

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка побутового кондиціонера
працюючого на пропані (R290) для типових будинків переселенців.

Здобувача Плигун Е.В.

2 курсу ХМ-161М групи

Керівники д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти: д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

к.т.н., доц. Жихарева Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01 грудня 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.

«30» листопада 2022 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Плигун Ерик Вікторович

1. Тема роботи Дослідження та розробка побутового кондиціонера
працюючого на пропані (R290) для типових будинків переселенців.

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

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.12.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Типовий будинок площею до 200м² у м.Одеса. Будівля є двоповерховою.

Режими роботи теплового насосу, згідно стандарту EN14511-2:2016, A7/W35.

Температура гарячої води не повинна бути нижче за 50°C та не повинна
перевищувати 75°C. Холодопродуктивність системи кондиціонування в межах
10-15кВт. Стандарт безпеки EN 378-2:2019+A1:2020

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Вступ. 1. Огляд теплових насосів, 2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

3. Визначення теплових втрат. 4. Розрахунок теплоприпливів приміщень.

5. Тепловий розрахунок холодильної системи, 6. Термодинамічний аналіз циклу
теплового насосу, 7. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності,

8. Аналіз можливостей комбінування сонячних панелей з тепловим насосом

9. Розрахунок куту нахилу сонячних панелей, 10. Аналіз ефективності повітряного
теплового насосу в комбінації з сонячними панелями, 11. Охорона праці,

12. Економічні показники. Висновки.

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

1. Презентація в Power Point

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.	10.08.2023	17.08.2023
Охорона праці	к.т.н., доц. Жихарева Н.В.	17.08.2023	22.08.2023

7. Дата видачі завдання _____ 30.11.2022 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Плигун Е.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	30.11-20.12.2022	
4	Теоретичне обґрунтування	20.01-25.02.2023	
5	Інженерні розрахунки будівлі	26.02-30.03.2023	
6	Розрахунок теплового насосу	10.05-17.05.2023	
7	Термодинамічний аналіз циклу теплового насосу	17.05-22.05.2023	
8	Розрахунок сонячних панелей	22.05-23.05.2023	
9	Охорона праці	23.05-24.05.2023	
10	Оцінка науково-технічної ефективності	26.05-27.05.2023	
11	Висновки	27.05-01.06.2023	
12	Підготовка презентації та доповіді		

Здобувач-дипломник _____ Плигун Е.В.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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 _____ Плигун Ерик Вікторович _____

Зміст

Анотація.....	5
ВСТУП.....	6
1. Огляд теплових насосів	7
1.1. Термодинамічний цикл теплового насоса.....	37
1.2. Основні типи теплових насосів	37
1.3. Принцип роботи теплового насоса.....	37
1.4. Особливості повітряних теплових насосів	37
1.5. Режими роботи повітряних теплових насосів.....	37
1.6. Пристрій повітряного ТН.....	37
1.7. Практичність і ефективність повітряного теплового насоса.....	37
1.8. Стан і перспективи розвитку сонячної енергетики в Україні	37
1.9. Переваги сонячних батарей над іншими альтернативними джерелами енергії.....	32
1.10. Особливості застосування сонячних панелей в Україні	34
2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.....	37
2.1. Конструктивне рішення	37
2.2. Обґрунтування вибору температурних режимів.	38
3. Визначення теплових втрат.....	50
3.1. Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.	50
3.2. Визначення теплових втрат через інфільтрацію.....	54
3.3. Загальні теплові втрати	56
4. Розрахунок теплоприпливів приміщень	58
4.1. Зовнішні теплоприпливи.....	58
4.2. Теплоприпливи від внутрішніх джерел.....	60
4.3. Загальні теплоприпливи:.....	61
5. Тепловий розрахунок холодильної системи.....	62
6. Термодинамічний аналіз циклу теплового насосу.....	67
6.1. Методика аналізу термодинамічного циклу	67
6.2. Розрахунок системи.....	70
6.3. Оцінка зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії.....	76
6.4. Визначення ексергетичних втрат	79
7. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності	102
7.1. Аналіз ефективності теплового насосу на різних робочих тілах.....	109
8. Аналіз можливостей комбінування сонячних панелей з тепловим насосом	113
8.1. Встановлення засобів контролю повітряного потоку	120
9. Розрахунок куту нахилу сонячних панелей.....	122
10. Аналіз ефективності повітряного теплового насосу в комбінації з сонячними панелями.....	126
11. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища	132
12. Оцінка науково-технічної ефективності	139
Висновки	145
Список використаних джерел інформації.....	1487

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Плигун Е.В.			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Хмельнюк М.Г.				4	149
Реценз.		Носенко М.Г.			ОНТУ гр. ХМ-161МН		
Н. Контр.							
Затверд.		Хмельнюк М.Г.					
					Дослідження та розробка побутового кондиціонера працюючого на пропані (R290) для типових будинків переселенців.		

Анотація

Сьогодні перед промисловістю холодильного сектору стають завдання енергетичної ефективності та екологічної безпеки. Комбіновані спліт системи кондиціонування повітря та опалення на базі повітряних теплових насосів набирають популярність серед споживачів. Використання відновлюваних джерел енергії дозволяє підвищити енергоефективність як існуючих систем кондиціонування повітря та опалення так і нових проєктованих систем.

Метою дипломної роботи є розробка комбінованої системи охолодження та опалення для приватного житлового будинку з використанням сонячних панелей для виробництва енергії та опалення за рахунок утилізації теплоти виробленої панелями для умов Півдня України:

- зменшення техногенного впливу на навколишнє середовище;
- використання екологічно безпечних робочих речовин при проєктуванні теплових насосів;
- підвищення енергоефективності системи кондиціонування та опалення.

Annotation

Today, the energy industry faces the challenges of energy efficiency and environmental security. Combined split air conditioning and heating systems based on air heat pumps are gaining popularity among consumers. The use of renewable energy sources can increase the energy efficiency of both existing air-conditioning and heating systems and new designed systems.

The aim of the diploma project is to develop a combined cooling and heating system for a private apartment building using solar panels for energy production and heating by utilizing the heat produced by the panels for the conditions of Southern Ukraine:

- reduction of anthropogenic impact on the environment;
- use of environmentally safe working substances in the design of heat pumps;
- improving the energy efficiency of the air-conditioning and heating systems.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						5
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ВСТУП

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Потреба міст в паливно-енергетичних ресурсах та надання інженерних услуг росте. Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання оказує негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, а також до зносу та псуванню виробничого обладнання, погіршенню екологічної обстановки населених пунктів.

Крім того, найважливішою причиною проведення більш інтенсивної енергозберігаючої політики є значне підвищення вартості видобутку та транспортуванню паливно-енергетичних ресурсів, що відбувається зараз.

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним витягувати енергію з скидного вентиляційного повітря, теплоту із стічних вод та іншого промислового вторинного тепла, а також відновлюваних природних джерел ін. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігріти будівлю і нагріти воду.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						6
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1. Огляд теплових насосів

Проблема енергозбереження стає з кожним роком все більш актуальною. У структурі собівартості виробництва електричної та теплової енергії вартість палива сягає 70% і продовжує зростати в зв'язку з подорожчанням газу. Тому питань отримання електричної та теплової енергії з використанням альтернативних джерел надається особливе значення. За прогнозами Світової енергетичної ради, до 2020 р в розвинених країнах світу теплопостачання здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. Теплові насоси йдуть на зміну опалювальних котлів, тому що використовують невичерпне джерело тепла - енергію сонця, поглинену землею, водою і повітрям. Вони компактні, прості в монтажі і запуску, при експлуатації потрібно лише періодична перевірка показань і огляд. Теплові насоси потребують малій кількості електроенергії, споживають 15 ... 20% енергії в порівнянні з вироблюваною. При опаленні електрикою вихід теплової потужності - 1 кВт на 1 кВт витраченої електроенергії. Тепловий насос дає 3 кВт теплової потужності при витраті 1 кВт електроенергії. [1]

Питаннями проектування, виготовлення і впровадження теплонасосної техніки займаються найбільші енергетичні корпорації Японії, США, Канади, Китаю, країн ЄС. Міжнародне Енергетичне Агентство (МЕА, латинська аббревіатура IEA), куди асоційованими членами входять 28 енергетично розвинених країн і, метою діяльності якого є забезпечення світової енергетичної безпеки і пошук шляхів поліпшення екології планети, поступово стає головним координатором політики впровадження теплонасосних технологій. Агентством регулярно публікується міжнародний огляд «Перспективи енергетичних технологій» (Energy Technology perspectives, ETP), видається міжнародний журнал «Теплові насоси» і проводяться міжнародні конференції, симпозіуми, виставки і семінари, пов'язані з аналізом застосування передових теплонасосних технологій. По ряду програм, званих Додатками, здійснюються роботи з наукових досліджень і прискорення впровадження інноваційних розробок в системи опалення, кондиціонування,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						7
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

вентиляції, гарячого водопостачання. деякі з проектів в рамках цих Додатків фінансуються. Координується діяльність МЕА з Європейською асоціацією теплових насосів (ЕНРА), з регіональними національними комітетами практично всіх зацікавлених країн. Така політика дає можливість урядам країн, що входять і не входять в МЕА, об'єднувати ресурси і сприяти розробки та впровадження передових теплонасосних технологій. [2]

У доповідях конференцій [3,4,5] підкреслюється, що загальна світова тенденція в системах теплопостачання житлових будинків, як основного споживача енергоресурсів, характеризується стабільним збільшенням числа працюючих тут теплових насосів. На рис. 1.1 показано, збільшення частки впроваджених теплових насосів в системах опалення США з 24% в 1988 році до 42% в 2008 році в порівнянні з використанням традиційних теплогенераторів, що працюють на спалюванні органічного палива.

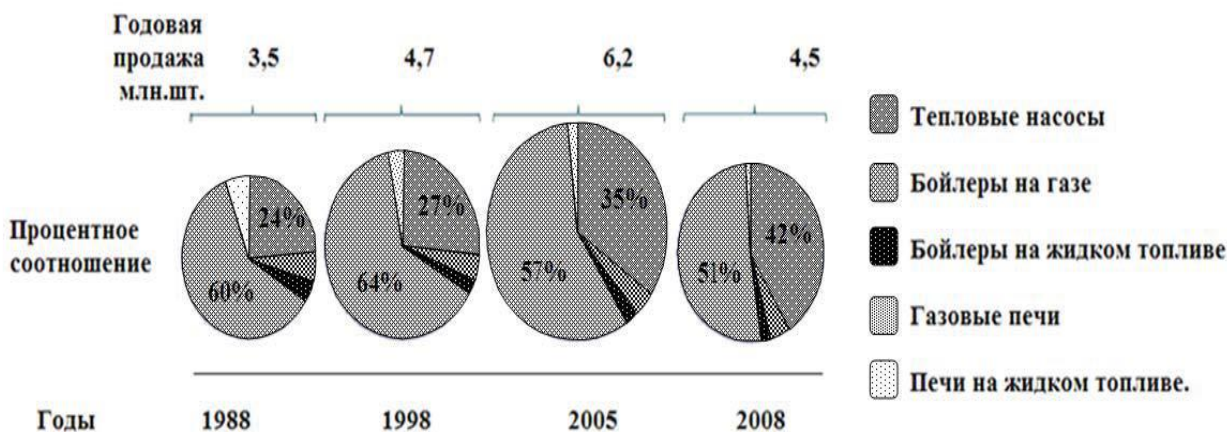


Рис. 1.1 Доля впроваджених теплових насосів на фоні впровадження традиційних систем опалення в США

За період з 2010 року по 2020 рік в Німеччині очікується триразове збільшення продажів ТНУ і зниження продажу опалювальних котлів з 84% до 57%. У Франції, за той же період часу, прогнозується зростання впровадження теплових насосів в системах опалення в два рази і зниження продажів котлів з 82% до 67%. У 2010 році в Швеції було продано 127 570 теплових насосів. Газових і рідкопаливних котлів було продано на 2000 менше. У

Великобританії ринок теплових насосів показав стрімкий розвиток, досягнувши в 2010 році величини 18480 проданих одиниць. На енергетичному ринку Європи з 2008 року Франція витіснила Швецію з першого місця по впровадженню теплонасосного обладнання, хоча у останньої досить стабільні показники його застосування були протягом 5 років. [2]

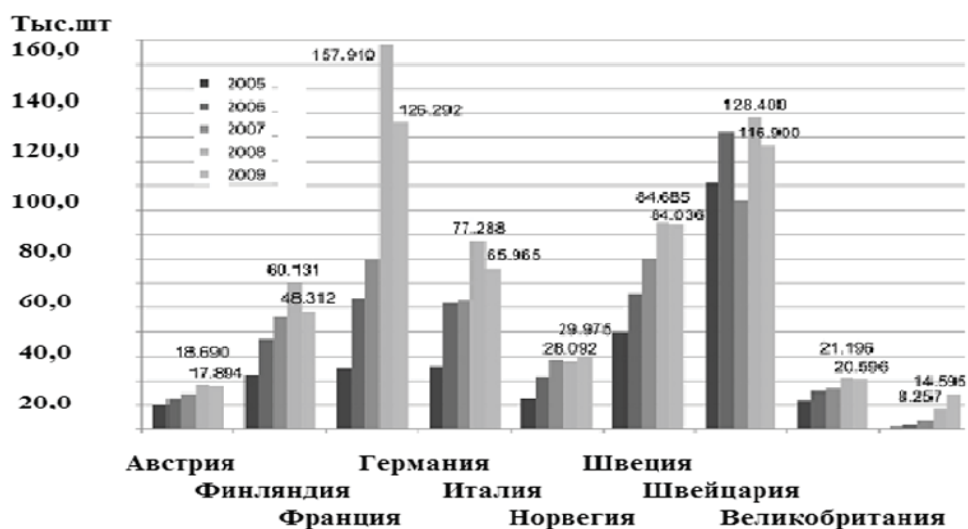


Рис. 1.2 Ріст впровадження теплових насосів в ЄС

Геотермальні або ґрунтові теплові насоси (Geothermal heat pump або Groundsource heat pump), витягають низькопотенційну теплоту, накопичену в приповерхневих шарах ґрунту за допомогою горизонтальних колекторів або тепло глибинних шарів за допомогою вертикальних зондів. Джерело повсюдно доступний, досить універсальний, термічно стабільний і ефективний, так як на глибині декількох метрів температура ґрунту практично не схильна до сезонних коливань температур зовнішнього повітря. У країнах ЄС на 2009 рік встановлено понад мільйон геотермальних теплових насосів. У Норвегії, наприклад, числа теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками в 2003-2005 роках зросла вдвічі. Зростає кількість діючих геотермальних установок в Канаді, США, де їх застосування активно підтримується урядом, істотна державна підтримка застосування геотермальних теплових насосів реалізується в Китаї. Інженери компанії «Данфосс» розробили і представили на ринок третє покоління геотермальних теплових насосів. Новий DHP-H / L

Opti Pro + знімає низькопотенційну енергію з свердловин, горизонтальних колекторів, в водоймах. Революційна технологія дозволяє споживачам скоротити витрати на теплопостачання до 75% [6].

Нові стандарти будівництва енергоефективних та пасивних будинків, які змінять обличчя міст країн ЄС до 2020 року, звичайно, торкнуться і України. Швидкий і постійне зростання цін на природний газ протягом багатьох років зробив економічно неспроможними системи централізованого теплопостачання України. Основні зміни за 10-15 наступних років, безумовно, відбудуться в секторі житлових і бюджетних будівель [10]. На міжнародній конференції «Теплові насоси в країнах СНД», що пройшла в травні 2013 року в Алушті (Крим) заявлено, що в секторі ЖКГ революційні перетворення будуть пов'язані з багаторазовим зниженням потреби будівель в тепловій енергії і з переходом від роздільних унітарних інженерних систем до комплексних інженерних систем кліматизації. Одним із шляхів в реалізації цієї мети в Україні є термомодернізація житлових будинків і, що впливає звідси, раціональність використання теплових насосів. Оцінено, що в період до 2030 року необхідно буде виконати утеплення приблизно 250000-300000 багатоповерхових вітчизняних будівель. А теплим будівлям ХХІ століття вже не будуть потрібні ТЕЦ і районні котельні. Для опалення, кондиціонування, вентиляції і гарячого водопостачання будуть використовуватися теплонасосні технології, як більш енергетично-, екологічно-й економічно вигідні при виробництві тепла і холоду в порівнянні з існуючими технологіями прямого спалювання вуглеводневого. Як двигун внутрішнього згоряння свого часу змінив паровий двигун, так теплові насоси сьогодні витісняють з ринку опалення теплові котли.

1.1 Термодинамічний цикл теплового насоса

Термодинамічний тепловий насос являє собою звернену холодильну машину і, за аналогією, містить випарник, конденсатор і контур, який здійснює термодинамічний цикл. Основні типи термодинамічних циклів - абсорбційний і, найбільш поширений, парокомпресійний. Якщо в холодильній

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						10
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник-теплообмінним апаратом, утилізують низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії. Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі (де T-температура, S-ентропія) представлений на Рис. 1.3 Точка 1 на схемі відповідає стану сухої насиченої пари, що утворився в результаті повного випаровування рідкої фази холодоагенту у випарнику теплового насоса. Далі відбувається стиснення холодоагенту в компресорі (процес 1-2), при цьому тиск і температура холодоагенту різко підвищуються. Перегрітий пар в стані 2 з досить високою температурою подається в конденсатор, де спочатку охолоджується по ізобарі до сухої насиченої стану і потім конденсується до рідкого стану (точка 3), віддаючи при цьому сумарну теплову енергію, величина якої дорівнює сумі енергії, отриманої при кипінні холодоагенту у випарнику, і енергії, еквівалентної роботі стиснення холодоагенту у компресорі. Потім рідкий холодоагент проходить через дросель клапан, при цьому знижується тиск і, відповідно, температура холодоагенту (процес 3-4). Процес дроселювання проходить практично адіабатно, тому з великою точністю процес 3-4 вважають ізоентальпним. При цьому холодоагент частково випаровується. Далі холодоагент (з температурою нижче, ніж у низько потенційного джерела) надходить у випарник, де кипить, відбираючи теплоту від низько потенційного джерела (процес 4-1).

