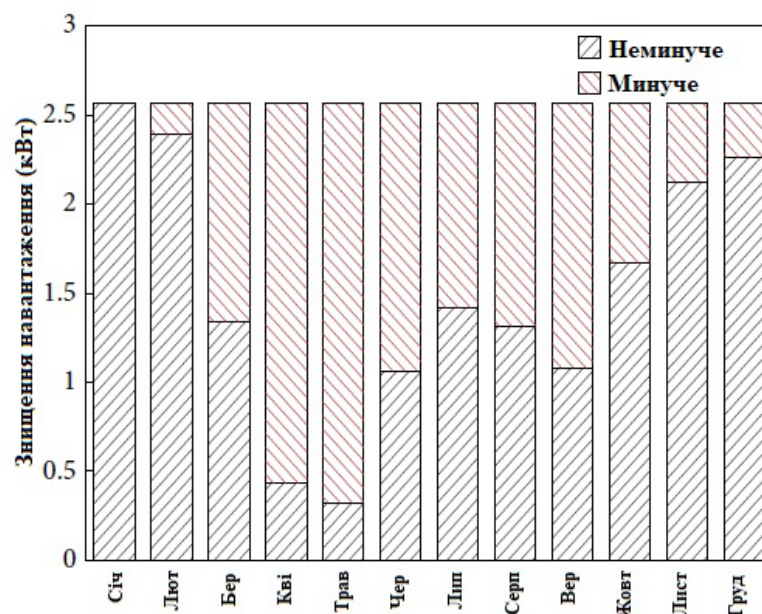


Рис 3.9 Швидкість руйнування системи GSHP протягом року

Ефекти обмеження дизайну. Основними конструктивними обмеженнями гібридного циклу є довжина теплообмінника джерела ґрунту та площа фотоелектричної панелі. Будь-які проектні критерії цих параметрів можуть змінити результати аналізу ексергії. Кліматичні характеристики також можуть впливати на продуктивність системи. COP системи також є функцією швидкості масового потоку

холодильної техніки. Тому, щоб відобразити вплив вищезазначених конструктивних обмежень на продуктивність гібридного циклу з другого рівня термодинамічної точки зору, результати розширено, як показано на рисунках 3.10 - 2.16. Порівняно вплив різних кліматичних умов на продуктивність систем у різних сценаріях.

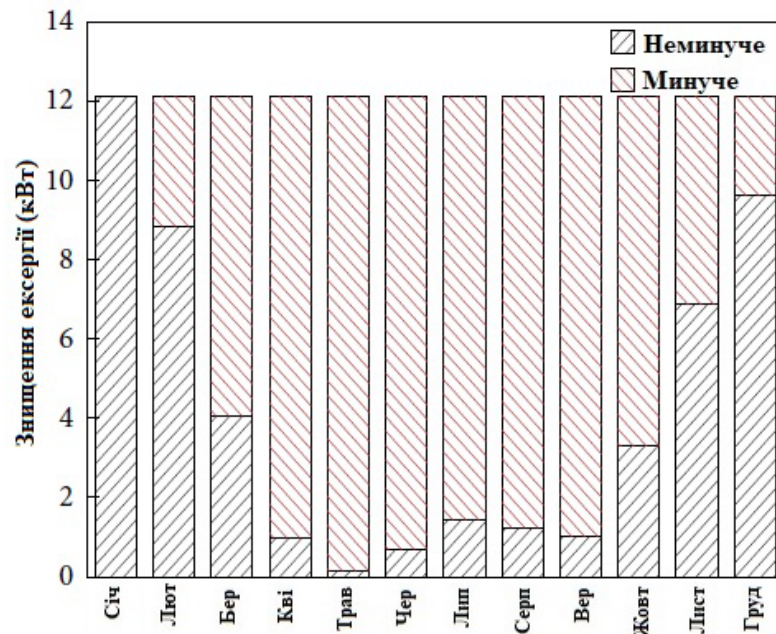


Рис 3.10 Швидкість руйнування фотоелектричної системи протягом року

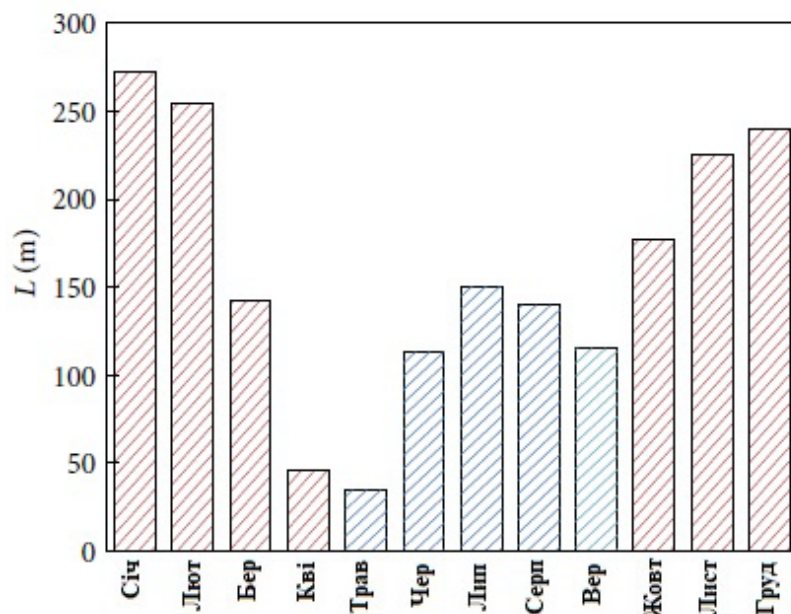


Рис 3.11 Мінімумально необхідна тривалість GSHX для кожного місяця

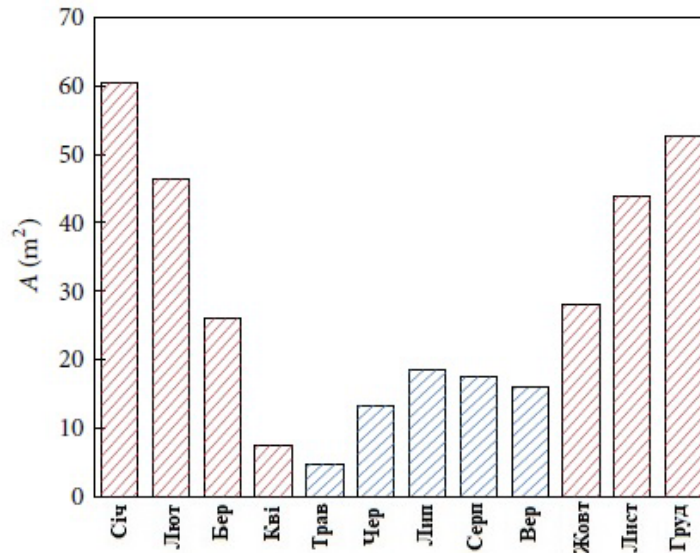


Рис 3.12 Мінімальна необхідна площа PV-панелі для кожного місяця

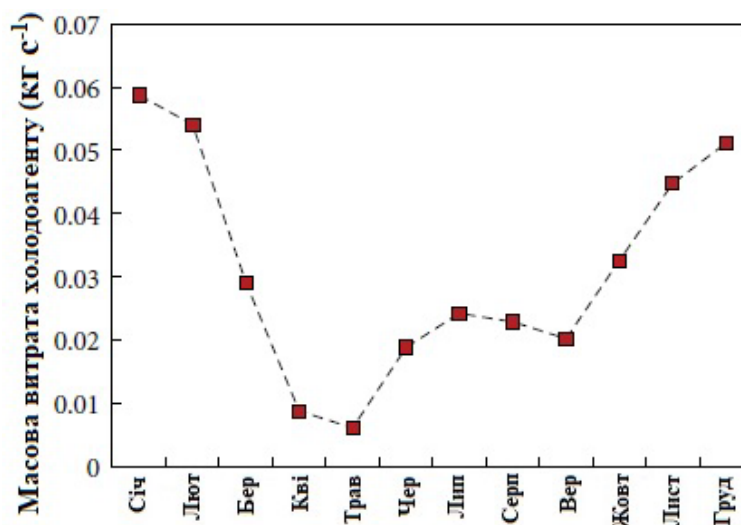


Рис 3.13 Зміна маси потоку холодоагенту теплового насоса

На рисунках 3.9 і 3.10 представлено швидкість ексергійного руйнування системи GSHP та PV протягом року на основі мінімально необхідної довжини GSHX та площі панелі PV відповідно. Швидкість руйнування ексергії усього циклу можна розділити на дві частини, яких не можна уникнути та яких можна уникнути. Неминуча частина стосується руйнування ексергії через незворотність різних застосовних процесів, що відбуваються в гібридному циклі

з мінімально необхідними розмірами відсіків, а інша частина пов'язана із перепроєктуванням системи в різні місяці. Іншими словами, неминуче руйнування ексергії відбувається через внутрішню незворотність компонента; однак уникнення ексергії може призвести до надмірного проектування системи, наприклад, надмірної фотоелектричної площі або довжини GSHX. Система кондиціонування

для конкретної будівлі, як правило, розроблена для екстремальних кліматичних умов, наприклад, найспекотнішого та найхолоднішого дня року, а системи управління розглядаються для мінімізації споживання енергії протягом решти року. Однак у випадку використання сонячних та геотермальних систем довжина теплообмінників та площа фотоелектричних панелей збігаються лише з максимальними потребами в енергії, і це призводить до надмірних втрат вкладеної ексергії протягом більшості днів експлуатації. Помічено, що втрата ексергії внаслідок невідповідності ексергії на вході та попиті набагато вища у фотоелектричній системі порівняно з системою GSHP. Надлишок доступної енергії може зберігатися для роботи системи протягом ночі або в години пік. Насправді конструкцію всього циклу можна оптимізувати, виходячи із середньої потреби в енергії, а системи накопичення енергії можна використовувати для компенсації пікових умов споживання енергії. Як показано на рисунках 3.10 і 3.12, протягом жаркого сезону значна частина сонячних фотоелектричних панелей не використовується. Максимальна швидкість руйнування ексергії відбувається в травні через невідповідність між розмірами системи та потребою енергії в будівлі. цього місяця є мінімальними з потужністю близько 14 кВт. Майже 12 кВт зруйнованої ексергії цього місяця можна уникнути за рахунок накопичення енергії в батареї.

Довжина GSHX максимальна, також потрібні високі витрати холодоагенту. Насправді високий попит на енергію та низьке сонячне опромінення протягом цих місяців призводять до значного майже в 2 рази збільшення зворотності. Ця незворотність здебільшого відбувається в теплообмінниках гібридного циклу.

Вплив кліматичних змін на продуктивність системи. Для того, щоб дослідити результативність гібридного циклу в різних кліматичних умовах, розрахунки повторюються для ще двох міст з різними погодними умовами. Гібридний цикл розроблений для забезпечення максимальних та нагрівальних та охолоджувальних навантажень протягом року. Дані про температуру ґрунту, погоду та сонячне опромінення отримують за допомогою місцевих метеорологічних даних. Системи накопичення енергії та системи управління можуть застосовуватися на основі результатів гібридного циклу окремо. Результати показують, що гібридний цикл має майже вдвічі нижчий коефіцієнт руйнування ексергії в холодну пору ро-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ку порівняно з жарким сезоном. Хоча конструкція систем GSHX та PV заснована на максимальних нагрівальних та охолоджувальних навантаженнях, надлишок поглиненої енергії можна заощадити в акумуляторі або запобігти використанню перепускного клапана у випадку наземних теплообмінників.

В іншому підході гібридний цикл може бути розроблений виходячи із середніх потреб енергії будівлі протягом року. Отже, розміри GSHX та PV зменшуються, а деструкція ексергії внаслідок невідповідності розміру системи та потреби в енергії може бути мінімізована. Капітальні вкладення в систему також значно зменшуються. Оскільки в цьому випадку гібридний цикл не може забезпечити енергетичні потреби будівлі впродовж місяців, електрична мережа може компенсувати необхідні навантаження.

Висновок

Досліджено ефективність гібридної сонячно-геотермальної системи кондиціонування для забезпечення потреб енергії охолодження та опалення теплиці. Використання зелених джерел енергії призводить до низької ефективності ексергії близько 10 %, оскільки засоби перетворення сонячної та геотермальної енергії суттєво руйнують ексергію. Однак спостерігається значна економія на викопному паливі та зменшення парникових ефектів. Оцінюється ефективність гібридного циклу в різних кліматичних зонах, і спостерігається, що руйнування ексергії внаслідок невідповідності площі сонячних панелей та довжини наземного теплообмінника з потребою в енергії кожного місяця менше в кліматі з дуже спекотним літом та м'якою зимою. Індекс стійкості систем теплових насосів із наземним джерелом сильно залежить від температури мертвого стану, тоді як фотоелектрична система цього не робить. Майже 76 % руйнування ексергії в гібридному циклі обумовлено неефективністю фотоелектричної системи, а близько 70 % незворотності в системі GSHP відбувається в теплообмінниках. У цьому дослідженні зроблено наступні висновки:

- Гібридна система має вищу ефективність ексергії в холодну пору року;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- У гібридній системі руйнування ексергії здебільшого відбувається у фотоелектричних модулях;

Фотоелектричні елементи, перетворювач змінного та постійного струму та акумуляторна система руйнують близько 82% загальної вхідної ексергії;

- Близько 76% введеної ексергії на фотоелектричних панелях руйнується через недостатність перетворення енергії на фотоелектричних панелях;

- Втрати навантаження через невідповідність ексергій набагато вищі у фотоелектричній системі порівняно з системою GSHP;

- У системі GSHP більшість руйнувань ексергії відбувається в теплообмінниках;

- Геотермальна система має кращі показники в холодну пору року через найбільшу різницю між температурою глибини ґрунту та температурою навколишнього середовища;

- Гібридна система є більш стійкою в холодну пору року;

- Якщо гібридний цикл розроблений виходячи із середніх енергетичних потреб будівлі протягом року, розміри GSHX та PV зменшуються, а руйнування ексергії через невідповідність розмірів системи та енергетичних потреб можуть бути мінімізовані.

Хоча зв'язок систем GSHX та PV викликає значні ситуації знищення ексергії (особливо в холодну пору року), гібридна система здатна забезпечити чисте джерело централізованого охолодження та опалення для регіонів з обмеженим доступом до електромереж. Пропонується провести більше досліджень з метою оцінки первинних та вторинних витрат (ексергоекономічний аспект). Оптимальна конструкція системи GSHX-PV може бути визначена за допомогою ексергоекономічного аналізу, який проводиться як продовження цього дослідження.

3.3 Ексерго-економічний аналіз системи опалення теплиць із ТН з наземним використанням сонячних батарей.

Теплиця - опалювальний парник, який представляє собою захисну споруду для вирощування ранньої розсади (капусти, томатів, огірків, квітів сіянців, вкорі-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

нення живців або дорощування рослин горщиків), для подальшого висаджування у відкритий ґрунт. На відміну від парника розміри і система опалення дозволяють організувати весь цикл вирощування тієї чи іншої культури. Теплиці покриваються поліетиленовою плівкою, склом, пластиком (в тому числі стільниковим полікарбонатом). Усередині них виходить від сонця і труб опалення інфрачервоне випромінювання підігріває рослини і ґрунт. Повітря, нагріте від внутрішньої поверхні, утримується всередині конструкції дахом і стінками.

Матеріал, з якого складаються стінки, грає роль вибірково передавальної середовища для різних спектральних частот, його дія полягає в уловлюванні енергії всередині оранжереї, за допомогою чого нагріваються як рослини, так і ґрунт. Це нагріває повітря поблизу ґрунту, який не піднімається вгору і не просочується назовні.

Сонячна енергія від сонця забезпечує сонячне світло і трохи тепла, але треба забезпечити систему регулювання навколишнього середовища у теплиці. Це робиться за допомогою нагрівачів, вентиляторів, термостатів та іншого обладнання. Вимоги до опалення теплиці залежать від бажаної температури вирощуваних рослин, місця розташування та конструкції теплиці, а також загальної відкритої площі конструкції. Цілих 25% добової потреби в теплі може надходити від сонця, але легко-ізолюваній тепличній конструкції знадобиться багато тепла в холодну зимову ніч. Система опалення повинна бути достатньою для підтримки бажаної денної або нічної температури. Теплиці з сонячним обігрівачем були популярні ненадовго під час енергетичної кризи, але не виявилися економічно ефективними у використанні. Окремі системи збору та зберігання сонячних батарей великі і вимагають багато місця.

Один із способів - пофарбувати ємності в чорний колір, щоб залучити тепло, і наповнити їх водою, щоб утримати його. Однак, оскільки температура повітря в теплиці повинна підтримуватися при зростаючих температурах рослин, сама теплиця не є хорошим сонячним колектором тепла. Доступно багато систем, які можна використовувати для охолодження та / або підвищення відносної вологості в теплиці. Відносна вологість - це міра того, скільки води розчиняється в повітрі за певної температури, виражене у відсотках. Як правило, на ріст багатьох рослин не

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

впливає відносна вологість від 45% до 85%. Рослини, що ростуть при відносній вологості нижче 45%, можуть рости повільно, мати менші листки, частіше вимагати води або розвивати обпалені поля або кінчики листя. Рослини, що ростуть при відносній вологості вище 85%, сприйнятливі до грибкових збудників, особливо якщо вода конденсується на листі. У теплиці може виникнути кілька станів, які призводять до проблем, спричинених високою або низькою вологістю. Влітку високе освітлення, висока температура та швидке переміщення повітря вентиляторами можуть знизити відносну вологість до неприйнятних рівнів. Затінення для зменшення світла та температури та використання містєрів або випаровувальне охолодження є найкращими рішеннями. Також бажано тримати теплицю повною в рослинах, оскільки рослини генерують багато вологості.

Теплиці також мають важливий економічний потенціал у сільському господарстві. Окрім отримання сонячної енергії, теплиці слід опалювати вночі та в холодні дні. Для встановлення оптимальних умов зростання в теплицях слід по можливості використовувати відновлювані джерела енергії. Ефективне використання теплового насоса з відповідною технологією в сучасних теплицях відіграє провідну роль в майбутньому.

При аналізі та проектуванні енергетичних систем часто використовуються методи, що поєднують наукові дисципліни (переважно термодинаміку) з економічними дисциплінами (головним чином облік витрат) для досягнення оптимального проектування. Для пристроїв для перетворення енергії облік витрат звичайно враховує відносну вартість одиниці на основі енергії.

Потрібно розподіляти витрати між результатами, якщо облік витрат базується на термодинамічній величині ексергії. Обґрунтуванням цього твердження є те, що ексергія, але не енергія, часто є послідовним показником економічної цінності.

Аналіз навантажень важливий для використання всіх енергоресурсів, оскільки ексергія є частиною аналізу енергії. Теорія ексергійного аналізу - є теорією аналізу доступної енергії.

Крім того, існують методології економічного аналізу на основі ексергії (наприклад, ексергоекономіка, термoeкономіка). Багато з цих дослідників розробили

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

методи проведення економічного аналізу, заснованого на ексергії, які називаються різними назвами (наприклад, термoeкономіка, калькуляція за законом, облік витрат та ексергоекономіка).

Цей підхід передбачав вивчення даних для пристроїв у системі опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією та демонстрацію того, що існують кореляційні зв'язки між капітальними витратами та конкретними термодинамічними втратами, заснованими на другому законі (тобто загальними та внутрішніми втратами ексергії). Існування таких кореляційних зв'язків, ймовірно, означає, що дизайнери, свідомо чи несвідомо, включають у свою роботу рекомендації щодо аналізу ексергії.

Була встановлена система для дослідження теплових характеристик системи опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією для опалення теплиць. Вона працювала задовільно без серйозних дефектів в опалювальний сезон. Рисунок 3.14 ілюструє принципову схему побудованої системи. Ця система складається з трьох окремих контурів: контур з'єднання заземлення із сонячним колектором (контур розсолу або контур розчину води-антифризу), контур холодоагенту (або оборотний цикл стиснення пари) та контур фанкойла для опалення теплиці (водяний контур). Основні характеристики елементів системи опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією наведені в таблиці 3.14, де цифри в дужках відповідають цим елементам, як показано на рис. 3.14. Перетворення з циклу нагріву в цикл охолодження отримують за допомогою чотирьоходового клапана. Щоб уникнути замерзання, готували 10 мас.% етиленгліколевої водної суміші. Контур холодоагенту був побудований із мідної труби із замкнутим контуром.

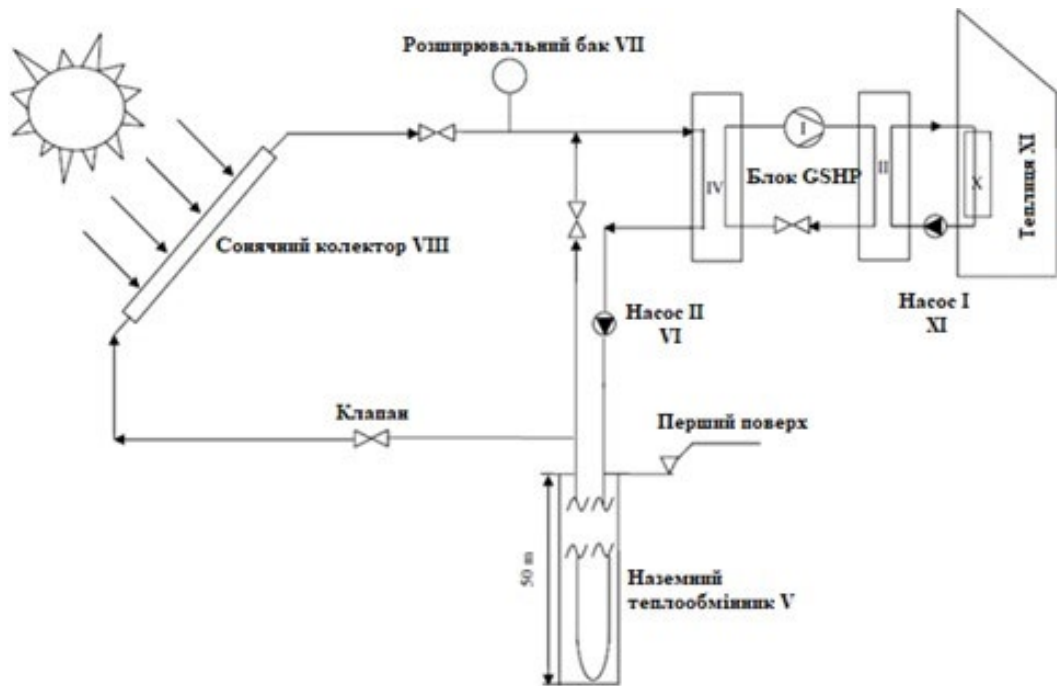


Рис. 3.14 Основні компоненти та схема системи опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією

Таблиця 3.1 Основні характеристики системи опалення теплиць із ТН із сонячним нагріванням.

№	Головна схема	Елемент
1	Контур холодоагенту	Компресор (I); Теплообмінник (II); • конденсатор для опалення; • випарник для охолодження; Капілярна трубка (III); Теплообмінник (IV); • випарник для опалення; • конденсатор для охолодження.
2	Схема заземлення муфти	Наземний теплообмінник (V); Циркуляційний насос розсолу (VI); Розширювальний бак (VII); Сонячний колектор (VIII);
3	Схема фанкойла	Блок фанкойлів (X); Теплиця (XI);

Рівняння загального балансу. Загальний баланс кількості в системі може бути записаний як:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$\text{«Вхід + генерація - Споживання продукції = Накопичення»} \quad (1)$$

Тут вхідні та вихідні дані відносяться відповідно до величин, що надходять і виходять через межі системи, генерування та споживання відносяться відповідно до величин, вироблених та споживаних у системі, а накопичення - до накопичення (позитивного чи негативного) кількості в системі.

Можуть бути записані диференціальна та інтегральна форми рівняння загального балансу. Терміни в записуються у вигляді ставок у диференціальній формі:

$$\text{«Швидкість введення + Швидкість виробництва - Швидкість випуску - Швидкість споживання = Швидкість накопичення»}$$

і як суми, в інтегральній формі:

$$\text{«Введена сума + Сформована сума - Виведена сума - Спожита сума = } \\ = \text{Накопичена сума»}$$

Диференціальний баланс описує те, що відбувається в системі в даний момент часу, а інтегральний баланс описує, що відбувається в системі між двома моментами часу. Диференціальні баланси зазвичай застосовуються до безперервних процесів, а інтегральні баланси - до пакетних процесів. Для стаціонарних процесів термін накопичення в диференціальному балансі дорівнює нулю.

Термодинамічні рівняння балансу. Енергія, підпорядковуючись закону збереження (нехтуючи ядерними реакціями), не може ні вироблятися, ні споживатися. Ексергія споживається під час процесу через необоротність, і, отже, підпорядковується закону про не збереження.

Ексергія - це міра максимально корисної роботи, яку може виконати система, що взаємодіє із середовищем, яке знаходиться під постійним тиском P_0 і температурою T_0 . Найпростіший випадок, який можна розглянути, - це резервуар з джерелом тепла нескінченної потужності та незмінною температурою T_0 . Вважається, що максимальною ефективністю відводу тепла з водойми, яку можна перетворити на роботу, є ефективність Карно.

Отже, рівняння загального балансу (рівняння (1)) можна записати для цих величин як:

$$\text{«Вхід енергії - Вихід енергії = накопичення енергії»} \quad (4)$$

та

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

«Вхід енергії - Вихід енергії - Споживання енергії = Накопичення енергії»(5)

Вихідні умови в рівняннях. (4) та (5) можна розділити на компоненти продукту та відходів. Це:

«Вихід енергії = Вихід енергії продукту + Відхід енергії» (6)

та

«Вихід навантаження = Випуск ексергії продукту + Випуск ексергії відходів»(7)

Рівняння економічного балансу. Вартість - це зростаюча, неконсервована величина. Рівняння загального балансу може бути записано:

«Вхідні витрати + Генерація витрат - Вихідні витрати = Накопичення витрат»

Вхідні витрати, випуск і накопичення представляють відповідно витрати, пов'язані з усіма входами, результатами та накопиченнями для системи. Створення витрат відповідає відповідним капітальним та іншим витратам, пов'язаним зі створенням та обслуговуванням системи. Це:

«Виробництво витрат = Капітальні витрати на обладнання + Усі інші витрати на створення та обслуговування» (9)

Інші витрати включають, наприклад, відсотки та страхові витрати. Термін «коефіцієнт генерування витрат» у диференційованому балансі витрат представляє загальну генерацію витрат, що вирівнюється протягом терміну служби системи. Термін "сума створених витрат" в інтегральному балансі витрат представляє частку загальних витрат, що враховується у розглянутому часовому інтервалі.

3. Визначення ключових термінів

Термодинамічні втрати визначені за допомогою диференціальних форм термодинамічних балансів, які вже були описані (див. Рівняння (4) - (7)). Передбачається, що ніякі втрати не пов'язані з умовами накопичення в енергетичному та ексергійному балансах (рівняння (4) та (5)).

Втрати енергії можна визначити безпосередньо за балансами енергії в рівняннях. (4) та (6). В цьому аналізі швидкість втрат енергії для системи позначається як L_{en} (швидкість втрат на основі енергії). Оскільки існує лише один термін збитків, «вихід витраченої енергії»:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\llcorner L_{\text{en}} = \text{Норма вироблення відпрацьованої енергії} \gg (10)$$

Втрати внаслідок ексергії можна визначити за залишками ексергій в рівняннях. (5) та (7). Є два типи втрат ексергії: «вихід відходів ексергії» в рівнянні (7), що представляє збитки, пов'язані з ексергією, що виділяється із системи, та «споживання ексергії» в рівнянні (5), що представляє внутрішню втрату ексергії внаслідок незворотності процесу. Ці дві втрати ексергії складають загальну втрату ексергії. Отже, рівень втрат на основі ексергії, L_{ex} :

$$\llcorner L_{\text{ex}} = \text{Норма споживання ексергії} + \text{Швидкість вироблення ексергії відходів} \gg (11)$$

Капітальні витрати визначаються тут із використанням балансу витрат у рівняннях. (8) та (9) і позначається K . Капітальні витрати - це та частина генерації витрат, яка відноситься до вартості обладнання:

$$\llcorner K = \text{Капітальні витрати на обладнання} \gg (12)$$

Основною причиною використання капітальних витрат є те, що використання терміну формування витрат значно збільшує складність аналізу, оскільки численні інші економічні деталі (процентні ставки, термін служби компонентів, тощо) повинні бути повністю відомі.

- Капітальні витрати часто є найважливішою складовою загальних витрат. Отже, розгляд лише капітальних витрат наближає результати, коли розглядається питання формування витрат;
- Інші компоненти формування витрат, крім капітальних витрат, часто пропорційні капітальним витратам. Отже, тенденції, виявлені в цій роботі, ймовірно, будуть якісно узгоджуватися з тими, що виявляються, коли враховується весь термін формування витрат.

Для теплової системи, яка працює нормально в безперервному стаціонарному стаціонарному режимі процесу, умови накопичення в рівняннях. (1) - (5) та (8) дорівнюють нулю. Отже, всі втрати пов'язані з уже обговорюваними термінами L_{en} і L_{ex} . Швидкості втрат енергії та ексергії можна отримати за допомогою таких рівнянь:

$$L_{\text{en}} = \sum_{\text{входи}} \text{Швидкість потоку енергії} - \sum_{\text{продуктів}} \text{Швидкість потоку енергії}$$

та

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L_{en} = \sum_{\text{входи}} \text{Швидкість потоку ексергії} - \sum_{\text{продуктів}} \text{Швидкість потоку ексергії}$$

де підсумовування по всіх вхідних потоках та всіх вихідних потоках товару. Рівняння (13) та (14) отримують шляхом перестановки рівнянь. (4) - (7) (10) та (11).

Співвідношення термодинамічних втрат до вартості капіталу. Новий параметр - R , визначається як відношення швидкості термодинамічних втрат L до капітальних витрат K наступним чином:

$$R = L/K \quad (15)$$

Значення R , як правило, залежить від того, чи базується воно на швидкості втрат енергії (в цьому випадку, воно позначається R_{en}), або швидкості втрати ексергії (R_{ex}):

$$R_{en} = L_{en}/K \quad (16)$$

та

$$R_{ex} = L_{ex}/K \quad (17)$$

Розглянуто значення параметра R на основі швидкості втрат енергії та загальної, внутрішньої та зовнішньої швидкості втрат ексергії. При дослідженні наборів значень R , максимум (R_{max}), мінімум (R_{min}), середнє (R_m), стандартне відхилення ($SD(R)$) та коефіцієнт варіації ($CV(R)$), що є відношенням середнього відхилення до середнього, розглядаються.

У роботі використані термодинамічні та економічні дані для системи опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією. Розглядаються наступні системні розділи: тепличні покриття; конденсатор, випарник, труба теплообмінника, компресор, сонячний колектор та насоси.

На основі значень K , L і R для станційних пристроїв та статистичних даних для чотирьох наборів значень R можна зробити наступні оцінки: відношення швидкості термодинамічних втрат до капітальних витрат значущий параметр. Оскільки відносний розкид значень для R_{en} та R_{ex} -е великий, а для R_{ex} та R_{ex-i} невеликий, може існувати систематична кореляція між сумарною або внутрішньою швидкістю втрати ексергії та капітальними витратами, але, ймовірно, не між втра-

тами енергії норма та капітальні витрати. Співвідношення R_{ex-i} та R_{ex} мають схожі характеристики, ймовірно, оскільки для реальних систем втрати ексергії пов'язані головним чином із внутрішніми споживаннями та лише мінімально із зовнішніми викидами. Параметри, пов'язані з ексергією L_{en} та R_{ex} , менш чутливі, ніж відповідні енергетичні параметри L_{en} та R_{en} , до змін у використаному визначенні термодинамічних втрат, де розглядаються різні випадки пристроїв, тоді як значення L_{en-i} та R_{ex-i} не залежать від визначення термодинамічних втрат, оскільки всі випадки включають зміни у внеску зовнішніх втрат у загальні витрати; та значення для пристроїв в системі опалення теплиць із насосом наземного теплового насоса із сонячною енергією для R_{ex} та R_{ex-i} , як видається, приблизно відповідають певним значенням, позначеним R_{ex} та R_{ex-i} , які можуть відображати «відповідний» компроміс між втратами ексергії та капітальними витратами, що практикуються «успішні» конструкції системи.

Результати та обговорення. Граничними витратами буде збільшення витрат внаслідок економії однієї одиниці енергії або ексергії (тобто зменшення енергії або втрат ексергії на одну одиницю). Очікується, що результати вказуватимуть на те, що граничні витрати на основі ексергії для багатьох пристроїв мають подібні значення, тоді як граничні витрати, засновані на енергії, сильно варіюються.

Відношення коефіцієнта термодинамічних втрат до величин капітальних витрат отримано в діапазоні від 0,035 до 1,125. Найбільший потенціал для оптимізації є у компресорі, насосі II, конденсаторі, за яким слідує насос I та теплиці. У поєднанні з цим отримані значення сумарних втрат ексергії становлять від 0,010 кВт до 0,480 кВт для системи. Як очікується, найбільші втрати енергії та ексергії відбуваються в теплиці та компресорі. Опалення теплиці можна поліпшити, використовуючи кондукційні системи опалення; підігрів ґрунту, підігрів підлоги та ін. Ці системи опалення можна встановлювати близько до систем опалення установи, тому підігрів підлоги може забезпечити хороший мікроклімат поблизу установи та призвести до значної економії енергії в порівнянні з опаленням повітряного приміщення.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 4. Сезонна ефективність.

4.1 Оцінка діючих та запропонованих європейських стандартів.

У 2004 році колишній стандарт EN 255-2 для випробувань теплових насосів у режимі лише опалення приміщень був замінений на EN 14511.

Порівняння двох стандартів дало результати, що значення COP EN 14511 знаходяться в тому ж діапазоні, що і EN 255, але трохи нижче через зміни в налаштуванні масового потоку. Однак EN 255-2 іноді призводить до нереальних температурних умов на стороні конденсатора, тому EN 14511 забезпечує більш реалістичні значення, ніж EN 255-2.

Для різних систем випромінювання тепла, напр. підлогове опалення або радіаторне опалення, інша масова витрата визначається відповідно до EN 14511. Проте, якщо різні масові витрати використовуються в однакових температурних умовах, зміни в коефіцієнті корисності дуже малі. Відповідно, стандарт можна спростити, використовуючи однакову масову витрату для різних систем випромінювання тепла. 4.1 підсумовує виміряні результати порівняння.

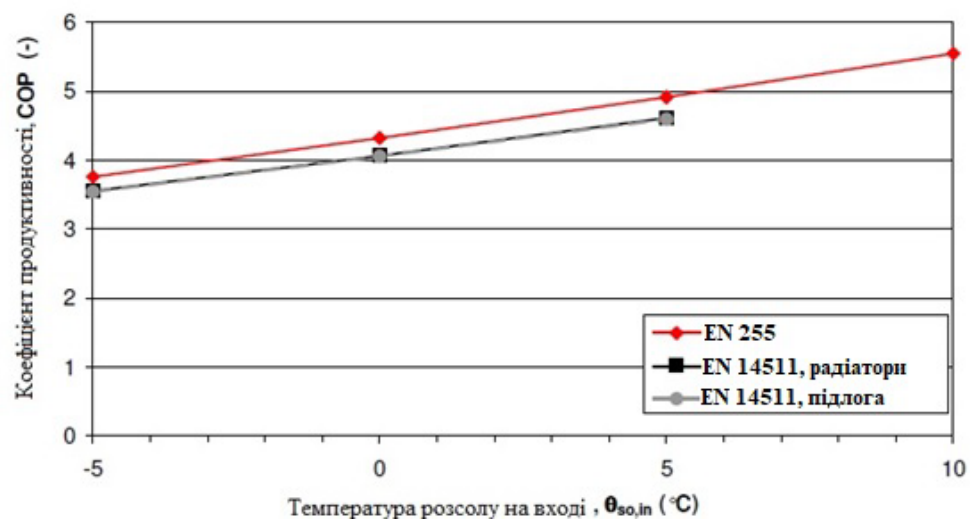


Рис 4.1 Порівняння вимірних коефіцієнтів корисності згідно з EN 255-2 та EN 14511

EN 255-3. EN 255-3 є фактичним стандартом для випробувань теплових насосів у режимі ГВП. Однак незабаром він буде переглянутий у зв'язку з Мандатом М/324.