Теплові, енергетичні та економічні характеристики теплових насосів тісно взаємопов'язані з характеристиками джерел, з яких насоси беруть тепло. Ідеальне джерело тепла повинно давати стабільну високу температуру протягом опалювального сезону, не бути корозійним і забруднюючим, мати сприятливі теплофізичні характеристики, не вимагати істотних інвестицій і витрат на обслуговування. У більшості випадків наявне джерело тепла є

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						11
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ключовим чинником, що визначає експлуатаційні характеристики теплового насоса. Як джерела тепла в невеликих системах на базі теплових насосів широко використовуються зовнішнє повітря, ґрунт, для систем великої потужності застосовуються морська, озерна і річкова вода, геотермічні джерела і ґрунтові води.

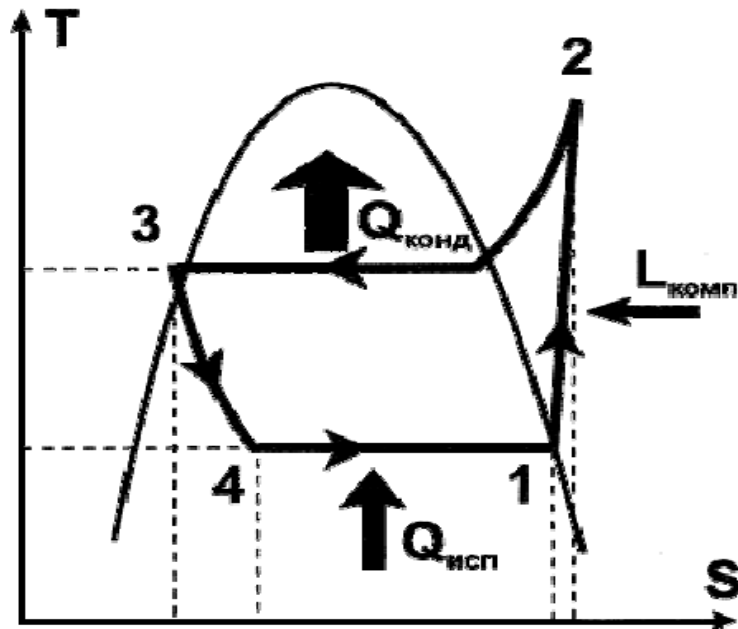


Рис. 1.3 Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі

Основними характеристиками теплового насоса є коефіцієнт перетворення (трансформації) тепла, термодинамічний ККД і питома вартість, тобто вартість, віднесена до теплопродуктивності теплового насоса.

Коефіцієнт перетворення тепла являє собою відношення одержуваної теплової потужності до витратної потужності на привід компресора. Він вище одиниці, істотно залежить від температури холодного джерела теплоти T_1 і температури одержуваного гарячого теплоносія T_2 . В результаті роботи теплового насоса можна отримати приблизно в 2-8 разів більше теплоти, ніж у випадку безпосереднього підігріву теплоносія в електрокалорифері.

$$\varepsilon_T = \frac{Q_B}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (1.1)$$

Для людей, не знайомих з роботою теплових насосів, ця обставина здається порушенням першого закону термодинаміки. Насправді це не так. В даному випадку ми лише трансформуємо теплоту більш низького потенціалу в теплоту більш високого потенціалу, тобто іншого температурного рівня. Коефіцієнт перетворення тепла не є коефіцієнтом корисної дії теплонасосної установки. Відомо, що якість виду енергії залежить від його здатності перетворюватися в інший вид енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена на інший вид енергії, то теплота навіть в ідеальному процесі лише частково перетворюється в механічну роботу. Ступінь перетворення теплоти в роботу характеризується працездатністю або ексергією потоку теплоти і істотно залежить від температурного рівня потоку теплоти, а також від температури навколишнього середовища.

Термодинамічне досконалість теплового насоса визначається його ексергетичним ККД. Він може бути обчислений наступним чином:

$$\eta_e = \frac{Q_B \omega}{N} \quad (1.2)$$

де ω - температурна функція або коефіцієнт працездатності теплоти, що визначається як:

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2} \quad (1.3)$$

Як видно, ексергетичний ККД теплонасосної установки завжди менше одиниці.

Орієнтовна залежність коефіцієнта трансформації тепла від температури представлена на рис. 1.4. Як видно, у разі малої різниці температур у випарнику і конденсаторі коефіцієнт трансформації може досягати великих значень. На практиці при сучасному рівні цін на обладнання та енергоносії рекомендують застосовувати теплові насоси з коефіцієнтом трансформації не нижче 2,5.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

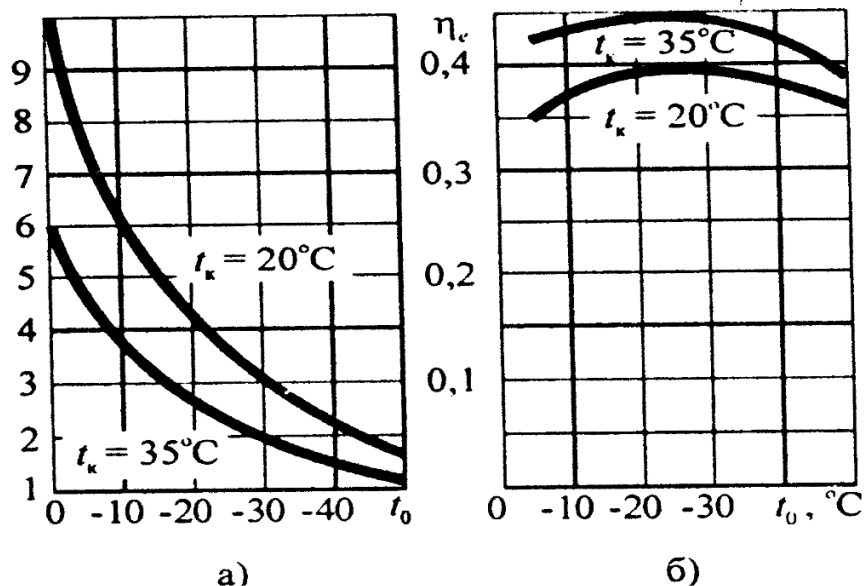


Рис. 1.4 Залежність холодильного коефіцієнта (а) і ексергетичного ККД (б) від температур конденсації і випаровування

1.2 Основні типи теплових насосів

Практичне застосування отримали теплові насоси двох типів:

- парокompресійні (ПТНУ), де робочим тілом є різні фреони і стиснення здійснюється механічним шляхом за допомогою компресора;

- абсорбція (АТНУ), де робочим тілом є розчин, що складається, як правило, з двох компонентів. Ці компоненти мають різні температури кипіння при одному і тому ж тиску. Один компонент є робочим агентом, а інший - абсорбентом (поглиначем). Схема АТНУ організована таким чином, що в одному з елементів (генераторі) відбувається випаровування агента, а в іншому (абсорбере) - його поглинання. За аналогією з ПТНУ абсорбер виконує роль всмоктуючої сторони компресора, а генератор - нагнетательной. В якості робочих середовищ найчастіше застосовуються водні розчини аміаку і бромистого літію, причому, в першому розчині аміак, а в другому вода є робочими агентами.

У світовій практиці найбільш поширені парокompресійні ТНУ. Це пояснюється, з одного боку, їх більшою енергетичною ефективністю в порівнянні з АТНУ, з іншого боку - характерним для розвинених країн практично необмеженим постачанням електроенергією, яка з ПТНУ йде на

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

привід електродвигуна компресора. Зарубіжні ПТНУ є компактними і високотехнологічними агрегатами.

Робочі середовища АТНУ - водні розчини аміаку або бромистого літію менш дефіцитні, більш зручні в експлуатації через меншу плинності; розчин бромистого літію екологічно безпечний. Для виготовлення теплообмінного обладнання АТНУ використовуються порівняно недорогі сталі.

Простота конструкції і виготовлення вигідно відрізняють АТНУ від ПТНУ, де потрібно прецизійне виготовлення та складання компресорів; використовуються складні спеціалізовані технології для конденсаторів і випарників, куди витрачаються в основному мідні і алюмінієві сплави. З цим також пов'язана висока надійність АТНУ і малі витрати на їх обслуговування.

Теплонасосні схеми можуть бути центральні, центрально-місні, автономні.

Центральні системи. Отримання тепла, холоду, нагрів, зволоження і осушення повітря проводиться централізовано, повітря розподіляється по вентиляційних каналах. Перевага - застосування великих установок, вентиляторів та іншого обладнання знижує капіталовкладення. Недоліки - складність пристрою в уже побудованих будинках; необхідність підведення гріючої і охолоджуючої води; подорожчання системи регулювання при необхідності підтримки різного мікроклімату в окремих приміщеннях будівлі.

Центрально-місцеві системи. Тепло і холод виробляються централізовано, потім подаються в приміщення, де в місцевих кондиціонерах проводиться обробка повітрям. Їх назва пов'язана з прагненням створити установку, що поєднує переваги центральної і автономної системи.

Автономна система. Обробка повітря, вироблення тепла і холоду здійснюється децентралізовано. Завдяки цьому досягається велика гнучкість в роботі, немає необхідності в підводі енергоносіїв, можливе використання як нових, так і існуючих будинків. Зазначені гідності визначають і недолік: високу питому вартість, відносно високий шум в кондиціонованих приміщеннях.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						15
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

За принципом дії ТН застосовуються трьох основних типів (як і холодильні машини): термоелектричні, повітряні (газові) і парові. Парові теплонасосні установки підрозділяються на абсорбція і парокомпресійні.

Абсорбція теплові насоси. Дія заснована на використанні явища абсорбції пара робочої рідини розчином. Найбільш ефективні при температурі відпрацьованого теплоносія 100 ° С і вище. В даних ТН, як правило, застосовують два речовини: робочий агент і абсорбент. Найперспективнішим робочим агентом є вода, абсорбентом - циклічний поглинає і виділяє її: їдкий натр NaOH, їдкий калій KOH, хлористий кальцій CaCl₂, бромистий літій LiBr.

За рахунок тепла подведеного від зовнішнього джерела, в генераторі відбувається випаровування розчину абсорбенту. Виділяється при цьому пар надходить в конденсатор. Конденсат, що утворюється дросселирується в регулюючому вентилі і надходить у випарник, де на його випаровування підводиться тепло від навколишнього середовища. З випарника пари абсорбера надходять в абсорбер і поглинаються розчином абсорбенту. Виділяється при цьому тепло абсорбції відводиться охолоджуючої водою, а збагачений розчин абсорбенту подається в генератор. Після виділення парів абсорбенту розчин в генераторі стає слабким і через другий регулюючий вентиль поступає для збагачення в абсорбере.

У ФРН в 80-х роках було проведено економічний аналіз застосування абсорбційних теплових насосів індивідуального призначення. Їх використання дозволило на 30% скоротити витрату палива в порівнянні з опаленням газомазутних котельні.

Ціна обладнання АТНУ коливається в межах від 0,7 до 1,0 тис. Марок на кіловат проектної потужності. При цьому капіталовкладення на моновалентну схему (опалення тільки за рахунок ТНУ) і бівалентності схему (ТНУ і газовий котел в піковому режимі) практично

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

1.3 Принцип роботи теплового насоса

Тепловий насос (ТН) працює дуже просто - це зворотний цикл холодильної машини. Відбираючи теплоту з однієї частини простору, наприклад, з повітря зовні будинку, ТН догріває теплоносії в компресорі (за рахунок стиснення) і віддає високопотенційний теплоту в опалювальне приміщення. Перше практичне втілення ідеї ТН пов'язують з ім'ям видатного англійського фізика і інженера Вільяма Томсона (лорда Кельвіна), який ще в 1852 р оприлюднив ідею «умножителя тепла» - схему практичної реалізації теплонасосної системи. Причому ця машина була по суті саме повітряним тепловим насосом. Згодом, уже в ХХ столітті, було запропоновано використовувати для контуру «відбору» тепла ТН ґрунтові або водяні теплообмінники. Тобто, ТН може відбирати тепло звідусіль - з водойми, з землі, з навколишнього повітря - і передавати його далі для підігріву теплоносія. Якщо ж будинок потрібно охолоджувати в жарку пору, то відбувається зворотний процес - тепловий потік перенаправляється назад, і надлишок теплоти скидається в ґрунт, у водойму або підземний водоносний шар, в навколишнє повітря. Один і той же «реверсивний» тепловий насос може взимку нагрівати воду для системи опалення та ГВП, а влітку - охолоджувати будівлю.

З самого початку практичної реалізації ідеї ТН інженерами велася боротьба за ефективність таких машин, яку прийнято обчислювати в вигляді так званого «коефіцієнта та перетворення», або COP (Coefficient of Performance), який показує, скільки потрібно затратити енергії на збір, передачу і виділення тепла в порівнянні з кількістю цієї «зібраної» зовні теплової енергії. Показник $COP = 4$ означає, що тепловий насос переносить корисного тепла вчетверо більше, ніж витрачає електроенергії на своє функціонування.

Цілком працездатні моделі ТН застосовуються ще з середини ХХ століття. Але «розквіт» застосування ТН відбувається саме в наш час, коли

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						17
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

дуже гостро стоїть питання про енергоефективність та економії витрат на органічне мінеральне паливо.

Верховна Рада 1 листопада 2016 прийняла зміни до Закону «Про альтернативні джерела енергії», які тепер відносять теплові насоси до устаткування, що використовує відновлювальні джерела енергії (ВДЕ). До «альтернативних джерел енергії» тепер належать «аеротермальна енергія», «гідротермальних енергія» і «геотермальна енергія». Законом також визначено, що «теплова енергія, витягнута тепловими насосами з повітря, води, ґрунту вважається виробленої з ВДЕ за умови, що річний обсяг виробництва теплової енергії таким тепловим насосом більше, ніж обсяг теплової енергії, витраченої на виробництво електричної енергії, спожитої самим тепловим насосом. Це відповідає Директиви 2009/28 / ЄС, яка регламентує державне заохочення використання таких видів енергії ».

13 червня 2016 року Європарламент прийняв резолюцію щодо Стратегії опалення та охолодження (EU Strategy on Heating and Cooling), згідно з якою технології прямого спалювання палива для цілей опалення при знаються технічно безперспективними. На перше місце ставиться комбінована технологія використання теплових насосів, в т. Ч. Спільно з сонячними батареями (фотоелектричними та фототермальними), див. Рис. 1.5.

	Потенциальная энергоэффективность существующей технологии
A+++	Комбинированные технологии, использующие ВИЭ
A++	Тепловые насосы (ВИЭ) Котлы на биомассе (ВИЭ)
A+	Когенерация, тригенерация
A	Конденсационные газовые котлы
B	
C	Традиционные газовые котлы
D	Электрические резистивные нагреватели

Рис 1.5 Енергоефективність технологій обладнання для систем опалення, охолодження та ГВП згідно «EU Strategy on Heating and Cooling 2016»

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ТН мають характерною особливістю - їх ефективність тим більше, чим менше різниця температур між джерелом теплоти (в разі повітряних ТН це зовнішнє повітря) і температурою споживача теплоти. Тому ТН використовуються в т. Н. низькотемпературних системах опалення, тобто вони краще працюють при температурах теплоносія на виході від + 35 ° С до + 55 ° С. Як низькотемпературних систем опалення використовуються не радіатори, а системи поверхневого нагріву типу «тепла підлога», «тепла стіна», «теплий плінтус», повітряні системи опалення із застосуванням фенкойлів і т. П. Чим вище температура нагрівається теплоносія, наприклад, води, тим менше ефективність теплового насоса. І чим вище температура джерела теплоти, тим ТН працює ефективніше. Наприклад, при підвищенні температури джерела з мінус 20 ° С до + 7 ° С, ефективність роботи ТН підвищиться, наприклад, від значення COP = 2,0 до COP = 4,0. Отже, чим менше диференціал температур між джерелом тепла і його споживачем, тим застосування ТН насосів вигідніше.

За типом середовища, від якої відбирається теплота, ТН поділяють на три основних типи - «грунтові» (тепловий потенціал ґрунту), «водяні» (тепло в підземних водяних горизонтах або у відкритому водоймищі), «повітряні» (тепло атмосферного повітря). По виду теплоносія у вхідному і вихідному контурах насоси ділять на сім типів: «грунт-вода», «вода-вода», «повітря-вода», «грунт-повітря», «вода-повітря», «повітря-повітря».

Грунтові і водяні ТН вважаються найефективнішими, оскільки використовують умовно «необмежений» джерело теплоти з приблизно постійною температурою і величезною теплоємністю. Головний їх недолік - значна вартість обладнання, необхідність складного і дорогого монтажу зовнішніх підземних або підводних теплообмінних контурів, які до того ж не скрізь можливо реалізувати (наприклад, в місті). ТН типу «повітря-вода», в тому числі реверсивні, найчастіше використовуються для побутових систем опалення та ГВП. Для опалення (опалення / охолодження) без функції

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приготування води в ГВП придатні ТН типу «повітря-повітря», які, по суті, мало відрізняються по влаштуванню від спліт-кондиціонерів повітря.

1.4 Особливості повітряних теплових насосів

Є два типи повітряних ТН - «повітря-вода» і «повітря-повітря». Обидва типи відбирають тепло з навколишнього повітря, а передають його, відповідно, теплоносія - води або повітря. Вода, насправді, служить «проміжним» теплоносієм, гарячу воду потім направляють через гідросистему в опалювальні прилади (наприклад, в систему «тепла підлога»), які, в результаті, нагрівають повітря в приміщенні. ТН «повітря-повітря» підвищують температуру в приміщенні безпосередньо. У повітряних ТН обох типів різко погіршується ефективність і продуктивність по теплу при зовнішній температурі нижче мінус 15 ° С, проте сучасні ТН теоретично можна використовувати до зовнішньої температури мінус 25 ° С.

Особливості застосування двох типів повітряних ТН представлені в таблиці.

Тепловий насос «повітря-вода»	Тепловий насос «повітря-повітря»
<p>Подібно опалювального котла нагріває воду через теплообмінник, яка направляється в низькотемпературні опалювальні прилади («тепла підлога», фанкойли) і / або для ГВП. Застосування спільно з радіаторами (високотемпературними нагрівачами) неефективно. Можна накопичувати тепло в спеціальних баках-акумуляторах.</p>	<p>ТН «повітря-повітря» доцільно використовувати у вигляді додаткової системи опалення. В якості основної системи в період зимових «мінімумів» може потребувати підтримки від додаткових джерел тепла. Реверсивні (оборотні) ТН «повітря-повітря» використовуються для опалення та охолодження.</p> <p>Є моделі, які пристосовані для роботи з ГВП. У реверсному режимі (літнє охолодження) не потрібно додаткове або спеціальне обладнання. Допускається паралельне</p>

	<p>використання з наявною системою централізованого опалення.</p> <p>Не потребує глибокої переробки наявної системи опалення.</p> <p>Легко встановлюється в будь-яких будівлях - від індивідуальних до багатоквартирних будинків, в офісних центрах і на інших об'єктах житлової або комерційної нерухомості.</p>
<p>При зимових «мінімумах» температур недостатню потужність по теплу можна компенсувати за рахунок додаткових електронагрівальних пристроїв, спеціально вбудованих в водяний контур. Зазвичай ТН «повітря-вода» пристосовані для спільної роботи з іншими опалювальними приладами (газовими, твердопаливними або мазутними котлами, сонячними водонагрівальними панелями).</p>	<p>Якщо ТН «повітря-повітря» обраний в якості основної системи опалення, то недостатню потужність по теплу в період зимових «мінімумів» можна компенсувати повітряними нагрівачами інших типів або паралельно підключати іншу опалювальну систему.</p>
<p>Особливо вигідно застосовувати ТН «повітря-вода» при модернізації наявної водяної системи опалення або коли опалення працює ще і для ГВП.</p>	<p>Легко оснащується системою рекуперації тепла повітря в приміщенні, що працює злагоджено з ТН. Легко узгоджується з іншими (допоміжними або основними) системами опалення через погодозалежне управління або через спільний контроль внутрішньої температури приміщення.</p>

Висновки

<p>ТН «повітря-вода» можна вдало використовувати в якості і основної системи опалення, і додатковою. Легко пристосовується для роботи з ГВП. У літній період може повністю працювати тільки на ГВС. У реверсному режимі (для літнього охолодження) може працювати тільки в системах з фенкойлами і системами поверхневого охолодження (стіни, стеля).</p> <p>Застосовується в системах індивідуального опалення. Вимагає установки гідросистеми, відокремленої від централізованого опалення.</p>	<p>ТН «повітря-повітря» доцільно використовувати у вигляді додаткової системи опалення. В якості основної системи в період зимових «мінімумів» може потребувати підтримки від додаткових джерел тепла.</p> <p>Реверсивні (оборотні) ТН «повітря-повітря» використовуються для опалення та охолодження. Є моделі, які пристосовані для роботи з ГВП.</p> <p>У реверсному режимі (літнє охолодження) не потрібно додаткове або спеціальне обладнання.</p> <p>Допускається паралельне використання з наявною системою централізованого опалення. Не вимагає глибокої переробки наявної системи опалення.</p> <p>Легко встановлюється в будь-яких будівлях - від індивідуальних до багатоквартирних будинків, в офісних центрах і на інших об'єктах житлової або комерційної нерухомості.</p>
---	---

Обидва види повітряних теплових насосів застосовуються як для нових систем опалення, так і при реконструкції або глибокої модернізації старих. На відміну від ТН, що використовують тепло ґрунту або в підземних вод первинний теплообмінник (системи ТН «ґрунт-вода» або «вода-вода»), повітряні теплові насоси обох типів не потребують проведення ґрунтових робіт і, відповідно, не вимагають спеціальних дозволів для цього. А це означає, що повітряні ТН можуть застосовуватися в історичній забудові або там, де проведення ґрунтових робіт неможливо або важко за геологічними міркувань.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.5 Режими роботи повітряних теплових насосів

Оскільки для повітряних теплових насосів джерелом теплоти є зовнішній атмосферне повітря, то зі зміною його температури змінюються умови роботи ТН. При дуже низькій температурі зовнішнього повітря опалення та приготування гарячої води від теплового насоса стає нераціональним - кількості теплоти в перекачується обсязі первинного теплоносія (повітря) недостатньо. Те ж саме відбувається і для високих температур зовнішнього повітря при роботі ТН в режимі охолодження - порція теплоти, що видаляється прокачуванням через зовнішній теплообмінник, виявляється занадто мала. Тому є обґрунтований діапазон температури навколишнього повітря і температури вторинного теплоносія (води) як для обігріву, так і для охолодження, розрахований для кожної конкретної моделі ТН. Наприклад, на рис. 1.6 наведені графіки для повітряних моноблочних ТН компанії Vaillant серії aroTHERM. Перша цифра в дужках означає температуру зовнішнього повітря, друга - температуру теплоносія (води) в контурі опалення / охолодження. Експлуатувати ТН слід всередині зазначених температурних областей.

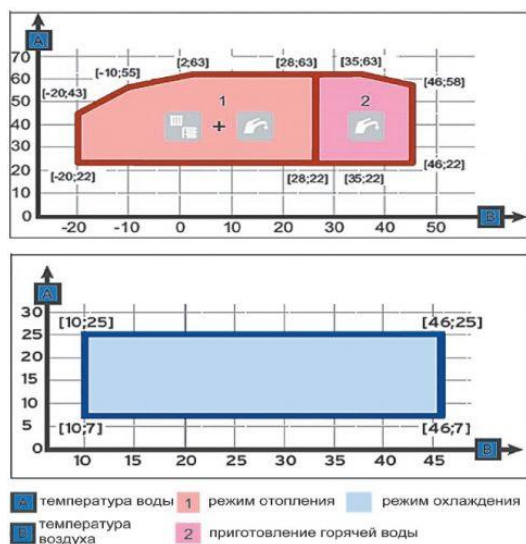


Рис 1.6. Експлуатаційні межі застосування повітряних моноблочних ТН типу Vaillant aroTHERM моделей VWL 85/2 - 115/2 А 400 V в режимі опалення, ГВП та для охолодження приміщень

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Якщо застосовувати в якості опалювального обладнання тільки ТН, то при низьких температурах потрібно буде використовувати ТН з надмірною запасом потужності. Це нераціонально і в сенсі вартості самого устаткування, і витрат на енергію для роботи ТН. Тому в нашій кліматичній зоні, де бувають періоди в році з температурами нижче мінус 15 ° С ... -20 ° С, рекомендується ТН поєднувати з іншим джерелом тепла, наприклад, з газовим конденсаційним котлом або з електрокотлом. Це так звана «бівалентна схема» опалення, при якій основну (базову) навантаження несе тепловий насос, а пікові навантаження покриваються допоміжним джерелом, що споживають інший енергоносіє.

Практичні схеми бівалентної роботи ТН з котлами вже відпрацьовані, багаторічний досвід їх експлуатації підтверджує економічність такого підходу. Сучасна автоматика регулює спільну роботу опалювальних приладів так, щоб в кожен момент отримувати максимальну кількість енергії з навколишнього середовища від ТН при мінімумі витрат на покупну енергію (електрика і газ). При цьому враховуються також добові особливості тарифів на електроенергію (двоступні і багаторівні тарифікація).

На рис. 1.7 а) і б) представлені схеми реалізації комбінації ТН з додатковим опалювальним устаткуванням - з газовим котлом (а) і електрокотлом (б), причому комбінована схема дозволяє донагравати теплоносії до високої температури, необхідної для роботи радіаторного опалення. Схема на рис. 1.7а) рекомендується для модернізації існуючих нагрівальних установок з газовим настінним котлом і з роздільними контурами для опалення та ГВП. Якщо ж використовується низькотемпературна система опалення (наприклад, «тепла підлога»), то великого нагрівання не потрібно (рис. 1.7, б), і допоміжний котел включається рідко, тільки для покриття пікових теплових навантажень для опалення та для періодичного прогріву води в ГВП до високої температури для видалення легіонел в баку ГВС. Але схема з «теплою підлогою» допомагає також реалізувати на ТН режим літнього охолодження приміщень (див. Рис. 3, б).

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						24
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

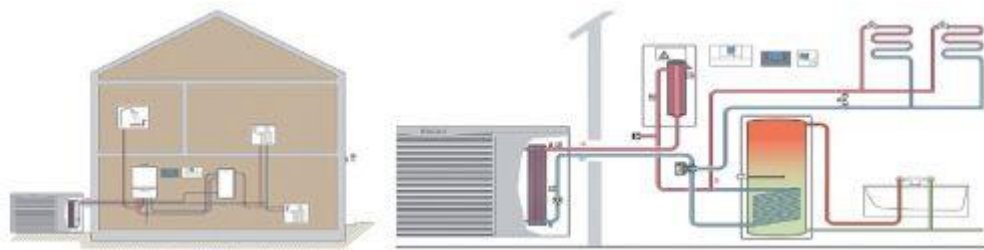


Рис. 1.7. Бівалентний режим роботи повітряного ТН з газовим котлом (а) і радіаторні опаленням; повітряний ТН разом з електродкотлом (б) і «теплою підлогою»

1.6 Пристрій повітряного ТН

Пристрій повітряного моноблочного ТН можна зрозуміти на прикладі схеми Vaillant aroTHERM моделей VWL 55/2 A - VWL 155/2 A з функцією «активний холод», тобто здатного крім опалення взимку використовуватися для охолодження влітку.

Моноблочна теплонасосная установка (з усіма технічними засобами в зовнішньому блоці складається) з ТН aroTHERM, який встановлюється на відкритому повітрі; модуля управління ТН VWZ AI; регулятора системи multiMATIC VRC 700.

На рис. 1.8, де показані обидва режими роботи реверсивного ТН - і опалення (вгорі), і охолодження (внизу). Стрілками показано напрямок потоків теплоносія для кожного режиму.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

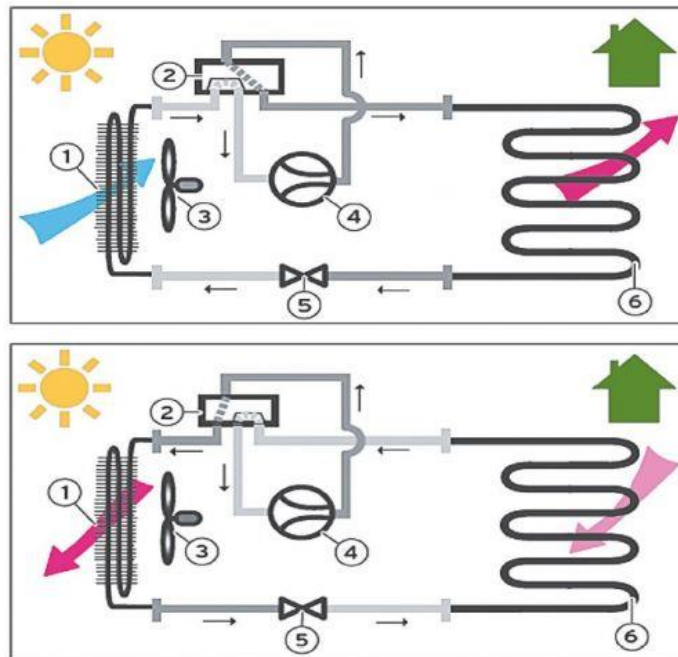


Рис. 1.8. Схема повітряно-водяного моноблочного реверсивного ТН Vaillant aroTHERM VWL:

випарник (1); чотирьохходовий клапан (2); вентилятор (3); компресор (4); електронний розширювальний клапан (5); пластинчастий теплообмінник (6)

Вигідна особливість моноблочного виконання ТН - немає необхідності «тягнути» в будинок з блоку, розташованого зовні будинку, трубки з холодоагентом. Це істотно спрощує монтаж і підвищує надійність системи - в будинок заводяться тільки теплоізовані труби системи опалення. Важливо правильно встановити зовнішній блок щодо стін самого будинку - це знизить відчувається рівень шуму. Проте, сучасні ТН при роботі відрізняються дуже низькою гучністю. Наприклад, завдяки технічним новаціям, модель Vitocal 200-S моноблочного повітряно-водяного ТН компанії Viessmann, представлена в цьому році на виставці на ISH-2017, забезпечує особливо низький рівень шуму - всього 35 дБ (А) на відстані 3 м.

1.7 Практичність і ефективність повітряного теплового насоса

Незважаючи на те, що ТН «повітря-вода» мають дещо меншим показником COP, ніж ТН типу «грунт-вода» і «вода-вода», застосування саме «повітряних» ТН розширюється особливо швидко (тепер і в Україні). Не скрізь

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2				

і не всюди можна встановити ґрунтові або водяні ТН, особливо в містах і населених пунктах зі старою історичною забудовою, де просто не дозволить влаштувати підземні теплообмінні поля або бурити колодязі для водяних систем. Не скрізь є близькі підземні водяні горизонти або відповідний водойму. Монтаж повітряних ТН не викликає труднощів, особливо ТН моноблочного типу.

ТН «повітря-вода» можна застосовувати скрізь, навіть у містах і навіть у багатоповерхівках.

Розглянемо особливості системи опалення та ГВП для котеджу на одну сім'ю з моноблоковим ТН «повітря-вода» Vaillant aroTHERM VWL 155/2 A 230 V з функцією «активний холод», практично реалізованої в Київській області. Площа опалення 200 м², мінімальна температура зовнішнього повітря мінус 22 ° С, розрахункова потужність опалювальної системи 14 кВт, рис. 1.9. Тут застосовується як радіаторне опалення, так і система «водяна тепла підлога», яку влітку використовують ще й для охолодження. Розрахунки потужності враховували середньомісячні температурні графіки в даній місцевості. Контур ГВП розділений з опалювальним контуром компактної буферної ємністю Vaillant VWZ MPS 40, а завдяки модулю теплообмінника Vaillant VWZ MWT 150 для теплового насоса Vaillant aroTHERM можна гідравлічно ізолювати тепловий насос, і захистити його від замерзання.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						27
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

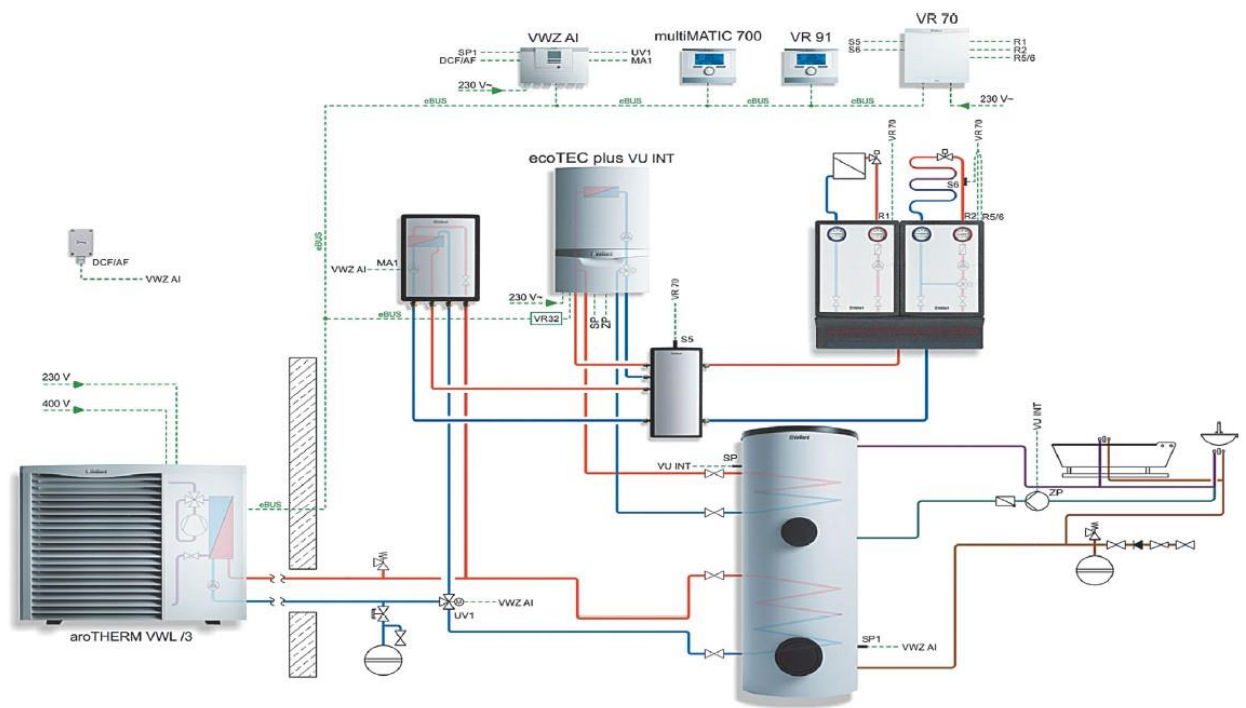


Рис. 1.9. Схема практичної реалізації системи опалення з ТН для котеджу в Київській області (опалювальна площа 200 м²)

Антифриз використовується тільки в контурі циркуляції теплоносія в самому ТН, не змішуючись з водою в решті гідросистемі. Бівалентний ємнісний водонагрівач непрямого нагріву Vaillant VU INT для ГВП має два незалежних змієвикових теплообмінника: для контуру ТН і контуру газового конденсаційного котла ecoTEC plus VU з можливістю приготування гарячої води в комбінації з ємнісним водонагрівачем. Завдяки цій функції, воду для побутових потреб можна періодично нагрівати до більш високої температури для знезараження (усунення легіонел). Температура бівалентності теплового насоса становить мінус 6,4 ° С, тобто, починаючи з мінус 7 ° С автоматика модуля управління тепловим насосом VWZ AI включить ТН і почне управляти узгодженою роботою системи. Погодозалежний регулятор Vaillant multiMATIC VRC700 / 4 з функцією управління каскадом опалювального обладнання може керувати спільно з ТН декількома тепловими насосами, газовими котлами або для підключення згодом інших джерел енергії (наприклад, сонячних панелей). Найкращий варіант замовникам і монтажникам в кожному конкретному

									Арк.
									28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2				

випадку підкажуть кваліфіковані фахівці, що представляють фірми-виробники обладнання.