На основі аналізу EN 255-3, зокрема щодо використання цього стандарту для комбінованих операційних систем, у Додатку 28 МЕА ГЕС визначено наступ-

ні проблеми, які слід врахувати під час перегляду EN 255-3 в CEN/TC 113/WG10. Режими роботи лише з опаленням та режими роботи з ГВП можуть бути перевірені згідно існуючих стандартів.

Тестування альтернативної комбінованої роботи. Підхід до альтернативної комбінованої операції відноситься до тестування окремих режимів. Порівняння тестування комбінованої роботи та тестування кожного режиму роботи показало, що зважування одиничних значень коефіцієнта корисного струму з енергетичними потребами забезпечує хорошу узгодженість з відповідним коефіцієнтом комбінованості при комбінованому режимі при однаковому співвідношенні $X = Q_{SH}/Q_{DHW}$. На рис. 4.2 та рис. 4.3 виміряні та зважені значення для різних коефіцієнтів X та різних температур раковини опалювальної системи показані для альтернативного робочого теплового насоса розсіл-вода. $COP_{hps,tot}$ відноситься до COP системи теплового насоса, яка не коригується з урахуванням ефективності насоса та вентилятора, $COP_{t,s}$ відноситься до COP для гарячого водопостачання, що включає потужність в режимі очікування.

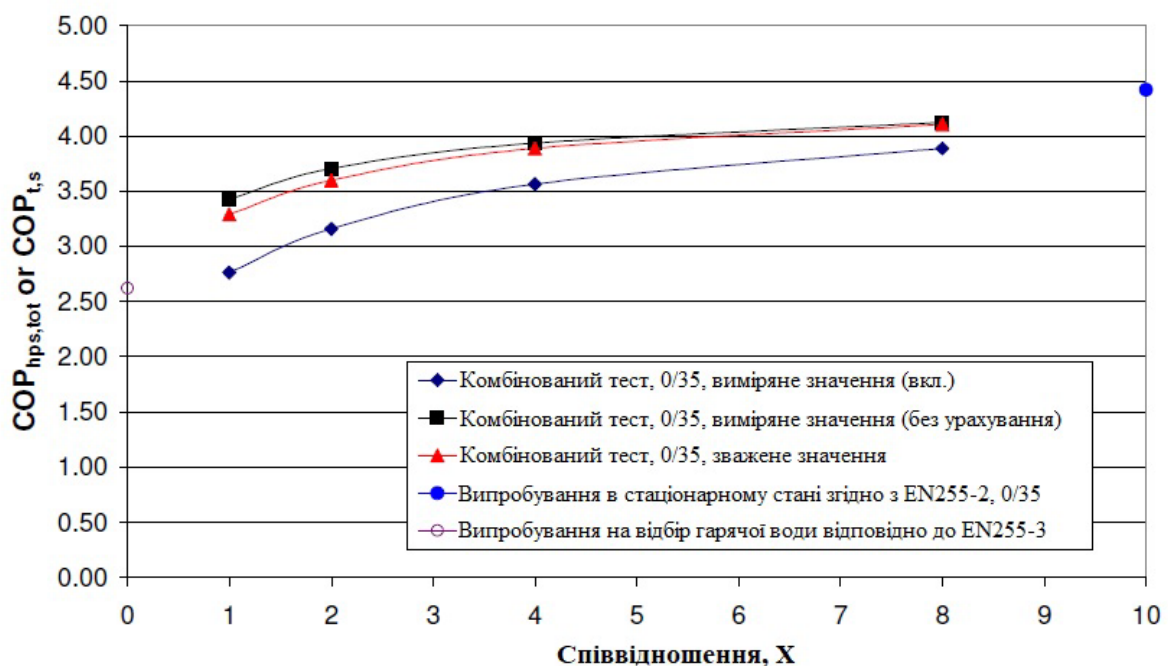


Рис. 4.2 Виміряні та розраховані значення коефіцієнта корисної дії для альтернативних комбінованих операційних систем

На закінчення, тестування єдиних режимів роботи є достатнім для альтернативних комбінованих операційних систем.

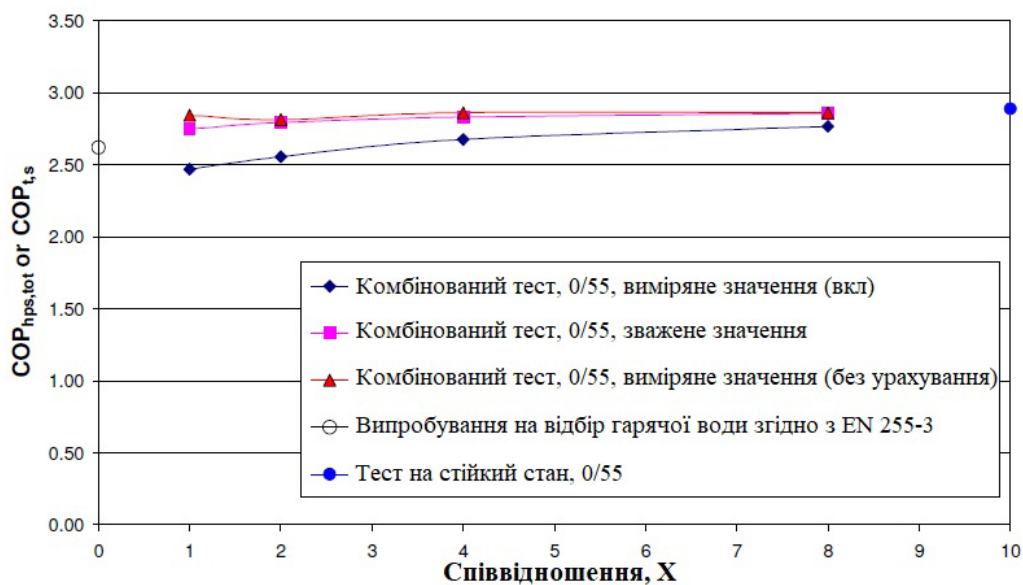


Рис. 4.3 Виміряні та розраховані значення коефіцієнта корисної дії для альтернативних комбінованих систем

Тестування одночасної комбінованої роботи. Для одночасної комбінованої роботи тестування відповідно до стандартів опалення приміщень та ГВП проводиться одночасно, тобто відведення гарячої води згідно з EN 255-3 виконується під час роботи опалення. Таким чином, процедура випробування та контрольні точки повинні базуватися на єдиних режимах роботи. Посилаючись на конфігурацію чорного ящика, описану в главі 2.5.1, для оцінки виникає суттєва проблема: можна виміряти лише загальне споживання електроенергії, але це загальне споживання електроенергії навряд чи можна врахувати лише для опалення приміщення та ГВП лише вимоги до опалення. Ця проблема вирішується шляхом оцінки лише комбінованого режиму роботи без розподілу вхідної електричної енергії на потреби однієї будівлі.

Крім того, слід враховувати описаний вище досвід із застосуванням стандартів ГВП, а недоліки слід вдосконалювати. Визначається визначення та оцінка тестових балів обраним методом розрахунку. Як і для методу розрахунку, різні пропозиції представлені незабаром нижче, а згодом описана процедура випробувань та запропоновані зміни до існуючих стандартів.

• Збитки в режимі очікування при зберіганні

Визначення втрат в режимі очікування при зберіганні є одним із найважливіших моментів стосовно стандарту, оскільки основна проблема стосується трива-

лого часу випробувань, який головним чином обумовлений цим визначенням. Подача електроенергії для покриття втрат в режимі очікування накопичувача не є абсолютно необхідною для визначення COP_t , оскільки зміна COP_t становить приблизно 5% залежно від теплового насоса і, отже, в діапазоні точності вимірювання;

- **Потужність на виході в режимі ГВП**

EN 255-3 не забезпечує вихідну потужність для роботи ГВП, що є необхідним параметром при обчисленні часу роботи для визначення частки комбінованої роботи;

- **Температура відведення гарячої води**

EN 255-3 не фіксує температуру на виході для гарячої води для гарячого водопостачання. Таким чином, виміряні значення не можуть бути використані безпосередньо для порівняння показників з використанням значень COP . Тому його слід обговорити, якщо перегляд повинен визначати фіксовану температуру на виході для гарячого водопостачання, наприклад 60 °C або введіть інше характерне число, щоб отримати порівнянні значення. З іншого боку, порівняння можна провести за сезонним розрахунком показників, тому продовження не є абсолютно необхідним;

- **Обмежена інформація про характеристики теплового насоса**

Через тривалий час випробування поставляється лише одне значення для COP_t залежно від типу теплового насоса. Таким чином, інтерполяція характеристики теплового насоса в напрямку зміни температури джерела неможлива. Однак сама процедура оцінки COP_t не займає занадто багато часу, тому її слід обговорити, якщо тестування буде розширено, щоб охопити більше тестових точок, і якщо час тестування втрат в режимі очікування при зберіганні може бути зменшено.

У цьому випадку випробування повинні охоплювати різні співвідношення потреби у опаленні приміщення та ГВП у кожному з відповідних пунктів випробування, оскільки оцінка режиму лише опалення приміщення в розрахунку не проводиться.

Комбіновані випробування повинні слідувати за випробуваннями в одному режимі, але відведення ГВС проводиться під час роботи опалення приміщення.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оцінка записаних вимірювань проводиться для різних часових проміжків, щоб отримати відповідні співвідношення $Q_{SH}/Q_{DHW} = 1; 2; 4; 8$. Для зменшення часу тестування пропонується процедура тестування, зображена на рис. 4.4. $P_{H,tot}$ відноситься до загальної вихідної потужності теплового насоса для опалення приміщення, яка не коригується щодо ефективності насоса або вентилятора, P_t до теплової потужності, оскільки гаряча вода для гарячого водопостачання, $t_{w, in}$ і $t_{w, out}$ - це відповідна температура опалювальна вода на вході та виході теплового насоса. Тестування проводиться безперервно, а різні співвідношення споживання гарячої води до споживання гарячої води, позначені прапорцями на рис. 4.4, оцінюються згодом. Однак загальний час випробування залежить від енергоємності гарячої води, яка залежить від розміру накопичувача.

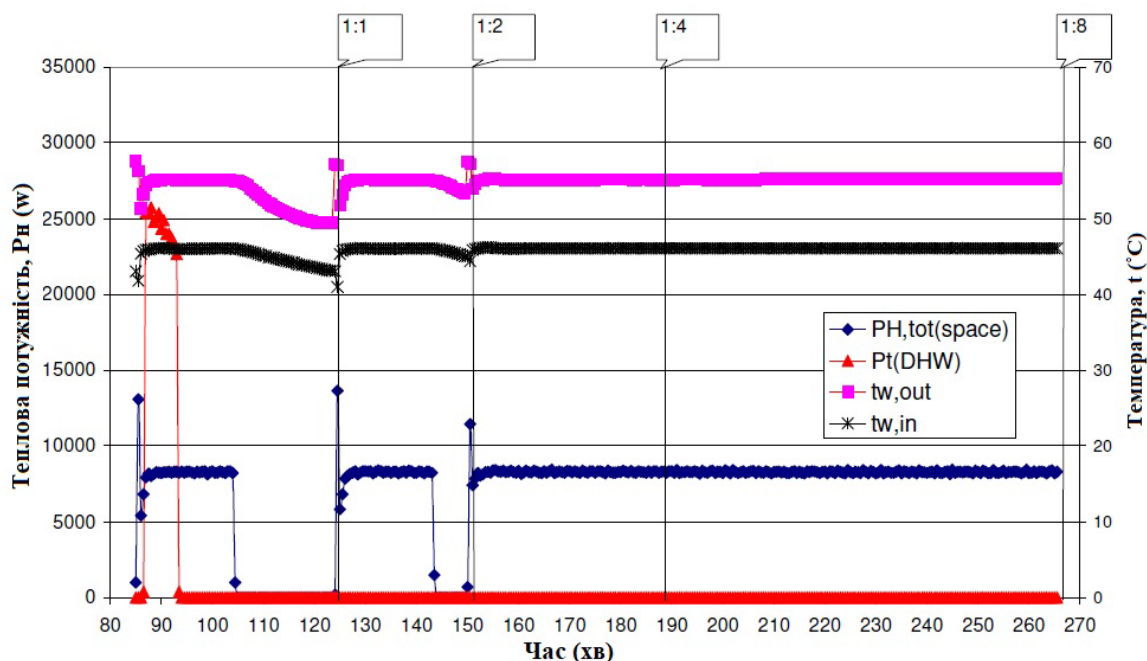


Рис 4.4 Тестовий цикл для одночасної роботи з оцінкою співвідношення

$$Q_{SH}/Q_{DHW}$$

Процедура випробування для розділення режимів ГВ та ГВП. Цикл EN 255-3 не потрібно змінювати, оскільки час роботи обчислюється під час розрахунку для характеристики одночасної роботи. Завдяки рішення щодо методу розрахунку можна скоротити час тестування, оскільки не потрібно розглядати жодне обов'язкове тестування різних співвідношень Q_{SH}/Q_{DHW} , оскільки визначається частка комбінованої роботи шляхом оцінки часу роботи.

Пропозиція щодо методу розрахунку. Відповідно до юридичного тексту цілі методу розрахунку, повинні бути прозорими, наскільки це можливо, простими у використанні, виконуваними без великих обчислень та здатними забезпечити сезонний коефіцієнт ефективності (SPF) для одинарних та комбінованих робочих систем теплових насосів. Результати, в свою чергу, прослужать основою для порівняння систем теплових насосів між собою, а також для порівняння з іншими типами систем опалення. Отже, переваги розміщення систем, з точки зору споживання первинної енергії або викидів вуглекислого газу для певних граничних умов слід сприяти. Оскільки тестування проводиться для того, щоб доставити необхідні характеристики характеристик (вихідна потужність, COP) для проведення розрахунку, тестування повинно бути узгодженим з методом розрахунку. Учасники Додатку 28 МЕА ПТН (IEA HPP - International Energy Agency Heat Pump Program, тобто програма теплового насоса міжнародного енергетичного агентства) домовились про метод розрахунку на основі методу сміття. Оскільки вона була розроблена у швейцарському національному проекті як основа для розширення для комбінованої експлуатації. Потім підсумовується обговорення різних пропозицій національних проектів щодо розширення методології комбінованої операції та викладено рішення, прийняте на 4-й робочій зустрічі.

Принцип методології сміття. Методологія бункеру базується на сукупній річній частоті зовнішньої температури, що є одним із основних впливів на потребу в енергії опалення приміщення.

Криві тривалості, які використовуються в технологіях опалення, іноді відображаються з обертанням на 90 ° за годинниковою стрілкою. Для створення щорічної частоти на основі погодинних значень зовнішньої температури, деталі наведені у звіті швейцарського національного проекту.

Сукупна річна частота навколишньої температури сухої цибулини поділяється на температурні класи, які називаються контейнерами. Метод передбачає, що умови експлуатації в робочій точці є дійсними для цілого смітника, тобто умови експлуатації характеризують середні умови роботи смітника, і тому встановлюються в центрі смітника. Метод не передбачає кількості бункерів, однак для

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нагрівання зазвичай вибирають від трьох до п'яти рівномірно розподілених робочих точок. Кількість повинна відповідати доступній кількості тестових балів.

Визначення енергетичної фракції проводиться шляхом оцінки сукупного ступеня нагріву годин, отриманого з щогодинної щорічної частоти навколишньої температури сухого повітря. Вони залежать від ділянки, розрахункової температури приміщення та верхньої межі температури для опалення. Ваговий коефіцієнт характеризується енергетичною потребою відповідного бункера, пов'язаною із загальною енергетичною потребою, яку можна отримати за годинами нагріву відповідно до:

$$w_i = \frac{Q_i}{Q_t} = \frac{HDH_{\theta,upper,i} - HDH_{\theta,lower,i}}{HDH_t}$$

Де:

w_i - енергійний ваговий коефіцієнт;

Q_i - потреба в енергії в сміттєвому контейнері;

Q_t - загальна потреба в енергії;

HDH_t - загальна кількість годин опалення;

$HDH_{\theta,upper,i}$ - години нагрівання до температури у верхньому кінці контейнера;

$HDH_{\theta,lower,i}$ - години нагрівання до температури в нижньому кінці контейнера;

Коефіцієнт продуктивності відповідного бункера можна отримати за рівнянням:

$$PF_i = \frac{Q_{bl,i}}{\frac{(Q_{bl,i} + Q_{l,cyc,i} + Q_{l,s,i})}{COP_i} + W_{aux,i}}$$

Де:

PF_i - коефіцієнт продуктивності;

$Q_{bl,i}$ - Вимоги до опалення будівлі;

$Q_{l,cyc,i}$ - циклічні втрати теплового насоса;

$Q_{l,s,i}$ - втрати накопичувачів опалювальних сховищ;

COP_i - коефіцієнт продуктивності в робочій точці в контейнері і, прийнятий як коефіцієнт продуктивності контейнера;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$W_{aux,i}$ - додаткова допоміжна енергія, що не враховується при стандартних випробуваннях, наприклад для відкачки джерела.

Чисельник у рівнянні 10 описує теплову потребу в смітєвому контейнері, а знаменник описує необхідну введену електричну енергію для отримання цієї енергії з урахуванням наступних енергій для кожного смітєвого контейнера:

- побудова енергетичних потреб;
- втрати енергії при зберіганні;
- втрати енергії на велосипеді;
- додаткові допоміжні енергії для роботи системи, які не включені до стандартних значень COP, наприклад для Європи відповідно до EN 14511 або EN 255-3 відповідно, наприклад, для частин накачування джерела та раковини та управління в режимі очікування в періоди вимкнення.