Використання повітряних ТН разом з іншими пристроями ВДЕ і високоефективним опалювальним устаткуванням разом з цифровими системами управління - перспективна європейська тенденція, яка продовжує посилюватися в умовах подорожчання традиційних енергоносіїв. ТН типу «повітря-вода» стають все популярнішими і в Україні. Моноблочні моделі повітряних ТН при цьому мають ряд переваг як при монтажі, так і під час експлуатації. Компанії, що представляють виробників обладнання, накопичують все більший досвід проектування і практичної реалізації об'єктів з повітряними ТН. Все більше пропонується різних готових комплектних рішень, апробованих на практиці. Фахівці-монтажники завжди можуть розраховувати на кваліфіковану консультацію і технічну підтримку.

1.8 Стан і перспективи розвитку сонячної енергетики в Україні

Найбільш широке застосування сонячна енергетика знайшла у системах теплопостачання. Вони слугують для гарячого водопостачання, опалення та інших потреб, що дозволяє значно зменшити використання традиційних паливних ресурсів.

Сучасною тенденцією є швидке розширення сфер використання сонячної електроенергетики як для централізованого вироблення електроенергії на сонячних електростанціях, так і в індивідуальних системах електропостачання громадських і власних будівель.

У країнах, де має місце високий рівень розвитку сонячної енергетики, існують відповідні державні програми, які забезпечують сприятливі умови, в тому числі економічні, для її використання і розвитку.

У Німеччині, яка лідирує в ЄС за сумарною потужністю сонячних установок, використання системи сонячного теплопостачання, наприклад для опалення, супроводжується підсиленням теплозахисту будівель, утилізацією

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						29
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

теплових викидів і в цілому зниженням енерговитрат. Так, застосування сонячно-теплопомпової системи теплопостачання індивідуальних житлових домів з вакуумними сонячними колекторами забезпечує до 70% енергоспоживання.

Загальна площа сонячних колекторів в 2008 р. склала, наприклад, в Ізраїлі – 3,5 млн. м² (більше 80% води нагрівається сонячною енергією), в США – більше 10 млн. м², в Японії – 8 млн. м². Більше половини сонячних колекторів у світі – в Китаї. Основними споживачами сонячної енергії є також Швеція, Данія, Німеччина, Іспанія, Індія та інші країни.

У теперішній час біля 7 млн. будинків у світі обладнано сонячними батареями. Сонячна енергія широко використовується для виробництва електроенергії, яка передається в енергосистему, а також для децентралізованого електропостачання окремих населених пунктів, фермерських господарств, островів, морських і космічних станцій.

У 2004 р. в світі встановлена потужність сонячних теплових електростанцій склала 0,4 млн. кВт, а сонячних колекторів для теплопостачання – 77 млн. кВт (теплових).

У 2007 р. в США введена в експлуатацію сонячна електростанція потужністю 64 МВт, в Іспанії – потужністю 11 МВт з геліостатичним полем з 624 дзеркал площею 120 м² кожне і баштою висотою 115 м. У США планується будівництво сонячної електростанції потужністю 280 МВт, а в Австралії будується така електростанція потужністю 250 МВт.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Проект величезної сонячної електростанції в штаті Арізона (США), запланований до введення в роботу в 2011 році (запланована потужність 280 МВт)

За прогнозами саме в ХХІ ст. відбудеться стрімке зростання використання сонячної енергії, і сонячна енергетика може стати одним з основних джерел відновлювальної енергії.

Щорічно в Україні виробництво фотоелектричних елементів складає біля 150 МВт, більша частина яких експортується. Існує також досвід створення сонячних електрогенераторів на основі термодинамічного методу перетворення сонячного випромінювання в електричну енергію, однак результати експлуатації сонячної електростанції потужністю 5 МВт (СЕС-5) в Криму не дали підстав для впровадження цього обладнання в Україні.

Загальна площа сонячних колекторів в Україні в 2008 р. склала біля 45 тис. м². У кліматичних умовах України ефективним є використання сонячних колекторів для децентралізованого теплопостачання, нагрівання повітря, висушування зерна тощо.

В Україні існують достатньо сприятливі умови для використання сонячної енергії. Річний технічно досяжний енергетичний потенціал сонячної енергії в Україні еквівалентний 6 млн. т у. п., його використання дозволило б замінити біля 5 млрд. м³ природного газу.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середньорічна кількість сумарної сонячної радіації, що потрапляє на 1 м² поверхні, на території України знаходиться в межах від 1070 кВт·год/м² в її північній частині до 1400 кВт·год/м² і вище на півдні України.

1.9 Переваги сонячних батарей над іншими альтернативними джерелами енергії

Останнім часом широке розповсюдження отримали альтернативні джерела енергії, за допомогою яких можна значно зменшити споживання традиційної електрики, або повністю замінити традиційні джерела. Мова йде про фотомодулі, або, як їх ще називають, сонячних батареях.

Доступність.

Однією з головних переваг сонячних батарей перед іншими альтернативними джерелами енергії є їх доступність, а також невичерпність сонячної енергії, яку вони перетворюють. Тому встановивши таке обладнання один раз (і коли воно вже окупить свою первісну вартість), ви будете практично безкоштовно генерувати електроенергію для задоволення своїх потреб. Також істотним плюсом фотомодулів є їх екологічність і безпеку для навколишнього середовища, так як вони виготовляються з екологічно чистих матеріалів і під час своєї роботи не виділяють токсичних елементів.

Термін експлуатації.

Сонячні батареї мають практично необмежений термін експлуатації, оскільки не зношуються, тому що закріплені в одному положенні і не рухаються. Крім того, робота сонячних фотомодулів хороша тим, що вона не залежить від комунальних служб і не буде проблем з постачанням ресурсів, оскільки працює автономно.

Експлуатаційні затрати.

Також сонячним батареям не потрібне пальне або будь-які інші матеріали для роботи, отже, ніяких перебоїв у роботі зафіксовано не буде.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Модульність.

Ще одним плюсом сонячних батарей є їх модульність. Щоб збільшити потужність і кількість згенерованої енергії, можна встановити додаткові елементи (модулі). Так без істотних витрат, можна не тільки заощаджувати, але і примножувати вироблювану енергію.



Поняття "сонячні фотомодулі"

Насамперед, необхідно відзначити, що саме поняття «сонячні батареї» у професійних колах використовується рідко, оскільки має на увазі під собою кілька джерел виробництва енергії, які розрізняються за формою, принципом дії та призначенням. Сонячна батарея включає в себе як фотомодуль, який використовуються для вироблення електрики, так і колектор, який переважно використовується для отримання теплової енергії.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Рис. 1.10. Структура сонячної панелі

Конкретно сонячні фотомодулі виробляють електрику за допомогою використання фотоелементів. Фотомодулі можуть мати різні розміри, від мініатюрних фотомодулів в калькуляторах до величезних "пластин" на дахах будівель. Відмінною характеристикою фотомодулів є їх економічність, екологічність, довговічність роботи (строк її використання в середньому становить 25 років), вони не вимагають обслуговування. Останнім часом багато провідних виробників звернули свій погляд на дані джерела енергії, тому ринок сонячних батарей в Україні значно зріс, наслідком чого стало збільшення коефіцієнта корисної дії фотоелементів і відносно невелика вартість. В даний період часу фотомодулі, які випускаються для споживачів у промислових масштабах, мають показник ККД від 14% до 18%.



При розсіяному світлі рекомендовано застосовувати [полікристалічні сонячні батареї](#). А ось [монокристалічні сонячні батареї](#) навпаки – ефективніші в при направленому світлі.

1.10 Особливості застосування сонячних панелей в Україні

Клімат України дозволяє використовувати фотомодулі круглий рік – залежно від кліматичних особливостей окремих регіонів рівень сонячної інсоляції може складати від 1000 годині на півночі до 2400 годин на півдні.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Зростає генерація сонячної енергії з березня і до вересня, саме в ці місяці спостерігається найбільша активність роботи фотомодулів. Пікову потужність можна отримати у червні.

Відповідно, в холодний період року генерація енергії знижується. Але взимку ефективність фотомодуля може бути високою при активному сонці.

На території України доцільно встановлювати сонячні станції потужністю до 30 кВт. Такі досить потужні системи потрібно встановлювати, щоб [оформити зелений тариф в Україні](#), за яким можна продавати отриману надлишкову електроенергію державі. Також вигідно встановлювати сонячні системи при повній відсутності електрики.

Термін окупності такої електростанції становитиме близько 5-7 років.

Сонячні станції можна застосовувати не тільки для приватних домогосподарств, а й для бізнес-об'єктів. А ось для дач такий варіант електропостачання не радимо, там доцільно монтувати сонячні колектори для нагріву води (ГВП).

Так доцільно застосовувати фотомодулі як [альтернативні джерела енергії для дому](#) та бізнесу, якщо встановити мережеву сонячну станцію достатньої потужності і оформити зелений тариф.

Використання альтернативної енергії

Разом з фотомодулями необхідно використовувати деяке додаткове обладнання:

акумулятори для накопичення енергії,

інвертор для її перетворення,

систему підключень для її переміщення,

контролер для запобігання перевантаження сонячної батареї.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



1.11 Класична схема використання сонячних батарей в приватному будинку

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2

Арк.

36

2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

2.1. Конструктивне рішення

Дані для розрахунку:

Двоповерховий будинок, розташований в Одеській області, корисною площею 185,55 м². Будинок складається з 2-х поверхів (перший та другий поверхи). Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

Таблиця 2.1 характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м ²
	Перший поверх	
1	Тамбур	8,8
2	Передпокій	6,0
3	Хол зі сходами	13,8
4	Кухня	11,0
5	Котельня	6,9
6	Санвузол	5,3
7	Вітальня	40,8
	Всього	92,65
	Другий поверх	
1	Хол	8,6
2	Санвузол	11,9
3	Спальня	17,7
4	Спальня	17,6
5	Спальня	19,2
6	Гардероб	6,1
	Всього	81,1

Будинок має 13 кімнат, з них 3 спальні на другому поверсі, 2 санвузли, вітальню, кухню на першому поверсі, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована першому поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система охолодження, опалення та гарячого водопостачання передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях розраховані на опалення та охолодження, та бак непрямого нагріву з електродігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2.2. Обґрунтування вибору температурних режимів.

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широка, що його не існує в технічній лексиці і нормативної документації. Тут використовуються термін «оптимальна температура» повітря. Різниця велика.

Величина «комфортної» температури повітря є суб'єктивною оцінкою прийнятності умов навколишнього середовища, яка визначається виключно людськими відчуттями.

Величина «оптимальної» температури повітря визначається на підставі складних фізіологічних експериментів і розрахунків. Значення цієї величини залежить від безлічі факторів і, найголовніше - враховує потреби середньостатистичного людського організму. Кожне значення величини «оптимальної» температури для різних умов - підкріплено багаторічними дослідженнями і спостереженнями. Вся інформація по «оптимальної» температурі повітря носить офіційний законодавчий характер і зафіксована нормативними документами ДБН В.2.5-67:2013 та ДСТУ Б EN 15251:2011, за якими встановлено:

Параметри мікроклімату при опаленні та вентиляції приміщень слід приймати відповідно до додатків Д та Е, а саме:

- у холодний період року в зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) норм; допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм у зоні обслуговування громадських та адміністративно-побутових приміщень з відсутніми місцями постійного перебування людей та в приміщеннях загального користування за межами квартир житлових будинків;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

- у холодний період у робочій зоні виробничих приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних норм; на робочих місцях допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних норм через технологічні вимоги виробництва;

- у теплий період року в зоні обслуговування та в робочій зоні громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень швидкість руху повітря та температуру повітря приймають у межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю; у виробничих приміщеннях з надлишками теплоти допускається приймати температуру повітря, яка дорівнює розрахунковій температурі зовнішнього повітря у теплий період року для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27, збільшеної не більше ніж на 4 °С та не більше максимально допустимої норми внутрішньої температури повітря. У теплий період року параметри мікроклімату не нормуються для приміщень: - житлових будинків (крім приміщень з системами кондиціонування та охолодження повітря); - громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель у ДБН В.2.5-67:2013 24 періоди, коли їх не використовують, і у неробочий час за відсутності технологічних вимог до температурного режиму приміщень;

- відносну вологість повітря допускається приймати у межах допустимих норм (за відсутністю спеціальних вимог); допускається приймати відносну вологість повітря до 75 % включно у кліматичних районах (природних зонах) з відносною вологістю зовнішнього повітря у липні, яка дорівнює або перевищує 75 % згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27 (за відсутності вимог інших норм). У теплий період року в приміщеннях з вентиляторами (загальними для приміщення або індивідуальними) та за можливості місцевого регулювання ними допускається збільшувати максимальну результуючу температуру повітря за рахунок підвищення швидкості руху повітря згідно з

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						39
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

рисунком Д.5. Якщо у теплий період року в робочій зоні або в зоні обслуговування неможливо забезпечити нормовану температуру через виробничі, технічні або економічні умови, то на постійних робочих місцях і місцях постійного перебування людей у приміщенні слід передбачати душення зовнішнім повітрям або застосовувати кондиціонування з охолодженням повітря.

Параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні та охолодженні повітря (крім приміщень, для яких параметри мікроклімату встановлені іншими нормативними документами) слід приймати в межах оптимальних норм (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) згідно з додатком Д, положеннями ДСТУ Б EN 15251 та ДСТУ Б EN ISO 7730 і санітарно-епідеміологічними вимогами у зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень і в межах оптимальних норм згідно з додатком Е і санітарними нормами до мікроклімату виробничих приміщень в робочій зоні виробничих приміщень, а також на робочих місцях виробничих приміщень, де виконуються роботи операторського типу, що зв'язані з нервово-емоційним напруженням (відносяться до категорії робіт Іа), згідно з ДСН 3.3.6.042 і ГОСТ 12.1.005. ДБН В.2.5-67:2013 25 Відносна вологість повітря в робочій зоні або в зоні обслуговування для теплого періоду року допускається передбачати за допустимими нормами замість оптимальних (за відсутності вимог інших норм) з урахуванням економічної доцільності та технічної можливості системи кондиціонування та охолодження повітря. За неможливості забезпечення нормованої відносної вологості повітря слід проектувати систему осушення або зволоження повітря.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						40
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 2.2 Умови мікроклімату для житлових будівель з додатка Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Тип будівлі/приміщення	Умови мікроклімату	Результуюча температура, °С	
		Діапазон в опалювальний період (у холодний період), приблизно 1,0 кло	Діапазон в період охолодження (у теплий період), приблизно 0,5 кло
Житлові будівлі: житлові об'єми (спальна кімната, вітальня, кабінет, кухня-їдальня тощо) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Житлові будівлі: інші об'єми (кухня, гардеробна, комора тощо) Стояння-ходьба – приблизно 1,5 мет	Підвищені оптимальні	19,5 ± 1,5	–
	Оптимальні	19,5 ± 3,0	–
	Допустимі	19,5 ± 4,0	–
Житлові будівлі: ванна кімната Стояння-ходьба при 0,2 кло – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	25,0 ± 0,5	–
	Оптимальні	25,0 ± 1,5	–
	Допустимі	25,0 ± 2,0	–
Окремий звичайний офіс (комірковий офіс) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Просторий ландшафтний офіс (офіс з відкритим плануванням) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Універмаг / музей / галерея Стояння – ходьба – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	19,0 ± 1,5	23,0 ± 1,0
	Оптимальні	19,0 ± 3,0	23,0 ± 2,0
	Допустимі	19,0 ± 4,0	23,0 ± 3,0
Аудиторія, клас Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Конференц-зала Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5

Таблиця 2.3 Відносна вологість за додатком Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Умови мікроклімату	Відносна вологість повітря, %
Підвищені оптимальні	30-50
Оптимальні умови	25-60
Допустимі	25-70
Обмежено допустимі	Менше 20 та більше 70

Таблиця 2.4 Умови мікроклімату для виробничих будівель додатка Е нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
		Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
					на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Холодний і перехідні умови	Легка: Ia	22 – 24	60 – 40	0,1	21 – 25	18 – 26	75	0,1
	Iб	21 – 23	60 – 40	0,1	20 – 24	17 – 25	75	0,2
	Середньої важкості: IIa	19 – 21	60 – 40	0,2	17 – 23	15 – 24	75	0,3
		IIб	17 – 19	60 – 40	0,2	15 – 21	13 – 23	75
	Важка: III	16 – 18	60 – 40	0,3	13 – 19	12 – 20	75	0,5
Теплий	Легка: Ia	23 – 25	60 – 40	0,1	22 – 28	20 – 30	75	0,2
	Iб	22 – 24	60 – 40	0,2	21 – 28	19 – 30	75	0,3
	Середньої важкості: IIa	21 – 23	60 – 40	0,3	18 – 27	17 – 29	75	0,4
		IIб	10 – 22	60 – 40	0,3	15 – 27	15 – 29	75
	Важка: III	18 – 20	60 – 40	0,4	15 – 26	13 – 28	75	0,6

Величина температури повітря для робочих приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу працюючої людини з навколишнім середовищем і підтримка оптимального або допустимого теплового стану організму. Для цього, в Санітарних Правилах, всі види робіт розділені на категорії за енерговитратами. При цьому, для кожної категорії вказується своя оптимальна температура і її граничні відхилення. А також, обмежується час перебування людини на робочому місці, в разі недотримання зазначеного температурного інтервалу.

Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна. Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

2.3. Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» до ізоляції будівель пред'являються такі вимоги:

- Вимога, що б перепад між температурами внутрішнього повітря і на поверхні огорожуючих конструкцій не перевищували допустимих значень. Максимальних значень перепаду для зовнішньої стіни 4°C , для покриття і горищного перекриття 3°C і для перекриття над підвалами та підпідлоговими 2°C .

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Вимога, що б температура на внутрішній поверхні огороження була вище температури точки роси.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними даними згідно з ДБН В.2.6-31:2016. Градусо-добу опалювального періоду визначають за формулою:

$$\text{ГДОП}=(t_{\text{вн}}-T_{\text{ср}})\cdot Z. \quad (2.1)$$

Необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГДОП та розраховується наступним чином:

$$R_{\text{req}} = \frac{n(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})}{\Delta t_n \alpha_{\text{int}}} \quad (2.2)$$

де, n - коефіцієнт положення конструкції

t_{int} - розрахункова температура внутрішнього повітря

t_{ext} - розрахункова температура зовнішнього повітря;

Δt_n - допустимий перепад температур між внутрішнім повітрям і поверхнею огорожувальних конструкцій;

α_{int} - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій.

Термічний опір R , $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, шару багатошарової огорожувальної конструкції, а також однорідної (одношарової) огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.3)$$

де, δ - товщина шару, м;

λ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Вихідні дані для розрахунку.

	Найменування показника	Од. вим.	Значення
1	Район будівництва	Одеса	
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	°С	-18
3	Середня температура опалювального періоду	°С	1,7
4	Тривалість опалювального періоду	сутки	158

Для проектуваного будинку передбачено три режими опалення:

1-й режим – для житлових приміщень, температура +20 °С, відносна вологість 40%;

2-й режим – температура +19 °С, відносна вологість 40%, передбачений для допоміжних приміщень;

3-й режим – температура +24 °С, відносна вологість 40% - для санітарних приміщень.

Таблиця 2.6 Вимоги та приведені коефіцієнти термічного опору в трьох режимах.

Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °С	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °С	Градусо-добу опалювати. періоду, °С * сутки	Темп. точки роси, °С
1	20	40	2891,4	5,995
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,412
2	Покриття			3,646
3	Перекриття горищні			3,201
4	Перекриття над проїздами			3,646
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,201
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,201
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,201

8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,201
9	Вікна та балконні двері			0,367
10	Ліхтарі zenітні			0,322
11	Вітрини і вітражі			0,367
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
2	19	40	2733,4	5,103
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,357
2	Покриття			3,567
3	Перекриття горищні			3,13
4	Перекриття над проїздами			3,567
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,13
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,13
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,13
8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,13
9	Вікна та балконні двері			0,355
10	Ліхтарі zenітні			0,318
11	Вітрини і вітражі			0,355
12	Двері першого поверху			0,851
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
3	24	40	3523,4	9,56
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,633
2	Покриття			3,962
3	Перекриття горищні			3,486
4	Перекриття над проїздами			3,962

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2

Арк.

46

5	Перекрыття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям	3,486
6	Перекрыття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами	3,486
7	Перекрыття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів	3,486
8	Перекрыття над неопалюваними технічними кімнатами	3,486
9	Вікна та балконні двері	0,414
10	Ліхтарі зенітні	0,338
11	Вітрини і вітражі	0,414
12	Двері першого поверху	0,966
13	Двері поверхів вище першого	0,55

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в Таблиці 1.7. В якості матеріалу несучої конструкції використані газобетонні блоки з щільністю 400 кг/м^3 , товщиною 400 мм, паропроникна штукатурка цементно-перлітова, товщиною 20 мм.

Конструкція підлоги по ґрунту включає: штучну основу з ущільненого піску середньої крупності, $\delta=500\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту $\delta=350 \text{ мм}$, пісочну засипку $\delta=350\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту 1-го поверху $\delta=100 \text{ мм}$, в якості утеплювача використано пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекрыття 2-го поверху передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекрыття горища передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, та шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=150\text{мм}$.

Конструкція підлоги на першому поверху передбачає розбивку по зонах.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій

Конструкція	Матеріали шарів	λ Вт/м К	δ см	R, м2 К/Вт	K, Вт/м2 К
Стіна основна	РОЗЧИНИ: Розчин цементно перлітний	0,3	2	0,067	
	БЕТОНИ ЛЕГКІ: Газобетон 400	0,14	40	2,857	
	РОЗЧИНИ: гіпсоперлітний	0,23	1	0,043	
	Конструкція в цілому:				3,125
Підлога	ГРУНТЫ: Пісок 1600	0,58	35	0,603	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	10	3,125	
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065	
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01	
	Конструкція в цілому:	Зона 1		5,903	0,169
		Зона 2		8,103	0,123
		Зона 3		12,403	0,081
		Зона 4		18,003	0,056
Перекриття 2-го поверху	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078	
	УТЕПЛЮВАЧІ: пінополістирол «Піноплекс 43»	0,032	10	3,125	
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065	
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01	
	Конструкція в цілому:				3,436
Перекриття горища	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	15	4,688	
	Конструкція в цілому:				4,964

Опір теплопередачі показує, яка кількість тепла піде через квадратний метр огорожувальної конструкції при заданому перепаді температур. Можна сказати і навпаки, який перепад температур виникне при проходженні певної кількості тепла через квадратний метр огорож.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R = \frac{\Delta T}{q} \text{ Вт/м}^2; \quad (2.4)$$

де, q – це кількість тепла, яке втрачає квадратний метр огорожувальної поверхні. Його вимірюють у ватах на квадратний метр (Вт/м^2); ΔT – це різниця між температурою на вулиці і в кімнаті ($^{\circ}\text{C}$) та, R – це опір теплопередачі ($\text{м}^2/\text{К}$ Вт).

Коли мова йде про багатошарової конструкції, то опір шарів просто складаються. Наприклад, опір стіни з дерева, обкладеного цеглою, є сумою трьох опорів: цегляної та дерев'яної: $R(\text{сумм.}) = R(\text{дерев.}) + R(\text{цегл.})$.

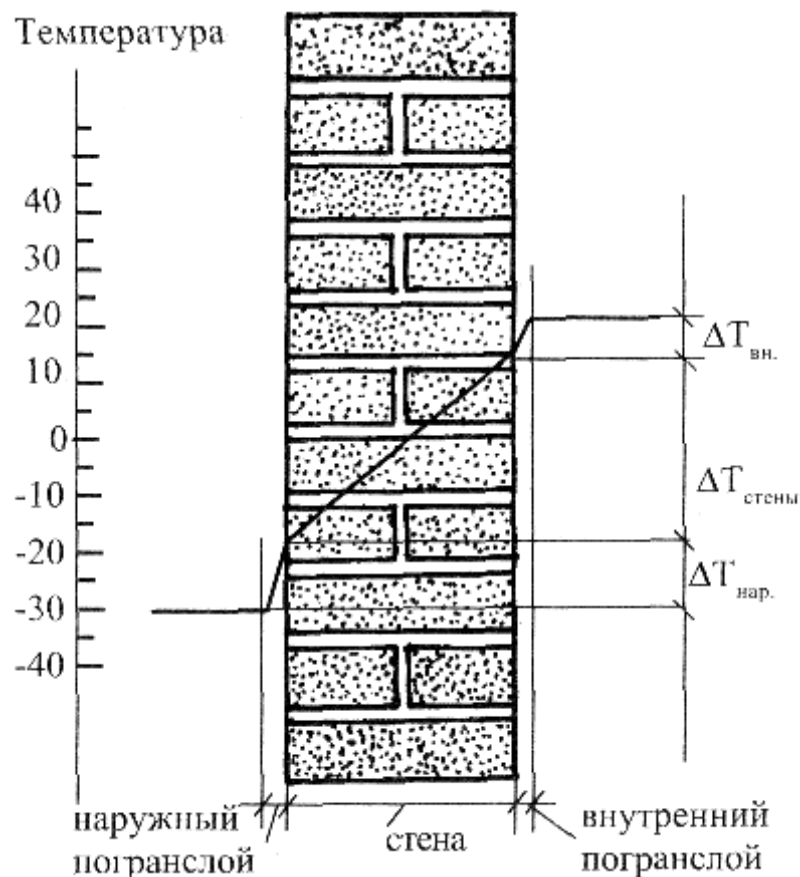


Рис. 2.1 Розподіл температури і прикордонні шари повітря при передачі тепла через стіну

При порівнянні розрахункових приведених коефіцієнтів термічного опору в трьох режимах з таблиці 1.6, з отриманими коефіцієнтами термічного опору огорожувальних конструкцій робимо висновок, що підібрана теплоізоляція задовольняє вимогам ДБН В.2.6-31:2016.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

3. Визначення теплових втрат.

3.1. Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.

У цивільних і житлових будівлях тепловтрати приміщень складаються з тепловтрат через різні огороджувальні конструкції, такі як вікна, стіни, перекриття, підлоги а також тепловитрат на нагрівання повітря, який інфільтрується крізь нещільності в захисних спорудах (конструкціях) даного приміщення. У промислових будівлях існують і інші види тепловтрат. Розрахунок тепловтрат приміщення проводиться для всіх огороджувальних конструкцій всіх опалювальних приміщень. Мусять враховуватися тепловтрати через внутрішні конструкції, при різниці температури в них з температурою сусідніх приміщень до 3 °С . Сумарні тепловтрати складаються з основних і додаткових. Основні теплові втрати визначають шляхом підсумовування витоків теплоти через огороджувальні конструкції приміщення. Додаткові ж залежать від орієнтації огороджувальних конструкцій по сторонах світу, а також від розташування цеху на відкритій місцевості, швидкості вітру в даному географічному районі.

Теплові втрати через огороджувальні конструкції розраховуються за формулою:

$$Q_{ог} = k \cdot F \cdot (t_{вн} - t_{н}^B) \cdot n \cdot (1 + \sum B), \text{ Вт} \quad (3.1)$$

де, $t_{н}^B$ – температура зовнішнього повітря, °С;

k - коефіцієнт теплопередачі окремої огорожі Вт/м²·К;

$t_{вн}$ – температура в приміщенні, °С;

F – площа відповідної зони, м²;

n – коефіцієнт, який враховує положення огорожі або захисної споруди (його зовнішній поверхні) щодо зовнішнього повітря;

B - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат, Вт;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт k визначається по формулі:

$$k_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

де; α_1 - коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього простору $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі з боку внутрішнього приміщення $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\delta_{СТ}$ - товщина захисної конструкції м.;

$\lambda_{СТ}$ - теплопровідність огорожі $\text{Вт}/\text{м}^2$;

Таблиця 3.1 Коефіцієнти тепловіддачі огорожувальних конструкцій

Поверхня огороження	α_2 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;	α_1 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
Поверхня внутрішня підлоги, стін, гладких стель	8,7	-
Поверхня зовнішня стін, перекриття без горищ	-	23
Перекриття горищ и перекриття над підвалами неопалювальними з світовими отворами	-	12
Перекриття над підвалами неопалювальними без світових отворів	-	6

Таблиця 3.2 Додаткові тепловтрати

Тип огороження	Умови	В
Вікна, двері та зовнішні вертикальні стіни	орієнтація на північний захід, схід та північний схід	0,1
	захід, південний схід	0,05
Зовнішні двері, двері с тамбурами 0,2Н без повітряної завіси при висоті будівлі Н, м	двері потрійні с двома тамбурами	0,2Н
	двері подвійні с тамбуром	0,27Н
Кутові приміщення додатково для вікон, дверей та стін	одна з огорож орієнтована на схід, північ, північний захід або північний схід	0,05
	інші випадки	0,1

Таблиця 3.3 Величина коефіцієнта n, який враховує положення огорожі (його зовнішньої поверхні)

Тип огорожі	n
Перекриття, які мають контакт с зовнішнім повітрям та стіни зовнішні	1
Перекриття горища	0,9
Перекриття над холодними підвалами з світловими отворами	0,75
Ті ж без світлових отворів	0,6

Опір теплопередачі для неутеплених підлог R_c (Вт/м²) по ґрунту та стін нижче рівня землі розраховується по зонам шириною по 2 м, паралельно зовнішнім стінам. Коефіцієнти теплопередачі приймають рівними 2,1 - для 1 зони, 4,3 - для другої зони, 8,6 - для 3 зони, 14,2 - для останніх зон.

Опір теплопередачі для утеплених підлог по ґрунту R_y (Вт/м²) розраховується:

$$R = R_c + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \text{ Вт/м}^2; \quad (3.3)$$

Знаходження тепловтрат в віконні заповнення знаходяться за формулою 2.1. Для розрахунків необхідно знати наступні параметри: кількість камер і палітурок, наявність покриття і заповнення газом.

Таблиця 3.4 Тепловтрати вікон різної конструкції при $\Delta T = 40$ °С (Тзов. = -20 °С, Твнутр. = 20 °С.)

Тип вікна	RT	q, Вт/м2	Q, Вт
Звичайне вікно з подвійними рамами	0,37	135	216
Склопакет (товщина скла 4 мм)			
4-16-4	0,32	156	250
4-Ar16-4	0,34	147	235
4-16-4К	0,53	94	151
4-Ar16-4К	0,59	85	136
Двокамерний склопакет			
4-6-4-6-4	0,42	119	190
4-Ar6-4-Ar6-4	0,44	114	182
4-6-4-6-4К	0,53	94	151
4-Ar6-4-Ar6-4К	0,60	83	133
4-8-4-8-4	0,45	111	178

4-Ar8-4-Ar8-4	0,47	106	170
4-8-4-8-4K	0,55	91	146
4-Ar8-4-Ar8-4K	0,67	81	131
4-10-4-10-4	0,47	106	170
4-Ar10-4-Ar10-4	0,49	102	163
4-10-4-10-4K	0,58	86	138
4-Ar10-4-Ar10-4K	0,65	77	123
4-12-4-12-4	0,49	102	163
4-Ar12-4-Ar12-4	0,52	96	154
4-12-4-12-4K	0,61	82	131
4-Ar12-4-Ar12-4K	0,68	73	117
4-16-4-16-4	0,52	96	154
4-Ar16-4-Ar16-4	0,55	91	146
4-16-4-16-4K	0,65	77	123
4-Ar16-4-Ar16-4K	0,72	69	111

Примітка

- Парні цифри в умовному позначенні склопакета означають повітряний зазор в мм;
- Символ Ar означає, що зазор заповнений не повітрям, а аргоном;
- Літера К означає, що зовнішнє скло має спеціальне прозоре теплозахисне покриття.

При розрахунку заповнення дверних прорізів необхідно враховувати добавку на врівання холодного повітря через зовнішні двері, не обладнані повітряними або повітряно-тепловими завісами, при відкриванні їх на короткі періоди часу. Ця добавка відноситься до тепловтрат дверей і враховує потребу у витраті тепла на підігрів вривається через відкриті двері зовнішнього повітря. Перераховані добавки не враховуються, якщо двері є літніми або запасними, тобто не відчиняються постійно. У промислових будівлях врівання холодного повітря через ворота при відкриванні їх в цілому не більше ніж на 15 хв в зміну враховується тим, що тепловтрати через ворота потроюються. При великому часу відкриття воріт врівання холодного повітря має локалізуватися шляхом влаштування спеціальних повітряних завіс або тамбурів.

3.2.Визначення теплових втрат через інфільтрацію

Інфільтрація - це переміщення повітря через огорожувальні конструкції з навколишнього середовища в приміщення за рахунок вітрового і теплового напорів, що формуються різницею температур і перепадом тиску повітря зовні і всередині приміщень. Вона відбувається через невеликі щілини в дверних і віконних рамах. Повітря надходить в приміщення також з неопалюваних частин будівлі - горищ, підвалів і так далі. Він проникає через отвори в стінах, підлогах і стелях, таких як тріщини в місцях сполучення двох стін або стіни і стелі. Розрахунок теплових втрат через інфільтрацію ведемо за наступними формулами:

Витрата теплової енергії Q_i на підігрівання зовнішнього повітря, що проникає в дане приміщення крізь нещільності огорожень в результаті вітрового і (або) теплового тисків. Для розрахунку беруть найбільшу величину тепловтрат з певних по наступним рівнянням:

$$Q_i = 0,28L\rho_n c (t_{вн} - t_n^B), \text{ Вт} \quad (3.4)$$

де, L , $\text{м}^3/\text{час}$ – витрата провітрюваного назовні з приміщень повітря, для житлових будівель приймають $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площі житлових приміщень, в тому числі і кухні;

c – питома теплоємність повітря ($\text{кДж}/\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}$);

ρ_n – щільність повітря зовні приміщення, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Питома вага повітря γ , $\text{Н}/\text{м}^3$, його щільність ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$, визначаються відповідно до формул:

$$\gamma = 3463 / (273 + t), \text{ Н}/\text{м}^3 \quad (3.5)$$

$$\rho = \gamma / g, \text{ кг}/\text{м}^3 \quad (3.6)$$

де $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$, t , $^\circ\text{C}$ – температура повітря.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата теплоти на підігрівання повітря, який потрапляє в приміщення через різні нещільності захисних споруд (огорож) в результаті вітрового і теплового тисків, визначається згідно формули:

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{вн} - t_n^B) k, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

де, k – коефіцієнт, що враховує перехресний тепловий потік, для окремо для брошурування балконних дверей і вікон приймається 0,8, для одинарних і парно-палітурних вікон - 1,0;

G_i – витрата повітря, що проникає (інфільтруючого) через захисні споруди (огороджувальні конструкції), кг/ч.

Для балконних дверей і вікон значення G_i визначається як:

$$G_i = 0,216 \Sigma F \Delta P_i^{0,67} / R_{и}, \text{ кг/ч} \quad (3.8)$$

де, ΔP_i – різниця тисків повітря на внутрішній $P_{вн}$ і зовнішній P_n поверхнях дверей або вікон, Па;

ΣF , м^2 – розрахункові площі всіх огорожень будівлі;

$R_{и}$, $\text{м}^2 \cdot \text{ч/кг}$ – опір повітропроникності даної огорожі, який приймається за довідковими даними.