Залежно від межі системи розглядаються не всі з цих енергій.

Після обчислення кожного бункера виконується зважування з ваговими коефіцієнтами та підсумовування окремих бункерів для отримання сезонного коефіцієнта роботи теплового насоса згідно рівняння:

$$SPF_{hp} = \frac{Q_t}{\sum_i \frac{Q_i}{PF_i}} = \frac{1}{\frac{\sum_i Q_i}{\sum_i \frac{Q_i}{PF_i}}} = \frac{1}{\sum_i \frac{w_i}{PF_i}}$$

Де:

SPF_{hp} - сезонний коефіцієнт продуктивності системи теплового насоса;

Q_t - загальна потреба в енергії;

Q_i - потреба в енергії, яку покриває тепловий насос у контейнері;

w_i - ваговий коефіцієнт;

PF_i - коефіцієнт продуктивності в контейнері.

Для моноенергетичних або двовалентних систем теплових насосів для обчислення сезонного коефіцієнта продуктивності системи SPF_{sys} проводиться подальше зважування з частками енергії для роботи теплового насоса та резервної роботи.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$SPF_{sys} = \frac{Q_t}{\frac{Q_{hp}}{SPF_{hp}} + \frac{Q_{bu}}{\eta_{bu}}}$$

Де:

SPF_{sys} - сезонний коефіцієнт ефективності системи для бівалентної системи;

Q_t - загальна потреба в енергії;

Q_{hp} - частка Q_t , покрита тепловим насосом;

SPF_{hp} - сезонний коефіцієнт роботи теплового насоса;

Q_{bu} - частка Q_t , покрита резервною копією;

η_{bu} - ефективність резервного генератора.

Подібний розрахунок можна провести для частини системи гарячого водопостачання на основі результатів випробувань. Для водонагрівачів з тепловим насосом виконується лише цей розрахунок гарячої води. Результатом розрахунку гарячої води є сезонний коефіцієнт продуктивності гарячої води SPFDHW. Два сезонні фактори продуктивності поєднуються енергетичними фракціями так само.

Цей принцип розрахунку адаптований до вимог схеми розрахунку EPBD. Оскільки результатом європейської стандартизації є не SPF, а вхід енергії в систему для покриття потреб опалення/ГВП, оцінюється знаменник вищезазначеного сезонного коефіцієнта ефективності. Розрахунок одиничних енергій також пристосований до стандарту, щоб узгоджуватися зі стандартами для інших теплових генераторів, наприклад - котли.

Потреба в енергії. Вимоги до тепла в системах опалення приміщень в основному можуть бути оцінені за розрахунковим тепловим навантаженням, яке доставляється згідно з EN 12831, або за річною потребою в енергії, що доставляється за EN ISO 13790. Цей стандарт в даний час переглядається в рамках EPBD. Оскільки EN ISO 13790 є основним стандартом

в рамках EPBD він є основою для вхідних значень, а саме вимоги системи розподілу. Більше того, як правило, енергетична цінність є більш реалістичною порівняно з проектним тепловим навантаженням, заснованим на EN 12831, оскільки враховуються внутрішні та сонячні посилення, тоді як проектне теплове навантаження насправді є проектним значенням, заснованим на гірших умовах, що

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечує вищі річні енергетичні значення без корекції з використанням приростів. Відповідно до принципу EPBD, потреба в енергії опалення приміщення буде підсистемою розподілу потреб. Потреба у гарячій воді для побутових потреб також буде визначена в рамках EPBD prEN15316 (колишня prEN14335).

Відповідно до національних норм, потреба в енергії може оцінюватися по-різному, наприклад виконуючи баланс потужності з урахуванням втрат на передачу та вентиляцію, а також внутрішніх прирістів. Наприклад, у Швеції теплове навантаження можна розрахувати, використовуючи розраховану температуру зовнішнього повітря, температуру подачі та подачі в умовах зовнішнього проектування та річне використання енергії та криву тривалості зовнішньої температури як вихідні дані.

Метеорологічні дані ділянки та температура джерела. Метеорологічними даними, необхідними для розрахунку, є, в основному, зовнішня температура сухого повітря в цибуліні, наскільки це можливо з погодинною роздільною здатністю, що є основою для сукупної річної частоти місця. Ці дані повинні бути надані у національному додатку до стандартів. Якщо національні дані відсутні, можна використовувати Програмне забезпечення «Meteonorm», яке містить дані по всьому світу, що генеруються на основі щомісячних величин із підходами статистичного розрахунку, а також містять дані метеостанцій.

Для **зовнішніх теплових насосів повітря-вода**, температура зовнішнього повітря безпосередньо відповідає температурі джерела і може використовуватися для визначення температурних умов робочої точки. Температура вологої лампочки може бути пов'язана із зовнішніми умовами повітря, як це зроблено в EN 14511, або можна використовувати криві тривалості.

Для **витяжних теплових насосів повітря-вода** без рекуперації тепла температура в приміщенні, тобто температура джерела теплового насоса є постійною. Однак температура вологої колби залежить від зовнішньої температури і може бути вказана як співвідношення або може бути розрахована на основі вологості зовнішнього повітря, швидкості потоку вентиляції та зволоження повітря в приміщенні (від людей та різних видів діяльності). Швидкість зволоження в межах 3 г/м³. Зокрема в поєднанні з рекуперацією тепла, що використовується в компакт-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

них агрегатах, може знадобитися додаткове випробування та розрахунок для оцінки температурних умов теплового насоса.

Для **теплових насосів розсіл-вода** слід враховувати характеристики ґрунту. З одного боку, співвідношення між температурою землі та температурою зовнішнього повітря, а з іншого боку, підхід, заснований на часі. Вчені, виступають за певне співвідношення між температурою ґрунту та температурою зовнішнього повітря.

Для **теплових насосів "вода-вода"** температура джерела зазвичай встановлюється постійною у випадку ґрунтової води. У випадку поверхневих вод, умови ділянки повинні бути відомими, і вони повинні бути вказані в національному додатку.

Цікава концепція реалізована в Німеччині в рамках DIN V 18599, національної німецької імплементації EPBD. Усі метеорологічні граничні умови стосуються однієї стандартної ділянки в країні, оскільки метою стандарту є порівняння різних рішень систем опалення, а не конструкція системи. Тим самим усуваються регіональні відмінності.

Пропозиція:

Температура подачі опалювальної системи. Температура подачі опалювальної системи задається регулятором у вигляді кривої характеристики опалення, і може бути пов'язана з температурою зовнішнього повітря контейнера. Рецепти характеристичних характеристик опалення наведені для різних типів систем опалення у національних стандартах і, таким чином, повинні бути вказані в національних додатках.

4.2 Характеристика коефіцієнта поглинання та вихідної потужності ТН.

Основними вхідними значеннями розрахунку для характеристики теплового насоса є вихідна потужність та COP теплового насоса. Ці значення отримують за допомогою стандартних випробувань. Насправді одним із завдань було - оцінка та вдосконалення існуючого стандарту випробувань у відповідності зі значеннями, необхідними для розрахунку та розширення, щоб охопити комбіновані системи експлуатації ТН. Тому дуже важливо обмежити обчислення використанням стан-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

дартних значень. Однак тестування може надати дані про ефективність та потужність лише в окремих точках усього діапазону експлуатації, а саме в фіксованих точках тестування. У випадку мало інформації про тестування. Одним із підходів є постулювання про постійну ексергетичну ефективність. З метою зменшення витрат на випробування було вирішено, що відсутні значення характеристики ГВП повинні бути отримані шляхом інтерполяції нагрівальної характеристики.

Експлуатація часткового навантаження. В даний час метод розрахунку посиляється на результати випробувань відповідно до CEN/TS 14825. Однак часто відсутні результати випробувань цієї технічної специфікації. У цьому випадку наводяться значення за замовчуванням, отримані в результаті польових вимірювань зовнішнього теплового насоса з використанням EDF. Однак результати розслідування, не схвалюють цю оцінку, тому значення слід переглянути. Таким чином, тестування режиму часткового навантаження для фіксованих крокових одиниць не є необхідним, якщо визначається потужність в режимі очікування, оскільки це може бути враховано окремо, оскільки вхідна потужність в режимі очікування вже включена. Тим не менше, можливий вплив на температуру подачі i , отже, на COP не враховується цим підходом.

Параметри приєднаних накопичувальних систем

У разі встановлених систем буферного накопичувального опалення слід враховувати параметри накопичувальної системи щодо втрат тепла та вимог до температури. Таким чином, повинні бути вказані значення теплових втрат, тобто $(U \cdot A)$, і рівень температури накопичувача.

У разі використання накопичувачів гарячої води для гарячого водопостачання споживана потужність для покриття втрат при накопиченні оцінюється в європейському стандарті EN 255-3. Однак цей стандарт забезпечує лише електричну потужність, а не теплові втрати, оскільки COP для перегріву сховища невідомо, зокрема він не такий, як COP_t для видобутку гарячої води. У схемі розрахунку EPBD теплові втрати необхідні для оцінки відновлюваних теплових втрат системи. Тим не менше, вирішено оцінити характеристику нагрівання за допомогою температурних налаштувань регулятора ГВП для оцінки COP. Отже, використо-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

вуючи інтерпольовані значення нагрівальних характеристик, результуюча COP може доставити необхідні теплові втрати накопичувача.

Номінальна потужність допоміжних систем. Відповідно до межі системи, COP відповідно до європейських випробувань EN 14511 або EN 255-3, відповідно, не включає всі допоміжні енергії. Таким чином, додаткова допоміжна енергія може бути оцінена за часом роботи теплового насоса, або, якщо допоміжний компонент проходить. Кількість та визначення сміттєвих контейнерів відповідно до різних пропозицій щодо комбінованої операції, також відрізняється.

Визначення контейнерів повинно проводитися таким чином, щоб потреба в енергії в кожному контейнері, представленому площею, однакова. Тоді зважування всіх контейнерів однакове, але тестові точки більше не знаходяться в середині контейнерів.

Відповідно до швейцарського підходу положення робочих точок повинно відповідати положенню контрольних точок. Кількість не є фіксованою, однак визначається тестовими балами. Обмеження контейнера знаходяться посередині тестових точок. Для літньої експлуатації пропонується від одного до трьох тестових пунктів залежно від коливань температури джерела.

Пропозиція:

Виглядає доцільним використовувати, наскільки це можливо, значення тестування без інтерполяції температури джерела. Тому рекомендується визначати смітники на основі тестових точок, а не на основі енергетичних потреб у сміттєвому контейнері.

Підсумовуючи, метод полегшує вищезазначений підхід до сміття двома способами:

- шляхом оцінки лише двох режимів роботи: тільки ГВП та комбінована ГВС/ГВП, тобто жодна робота ГВ більше не тестується в комбінованих операційних системах, опалення приміщення враховується лише у поєднанні з роботою системи ГВП і відбувається лише залежно на тестових профілях;
- шляхом зменшення кількості бункерів, враховуючи лише пори року та типові дні з профілями як для опалення приміщень, так і для роботи гарячої води

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

для побутової води: "1-денним методом" оцінюються три контейнери, зимовий сезон із комбінованими ГВП та проміжний та літній сезон лише з гарячою водою.

У "3-денному методі" пори року поділяються на типовий день холодний, середній і теплий. Порівняння показує, що при даних граничних умовах розрахунку достатньо "методу на 1 день" і дає результати, подібні до "методу на 3 дні".

Відповідні характеристики системи теплового насоса оцінюються шляхом тестування як з профілями SH, так і з ГВП на фіксовані температурні умови.

Оцінка комбінованої роботи щодо співвідношення Q_{SH}/Q_{DHW} Цей підхід для розрахунку був представлений шведською командою у зв'язку з пропозицією щодо процедури випробування. Основною відмінністю розрахунку до вищеописаного методу є обробка режимів роботи. У шведському підході час роботи в різних режимах роботи більше не розділяється, але характеристика теплового насоса інтерполюється щодо співвідношення Q_{SH}/Q_{DHW} відповідно до відповідної оцінки результатів випробувань на основі стандартів EN 14511 та EN 255-3.

Робота опалення приміщення більше не розділяється на окремі ГВ та комбіновані ГВ та ГВС, але період опалення трактується як період, де можлива комбінована робота, тоді як влітку працює виключно режим ГВП. Однак робота лише з обігрівом приміщення в зимовий час враховується співвідношенням вимог $X = Q_{SH}/Q_{DHW}$. Отже, у літній час коефіцієнт наближається до нуля (режим роботи лише ГВП і $Q_{SH} = 0$), тоді як у зимовий час це співвідношення, залежно від граничного стану розрахункової системи (наприклад, типу будівлі, характеристик накопичувача ГВП, тощо) знаходиться в діапазоні $X = 2$ для приміщень з наднизькою енергією та близько $X = 10$ для старих будівель. Отже, для розрахунку не потрібні ні розподіл опалення приміщення та роботи ГВП, ні оцінка часу роботи. Однак тестування має надати достатньо інформації про характеристику теплового насоса, щоб розрахувати значення ефективності та значення вихідної потужності для відповідних коефіцієнтів X . Для проведення розрахунку інтерполяція характеристики теплового насоса виконується в наступному порядку:

- щодо співвідношення Q_{SH}/Q_{DHW} ;
- щодо температури раковини;
- щодо температури джерела;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сезонний коефіцієнт продуктивності обчислюється підсумовуванням за всіма контейнерами, як описано в наведеному вище методі.

4.3 Поділ режимів роботи для ГВ та ГВП.

У цьому підході, заснованому на методі, розробленому Швейцарією, одиничні режими роботи обробляються незалежно один від одного, тобто експлуатація лише опалення приміщення характеризується результатами випробувань для режиму обігріву приміщення, а робота лише ГВП характеризується характеристика теплового насоса в режимі ГВП. Характеристика ТН, незалежна від співвідношення Q_{SH}/Q_{DHW} , оцінюється для комбінованої роботи. Частка комбінованої роботи оцінюється за часом роботи в кожному режимі роботи, який визначається з вихідної потужності теплового насоса у відповідному режимі роботи.

Екскурс: Розподіл введеної електроенергії. Для оцінки виникає суттєва проблема: можна виміряти лише загальне споживання електроенергії, але це загальне споживання електроенергії навряд чи буде виділене на єдині функції опалення приміщень та гарячого водопостачання. Для вирішення цієї ситуації виникають дві можливості:

- Можна зробити припущення щодо розподілу загального споживання електроенергії, яке не обов'язково відображає реальні фізичні умови, але є обґрунтованим для отримання ключових показників для порівняння різних систем. Було застосовано два підходи для одночасної роботи в двох режимах роботи, один характерний для комбінованої ГВ та один для комбінованої ГВП:

- У системах з пароперегрівачем система опалення приміщення отримує лише частину загальної вихідної потужності теплового насоса (лише частка, відокремлена в конденсаторі), тому стан енергії опалення приміщення апроксимується частковим навантаженням COP при цих значеннях. Ефективність часткового навантаження визначається тестуванням із 50% навантаженням згідно CEN/TS 14825. При цьому значенні коефіцієнта корисного навантаження обчислюється частка введеної електроенергії в систему опалення приміщення, а решта враховується в системі гарячого водопостачання.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однак проблематичним видається те, що тепловий насос не працює у режимі часткового навантаження, як при циклічному випробуванні згідно CEN / TS 14825 із 50% увімкненим та 50% вимкненим станом компресора, тому ефекти вимірюються в циклічному Випробування може не характеризувати сумісну роботу при повному навантаженні опалення приміщення та гарячої води. Отже, це практичний підхід для розподілу введеної електроенергії для опалення приміщень та роботи ГВП.

○ Другий підхід стосується систем, що використовують переохолодження конденсату, і має на меті корисне і справедливе порівняння з альтернативною комбінованою роботою. При альтернативній комбінованій роботі на роботу опалення приміщення не впливає робота ГВП, оскільки тепловий насос перемикається, і, отже, обидва режими роботи незалежні. Отже, для оцінки COP режиму лише опалення приміщення підтримується постійним, тобто всі прибутки або втрати в споживанні енергії враховуються в частині ГВП. Це може бути не фізична реальність, але це дозволяє абсолютно справедливе порівняння з альтернативною комбінованою операційною системою.

Однак цей підхід залежить від конфігурації системи, оскільки в системах з безперегріванням коефіцієнт корисного випромінювання в комбінованому режимі зміниться порівняно з роботою лише для обігріву приміщення, тоді як у системах з переохолодженням конденсату це навряд чи так.

- Ключовим показником для порівняння є загальний SPF. Таким чином, комбіновану роботу можна розглядати як окремий режим роботи, і для розрахунку розглядаються три різні режими роботи (одинарна ГВП, лише ГВП, комбіноване опалення-ГВП) замість двох.

Останнє рішення для розгляду комбінованої операції як окремого режиму роботи є простішим і прагматичнішим, і, отже, може мати переваги щодо простого у використанні методу розрахунку. Це основа наступного розрахункового підходу для одночасної роботи. Однак, роблячи це, частка комбінованої операції повинна бути відома, щоб виконати адекватне зважування.

Рішення:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розподіл загальної кількості введеної електроенергії в режими роботи опалення приміщення/гаряча вода для гарячого водопостачання не виконується, але введення електроенергії враховується за трьома режимами роботи: одне опалення приміщення, лише гаряча вода та комбінована ГВП.

4.4 Сонячні панелі та колектори

Розрізняють декілька типів сонячних колекторів: вакуумні трубчасті різних конструкцій, плоскі і гібридні. Розрізняють також сезонні і цілорічні геліосистеми. У сезонних (термосифонних) установках підігрівається вода, вони продуктивно працюють тільки з весни до осені, взимку не використовуються через загрозу замерзання води. Це відмінний варіант для нагріву води у відкритих басейнах, а також для душових в будинках і базах відпочинку, пансіонатах або в відкритих басейнах аквапарків.

Цілорічні вакуумні трубчасті і плоскі колектори продуктивно працюють цілий рік, але тільки в сонячну погоду. Усередині систем циркулює незамерзаючий теплоносій (наприклад - пропіленгліколь). У гібридних моделях (PVT-колекторах) - виробляється електроенергія і підігрівається вода.

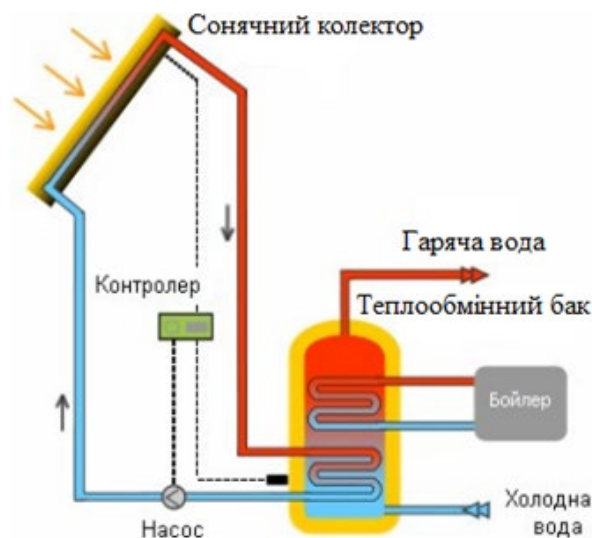


Рис 4.5 Схема роботи сонячного колектора

- Нагрів води;
- Продуктивність геліосистем різниться в залежності від інтенсивності сезонної сонячної інсоляції в місцевості установки і просторової орієнтації панелей або трубок;

- Геліосистеми більше ефективні в літню пору, коли сонце найбільш активно посиляє тепло. У зимовий час через похмурих днів і меншої кількості тепла, одержуваного від сонця, продуктивність геліосистем падає в кілька разів і тепла вистачає тільки на частковий нагрів теплоносія;

- З їх допомогою можна майже повністю з травня по вересень задовольнити потреби будинку, квартири або комерційного підприємства в гарячій воді. За реальними даними отримують до 90% від потрібного обсягу гарячої води. У зимовий час продуктивність геліосистем падає в 4-5 разів, кількість отриманого від сонця тепла для підігріву води падає до 30%;

- Вони розраховуються з розрахунку, що в день на одного члена сім'ї необхідно підігріти до 40-50 літрів води. Геліосистема з 30 вакуумних трубок, встановлена на даху будинку, здатна в літній день підігріти до 280-300 літрів води з температурою до 60 градусів. Цього достатньо для побутових потреб сім'ї з 4-6 чоловік;

- Гаряча безкоштовна вода завжди доступна, якщо вдень світить сонце. Але теплопродуктивність залежить від кута нахилу і напрямки поля колектора до падаючих сонячних променів;

- Сонячні колектори можуть передавати вироблене тепло через проміжні теплообмінники в систему опалення, для попереднього нагріву води в контурах опалення, знімаючи теплове навантаження з котла (теплового насоса).

Сонячні плити. Сонячна енергія, яка є яскравим, чистим та безпечним джерелом енергії, є привабливою заміною звичайного палива для приготування їжі. У літературі є два дослідження, проведені щодо ексергетичної оцінки роботи сонячних плит. Проста конструкція та недорога сонячна плита параболічного типу (SPC), показана на рис 4.5. Оцінена ефективність використання енергії та ексергії кухонної плити.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

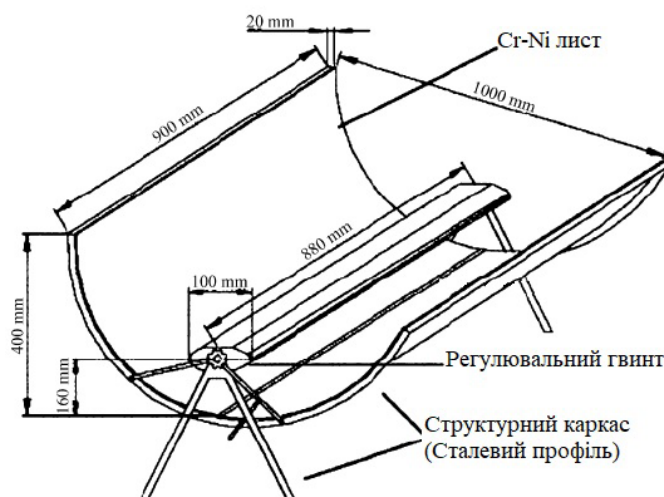


Рис 4.6 Ескіз сонячної параболічної плити

Миттєву ефективність ексергії сонячної плити можна визначити як відношення підвищеної ексергії води до ексергії сонячного випромінювання, її можна розрахувати наступним чином:

$$\varepsilon_{s\ cook,1} = \frac{\dot{m}_w C_w * \left[(T_{w,out} - T_{w,in}) - T_0 \left(\ln \left(T_{w,out} / T_{w,in} \right) \right) \right] / \Delta_t}{I_T A_{cook} \left[1 + 1/3 \left(T_0 / T_s \right)^4 - (4/3) \left(T_0 / T_s \right) \right]}$$

Ефективність навантаження SPC була визначена як відношення ексергії корисного тепла Q_{3u} , при температурі T_3 , та ексергії сонячного випромінювання при температурі T_s . Було запропоновано наступне:

$$\varepsilon_{s\ cook,2} = \frac{\dot{Q}_{3u} \left(1 - \left(T_0 / T_3 \right) \right)}{I_T \left[1 + 1/3 \left(T_0 / T_s \right)^4 - (4/3) \left(T_0 / T_s \right) \right]}$$

З корисним теплом, що передається через стінку посудини, яку дає:

$$\dot{Q}_{3u} = A_3 U_3 (T_3 - T_w)$$

З корисним теплом, що передається через стінку посудини, заданою де T_3 - абсолютна температура поверхні «3», A_3 - площа зовнішньої поверхні 3 нагрівача, U_3 - коефіцієнт тепловіддачі (що враховує електропровідну тепловіддачу через стінку посудини та конвективну тепловіддачу від внутрішньої поверхні посудини до води) і T_w абсолютна температура води в посудини, як показано на рис. 13.

Рис 4.5 ілюструє розміри SPC. Габаритні розміри SPC складають $0,9 \times 1 \text{ м}^2$. SPC був побудований із сталевого профілю та сплаву Cr–Ni. Конструкційний каркас SPC, виготовлений із сталевого профілю розмірами $0,15 \times 0,15 \text{ м}^2$ та листа сплаву Cr–Ni, був накручений на раму. Товщина листа Cr – Ni становила $0,0005 \text{ м}$. У центрі концентруючого відбивача був приварений котел шириною $0,10 \text{ м}$ і глибиною $0,05 \text{ м}$. Посудина виготовлена з оцинкованого сталевого листа товщиною $0,005 \text{ м}$. Усі зовнішні поверхні посудини були пофарбовані чорним матом. Рефлектор можна було відрегулювати за допомогою двох гвинтів з обох боків посудини.

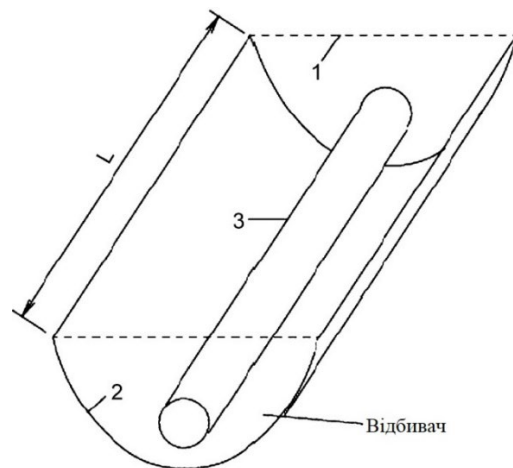


Рис 4.7 Схема сонячної параболічної плити

Випромінювальна здатність поверхонь посудини та екрану становила $0,87$ та $0,45$ відповідно. Передбачалися такі дані: інтервал часу $\Delta t = 600 \text{ с}$, постійна питома теплоємність води $C_w = 4,2 \text{ (кДж/кг*К)}$ та температура сонячного випромінювання $T_s = 6000 \text{ К}$. Період часу був з $10:00$ до $14:00$ сонячний час. Протягом цього періоду було встановлено, що середньодобова температура води в SPC становила 333 К , а середньодобова різниця між температурою води та температурою навколишнього повітря становила $31,6 \text{ К}$. Ексергійна потужність SPC варіювала між $2,9$ і $6,6 \text{ Вт}$. Отримано ефективність ексергії SPC від $0,4\%$ до $1,25\%$.

Тепло промислового процесу. Циліндричні параболічні колекторні системи виглядають дуже перспективними для доставки теплових технологій в промислових процесах в діапазоні температур подачі $95\text{--}350 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис 4.7). Підтверджене результатами та представило нестабільний аналіз продуктивності цієї системи. Також було оцінено ексергетичну ефективність конкретних систем, тоді як аналіз

враховував нестационарну термічну та ексергетичну оцінку колектора та резервуара для зберігання.

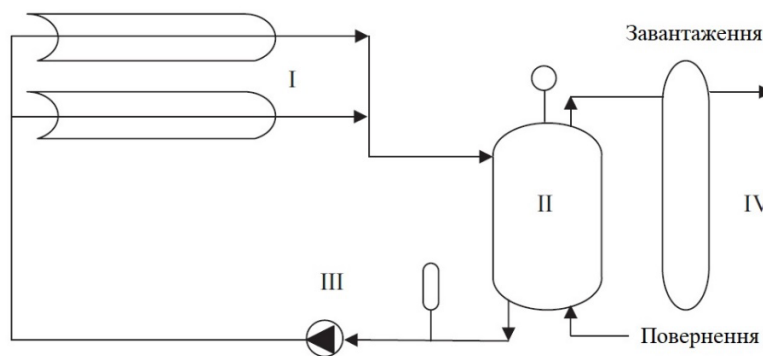


Рис 4.8 Схематичний вигляд системи опалення сонячного процесу:

I: циліндричний параболічний колекторний масив, II: накопичувальний бак,
III: циркуляційний насос, IV: допоміжний нагрівач.

Енергетичну ефективність циліндричного параболічного сонячного колектора розраховували наступним чином:

$$\varepsilon_{par,col} = 1 - \frac{\dot{I}_{par,col}}{\dot{E}x_{par,s}}$$

3

$$\dot{E}x_{par,s} = A \Psi_{srad,be,d}$$

Додатковий обігрівач у системі усунув різницю між потребою в енергії та збиранням сонячної енергії. Коли температура води, що надходить у вантаж, опускається нижче заданого рівня температури, спрацьовує допоміжний нагрівач. Результати моделювання показали, що ексергетична ефективність (при максимальному значенні близько 37%) сильно залежала від співвідношення масових витрат та використання допоміжного нагрівача в системі.

Сонячні теплові електростанції. Сонячну теплову енергетичну систему в цілому можна розглядати як таку, що складається з двох підсистем, а саме підсистеми колектор-приймач та підсистеми теплового двигуна, як показано на рис. 16. Схема колектор-приймач складається з ряду параболічних жолобних колекторів, розташованих у модулях, що працюють в режимі відстеження. Основними компонентами контуру теплового двигуна є нагрівач (тут теплообмінник котла), турбіна з двома ступенями, конденсатор, насос та регенератор. Аналіз навантажень проводиться у двох основних підсистемах разом з їх компонентами. Загальна ефе-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						113
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ктивність ексергії схеми колектор-приймач обчислюється аналогічним чином, наведеною в рівнянні наступним чином:

$$\varepsilon_{o,col-rec} = \frac{\dot{E}x_{u,col-rec}}{\dot{E}x_{par,s}}$$

З корисною ексергією всього параболічного колектора:

$$\dot{E}x_{u,col-rec} = n_{par,col} * \dot{E}x_u$$

Та ексергію, отриману параболічним колектором, дають як:

$$\dot{E}x_{par,s} = \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)$$

Де $n_{par,col}$ - кількість параболічних колекторів, $\dot{Q}_s$ - передане сонячне тепло, а T_s - сонячна температура.

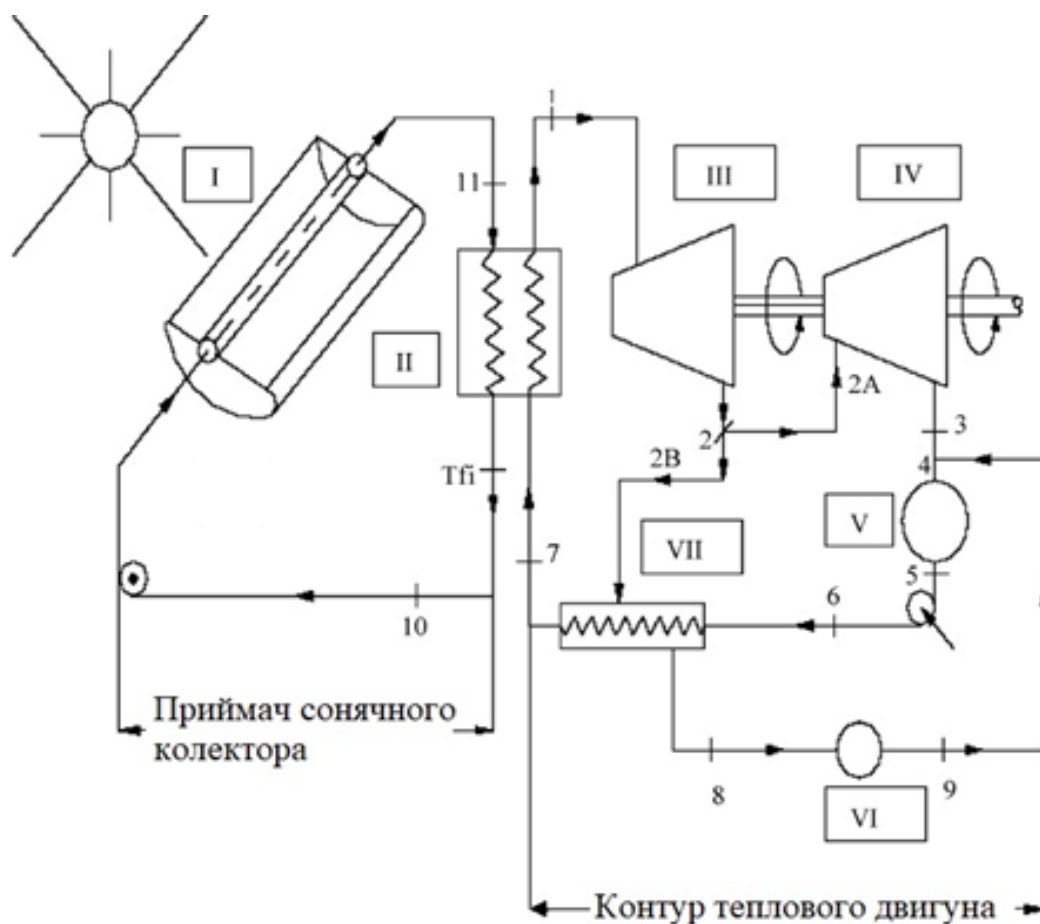


Рис 4.9 Наведена схема сонячної електростанції:

(I) Параболічний наскрізний колектор, (II) теплообмінник котла, (III) турбіна високого тиску, (IV) турбіна низького тиску, (V) конденсатор, (VI) клапан, (VII) регенератор

Розділ 5. Охорона праці.

Метою стандарту EN 378 є - зниження ймовірності виникнення потенційних аварій з боку холодильних установок і холодоагентів зі збитком для життя і здоров'я людей, майна та навколишнього середовища.

Ці аварії головним чином можуть бути обумовлені фізико-хімічними властивостями холодоагентів, а також дією тисків і температур, що виникають в процесі реалізації холодильних циклів.

Недостатність запобіжних заходів може призвести:

- до руйнування окремих елементів системи, в тому числі вибухового характеру з подальшою можливістю розльоту осколків;
- викиду холодоагенту з ризиком заподіяння шкоди або шкоди навколишньому середовищу, отруєння атмосфери токсичними речовинами через поломки, витоків, викликані поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильної утилізацією;
- займання (загоряння) впливає холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

Для розгляду екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040. На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

- розташування системи;
- енергетична ефективність системи;
- тип холодоагенту;
- циклограма роботи системи;
- величина витоків холодоагенту;
- вплив навантаження на ефективність;
- мінімізація теплоприводів;
- методи контролю і управління роботою системи.

Непряме вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості ви-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		115

користання інших холодоагентів. Тільки аналіз типового життєвого циклу системи дозволяє виявити ключові позиції, при яких додаткові інвестиції можуть привести до досягнення більш вигідних результатів.

Небезпеки, обумовлені величинами тиску і температури в холодильних системах, в основному виникають внаслідок одночасної присутності в холодильному контурі рідкої і газоподібної фаз холодоагенту. Крім того, ступінь впливу холодоагенту на різні компоненти системи залежить не тільки від процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів. Перелік небезпек:

а) прямий вплив екстремальних температур, наприклад:

- розтріскування матеріалів при низькій температурі;
- замерзання рідини в замкнутому просторі (вода, розсіл і т. д.);
- термічні напруги;
- об'ємні деформації при зміні температури;
- несприятливий вплив низьких температур на людей;
- дотик до гарячих поверхонь;

б) вплив надмірного тиску в результаті, наприклад:

- підвищення тиску конденсації внаслідок недостатнього охолодження, парціального тиску неконденсованих газів, накопичення масла або холодоагенту в рідкій фазі;

- підвищення тиску насиченої пари через надмірний зовнішній нагрів, наприклад, при високій температурі навколишнього середовища під час стоянки системи;

- теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури;

- пожежі;

с) безпосередній вплив рідини, наприклад:

- надмірна заправка або затоку обладнання;

- потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі;

- гідравлічний удар в трубах;

- погана мастило через розрідження масла;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кавітація;

d) витоку холодоагенту, наприклад:

- пожежа;

- вибух;

- токсичність, включаючи продукти горіння;

- роз'їдаюче вплив;

- обмороження шкіри;

- задуха;

- паніка;

- руйнування озонового шару;

- парниковий ефект;

e) обертів частини механізмів, наприклад:

- поранення;

- втрата слуху через надмірного шуму;

- пошкодження, викликані вібраціями.