Величина ΔP_i визначається за формулою:

$$\Delta P_i = (H - h_i) (\gamma_n - \gamma_{вн}) + 0,5 \rho_n V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_1 - p_{int}, \text{ Па} \quad (3.9)$$

де, H , м – висота будівлі від нульового рівня до даху будівлі;

h_i , м – висота від нульового рівня до верху балконних дверей або вікон, для яких проводиться розрахунок витрати повітря;

γ_n , $\gamma_{вн}$ – ваги питомі зовнішнього і внутрішнього повітря;

$c_{e,p}$ і $c_{e,n}$ – аеродинамічні коефіцієнти для підвітряного і навітряного поверхонь будівлі відповідно. Для прямокутних будівель $c_{e,p} = -0,6$, $c_{e,n} = 0,8$;

V , м/с – швидкість вітру, яку для розрахунку беруть з довідкових даних;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

k_1 – коефіцієнт, який враховує залежність швидкісного напору вітру і висоти будівлі, для огорож висотою до 5,0 м коефіцієнт k_1 дорівнює 0,5, висотою до 10 м дорівнює 0,65, при висоті до 20 м - 0,85, а для огорож 20 м і вище приймається 1,1;

p_{int} , Па – умовно-постійний тиск повітря, яке виникає при роботі вентиляції з примусовим спонуканням, при розрахунку житлових будинків p_{int} , можна не враховувати, оскільки воно дорівнює нулю.

3.3. Загальні теплові втрати

Загальні розрахункові тепловтрати в приміщенні:

$$Q_{расч} = \Sigma Q_{ог} + Q_i, \text{Вт} \quad (3.10)$$

Таблиця 3.5 Загальні теплові втрати

Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
1	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Тамбур	1546,6	737,0	2283,5
	Передпокій	45,7	6,9	52,6
	Хол зі сходами	453,3	247,6	682,8
	Кухня	538,2	438,6	976,8
	Котельня	356,5	133,6	490,0
	Санвузол	213,1	156,2	369,3
	Вітальня	2336,0	1310,3	3646,3
	Разом по групі:	5471,3	3030,0	8501,4
	Разом по поверху:	5471,3	3030,0	8501,4
Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
2	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Хол	57,7	8,7	66,3
	Санузел	547,1	142,4	689,5
	Спальня	674,3	363,7	1038,0
	Спальня	783,4	567,4	1350,8
	Спальня	812,1	561,2	1373,2
	Гардероб	277,6	41,6	319,3
	Разом по групі:	3152,2	1685,0	4837,1
	Разом по поверху:	3152,2	1685,0	4837,1

Разом по об'єкту:	8623,5	4715,0	13338,5
-------------------	--------	--------	---------

За розрахунками теплових втрат встановлено, що одні з найбільших втрат тепла за приміщеннями є у тамбурі. Такі втрати обумовленні тим, що в даному приміщенні встановлені входні двері без теплового тамбуру, тому для забезпечення комфортних умов та зменшення теплових втрат через відкриття входних дверей передбачається встановлення теплової завіси.

Найбільші втрати тепла встановлені у вітальні, це обумовлено тим що дана кімната найбільша по площі, тому в даній кімнаті передбачається встановлення фанкойлів для додаткового опалення в додаток до опалення теплою підлогою.

У санітарних приміщеннях в додаток до опалення теплою підлогою, передбачається встановлення рушникосуші, як невід'ємний атрибут ванних кімнат.

Опалення холу зі сходами на першому та другому поверсі, передбачає встановлення фанкойлу на сходовій клітці на рівні між першим та другим поверхом, для забезпечення комфортних умов в переході між першим та другим поверхом.

Опалення передпокою не передбачено, так як в дане приміщення має найменші теплові втрати через зовнішні огорожі, якими можна знехтувати в даному прикладі.

Опалення кухні на першому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

Опалення житлових кімнат на другому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						57
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

4. Розрахунок теплоприпливів приміщень

Теплоприпливи - надходження в приміщення тепла від різних джерел. Розрахунок теплоприпливів, це невід'ємна частина розробки систем охолодження та вентиляції у будівлі. Цей підрахунок дуже важливий і від нього залежить: чи буде мікроклімат в кімнаті комфортним для людини.

Охолодження повітря розраховується для наступних приміщень:

- вітальня, в даному приміщенні планується встановити декілька стельових фанкойлів, для забезпечення комфортних умов в спекотний період;
- житлові кімнати в яких планується встановити стельові фанкойли для охолодження приміщень і забезпечення комфортних умов;

Теплоприпливи в приміщення складаються з теплоприпливів через зовнішні огороження, теплоприпливів від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи, теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні та теплоприпливи від електрообладнання.

4.1. Зовнішні теплоприпливи

Теплопоприпливи через зовнішні огороження розраховуються наступним чином:

$$Q_{зс} = q_{зс} \cdot F_{зс}, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

де, $q_{зс}$ - питома теплова потужність теплопередачі захисної споруди, Вт/м²

$F_{зс}$ - площа захисної споруди, м².

Таблиця 4.1 Значення питомої теплової потужності теплопередачі огорожуючих конструкцій

Питома теплова потужність теплопередачі	
Захисна споруда	q, Вт/м ²
Зовнішня стіна легкої конструкції (північ)	30
Зовнішня стіна легкої конструкції	60
Зовнішня стіна важкої конструкції (північ)	20
Зовнішня стіна важкої конструкції	30
Внутрішня стіна	30

Дах без утеплення	60
Дах з утепленням	25
Стеля	10
Підлога	10

Теплоприпливи від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{окн}} = q_{\text{окн}} \cdot F_{\text{окн}} \cdot k, \text{ Вт} \quad (4.2)$$

де, $q_{\text{окн}}$ - питома теплова потужність від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна Вт/м^2 .

$F_{\text{окн}}$ - площа заклоєної частини вікна, м^2 ;

k - коефіцієнт, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні.

Таблиця 4.2 Значення питомої теплової потужності від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна

Питома теплова потужність від сонячної радіації	
Орієнтація вікна	$q, \text{Вт/м}^2$
північний схід	190
схід	250
південний схід	240
південь	240
південний захід	350
захід	470
північний захід	370
північ	0

Таблиця 4.3 Значення коефіцієнта, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні

Коефіцієнт наявності захисних елементів	
Захист	k
Відсутність захисту	1
Жалюзі	0,5

Штори	0,4
Зовнішній навіс	0,3

4.2. Теплоприпливи від внутрішніх джерел

Теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n \quad (4.3)$$

де, n - кількість людей в належному стані;

$q_{\text{л}}$ - тепловиділення однієї людини, Вт/чел

Таблиця 4.4 Тепловиділення людини залежно від стану

Тепловиділення однієї людини	
Стан людини	q , Вт
Відпочинок	80
Легка робота	125
Середня робота	170
Важка робота, спорт	250

Тепловиділення від електрообладнання:

$$Q_{\text{е}} = N_{\text{э}} \cdot m \cdot i, \text{ Вт} \quad (4.4)$$

де, m - кількість одиниць обладнання;

$N_{\text{э}}$ - електрична потужність одиниці обладнання, Вт;

i - коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову.

Таблиця 4.5 Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову залежно від типу прибору

Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову	
Обладнання	i
Лампи розжарювання	0,9
Лампи світлодіодні	0,4
Електродвигуни	0,3

4.3. Загальні теплоприпливи:

Сумарна величина теплопритоков приміщення становитиме:

$$\Sigma Q = \Sigma Q_{\text{окн}} + \Sigma Q_{\text{зс}} + \Sigma Q_{\text{л}} + \Sigma Q_{\text{е}}, \text{ Вт} \quad (4.5)$$

Таблиця 4.6 Загальні теплоприпливи у приміщеннях

Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
Житлове одноквартирне			
Приміщення	Зовнішні	Внутрішні	Разом
Вітальня	5315,7	264,5	5580,2
Спальня	2539,2	104	2643,2
Спальня	2763,4	104	2424
Спальня	2538,2	104	2867,4
Разом			13514,8

Таблиця 5.1 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м³/кг
1	20	0,667	482,38	0,0525
2	106	2,32	549,3	
3	35	2,32	260,3	
4	26,4	2,32	244,4	
5	-4	0,667	244,4	
6	0	0,667	461,4	
7	15	0,667	477,3	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.2)$$

$$q_0 = 461.4 - 244.4 = 217, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.3)$$

$$q_k = 549,3 - 260,3 = 289, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (5.4)$$

$$q_k = \frac{217}{0.0525} = 4133, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.5)$$

$$q_k = 549.3 - 482.38 = 66.9, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (5.6)$$

$$M_a = \frac{18.6}{66.9} = 0.064, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Ступінь стиснення компресора:

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} \quad (5.7)$$

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} = 3.5$$

Коефіцієнт подачі компресора знайдемо за графіком залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення :

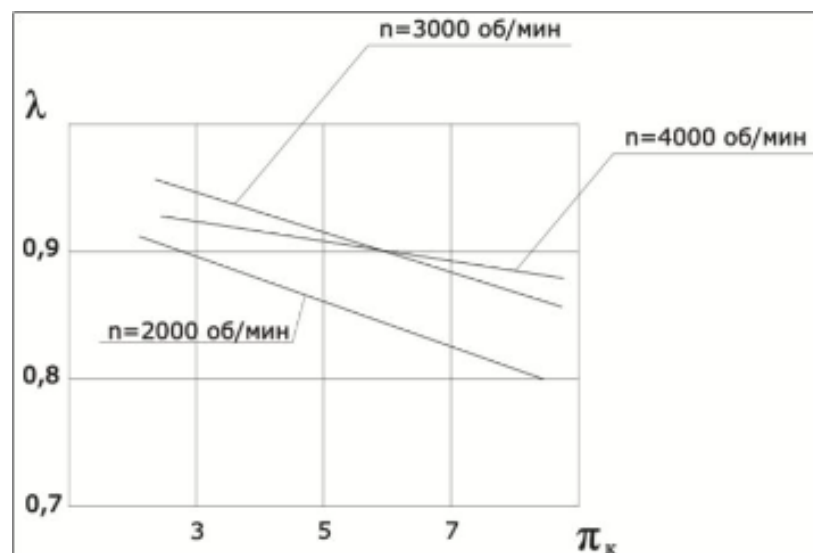


Рис. 5.3 Графік залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення

$$\lambda = 0.87$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{вс}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (5.8)$$

$$V_d = 0.064 \cdot 0.0525 = 0.0034, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (5.9)$$

$$V_h = \frac{0.0034}{0.87} = 0.064, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (5.10)$$

$$N_a = 0.064 \cdot 66.9 = 3.32, \text{кВт}$$

Ефективний ККД компресора знайдемо за графіком залежності ККД компресора від ступеня стиснення:

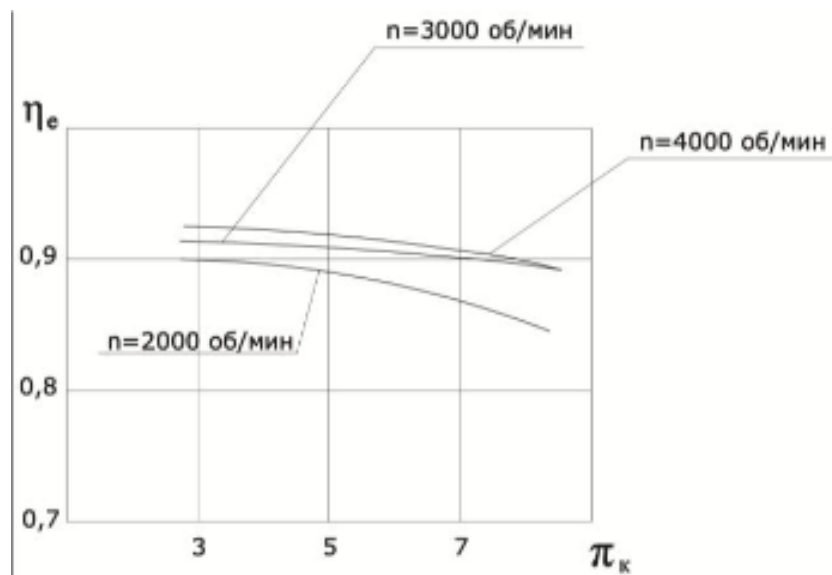


Рис. 5.4 Графік залежності ККД спірального компресора від ступеня стиснення

$$\eta_i = 0.88$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (5.11)$$

$$N_e = \frac{3.32}{0.88} = 3.6, \text{кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (5.12)$$

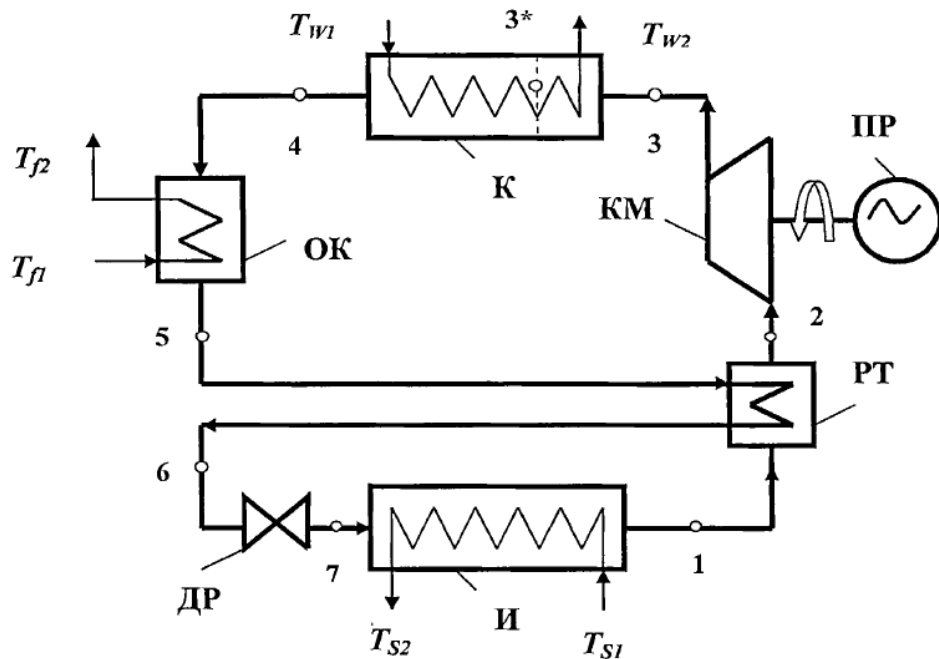
$$COP = \frac{13.3}{3.6} = 3.8$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

6. Термодинамічний аналіз циклу теплового насосу

6.1 Методика аналізу термодинамічного циклу

Найбільшого поширення серед ПКТН отримали машини, в яких реалізується зворотний цикл Ренкіна (див. Рис. 6.1-6.3).



6.1 Принципова схема парокompресійного теплового насоса

У випарнику 1 здійснюється при постійному тиску P_0 і температурі T_0 кипіння РТ при підводі теплоти від низько потенційного джерела тепла (процес 7-1 на рис. 6.2 і 6.3). Насичена пара РТ при тиску P_0 перегрівається (процес 1-2) в ТР зворотним потоком рідкого РТ, що надходить ОК. Перегріта пара з температурою T_2 надходить на вхід компресора КМ, в якому проводиться його стиснення (процес 2-3) до кінцевого тиску P_k з підвищенням температури до T_3 .

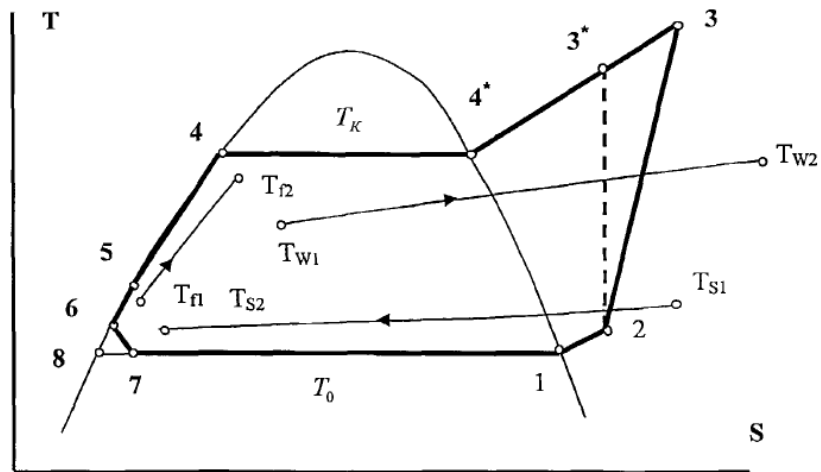


Рис.6.2 Термодинамічний цикл парокомпресійного теплового насоса з одноступінчастим стисненням в координатах «температура T - ентропія S » з теплоносіями систем низько потенційного джерела тепла (з індексом « S »), системи опалення (з індексом « W ») і гарячого водопостачання (з індексом « F »)

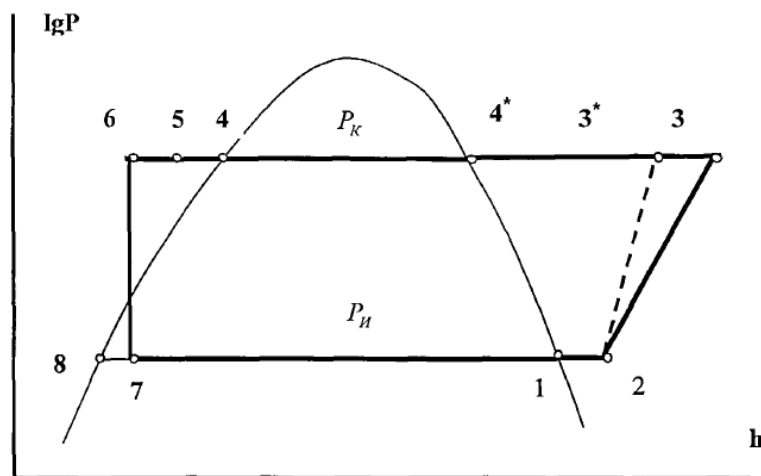


Рис. 6.3 Термодинамічний цикл парокомпресійного теплового насоса в координатах «тиск P - ентальпія h ».