Слід також звернути увагу на небезпеку, загальні для всіх компресорних систем, такі як висока температура нагнітання, гідравлічний удар, неправильне поводження і зниження механічної міцності, викликане корозією, ерозією, термічним напруженням, вібрацією або гідравлічними ударами.

Особливу увагу слід звернути на корозію в холодильних системах, оскільки такі системи працюють в специфічних умовах поперемінних циклів "заморожування - відтавання", і обладнання, закритого теплоізоляцією.

Захист персоналу, що знаходяться в холодильних камерах. Загальні положення.

Щоб звести до мінімуму ризик для людей, які знаходяться в холодильних камерах, іноді в умовах впливу на них потужних повітряних потоків рекомендується вживати заходів, описані нижче. Перш за все слід вжити всіх заходів обережності, щоб гарантувати, що ніхто не виявиться заблокованим в холодильних камерах в кінці робочого дня. Справжнім додатком передбачені запобіжні заходи для холодильних камер, розташованих на нульовому рівні.

Тривожна кнопка

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						117
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від умов експлуатації для холодильних камер з внутрішнім об'ємом понад 10 м передбачають наявність таких пристроїв:

а) пристрій, що подає сигнал тривоги при натисканні на світяться кнопки або зволіканні шнурка, розташоване у відповідному місці усередині холодильної камери, при роботі якого виникає звуковий і світловий сигнал там, де гарантовано постійна присутність людини. Зазначені сигнали не можуть бути відключені до тих пір, поки по них не буде зроблено відповідних дій;

б) сигнальний пристрій підключають до електричного кола з напругою не більше 12 В. З цією метою передбачають наявність електричних батарей харчування з ємністю, яка забезпечує тривалість роботи пристрою не менше 10 год, і пристрій автоматичної зарядки електричних батарей від основної електромережі. При використанні трансформатора слід передбачати для його харчування окрему ланцюг, не пов'язану з ланцюгами харчування всього іншого електрообладнання холодильної камери. Крім того, слід передбачити захист пристрою від корозії, замерзання або утворення льоду на контактних поверхнях;

с) освітлення усередині холодильної камери забезпечують за допомогою паралельно приєднаних вимикачів, розташованих як всередині камери, так і зовні, при цьому освітлення усередині холодильної камери не повинно відключатися тільки зовнішнім вимикачем;

д) вимикачі з контактами або іншими системами того ж призначення для вентиляторів холодильної камери, встановлені усередині камери, монтують паралельно з вимикачами, встановленими зовні, таким чином, щоб вентилятори, зупинені за допомогою внутрішнього вимикача, не можна було б запустити за допомогою зовнішнього вимикача;

е) вимикачі освітлення в камері повинні бути обладнані постійної підсвічуванням;

ф) в разі виходу з ладу освітлення напрямок до запасного виходу (і / або до тривожній кнопці) має бути зазначено за допомогою незалежного аварійного освітлення або будь-яким іншим допустимим способом;

г) освітлення запасних виходів забезпечують постійно.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодоагенти. Характеристики та опис.

Таблиця 5.1 Порівняння характеристик агентів R600a та R134a

Наименование хладагента		Химическая формула	Группа опасности	Группа DESP*	ППНЧ, кг/м ³	ПДК/ПНК, мкг/м ³	Горючесть НКПВ, кг/м ³	Плотность паров, кг/м ³ при 25°C и 101,3 кПа	Молекулярная масса, кг/кмоль	Нормальная температура кипения, °C	ОРП	ПГП (за период 100 лет)	Температура самовоспламенения, °C
R	Химическое название												
134a	1,1,1,2-тетрафторэтан	CH ₂ FCF ₃	A1	2	0,25	0,21	-	4,258	102,0	-26,2	0	1300	743
600a	2-метилпропан (изобутан)	CH(CH ₃) ₃	A3	1	0,011	0,06	0,038	2,440	58,1	-12,0	0	3	460

R134a. Потенціал руйнування озону ODP = 0, потенціал глобального потепління GWP = 1300. Добре розчиняється в мінеральному мастилі та є безбарвним.

Основні характеристики:

Таблиця 5.2 Фізичні властивості холодоагенту R134a.

t, °C	p, МПа	ρ', кг/м ³	ρ'', кг/м ³	σ, мН/м
-70	0,0077	1453	0,470	23,1
-60	0,0155	1424	0,902	21,4
-50	0,0289	1395	1,615	19,8
-40	0,0506	1366	2,727	18,2
-30	0,0838	1336	4,382	16,6
-20	0,1325	1306	6,745	15,1
-10	0,2010	1276	10,01	13,6
0	0,2939	1244	14,41	12,1
10	0,4165	1211	20,21	10,7
20	0,5741	1178	27,74	9,24
30	0,7725	1142	37,41	7,86
40	1,018	1105	49,80	6,52
50	1,317	1064	65,69	5,22
60	1,677	1020	86,33	3,98
70	2,108	969,8	113,8	2,81
80	2,619	909,6	152,5	1,75
90	3,225	828,8	213,5	0,83
100	3,942	720,1	378,0	0,10

Холодоагент R134a - це гідрофторуглеродне з'єднання з термодинамічними властивостями, порівнянними з властивостями R12 і вважається кращою заміною R12. R134a є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації. R134a - без домішок, має нульове температурне «ковзання».

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Молекула R134a має менші розміри, ніж молекула R12, що робить більш значною небезпеку витоків.

Холодоагент R134a нетоксичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R134a з R12, так як утворюється азеотропна суміш високого тиску з масовими частками компонентів 50 і 50%. Тиск насиченої пари цього холодоагенту трохи вище, ніж у R12 (відповідно 1,16 і 1,08 МПа при 45 °С). Пара R134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних і дратівливих сполук, таких, як фтор-водень.

За класифікацією цей продукт відноситься до класу A1. У середньотемпературному обладнанні (температура кипіння -7 °С і вище) R134a має експлуатаційні характеристики, близькі до R12. Для R134a характерні невелика температура нагнітання (в середньому на 8 ÷ 10 °С нижче, ніж для R12) і невисокі значення тиску насичених парів.

В ХУ, що працюють при температурах кипіння нижче -15 °С, енергетичні показники R134a гірше, ніж у R12 (на 6% менше питома об'ємна холодопродуктивність при -18 °С), і холодильний коефіцієнт. У таких установках доцільно застосовувати холодоагенти з більш низькою нормальною температурою кипіння або компресор зі збільшеним годинним обсягом, описуваних поршнями.

У середньотемпературних ХУ і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R134a рівний коефіцієнту для R12 або вище його. У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на R134a також трохи вище (на 6% при $t_0 = 10\text{ °C}$), ніж у R12.

Через значного потенціалу глобального потепління GWP рекомендується застосовувати R134a в герметичних холодильних системах. Вплив R134a на парниковий ефект в 1300 разів сильніше, ніж у CO₂. Викид в атмосферу однієї заправки R134a з побутового холодильника (близько 140 г) відповідає викиду 170 кг CO₂.

Для роботи з холодоагентом R134a рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R134a широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R12 для холодильного

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнання, що працює в середньотемпературному діапазоні. Його застосовують в автомобільних кондиціонерах, побутових холодильниках, торговому холодильному середньотемпературному обладнанні, промислових установках, системах кондиціонування повітря в будівлях і промислових приміщеннях, а також на холодильному транспорті. Холодоагент можна використовувати і для ретрофіта обладнання, що працює при більш низьких температурах. Однак в цьому випадку, якщо не замінити компресор, то холодильна система буде мати знижену холодопродуктивність. R134a сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, в частості з прокладками, а також зі шлангами, футурованим нейлоном. Разом з тим в водоохолоджувальних установках з гвинтовими і відцентровими компресорами застосування R134a має певні перспективи.

R600a. Хладон R600a - це природний газ ізобутан, який є повністю безпечним для озонового шару атмосфери і не сприяє розвитку парникового ефекту. Завдяки експлуатаційними характеристиками затребуваний для заправки в контури побутових холодильних агрегатів, а також кондиціонерів, встановлених на мобільних фургоні. Холодоагент відрізняється невисоким робочим тиском, тому холодильні агрегати порівняно малопотужні.

Газ без кольору і запаху. Температура кипіння -11.7°C , не розчиняється у воді, не змішується з нею, і не вступає з нею хімічні реакції. Вибухонебезпечний (містить ізобутан і при скупченні в великих кількостях може вибухнути). Через те, що R-600a вибухонебезпечний, заправку цим холодоагентом можуть робити тільки фахівці сервісних центрів, які пройшли спеціальну підготовку по роботі з R-600a.

Оскільки в ХУ хладон R600a застосовується в невеликих кількостях, завдяки високій питомій масі, і повністю розчиняється в маслі, то не потрібно його утилізація. Підвищена енергоефективність дозволяє заправляти в систему хладон в мінімальній кількості (на 30% менше від маси альтернативного холодоагенту R12).

Недолік газу R600a в легкій займистості і підтримці горіння. При концентрації хладону на рівні 1,5-8,5% він стає вибухонебезпечним. При цьому нижній небезпечної кордоном вважається 31 г, а верхній - 205 г ізобутану на 1 куб. м. повітря. Займання фреону відбувається при температурі 460°C . Унаслідок пожежонебез-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						121
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пеки для сервісних робіт або ремонту обладнання застосовуються спеціальні інструменти та обладнання.

Переваги та недоліки холодоагенту R600a. Головна перевага хладону R600a перед R12 і R134a в безпеці для навколишнього середовища і нешкідливості для здоров'я людини. Питома маса холодоагенту в два рази перевищує масу повітря. З цієї причини хладон завжди опускається до землі. У порівнянні з R12 відрізняється високим холодильним коефіцієнтом, тому дозволяє зменшити споживання електроенергії. Може заправлятися в існуючі системи.

Популярність газу R600a полягає в фізичних особливостях, позначаються на експлуатації агрегатів:

- Економічність завдяки меншій питомій масі холодоагенту в системі при забезпеченні необхідної продуктивності;
- Екологічність, яка забезпечується відсутністю в складі синтетичних компонентів;
- Хороша змішуваність газу з мінеральними мастилами;
- Енергоефективність, зумовлена поліпшеними термодинамічними властивостями;
- Озонобезпечні і відсутність впливу на глобальне потепління.

Переваги ізобутану в експлуатації проявляються хімічної стійкістю природного газу протягом тривалого часу використання (більше 20 років), чистим складом і можливістю використання для змащення компресора мінеральних мастил. Холодильники, які заправляються газом R600a, характеризуються низьким споживанням електроенергії (клас A + і A ++).

При переході на холодоагент R600a холодильне обладнання не вимагає переобладнання або потрібні мінімальні зміни. Робота компресорів на мінеральному маслі вимагає стандартної електроізоляції і звичайних ущільнювачів. Трубопровід використовується такого ж діаметру, як і при роботі на R12. Завдяки низькому робочому тиску в холодильному контурі забезпечується мінімальний рівень шуму.

Класифікація. Загальні положення. Групу небезпеки холодоагенту позначають буквено-цифровим символом (наприклад, A2 або B1). Велика літера вказує

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на рівень токсичності, арабська цифра вказує на займистість (горючість) холодоагенту.

Класифікація в залежності від токсичності. За рівнем токсичності холодоагенти відносять до однієї з двох груп - А чи В - в залежності від рівня допустимої концентрації при тривалому впливі:

Група А (низька токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони, яка дорівнює або більша 400 мл/м (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл/м (400 частин на мільйон за обсягом) відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8- годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні.

Класифікація в залежності від займистості. Загальні положення.

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості згідно. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості (NRF-НKM3). Визначення НР або СРН не проводять, якщо жоден з компонентів суміші не належить до класів 2 або 3. У цьому випадку процес розкладання суміші на фракції не потрібно, і суміш відносять до першого класу.

Клас І (негорючі холодоагенти). Відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, які не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 °С і тиску 101,3 кПа.

Сумішеві холодоагенти відносять до І класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при допустимих класом температур і тиску.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						123
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клас II (важкогорючі холодоагенти). Сюди відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні таких умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 °С і тиску 101,3 кПа;
- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом;
- теплота згоряння менш 19000 кДж/кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до II класу при виконанні наступних умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 °С і тиску 101,3 кПа;
- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом;
- суміш з номінальною рецептурою має теплоту згоряння менш 19000 кДж/кг.

Клас III (горючі холодоагенти). Сюди відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 °С і тиску 101,3 кПа;
- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом або теплота згоряння не менше 19000 кДж/кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до третього класу при виконанні наступних двох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 °С і тиску 101,3 кПа;
- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом або теплоту згоряння не менше 19000 кДж/кг.

Для сумішевих холодоагентів знаходять експериментально або розраховують теплоту згоряння номінальної рецептури, виходячи з рівноважного стехіометричного рівняння реакції окислення для всіх компонентів, що входять до складу холодоагенту.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						124
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоту утворення і теплоту згоряння, як правило, висловлюють в одиницях енергії на моль речовини (кДж/моль). З метою класифікації займистості холодоагентів в цьому стандарті теплоту згоряння холодоагенту, виражену в одиницях енергії на моль речовини, перетворюють в одиниці енергії на кілограм маси речовини (кДж/кг).

Матрична діаграма системи класифікації груп небезпеки холодоагентів

Групи токсичності і класи горючості холодоагентів утворюють шість груп небезпеки (A1, A2, A3, B1, B2 і B3) речовин, що використовуються в якості холодоагентів (див. таблицю 1).

Таблиця 5.3 - Система класифікації холодоагентів по групах небезпеки

Горючість	Токсичність	
	Низька	Висока
Здатність до поширення полум'я відсутня	A1	B1
Важка горючість	A2	B2
Горючість	A3	B3

Класифікація небезпеки сумішевих холодоагентів

Класифікацію небезпеки сумішевих холодоагентів виконують на основі найгіршою рецептури при фракціонуванні азеотропних або зеотропних сумішей, характеристики яких займистістю і/або токсичності можуть змінюватися при зміні складу сумішей в результаті фракціонування. Групу небезпеки при цьому визначають за тими ж принципами, що і для індивідуальних речовин.

За займистості "найгіршу рецептуру при фракціонуванні" визначають як рецептуру, в результаті фракціонування якої зростає концентрація пального (горючих) компонента (компонентів) в рідкій або паровій фазі. По токсичності "найгіршу рецептуру при фракціонуванні" визначають як рецептуру, в результаті фракціонування якої зростає концентрація компонента (компонентів) в рідкій або паровій фазі, що має (мають) величину ПМСК (порогова межа середньої концентрації, прийнятий в даний час) нижче 400 ppm за обсягом. Величину ПМСК для конкретного сумішевого холодоагенту розраховують, виходячи з значень ПМСК окремих компонентів суміші.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						125
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Практична межа (концентрація) холодоагентів. Загальні положення.

Практичний межа концентрації холодоагенту при знаходженні людини в приміщенні (ПМЗЛ) визначають як граничну концентрацію холодоагенту в приміщенні, не приводить до шкідливих впливів на людину і не вимагає термінових заходів по евакуації в разі ненавмисної розгерметизації холодильного контуру і потрапляння усієї кількості холодоагенту в атмосферу приміщення. Цей показник використовують при визначенні максимально допустимої величини заправки контуру даними холодоагентом для конкретного застосування

Існуючі значення ПМЗЛ для холодоагентів, наявних на ринку, які були визначені раніше в міжнародних і національних стандартах до введення в дію цього стандарту, зберігають протягом п'яти років після введення в дію цього стандарту. Ці значення застосовують на практиці відповідно до вимог цього стандарту.

Визначення ПМЗЛ для нових холодоагентів. Загальні положення.

Практичну межу розраховують, виходячи з величини ПМЗЛ. Визначення ПМЗЛ передбачає повне випаровування холодоагенту в об'ємі приміщення, в якому він знаходиться, за відсутності будь-яких механізмів його видалення з приміщення: розчинення, розкладання, хімічну взаємодію. Для обліку невизначеностей, обумовлених зміною місцевих концентрацій холодоагенту в часі або недостовірності даних, вводять поняття коефіцієнта безпеки. Інші положення стандарту, що стосуються вимог до застосування холодоагентів, які враховують зміну місцевих концентрацій холодоагенту в часі, при визначенні практичних обмежень на кількість холодоагенту можуть бути засновані на окремих порівнянних значеннях величин ГДК, ПНК і НКМЗ.

При визначенні практичних обмежень на кількість холодоагенту необхідно дотримуватися умови, відповідно до якої величина ПМЗЛ для даного холодоагенту була найменшою з величин.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						126
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 6. Економічна частина.

Організаційно-економічне обґрунтування проекту. Технічний стан джерел теплопостачання, теплових мереж та ін. Об'єктів комунальної теплоенергетики на сьогоднішній день не відповідає сучасним вимогам. Необхідна технічна реконструкція та модернізація всієї системи теплопостачання та впровадження нового енергоефективного та екологічно чистого теплоенергетичного обладнання.

Котельні установки. В даний час на підприємствах комунальної теплоенергетики знаходиться в експлуатації 14039 одиниць котелень, де встановлено 35,3 тис. Водогрійних і парових котлів. Середня продуктивність котельні - 5 Гкал / год, котла - 2 Гкал / год.

Із загальної кількості котелень тільки 564 одиниці (4%) можна віднести до централізованих джерел, потужність кожної з них становить понад 20 Гкал / год. Решту можна віднести до децентралізованих джерел. Зокрема, продуктивність 10918 одиниць - менше 3 Гкал / год, на них встановлені в основному дрібні неефективні котли, як правило, фізично зношені, ККД яких при роботі на газі не перевищує 75-80%, а на вугіллі - 70%.

Майже 64% комунальних котелень використовують як паливо природний газ, 34% котелень - вугілля і більше 2% - рідке паливо.

Термін експлуатації майже 60% котелень перевищує 20 років, в 38% котелень експлуатуються малоефективні застарілі котли з низьким ККД, застарілою автоматикою і пальниковими пристроями, що обумовлює значні витрати палива. Третя частина всієї кількості парку котлів припадає на неефективні, зняті з виробництва, котли типу НІСТУ-5 продуктивністю 0,45-0,7 Гкал/ год з ККД 75-78% при роботі на газі і з середньозваженими питомою витратою палива на відпуск теплоенергії 188 кг / Гкал при 168 кг / Гкал по всіх комунальних котелень (ККД - 85,1%).

Разом з тим, навіть склався середньозважений показник питомої витрати умовного палива на відпуск теплоенергії (168 кг / Гкал) вже вважається завищеним, на сьогодні він не повинен перевищувати 155 кг / Гкал (ККД - 92%). Такий показник забезпечив би економію палива в кількості 600-650 тис. Т у.п., що, відповідно, скоротило б шкідливі викиди в атмосферу.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						127
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Слід зазначити, що економія палива підприємствами комунальної теплоенергетики протягом 2010-2014 рр. становила щорічно 35-55 тис. т у.п. або 0,5-0,7%. Економія незначна, але реальна.

Підприємствами комунальної теплоенергетики дуже повільно впроваджуються існуючі енергозберігаючі технології, обладнання старіє і фізично зношується, а питома витрата палива на відпуск електроенергії і теплоенергії по ТЕЦ зростає, хоча по котельних досягнуто незначне зниження.

Повільно впроваджується екологічно чиста енергозберігаюча струменево-нишевая технологія спалювання газу в топках котлів ТЕЦ і котелень з використанням струменево-нішевих пальників типу СНД, а адже їх застосування дозволяє економити від 5% до 20% (і більше) енергоресурсів і знизити собівартість виробництва теплоенергії. Струменево-нишева технологія ще не досягла масштабного впровадження в комунальній теплоенергетиці через відсутність коштів, а також діючих стимулів до поліпшення роботи устаткування.

Необхідно продовжити роботи по виведенню з експлуатації дрібних нерентабельних котелень з переключенням їх теплових навантажень на теплові мережі квартальних і районних котелень, ТЕЦ.

Перспективним напрямом у технічному переоснащенні теплогерел є переведення діючих великих котелень у режим комбінованого виробництва теплової та електричної енергії за рахунок їх надбудови газотурбінними двигунами, паротурбінними і газотурбінними установками (когенерація) з метою зростання ефективності використання палива та підвищення екологічної безпеки.

У квітні 2005 р. в Україні прийнято Закон «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу», метою якого є створення правових засад для підвищення ефективності використання палива в процесах виробництва енергії або інших технологічних процесах, розвитку та застосування технологій комбінованого виробництва електричної та теплової енергії.

Переобладнання котелень у міні-ТЕЦ забезпечить, як показує аналіз їх роботи, скорочення сумарних витрат палива на виробництво теплової та електричної енергії не менш ніж на 20%, зменшення в 2-3 рази витрати коштів у порівнян-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						128
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ні з будівництвом нових конденсаційних електростанцій, скорочення в 2 -3 і більше разів термінів окупності в порівнянні з ТЕЦ, скорочення втрат електроенергії, а також зменшення викидів токсичних речовин в атмосферу.

Теплові мережі. На балансі підприємств комунальної теплоенергетики є 21,7 тис. км теплових мереж у двотрубному обчисленні. Вони прокладені переважно в непрохідних залізобетонних каналах з ізоляцією з мінеральної вати, не захищені від проникнення ґрунтових та інших вод з супутніх комунікацій. Внаслідок цього відбувається намокання теплоізоляції, зовнішня корозія металу труб, що призводить до численних пошкоджень з появою свищів і розривів трубопроводів. Загальний знос теплових мереж становить близько 70%.

Втрати в трубопроводах магістральних мереж досягли 14%, а сумарні втрати з урахуванням розподільних мереж - до 30% і більше, що еквівалентно втратам більше 1 млн. т палива в умовному обчисленні. Для усунення втрат необхідна заміна фізично зношених трубопроводів теплових мереж на труби з пінополіуретанової ізоляцією, що дозволить знизити втрати на 2-3%. Труби в такій ізоляції є гарантією надійності теплопостачання. В Україні в цілому питома пошкоджуваність збільшилася за останні роки з 0,9 до 1,25.

Через обмеженість коштів обсяги перекладки і заміни теплових мереж не виконуються в необхідних кількостях. Кількість тепломереж, які перебувають у ветхому та аварійному стані, з року в рік зростає. Близько 35% теплових мереж виробили свій ресурс. Щоб призупинити процес старіння мереж і зберегти середній термін їх служби на сьогоднішньому рівні, необхідно змінювати 1000-1100 км (4,6-5,1%) труб на рік.

Нетрадиційні джерела енергії. В Україні протягом майже 40 років розглядається можливість використання відновлюваних джерел енергії, але реальних зрушень практично немає. Намічається використання геотермальних водних родовищ Криму і Карпат, глибинного тепла Землі в Херсоні в теплонасосних установках. У Херсоні, Одесі та інших містах намічається впровадження установок з використанням біогазу. Передбачалося використання ресурсів геотермального тепла не тільки в системах теплопостачання, але і для виробництва електроенергії. Передбачається спорудження ТЕЦ з використанням біомаси з прогнозованою со-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						129
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бівартістю виробництва електроенергії. На сьогоднішній день в Україні використовуються деякі геотермальні джерела, є кілька установок сонячного теплопостачання (в основному для забезпечення гарячого водопостачання), працюють також у невеликій кількості теплонасосні установки, які використовують низькопотенційне тепло ґрунту, стоки підприємств і комунально-побутові, вентиляційні викиди та ін. Але в державному статистичному спостереженні їх поки немає. За експертними оцінками, частка відновлюваних джерел електроенергії (ВДЕ) в балансі тепла складає всього 0,02%, тобто їх використання в комунальній теплоенергетиці практично відсутня. Вторинні паливні ресурси в основному використовуються в промислових підприємствах.

Нормативні основи розвитку нетрадиційних та ВДЕ України визначені в Національній енергетичній програмі, Комплексної державної програми енергозбереження України, Програмі державної підтримки розвитку нетрадиційних джерел, Програмі «Екологічно чиста енергетика України» та ін. Однак матеріали розроблені і затверджені, а впровадження та використання ВДЕ немає.

Використання сонячної енергії. Україна робить важливі кроки для розширення використання ВДЕ та альтернативних видів палива в межах своєї більш широкої стратегії щодо зниження залежності від традиційних викопних видів палива. Підраховано, що наша країна має потенціал, щоб до 2030 року удесятеро збільшити використання відновлюваної енергії та на 15% скоротити споживання природного газу.

Варто зазначити, що клімат та географічне положення України сприятливі для розвитку сонячної енергетики і будівництва СЕС. Навіть північні області країни мають значний потенціал для розвитку даної галузі, який не поступається більшості європейських регіонів.

Наразі розвиток сонячної енергетики в Україні знаходиться на стадії, яку Європа пройшла 7-10 років тому. У той же час ми маємо одну з найпривабливіших інвестиційних структур в Європі для розвитку галузі. Дійсно, тут були створені сприятливі умови: наявність ресурсів і земельних ділянок, пільговий тариф, державна підтримка і цільова енергетична стратегія, мета якої – досягти 25% виробництва чистої енергії до 2035 року. В результаті інтерес до відновлюваної ене-

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						130
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ргетики в Україні продовжує зростати, і, за оцінками уряду, до 2020 року загальний обсяг інвестицій в альтернативну енергетику досягне 18 мільярдів доларів США.

І хоча сектор ВДЕ все ще малий порівняно з іншими типами генерації в Україні, в той же час демонструє постійне зростання, роблячи нашу країну лідером даної галузі. З 2014-го і до кінця 2017 року обсяг ВДЕ збільшився з 967 до 1375 МВт, і до кінця 1-го кварталу 2018 року – до 1534 МВт (рис. 1). Як саме розподіляються відновлювані джерела енергії за регіонами та який вид ВДЕ переважає в тій чи іншій області можна побачити на рис. 2.

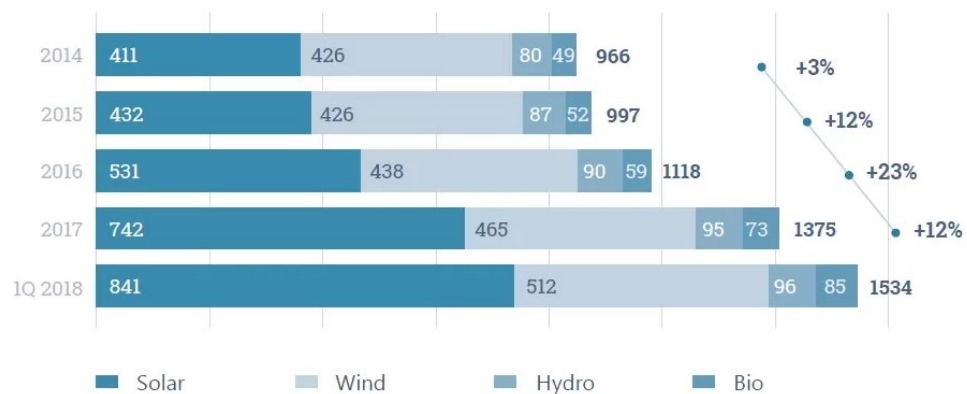


Рис 6.1 Зростання ВДЕ за 2014 – I квартал 2018 рр.

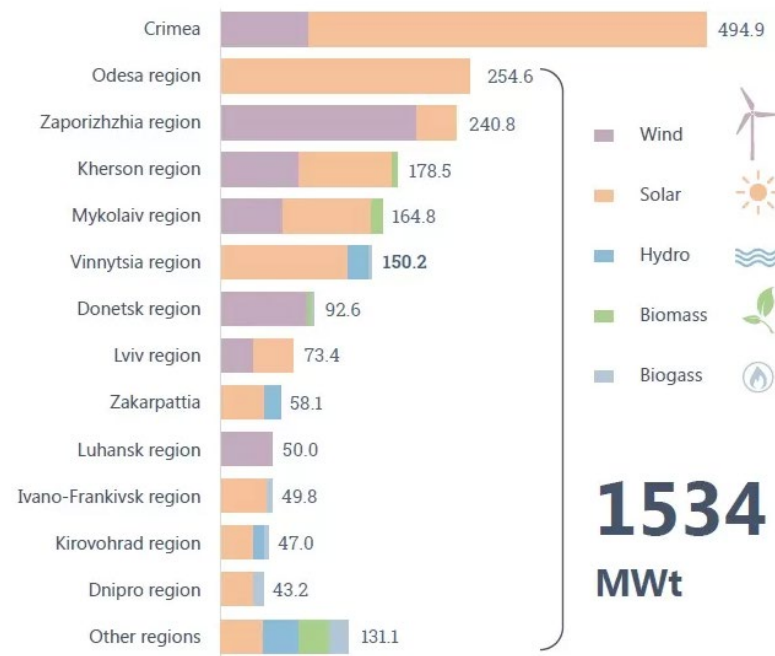


Рис 6.2. Виробництво ВДЕ по регіонах станом на I квартал 2018 року

Питання про продуктивність сонячних батарей є одним із перших, яким задаються люди, що планують інвестувати в сонячну електростанцію. Кількість

електроенергії, що буде вироблено за допомогою сонячного модуля, залежить від багатьох чинників, і в тому числі від географічного розташування сонячної електростанції. Адже за інших рівних умов кількість виробленої електроенергії буде пропорційна кількості енергії сонячного випромінювання, що досягає поверхні землі в точці розміщення електростанції.

Термальна енергетика – спосіб перетворення енергії сонця за допомогою нагрівання води в ємностях із матеріалів, які добре проводять тепло.

Загалом, сонячна енергетика буде нарощувати потужності в Україні, тому що:

- Є зацікавленість зарубіжних інвесторів;
- У країні багато регіонів, де обладнання для СЕС працює максимально ефективно;
- Після разового вкладення коштів гарантовано тривале отримання прибутку.

Сонячна енергетика та енергозбереження – загальносвітовий тренд. 2017 рік став знаковим для сонячної фотоелектричної енергетики – у світі ввели в експлуатацію найбільше сонячних потужностей порівняно з іншими типами технологій виробництва електроенергії.

За прогнозами фахівців, вже до 2070 року енергія Сонця стане основним джерелом електроенергії на Землі, а до початку наступного століття за своїми обсягами сонячна енергетика в 3,5 рази перевищуватиме нафтову галузь і в 6 разів – атомну.

- Енергія сонячного випромінювання – фактично невичерпна, до того ж це цілком безкоштовний ресурс.
- Сучасні технології дозволяють отримувати сонячні панелі, які при мінімальних експлуатаційних витратах і обслуговуванні забезпечать ефективну генерацію електрики протягом як мінімум 30 років.
- Аналітики прогнозують, що в період між 2017 і 2022 роками ціни на сонячну енергію в світі знизяться в середньому на 27%. Сонячні установки комунального масштабу будуть коштувати дешевше, ніж вугільні електростанції в усіх розвинених країнах. Дійсно, у багатьох місцях світу сонячна енергія вже досягла

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						132
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

паритету енергосистеми, тобто вартість сонячної енергії дорівнює або нижче вартості закупівлі енергії з енергомережі.

Зростає популярність сонячних електростанцій в Україні, за наступних причин:

- Сприятливий клімат – рівень інсоляції (тобто кількість сонячного випромінювання на квадратний метр поверхні Землі) в більшості областей України перевищує аналогічні показники Німеччини, яка є одним зі світових лідерів в області сонячної енергетики;
- Сприятливе правове поле, яке реально стимулює інвестування в альтернативну енергетику, зелений тариф, за яким держава викуповує всю електрику, вироблену СЕС – один із найвищих в Європі. В квітні 2019 року ухвалений закон про зелені аукціони. Згідно з ним, участь в аукціонах буде обов'язковою з 2020 року для проектів сонячної енергетики потужністю понад 1 МВт і вітряних електростанцій з потужністю більше 5 МВт. За умовами аукціону, той, хто пропонує найнижчу ціну, зможе продавати «чисту» електроенергію державі. Аукціон призначений для запобігання монополії на українському ринку ВДЕ;
- Можливості інвестувати в альтернативний енергетичний сектор України надзвичайно сприятливі, оскільки країна володіє різноманітними запасами сировини і добре освіченою робочою силою, яка має технічні ноу-хау, необхідні для розробки та впровадження останніх комерційних досягнень в цьому секторі;
- Постійне зростання вартості електроенергії робить виправданим інвестиції в генерацію власної електрики. Говорячи про собівартість, вже зараз можна говорити про паритет цін між альтернативною й традиційною електроенергетикою.

Фінансово-економічний стан

Більшість підприємств комунальної теплоенергетики збиткові, що перешкоджає їх ефективному розвитку. Сьогодні наявності невідповідність тарифів витратам на надання послуг з тепlopостачання. Відповідно до Закону України «Про тепlopостачання», у разі, якщо тимчасово тариф на теплову енергію встановлено нижче її собівартості з урахуванням граничного рівня рентабельності, то орган, який встановив цей тариф, повинен передбачити механізм компенсації цієї різниці

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						133
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в порядку, встановленому законодавством. Але вимагати через суд у виконавчої місцевої влади відшкодування витрат можуть не всі теплопостачальні підприємства. Однією з ключових умов економічного зростання комунальної теплоенергетики є ефективна тарифна політика. Вона повинна розроблятися з урахуванням інтересів як виробників, так і споживачів. Тарифи повинні забезпечувати надійність теплопостачання та підтримання резерву теплових потужностей, стимулювати інвесторів вкладати кошти в розвиток комунальної теплоенергетики, стимулювати впровадження енергозберігаючих технологій, нетрадиційних джерел енергії і в першу чергу - ВДЕ.

За експертними оцінками сьогодні для забезпечення житлового (приблизно 1090 млн. м² - село і місто) та громадського фондів України (1290 млн. м³) і 47,2 млн. Чоловік опаленням і гарячим водопостачанням необхідно приблизно 320 млн. Гкал тепла, з нього частка централізованого теплопостачання - 88100000. Гкал, або близько 28%. Якщо виходити з класифікації Закону України «Про теплопостачання», то децентралізоване теплопостачання - це джерела продуктивністю від 1 до 3 Гкал / год, і при такому підрахунку питома вага централізованого теплопостачання різко зростає, перевищивши 50%. Але ж теплоенергетикам відомо, що являє собою централізоване теплопостачання - це єдина Теплорозподільна мережа, що має загальну магістральну систему передачі теплової енергії від великих генеруючих установок, що забезпечують централізоване управління і резервування передачі тепла. До централізованих джерел теплопостачання відносяться ТЕЦ, промислові та районні котельні, опалювальні котельні міст і населених пунктів продуктивністю більше 20 Гкал / год, а також теплоутилізаційні установки.

Одним з основних ТЕП, що характеризують використання і економічну ефективність роботи теплопостачальних підприємств і енергооб'єктів, є коефіцієнт ефективності використання встановленої теплової та електричної потужності. В середньому коефіцієнт ефективності в 2014 р. склав 10%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 8%, по Мінпаливенерго - більше 20%.

Питомі витрати умовного палива на відпущену електричну та теплову енергію - основні ТЕП енергооб'єктів та теплопостачальних підприємств - є головними показниками енергоефективності. Розрахунки показують, що питома витрата у. п.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						134
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на відпущену теплоенергію в 2014 р. склала: по підприємствам комунальної теплоенергетики - 168,1 кг / Гкал, Мінпаливенерго - 147 кг / Гкал, підприємствам промисловості та ін. галузей - 168,2 кг / Гкал і в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству - 163 кг / Гкал.

Питома витрата теплоенергії на власні потреби в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 3,5%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 2,2%, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. галузей - 5,9%.

Питома витрата теплової енергії на її передачу в теплових мережах. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 11%, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 14%, Мінпаливенерго - 13,8%, промисловим та ін. Підприємствам - 6,2%.