Стиснений пар з параметрами перегрітої пари (точка 3) надходить в конденсатор K , де спочатку відбувається його охолодження (процес 3-4 *) зі стану перегрітої пари до стану насичення (точка 4), а потім конденсація (процес 4-4) при постійному тиску P_k і температурі T_k . З конденсатора K конденсат PT направляється в охолоджувач конденсату OK , де проводиться

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

відведення тепла теплоносію F зовнішнього теплоприемника (процес 4-5) з пониженням температури від $T_K = T_4$ до T_5 .

Подальше охолодження РТ до температури T_6 проводиться в ТР зворотним потоком пара, що надходять з випарника І в компресор КМ. Цикл завершується процесом дроселювання (процес 6-7) рідкого РТ в дросельному пристрої ДР від тиску P_K до тиску в випарнику Р0 зі зниженням його температури в процесі ізоентальпійного розширення з T_6 до температури $T_7 - T_0$ в випарнику В процесі реалізації замкнутого термодинамічної циклу до РТ в випарнику І підводиться тепла енергія від теплоотдатчика S (низько потенційного джерела тепла) з охолодженням його теплоносія з температури T_{S1} до T_{S2} . Також до РТ через приводний пристрій в компресорі підводиться в процесі стиснення механічна енергія (ексергія). При цьому ми не конкретизуємо, з якого вихідного виду енергії (електрична, тепла та ін.) Отримана механічна енергія на валу компресора. Відведення корисного тепла до зовнішнього споживача здійснюється в конденсаторі До при нагріванні теплоносія зовнішнього теплоприемника W з температури T_{w1} до T_{w2} . У загальному випадку додатково тепло від РТ корисно відводиться в охолоджувачі конденсату ОК якомусь зовнішньому споживачеві за рахунок нагріву теплоносія теплоприемника F з температури T_{f1} до T_{f2} . При використанні ПКТН в системах теплопостачання споживачами теплової енергії зазвичай є системи опалення (СО) і гарячого водопостачання (ГВП). Як правило, для опалення використовується тепло, що виділяється в конденсаторі, а для нагріву води на потреби ГВП - тепло охолодження конденсату РТ. При відсутності потреби в ГВП для цілей опалення використовується також незначна частина тепла від охолодження конденсату РТ; в цьому випадку теплоносії системи опалення W послідовно або паралельно проходить через охолоджувач конденсату ОК і конденсатор К. Аналогічним чином ПКТН можуть бути використані в різного роду виробничих технологіях.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Представлена на рис. 3.1 принципова схема включає в себе всі основні елементи не тільки ПКТН, але і деяких схемних рішень парокompресійних холодильних машин (ПКХМ), що дозволяє в процесі термодинамічної аналізу виявити принципові відмінності між цими типами технічних систем. Більш складні схеми і цикли ПКТН базуються на наведених вище структурних елементах і термодинамічних процесах.

6.2 Розрахунок системи

Для розрахунку наведемо схему парокompрессионного одноступінчастого теплового насоса, конструкція якого містить всі елементи принципової схеми ПКТН, представлені на рис. 6.1. Він призначений для забезпечення широкого кола споживачів екологічно чистим теплом для потреб опалення і ГВП з використанням низько потенційного тепла широко поширених поновлюваних джерел з початково низькою (до 5 ° С) початковою температурою теплоносія (поверхневі водні джерела, неглибокі артезіанські і приусліві свердловини, тепло ґрунту і т . д.).

6.2.1 Постановка задачі.

Як РТ для ПКТН використовуємо озонобезопасний холодоагент R-134a, широко застосовуваний в даний час в холодильній техніці замість забороненого для серійного виробництва озонопасного R-12. Для низько потенційного теплоносія приймемо $T_{S1} = 276 \text{ ° K} (+ 3 \text{ ° C})$, $T_{S2} = 274 \text{ ° K} (+ 1 \text{ ° C})$, а для теплоносія системи опалення $T_{W2} = 335 \text{ ° K} (+ 62 \text{ ° C})$. Ці температури визначають близький до граничного технічний режим роботи ПКТН для обраного нами РТ і типу поршневого компресора. Приймаємо кінцеві різниці температур на виході з теплообмінних апаратів: в випарнику $\Delta T_1 = T_{S2} - T_0 = 3 \text{ ° K}$; в конденсаторі $\Delta T_K = T_K - T_{W1} = 5 \text{ ° K}$. Для напівгерметичного поршневого компресора марки Bitzer 4G-30.2 (Y) -40P прийняті відповідно до технічних даними фірми-виробника наступні значення показників: коефіцієнт шкідливого простору компресора $s = 0,03$; об'ємна теоретична продуктивність

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресора $V_0 = 84,5 \text{ м}^3 / \text{год}$, електромеханічний ККД компресора $\eta_{эл/м} = 0,95$. Для визначення термодинамічних властивостей РТ використовуємо зручну для практичної роботи інженерну програму Coolpack, що містить дані про термодинамічних і теплофізичних властивостях широкого спектра хладагентів штучного і природного походження.

Термодинамічний розрахунок циклу. Температура насиченої пари робочого тіла на виході з випарника:

$$T_0 = T_{S2} - \Delta T_{II} = 274 - 3 = 271 \text{ °К} \quad (6.1)$$

Температура конденсації робочого тіла:

$$T_k = T_{w2} + \Delta T_k = 335 + 5 = 340 \text{ °К} \quad (6.2)$$

Температуру перегрітої пари РТ на вході в компресор визначимо як:

$$T_2 = T_1 + \Theta (T_4 - T_8) = T_0 + \Theta (T_k - T_0) = 271 + 0,2 (340 - 271) = 284,8 \text{ °К} \quad (6.3)$$

де Θ - температурний коефіцієнт регенерації тепла в регенеративному теплообміннику. Його розрахункове значення $\Theta = 0,2$ близько до реалізованим на практиці значенням.

Ступінь стиснення робочого тіла в компресорі:

$$\pi_k = P_k / P_0 = 1,977 / 0,272 = 7,27 \quad (6.4)$$

тут $P_k = 1,9777 \text{ МПа}$, $P_0 = 0,2722 \text{ МПа}$ - відповідно рівноважні тиску конденсації і випаровування РТ при температурах T_k і T_0 .

Індикаторний ККД поршневого неохолоджуваного компресора можна визначити за формулою:

$$\eta_i = l_{ад} / l_{д} = (h_{3'} - h_2) / (h_3 - h_2) = \Omega \cdot \lambda, \quad (6.5)$$

де: $l_{ад}$ та $l_{д}$ - питомі адіабатне і дійсна роботи стиснення; $h_{3'}$, h_3 і h_2 - ентальпії робочого тіла після при адіабатні стисненні, при реальному стиску і перед

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресором відповідно; Ω . — коефіцієнт повноти індикаторної діаграми; λ - коефіцієнт подачі компресора. Коефіцієнт подачі можна визначити як:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}. \quad (6.6)$$

де: λ_c - об'ємний коефіцієнт, що враховує вплив шкідливого простору; λ_w - коефіцієнт підігріву, що враховує зниження об'ємної продуктивності компресора через підігріву пара і випаровування рідини; $\lambda_{пл}$ — коефіцієнт щільності, що враховує зниження продуктивності компресора через перетікання РТ з простору з більш високим тиском в простір з меншим тиском. Для машин, що працюють з мастилом можна прийняти $\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98$.

Значення об'ємного коефіцієнта можна визначити як:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot [(\pi_k)^{1/m} - 1] = 1 - 0,03 \cdot [7,27 - 1] = 0,812 \quad (6.7)$$

Для неохолоджуваних компресорів показник політропи $m = 1,0$, а також:

$$\lambda_w = T_2/T_k = 285/340 = 0,838$$

З врахуванням того, що $\Omega > 1$, а $\lambda < 1$, їх добуток $\Omega \cdot \lambda_c = 1$ і можна легко визначити на підставі вищенаведених формул значення індикаторного ККД компресора $\eta_i = \lambda_w \cdot \lambda_{пл} = 0,838 \cdot 0,965 = 0,809$ і коефіцієнта подачі $\lambda = 0,812 \cdot 0,838 \cdot 0,97 = 0,66$.

Визначимо основні параметри стану РТ в характерних точках термодинамічної циклу (див. рис. 3.1-3.3).

Точка 1: $T_1 = T_0 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$; $p_1 = p_0 = 0,2722 \text{ МПа}$; $v_1 = 0,07391 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_1 = 396,04 \text{ кДж/кг}$; $s_1 = 1,7231 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$, $x=1,000$.

Точка 2: $T_2 = 285 \text{ }^\circ\text{K}$; $p_2 = p_0 = 0,2722 \text{ МПа}$; $v_2 = 0,07927 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_2 = 408,74 \text{ кДж/кг}$; $s_2 = 1,7689 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$.

Точка 3:* $T_{3^*} = 358 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_{3^*} = P_k = 1,9777 \text{ МПа}$; $v_{3^*} = 0,01112 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_{3^*} = 453,00 \text{ кДж/кг}$; $S_{3^*} = S_2 = 1,7689 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Точка 3: Процес реального стиснення в компресорі (процес 2-3) відхиляється від адиабатного (процес 2-3 *), що призводить до збільшення витрат роботи в циклі. Параметри в кінцевій точці стиснення за умови $P_3 = P_{3^*} = P_k = 1,977$ МПа можна визначити через $\eta_i = \lambda_w * \lambda_{nl}$, який характеризує ступінь відхилення реального процесу стиснення від ізоентропного:

$$h_3 = h_2 + (l_{ад.} / \eta_i) = h_2 + (h_{3^*} - h_2) / \eta_i \quad (6.9)$$

$$h_3 = 408,74 + (453,00 - 408,74) / 0,809 = 463,45 \text{ кДж/кг}$$

По P_3 и h_3 находим $T_3 = 367$ °К; $v_3 = 0,01177$ м³/кг; $s_3 = 1,7978$ кДж/кг·°К

Точка 4:* У цій точці завершується процес 3-4 * охолодження компримованого парів РТ до стану насичення ($x = 1,000$) в До при температурі $T_{4^*} = T_k = 340$ °К і тиску $P_{4^*} = P_k = 1,9777$ МПа, для яких $S_{4^*} = 1,6967$ кДж/кг·°К; $v_{4^*} = 0,00940$ м³/кг; $h_{4^*} = 427,81$ кДж/кг.

Точка 4: $T_4 = T_k = 340$ °К; $P_4 = P_k = 1,9777$ МПа; $v_4 = 0,9850$ м³/кг;

$h_4 = 299,12$ кДж/кг; $s_4 = 1,3183$ кДж/кг·°К; $x = 0,000$. Тиск РТ по ходу руху РТ внаслідок несжимаемости рідини від До до ДР вважаємо незмінним $P_4 = P_5 = P_6 = P_k = 1,9777$ МПа. Наявність ОК і ТР, в яких відбувається охолодження конденсату РТ (процеси 4-5 і 5-6) перед процесом дроселювання (процес 6-7), вимагає введення додаткових умов, що визначають їх спільну роботу в складі ПКТН. На підставі теплового балансу:

$$h_2 - h_x = h_5 - h_6 \quad (6.10)$$

можна визначити h_5 , якщо відомо значення h_6 . В якості додаткової умови, що дозволяє зв'язати режими роботи охолоджувача конденсату і регенеративного теплообмінника, приймемо наступне:

$$h_2 - h_1 = h_6 - h_8 \quad (6.11)$$

використання якого спільно з (6.10) дозволяє визначити шукані значення ентальпій h_5 и h_6 :

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_6 = (h_2 - h_1) + h_8 = (408,74 - 396,04) + 197,37 = 210,07 \text{ кДж/кг} \quad (6.12)$$

$$h_5 = (h_2 - h_1) + h_6 = (408,74 - 396,04) + 210,07 = 222,77 \text{ кДж/кг}. \quad (6.13)$$

Точка 5: $T_5 = 289,8 \text{ }^\circ\text{K}$; $h_5 = 222,77 \text{ кДж/кг}$; $s_5 = 1,0803 \text{ кДж/кг}^\circ\text{K}$, $x = 0,000$.

Точка 6: $T_6 = 280,5 \text{ }^\circ\text{K}$; $h_6 = 210,06 \text{ кДж/кг}$; $s_6 = 1,0361 \text{ кДж/кг}^\circ\text{K}$, $x = 0,000$.

Точка 7: $T_7 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$; $p_7 = p_0 = 0,2722 \text{ МПа}$; $h_7 = h_6 = 210,07 \text{ кДж/кг}$; $S_7 = 1,0372 \text{ кДж/кг}^\circ\text{K}$.; $x = 0,064$

тут: x - пайову зміст насиченого пара після дроселювання.

Точка 8: $T_8 = T_0 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_8 = P_0 = 0,2722 \text{ бар}$; $h_8 = 197,37 \text{ кДж/кг}$; $s_8 = 0,9904 \text{ кДж/кг}^\circ\text{K}$; $x = 0,000$

Розрахунок питомих теплових навантажень. Подання про теплові навантаження дає діаграма «lgP - h» на рис 6.3, де вони представлені у вигляді відповідних відрізків прямих ліній, що відображають основні термодинамічні процеси.

Питома внутрішня робота компресора КМ:

$$l_D = h_3 - h_2 = 463,45 - 408,77 = 54,68 \text{ кДж/кг} \quad (6.14)$$

Питома тепла потужність конденсатора К:

$$q_K = h_3 - h_4 = 463,45 - 299,12 = 164,33 \text{ кДж/кг} \quad (6.15)$$

Питома теплове навантаження випарника І:

$$q_u = h_1 - h_7 = 396,04 - 210,07 = 185,97 \text{ кДж/кг} \quad (6.16)$$

Питома теплове навантаження охолоджувача конденсату ОК:

$$q_{oK} = h_4 - h_5 = 299,12 - 222,77 = 76,35 \text{ кДж/кг} \quad (6.17)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома теплове навантаження регенеративного теплообмінника ТР:

$$q_{Tp} = h_5 - h_6 = 222,77 - 210,07 = 12,70 \text{ кДж/кг} \quad (6.18)$$

Перевіримо тепловий баланс:

$$I_{\partial} + q_u = q_k + q_{ок} \quad (6.19)$$

$$54,68 + 185,97 = 164,33 + 76,35 = 240,65 \text{ кДж/кг}$$

Визначення теплових навантажень.

Дійсна об'ємна продуктивність компресора КМ на розрахунковому режимі:

$$V = V_0 * \lambda = 84,5 * 0,66 = 55,8 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0155 \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.20)$$

Масова витрата РТ:

$$G_{РТ} = V / v_1 = 0,0155 / 0,07927 = 0,1955 \text{ кг/с} \quad (6.21)$$

Теплове навантаження випарника І:

$$Q_u = G_{РТ} * q_u = 0,1955 * 185,97 = 36,36 \text{ кВт} \quad (6.22)$$

Теплопродуктивність конденсатора К:

$$Q_k = G_{РТ} * q_k = 0,1955 * 164,33 = 32,13 \text{ кВт} \quad (6.23)$$

Теплове навантаження охолоджувача конденсату ОК:

$$Q_{ок} = G_{РТ} * q_{ок} = 0,1955 * 76,35 = 14,93 \text{ кВт} \quad (6.24)$$

Теплове навантаження регенеративного теплообмінника РТ:

$$Q_{Tp} = G_{РТ} * q_{Tp} = 0,1955 * 12,70 = 2,48 \text{ кВт} \quad (6.25)$$

Електрична потужність електроприводу ПР:

$$N_{пр} = I_{\partial} * G_{РТ} / \eta_{эл/м} = 54,68 * 0,1955 / 0,95 = 11,25 \text{ кВт} \quad (6.26)$$

Визначення витрат теплоносіїв теплоприймачів і тепловіддавачів.

Масова витрата нагрівається в конденсаторі води:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_w^k = Q_K / [c_{pw} \cdot (T_{w2} - T_{w1})] = 32,13 / [4,177 (62-52)] = 0,769 \text{ кг/с (2,8 т}^3\text{/ч)}, \quad (6.27)$$

де $c_{pw} = 4,177 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°К}$ – середня ізобарна теплоємність при $T_w = 330 \text{ °К}$.

Масова витрата нагрівається в охолоджувачі конденсату води:

$$G_f^{ok} = Q_{OK} / c_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) = 14,93 / [4,183 \cdot (55 - 5)] = 0,0714 \text{ кг/с (0,25 т/ч)}, \quad (6.28)$$

де $c_{pf} = 4,183 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°К}$ - середня ізобарна теплоємність при $T_f = 294 \text{ °К}$.

Масова витрата теплоносія низько потенційного джерела тепла,

що проходить через випарник теплового насоса:

$$G_s^u = Q_u / [c_{ps} (T_{s1} - T_{s2})] = 36,36 / [4,208 (3 - 1)] = 4,320 \text{ кг/с (15,6 т/ч)}, \quad (6.29)$$

де $c_{ps} = 4,208 \text{ кДж/кг} \cdot \text{°К}$ — середня ізобарна теплоємність при $T_s = 275 \text{ °К}$

Коефіцієнт перетворення теплового насоса

$$\varphi = (q_k + q_{ok}) \cdot \eta_{эл/м} / l_d = (164,33 + 76,35) \cdot 0,95 / 54,66 = 4,18$$

$$\varphi = (Q_K + Q_{OK}) / N_{np} = (32,13 + 14,93) / 11,25 = 4,18 \quad (6.30)$$

Якщо прийняти відому формулу для розрахунку $\varphi = 1 + Q_u / N_{np}$, то отримаємо значення $\varphi = 4,23$, що незначно розходиться с (6.30).