Питома чисельність промислово-виробничого персоналу (штатний коефіцієнт) - чисельність персоналу, що припадає на одиницю виробничої потужності (1 МВт, 1 Гкал / год) підприємства. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, питома чисельність персоналу становить 1,2 чол / Гкал / год, Мінпаливенерго - 1,0 чол / Гкал / год, по промисловим та ін. підприємствам - 0,99 чол / Гкал / год.

Питома чисельність персоналу (штатний коефіцієнт) поряд з показником використання теплової потужності визначає в теплоенергетичному виробництві рівень продуктивності праці. Виробіток продукції в натуральних одиницях в одиницю часу (за рік, квартал) на одного працівника промислово-виробничого персоналу (Гкал / чол) в цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 554 Гкал / чол, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 450 Гкал / чол, Мінпаливенерго - 1471 Гкал / чол, по промисловим та ін. підприємствам - 472 Гкал / чол за рік.

Собівартість виробництва, передачі і розподілу теплової та електричної енергії. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, собівартість теплоенергії становить 58-60 грн / Гкал, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - більше 70 грн /

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						135
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гкал, Мінпаливенерго - менше 50 грн / Гкал, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. галузей - в межах 50-52 грн / Гкал.

Аналіз цього показника по підгалузі комунальної теплоенергетики показує, що він на 6-10 грн. вище тарифу. Це пояснюється поєднанням органами місцевого самоврядування функцій володіння та управління теплопостачальними підприємствами з функцією встановлення тарифів на теплоенергію. Як результат, тарифна політика значною мірою стає заручником популістських рішень місцевої влади і не підкріплюється економічним обґрунтуванням через низьку професійної підготовки працівників в питаннях формування тарифів на теплову енергію.

Відповідно до Закону України «Про теплопостачання» до повноважень Держжитлокомунгоспу і Мінпаливенерго України відноситься розробка довгострокових прогнозних балансів споживання теплової енергії, виходячи з потреб національної економіки. На сьогодні розробка балансів теплової енергії (звітних, прогнозних) центральним органом виконавчої влади у сфері теплопостачання не ведеться.

Виходячи з викладеного, можна зробити висновок, що технічне і фінансово-економічний стан комунальної теплоенергетики є незадовільним. Проблеми в теплопостачанні, що накопичилися за багато років, негативно позначаються на нормальному функціонуванні не тільки житлово-комунального господарства, а й економіки країни в цілому. Роль теплопостачання недооцінюється як у розвитку національної економіки, так і у зміцненні енергетичної безпеки України. Відсутня загальна концепція забезпечення тепловою енергією населення та інших споживачів України.

Розрахунок системи теплопостачання.

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{об} = K_{км} + K_{тепл} + K_{труб} + K_{квп} + K_{інші} , \quad (6.1)$$

де

$K_{км}$ — капітальні вкладення в компресори, грн

$K_{тепл}$ — капітальні вкладення в теплообмінники, грн

$K_{труб}$ — капітальні вкладення в трубопроводи, грн

$K_{квп}$ — капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						136
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

К_{інші}— капітальні вкладення в інше обладнання, грн

Таблиця 6.1 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	15000	15000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Водяні насоси	6	5500	33000
11	Контрольно-вимірювальні прилади	1	25000	25000
	Усього вартість придбання обладнання			353500
	Транспортні витрати, 5%			23175
	Монтаж, 10%			17675
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			70700
Усього капітальних вкладень				540050

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (6.2)$$

$$E = 33834,5 * 1,68 = 56842 \text{ грн.}$$

де

$\sum E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн.(C = 1,68 грн)

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		137

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{\text{міс}} = P_{\text{ел}} * K_{\text{дн}} * K_{\text{год}}, \text{ кВт*год} \quad (6.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 6.2 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Потужність двигунів КМ	20,5	20,5	20,5	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	20,5	20,5	20,5
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел.енергії	3788,2	3421,6	3788,2	1836	1897,2	1836	1897,2	1897,2	1897,2	3788,2	4000	3788,2
Сумарний спожив електроенергії, кВт/год											33834,5	

Таблиця 6.3 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	54 0050
Експлуатаційні витрати, грн/рік	56 842

Підприємство саме забезпечує себе теплом на опалення та гаряче водопостачання, тому заощаджує кошти на покупці теплоти з центральної системи опалення. Зекономлені кошти:

$$З = \sum K_{\text{тепла}} * T_{\text{ІГВт}}, \text{ грн.} \quad (6.4)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		138

$$3 = 126571,2 * 0,0008598 * 1416,96 = 154202 \text{ грн}$$

де

$\sum K_{\text{тепла}}$ – кількість виробленого тепла за рік, ГВт

$T_{1\text{ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{1\text{ГВт}} = 1416,96 \text{ грн}$)

Кількість виробленого тепла за рік:

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ ГВт} \quad (6.5)$$

де

K_1 – кількість виробленого тепла за 1 годину, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 6.4 Кількість виробленого тепла

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Кількість виробленого тепла	87,6	87,6	87,6	28	28	28	28	28	28	87,6	87,6	87,6
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт											126571,2	

Термін окупності системи теплопостачання:

$$T = \frac{K+E}{3}, \text{ років} \quad (6.7)$$

$$T = \frac{540050 + 56842}{154202} = 3,9 \text{ років}$$

Тепловий насос та сонячні колектори. Капітальні вкладення в систему:

$$K_{\text{об}} = K_{\text{км}} + K_{\text{тепл}} + K_{\text{труб}} + K_{\text{квп}} + K_{\text{інші}}, \quad (6.1)$$

де

$K_{\text{км}}$ – капітальні вкладення в компресори, грн

$K_{\text{тепл}}$ – капітальні вкладення в теплообмінники, грн

$K_{\text{труб}}$ – капітальні вкладення в трубопроводи, грн

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4		Арк.
							139
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$K_{квп}$ – капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

$K_{інші}$ – капітальні вкладення в інше обладнання, грн

Таблиця 6.5 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	20000	20000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Контрольно-вимірювальні прилади	1	30000	30000
11	Водяні насоси	8	5500	44000
12	Сонячні колектори	10	15000	150000
13	Бак накопичувач	1	25000	25000
	Усього вартість придбання обладнання			511000
	Транспортні витрати, 5%			25550
	Монтаж, 10%			51100
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			102200
	Усього капітальних вкладень			764850

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (6.2)$$

$$E = 19138,8 * 1,68 = 32153 \text{ грн.}$$

де

$\sum E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн. ($C = 2,4$ грн)

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						140
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{mic} = P_{el} * K_{дн} * K_{год}, \text{ кВт*год} \quad (6.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$$K_{\text{дн}} - \text{кількість робочих днів в місяць, днів}$$

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 6.6 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Сонячна радіація, кВт*м ²	1,2 5	1,2 1	3,0 7	4,2 8	5,6 5	5,8 5	6,03	5,3 4	3,93	2,5 2	1,3 6	1,0 4
Кільк ви-роб тепла СК, кВт	8,7 5	8,4 7	21, 5	30	39, 6	41	42,2 1	37, 4	27,5 1	17, 6	9,5	7,3
Кільк ви-роб тепла ТН, кВт	77	77	66, 4	-	-	-	-	-	-	69, 3	72, 2	77
Потуж-ність дви-гунів ТН, кВт	17, 3	17, 3	12, 5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	15, 3	16, 5	17, 3
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел/енергії, кВт	3217,8	2906,4	2325	270	279	270	279	279	279	2845,8	2970	3217,8
Сумарний спожив електроенергії, кВт/год											19138,8	

Таблиця 6.7 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	764850
Експлуатаційні витрати, грн/рік	32153

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						141
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підприємство саме забезпечує себе теплом на опалення та гаряче водопостачання, тому заощаджує кошти на покупці теплоти з центральної системи опалення. Зекономлені кошти:

$$З = \sum K_{\text{тепла}} * T_{1\text{ГВт}}, \text{ грн.} \quad (6.4)$$

$$З = 126571,2 * 0,0008598 * 1416,96 = 154202 \text{ грн}$$

де

$\sum K_{\text{тепла}}$ – кількість виробленого тепла за рік, ГВт

$T_{1\text{ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{1\text{ГВт}} = 1416,96 \text{ грн}$)

Кількість виробленого тепла за рік:

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ ГВт} \quad (6.5)$$

де

K_1 – кількість виробленого тепла за 1 годину, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблица 6.8 Кількість виробленого тепла

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Кільк вироб тепла	87,6	87,6	87,6	28	28	28	28	28	28	87,6	87,6	87,6
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт											126571,2	

Термін окупності системи тепlopостачання:

$$T = \frac{K+E}{З}, \text{ років} \quad (6.6)$$

$$T = \frac{764850+32153}{154202} = 5,2 \text{ років}$$

За проведеними техніко-економічними розрахунками отримали такі економічні показники:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						142
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

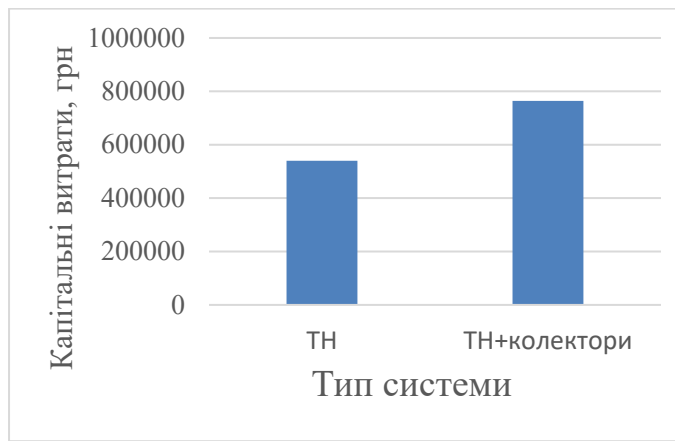


Рис. 6.3 Капітальні витрати

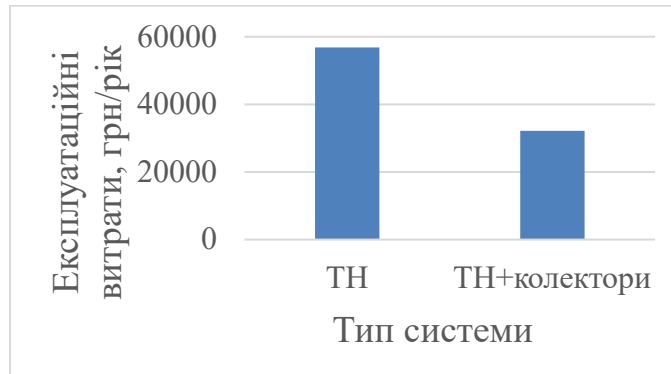


Рис. 6.4 Експлуатаційні витрати

Висновок

Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 3,9 років. Використання в якості холодоагенту ізобутану (R600a), що є натуральною речовиною, не викликає руйнування озонового шару та не сприяє парниковому ефекту на відміну від широко розповсюджених фреонів, нижчою ціною електроенергії, в порівнянні з газом, та незмінній енергетичній ефективності протягом року ($COP = 4,28$) вартий до вкладення грошей.

Система теплопостачання теплового насосу в комплексі з сонячними колекторами має більші капітальні витрати (764050 грн), а також більший термін окупності (5,2 років), але ця система має менші витрати на експлуатацію (32153 грн) та виходячи з цього, незважаючи на витрати, ця система є досить привабливою з боку екологічності, тому що зменшується робота компресорів теплового насосу, що забезпечує зменшенню викидів вуглекислого газу, окислів азоту та інших газів, що викликає парниковий ефект, а також за використання відновлювальних джерел енергії.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						143
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Рациональне використання паливно-енергетичних ресурсів є однією з найактуальніших проблем сучасності. Одним з перспективних шляхів вирішення цієї проблеми є застосування нових енергозберігаючих технологій, заснованих на використанні нетрадиційних джерел енергії. Теплопостачання та холодопостачання за допомогою теплових насосів відноситься до області екологічно чистих енергозберігаючих технологій та набуває все більшого поширення в світі.

Ця технологія, поряд з використанням сонячної, вітрової енергії, енергії океану та ін., За висновком цілого ряду авторитетних міжнародних організацій відноситься до найбільш перспективних технологій XXI століття. За кордоном її широко застосовують для теплопостачання офісних і житлових будівель понад 30 років. У 2009 році в світі кількість приладів, які використовують тепло землі, перевищило 2800000.

Вони екологічно чисті, адже працюють без спалювання традиційних енергоносіїв, що дозволяє істотно зменшити викиди вуглекислого газу, чадного газу та оксидів азоту в атмосферу, а також надзвичайно економічні, оскільки витрачаючи 1 кВт електроенергії (в залежності від режиму роботи та умов експлуатації) виробляють до 3 -5 кВт теплової енергії. Фреони, які в них використовуються - не містять хлору і абсолютно безпечні для озонового шару планети.

Зростання вартості природного газу, а також підключення до електричних і теплових мереж без сумніву сприяє популяризації цієї альтернативної системи опалення. Їх кількість щорічно збільшуватися.

Оскільки однією з задач проекту є - мінімізація шкоди навколишньому середовищу і обрав екологічно чисте джерело енергії – сонячні батареї, та озонобезпечний холодоагент – R600a.

Результати аналізу термодинамічних та експлуатаційних характеристик показують, що обраний холодоагент є вірним рішенням, тому що:

- Дійсна ступінь термодинамічної досконалості R600a вища, ніж R134a;
- Установки з R600a характеризуються меншим рівнем шуму через низький тиск в робочому контурі холодоагенту;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						144
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Будучи природним газом, він не руйнує озоновий шар і не сприяє появі парникового ефекту
- Потенціал руйнування озону $ODP = 0$, потенціал глобального потепління $GWP = 3$;
- Без кольору і запаху, не розчиняється у воді, не змішується з нею, і не вступає з нею хімічні реакції.

Після зроблених розрахунків та ексергетичного аналізу, можна зробити такі висновки:

- Показники ефективності ексергії для установки GSHP - 71,8% і всієї системи - 67,7%, відповідно;
- Найбільша незворотність на системній основі має місце в парниковому фанкойлі, за яким слідує компресор, конденсатор, розширювальний клапан та випарник. Крім цього, інші компоненти системи мають відносно низький вплив на загальну ефективність всієї системи;
- Одновалентна робота центрального опалення не може покрити загальні тепловтрати теплиці, якщо температура навколишнього середовища дуже низька. Двовалентна операція (в поєднанні з іншою системою опалення) пропонується як найкраще рішення, якщо нагрівання пікового навантаження можна легко контролювати;

Та за результатами ексергетичного аналізу потоку в гібридному циклі, можна зробити висновок, що найбільше руйнування ексергії відбувається у фотоелектричних модулях - близько 82% загальної. Майже 76 % руйнування ексергії в обумовлено неефективністю PV-системи, а близько 70 % незворотності в системі GSHP відбувається в теплообмінниках. У цьому дослідженні зроблено наступні висновки:

- Гібридна система має вищу ефективність ексергії в холодну пору року;
- У гібридній системі руйнування ексергії здебільшого відбувається у фотоелектричних модулях;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						145
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фотоелектричні елементи, перетворювач змінного та постійного струму та акумуляторна система руйнують близько 82% загальної вхідної ексергії;

- Близько 76% введеної ексергії на фотоелектричних панелях руйнується через недостатність перетворення енергії на фотоелектричних панелях;
- Втрати навантаження через невідповідність ексергій набагато вищі у фотоелектричній системі порівняно з системою GSHP;
- У системі GSHP більшість руйнувань ексергії відбувається в теплообмінниках;
- Геотермальна система має кращі показники в холодну пору року через найбільшу різницю між температурою глибини ґрунту та температурою навколишнього середовища;
- Гібридна система є більш стійкою в холодну пору року;
- Якщо гібридний цикл розроблений виходячи із середніх енергетичних потреб будівлі протягом року, розміри GSHX та PV зменшуються, а руйнування ексергії через невідповідність розмірів системи та енергетичних потреб можуть бути мінімізовані.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.4	Арк.
						146
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кваліфікаційна робота: метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс] : спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання /М. Г. Хмельнюк, Л. І. Морозюк, О. Ю. Яковлева та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2021. — Електрон. текст. дані: 20 с.
2. Енергетичний менеджмент, діагностика та аудит [Текст] = Energy management, diagnostics and energy audit : підручник : в 2 т. Part 1 / М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, О. В. Остапенко, В. А. Бежан ; за. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Приазов. держ. техн. ун-т. — Одеса, 2018. — 272 с. : табл., рис ISBN 978-617-7613-58-8.
3. Енергетичний менеджмент, діагностика та аудит [Текст] = Energy management, diagnostics and energy audit : підручник : в 2 т. Part 2 / М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, О. В. Остапенко, В. А. Бежан ; за. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Приазов. держ. техн. ун-т. — Одеса, 2019. — 292 с. : табл., рис ISBN 617-7613-59-5.
4. Холодильні установки спеціального призначення : конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. дані.
5. Definition of the existing cooling reference systems IEA. IEA SHC Task 53 - Activity A1.
6. A. Hepbasli / Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008)
7. Proceedings World Geothermal Congress 2005 Antalya, Turkey, April 2005.
8. Hindawi Publishing Corporation. International Journal of Chemical Engineering. Volume 2016 Article ID 5710560.
9. IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex 13 IEA Heat Pump Programme Annex 35.

					KPM.XYKП.1.784-03.2.4	Арк.
						147
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Exergy Analysis of Solar Cooling Systems A technical report of subtask C3. Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration.
11. Technical report on the reference conditions for modelling. Task 53/Report B1.
12. LCA and techno-eco comparison between reference and new systems. Marco Beccali¹, Maurizio Cellura¹, Sonia Longo¹ 1 June 2018 Task 53 / Report A5.
13. Final Report IEA HPP Annex 28 Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space and domestic hot water heating
14. E. Querol et al., Practical Approach to Exergy and Thermoeconomic Analyses of Industrial Processes, SpringerBriefs in Energy, DOI: 10.1007/978-1-4471-4622-3_2, © The Author(s) 2013.

					KPM.XYKP.1.784-03.2.4	Арк.
						148
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		