6.3 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 ПКТН, їх питома вага в загальній сумі втрат і на підставі цього визначити послідовність і доцільність можливих поліпшень в конструкції для різних режимів роботи ПКТН. 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

різні підходи. Передбачається, то конкретне значення T_{oc} не впливає на кінцеві результати порівняльних розрахунків. Бродянский В.М. пропонує наступні визначення: «Довкілля - (англ. environment) – рівноважна частина оточення термодинамічної системи, інтенсивні параметри якої не змінюються при взаємодії з системою; характеризується нульовою ексергією», «Оточення системи (англ. surrounding) – сукупність рівноважної навколишнього середовища і всіх, хто знаходиться в ній зовнішніх об'єктів, взаємодіючих з даною системою».

При аналізі енергетичних процесів приймають такі параметри навколишнього середовища: $T_{oc} = 293^{\circ}\text{K}$ ($+20^{\circ}\text{C}$) і тиск $P_{oc} = 0,1$ МПа.

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. Чи не пов'язаний з температурою підхід до вибору параметрів навколишнього середовища запропонований Мартиновський В.С. запропоновано зручний в інженерній практиці визначення: «Джерело тепла, якому приписується роль навколишнього середовища, повинен бути обраний на основі двох найбільш істотних ознак, а саме: він повинен володіти практично необмеженою теплоємністю і тепловою контакт з ним робочого тіла повинен відбуватися з найменшими економічними витратами». У нашому випадку в якості параметрів навколишнього середовища прийняті параметри теплоносія теплодатчика S, наприклад озера або водойми, в зимовий період часу:

$$T_{oc} = 274,82^{\circ}\text{C} (+1,82^{\circ}\text{C}), P_{oc} = 0,1 \text{ МПа},$$

$$h_{oc} = 404,49 \text{ кДж/кг}, S_{oc} = 1,8313 \text{ кДж/кг}.$$

Визначення ексергетичної функції теплоносіїв. Вираз для температурної ексергетичної функції для потоків тепла в апаратах ПКТН:

$$\tau_i^q = 1 - T_{oc}/T_i \quad (6.31)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: T_{oc} - температура навколишнього середовища; T_i – середнелогарифміческая температура теплоносія i -ого зовнішнього теплоприемника або теплоотдатчика в процесі теплопередачі.

$$T_i = (t_{2i} - t_{1i}) / \ln(t_{2i}/t_{1i}) + 273, \quad (6.32)$$

тут: t_{1i} та t_{2i} - відповідно температури теплоносія в °С зовнішнього i -ого теплоприемника або теплоотдатчика на вході і виході з теплообмінного апарату. На додаток до вихідних даних для нашого розрахунку приймемо для теплоносія системи опалення значення

$$t_{2i} = t_{w2} = +52 \text{ °С}, \quad t_{1i} = t_{w1} = +62 \text{ °С}.$$

В результаті отримаємо:

$$T_w = (t_{w2} - t_{w1}) / \ln(t_{w2}/t_{w1}) + 273 = (62 - 52) / \ln(62/52) + 273 = 329,85 \text{ °К} \quad (6.33)$$

$$\tau_w^q = 1 - T_{oc}/T_w^B = 1 - (274,82/330) = 0,1668 \quad (6.34)$$

Визначення температурної ексергетичної функції стосовно потоку тепла, надавали зовнішнім теплоприймачу в охолоджувачі конденсату, вимагає додаткової конкретизації значень T_{f1} і T_{f2} , а також характеристик теплоносія. Приймемо, що відведення тепла від охолоджувача конденсату РТ проводиться на потреби ГВП шляхом нагрівання вихідної води господарсько-питного призначення відповідно до СНіП в зимовий період часу з температури $T_{f1} = 278 \text{ °К} (+5 \text{ °С})$ до $T_{f2} = 328 \text{ °К} (+55 \text{ °С})$.

В цьому випадку:

$$T_f = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln(t_{f2}/t_{f1}) + 273 = (55 - 5) / \ln(55/5) + 273 = 293,85 \text{ °К} \quad (6.35)$$

$$\tau_f^q = 1 - T_{oc}/T_f = 1 - (274,82/293,85) = 0,06476 \quad (6.35a)$$

$$T_s = (t_{s1} - t_{s2}) / \ln(t_{s1}/t_{s2}) + 273 \quad T_s = (3 - 1) / \ln(3/1) + 273 = 274,82 \text{ °К} \quad (6.36)$$

$$\tau_s^q = 1 - T_{oc}/T_s = 1 - (274,82/274,82) = 0,0 \quad (6.37)$$

Великі зміни значень ексергетичної функції у відносно малому діапазоні температур відрізняють процеси в ТН від процесів у високотемпературних енергетичних установках, де $\tau_e \rightarrow 1,0$. Тобто в разі теплонасосних систем акцент повинен бути зроблений на отримання великих потоків тепла середнього температурного потенціалу для потреб опалення та гарячого водопостачання на базі низько потенційного тепла поновлюваних і вторинних

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

джерел, що мають температуру, близьку до температури навколишнього середовища, тобто непрацевдатних потоків теплової енергії.

6.4 Визначення ексергетичних втрат.

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

$$e_i = h_i - h_{oc} - T_{oc} (S_i - S_{oc}), \quad (6.38)$$

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 (6.38) дані для умов нашої задачі в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Параметри РТ в характерних точках циклу для R-134a

Точка	Давление, МПа	Температура, °К (°С)	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/кг	Эксергия, 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

Питомі електромеханічні втрати ексергії в системі електроприводу ПР (зовнішні втрати в навколишнє середовище) визначимо як:

$$d_{ПР} = e_{вх} * (1 - \eta_{эм}) = 57,54 * (1 - 0,95) = 2,88 \text{ кДж/кг} = 0,05 e_{вх}, \quad (6.40)$$

а його ексергетичний ККД:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

$$\eta_{\text{пр}}^e = (e_{\text{вх}} - d_{\text{ПР}}) = (57,54 - 2,88) / 57,54 = 0,95 \quad (6.40)$$

Подальший розрахунок внутрішніх втрат ексергії виробляємо з урахуванням значень вхідних ексергії в кожному елементі ПКТН і втрат ексергії в попередніх елементах.

Компресор. В даному термодинамічному циклі на вході до КМ підводяться два потоки ексергії: зовнішній у вигляді механічної енергії $N_{\text{Мех}}$ 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:

$$e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{вх}} - d_{\text{ПР}} = 57,54 - 2,88 = 54,66 \text{ кДж/кг} = 0,95e_{\text{вх}} \quad (6.42)$$

Втрати ексергії в компресорі (внутрішні втрати):

$$d_{\text{КМ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - (e_3 - e_2) = 54,66 - (68,16 - 21,43) = 7,93 \text{ кДж/кг} = 0,138e_{\text{вх}} \quad (6.43)$$

Значення ексергетичного ККД компресора:

$$\eta_{\text{КМ}}^e = (e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{КМ}}) / e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = (54,66 - 7,93) / 54,66 = 0,855 \quad (6.44)$$

Конденсатор. Ексергію, віддану РТ в конденсаторі До теплоносія зовнішнього теплоприемника W , обчислимо поетапно. Спочатку визначимо загальні втрати ексергії стосовно до всього конденсатору, а потім питомий внесок в загальні втрати тих його частин, які відповідають за охолодження перегрітої пари до стану насичення і за його конденсацію. Ексергію, віддану РТ теплоносія теплоприемника W можна визначити як різницю ексергії РТ на вході і виході:

$$e_{\text{к1}} = e_3 - e_4 = 68,16 - 35,61 = 32,55 \text{ кДж/кг} = 0,566 e_{\text{вх}} \quad (6.45)$$

З іншого боку, ексергію, отриману теплоносієм джерела тепла W в конденсаторі, можна визначити як:

$$e_{\text{к2}} = q_{\text{к}}^* \tau_{\text{w}}^q = 164,33 - 0,1668 = 27,41 \text{ кДж/кг} = 0,476 e_{\text{вх}} \quad (6.46)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Ексергія компримованого пара на вході в конденсатор:

$$e_{\text{к}}^{\text{вх}} = e_{\text{кМ}}^{\text{вх}} = e_{\text{к}}^{\text{вх}} - d_{\text{кМ}} = 54,66 - 7,93 = 46,73 \text{ кДж/кг} = 0,812 e_{\text{вх}} \quad (6.47)$$

Загальні втрати ексергії в конденсаторі:

$$d_{\text{к}} = e_{\text{м}} - e_{\text{к2}} = 32,55 - 27,41 = 5,14 \text{ кДж/кг} = 0,089 e_{\text{вх}} \quad (6.48)$$

Значення ексергетичного ККД конденсатора:

$$\eta_{\text{к}}^{\text{е}} = (e_{\text{к}}^{\text{вх}} - d_{\text{к}}) / e_{\text{к}}^{\text{вх}} = (46,73 - 5,14) / 46,73 = 0,89 \quad (6.49)$$

Відносний внесок зони конвективного охолодження перегрітої пари до стану насичення визначимо як:

$$\psi_{\text{к}}^{3-4*} = (e_3 - e_{4*}) / (e_3 - e_4) = (65,66 - 60,31) / (68,16 - 35,61) = 0,16 \quad (6.50)$$

Охолоджувач конденсату. Ексергія на вході в охолоджувач конденсату:

$$e_{\text{ок}}^{\text{вх}} = e_{\text{к}}^{\text{вх}} - d_{\text{к}} - e_{\text{к2}} = 46,73 - 5,14 - 27,41 = 14,18 \text{ кДж/кг} = 0,246 e_{\text{вх}} \quad (6.51)$$

Зміна ексергії в охолоджувачі конденсату при передачі тепла від РТ теплоносія зовнішнього приймача тепла:

$$e_{\text{ок1}} = e_4 - e_5 = 35,61 - 24,67 = 10,94 \text{ кДж/кг} = 0,190 e_{\text{вх}} \quad (6.52)$$

Ексергію, отриману теплоносієм зовнішнього теплоприемника, Р, визначимо через відповідну температурну ексергетичної функцію:

$$e_{\text{ок2}} = q_{\text{ок}} * \tau_{\text{ф}}^{\text{л}} = 76,35 - 0,06476 = 4,94 \text{ кДж/кг} = 0,086 e_{\text{вх}} \quad (6.53)$$

Втрати ексергії в теплообміннику при передачі тепла від РТ до теплоносія теплоприемника:

$$d_{\text{ок}} = e_{\text{ок1}} - e_{\text{ок2}} = 10,94 - 4,94 = 6,00 \text{ кДж/кг} = 0,104 e_{\text{вх}} \quad (6.54)$$

Значення ексергетичного ККД охолоджувача конденсату:

$$\eta_{\text{ок}}^{\text{е}} = (e_{\text{ок}}^{\text{вх}} - d_{\text{ок}}) / e_{\text{ок}}^{\text{вх}} = (14,18 - 6,00) / 14,18 = 0,577 \quad (6.55)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Регенеративний теплообмінник. Значення ексергії на вході в регенеративний теплообмінник:

$$e_{PT}^{BX} = e_{OK}^{BX} - d_{OK} - e_{OK2} = 14,18 - 6,00 - 4,94 = 3,24 \text{ кДж/кг} = 0,056 e_{BX} \quad (6.56)$$

Ексергія, віддана рідким РТ в теплообміннику при передачі тепла газоподібному РТ:

$$e_{TP1} = e_5 - e_6 = 24,67 - 24,11 = 0,56 \text{ кДж/кг} = 0,0097 e_{BX} \quad (6.57)$$

Ексергія, отримана паром від рідини в процесі регенеративного теплообміну:

$$e_{TP2} = e_2 - e_1 = 21,43 - 21,23 = 0,2 \text{ кДж/кг} = 0,003 e_{BX} \quad (6.58)$$

Втрату ексергією в процесі регенеративного теплообміну:

$$d_{mp} = e_{TP1} - e_{TP2} = 0,56 - 0,2 = 0,36 \text{ кДж/кг} = 0,006 e_{BX} \quad (6.59)$$

Значення ексергетичного ККД охолоджувача конденсату:

$$\eta_{PT}^e = (e_{PT}^{ex} - d_{PT}) / e_{PT}^{BX} = (3,24 - 0,36) / 3,24 = 0,890 \quad (6.60)$$

Дросельний пристрій. Процес дроселювання РТ без здійснення зовнішньої роботи відбувається при $h = idem$. Так як корисна робота відсутня, то втрата ексергією дорівнює різниці між ексергією початку і кінця процесу дроселювання (процес 6-7). Втрати можуть бути визначені як:

$$d_{dp} = T_{oc} * (S_7 - S_6) = 274,82 (1,0372 - 1,0361) = 0,30 \text{ кДж/кг} = 0,005 e_{BX}$$

або безпосередньо по різниці ексергією потоку РТ до і після дроселювання:

$$d_{dp} = e_6 - e_7 = 24,11 - 23,81 = 0,30 \text{ кДж/кг} = 0,005 e_{BX} \quad (6.61)$$

Значення ексергією на вході в дросельне пристрій:

$$e_{dp}^{ex} = e_{PT}^{ex} - d_{PT} = 3,24 - 0,36 = 2,88 \text{ кДж/кг} = 0,05 e_{BX} \quad (6.62)$$

Значення ексергетичного ККД дросельного пристрою:

$$\eta_{dp}^e = (e_{dp}^{ex} - d_{dp}) / e_{dp}^{ex} = (2,88 - 0,30) / 2,88 = 0,896 \quad (6.62)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Утилізація низькопотенційного тепла теплодатчика S в випарнику:

Значення ексергією на вході у випарник:

$$e^{ex}_u = e^{ex}_{op} - d_{op} = 2,88 - 0,30 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 \text{ е}_{вх} \quad (6.64)$$

Зміна ексергії теплоносія зовнішнього теплодатчика S (низько потенційного джерела) при передачі в випарнику тепла до РТ:

$$e_{u1} = q_u * \tau_s^q = 185,97 * 0,0 = 0,0 \text{ кДж/кг} = 0,00 \text{ е}_{вх} \quad (6.65)$$

Зміна ексергії РТ в процесі підведення тепла від теплоносія зовнішнього теплодатчика (низько потенційного джерела тепла):

$$e_{u1} = e_1 - e_7 = 23,81 - 21,23 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 \text{ е}_{вх} \quad (6.66)$$

Втрата ексергії у випарнику:

$$d_u = e_{u2} - e_{u1} = 28,58 - 0 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 \text{ е}_{вх} \quad (6.67)$$

Значення ексергетичного ККД випарника:

$$\eta^e_{и} = (e^{ex}_u - d_u) / e^{ex}_u = (2,58 - 2,58) / 2,58 = 0,00 \quad (6.68)$$

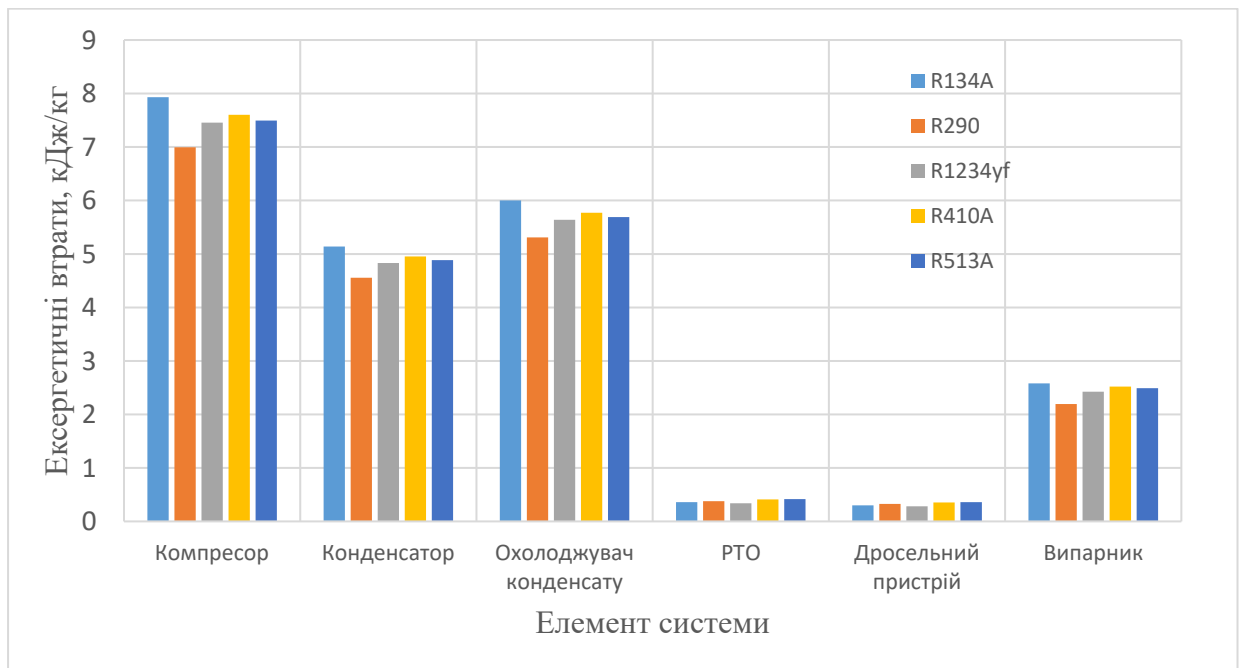


Рис. 6.4 Значення ексергетичних втрат в елементах системи

Абсолютні і відносні втрати ексергії в ПКТН.

Елемент системи	Втрати ексергії				η^e_i
	Зовнішні		Внутрішні		
	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i / e_{\text{вх}}$	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i / e_{\text{вх}}$	
1. Привід (ПР)	2,88	0,05	-	-	0,950
2. Компресор (КМ)	-	-	7,93	0,138	0,855
3. Конденсатор (К)	-	-	5,14	0,089	0,577
4. Охолоджувач Конденсату (ОК)	-	-	6	0,104	0,856
5. Регенеративний теплообмінник (РТ)	-	-	0,36	0,006	0,890
6. Дросель(ДР)	-	-	0,3	0,005	0,896
7. Випарник (И)	-	-	2,58	0,045	0,00
Сумарні втрати ексергії в ПКТН $\sum_1^n d_i$ кДж/кг, $(\sum_1^n d_i / e_{\text{вх}})$	25,19 (0,438)				

тут $e_{\text{ввх}}$ - питоме значення ексергії на виході після завершення циклу.

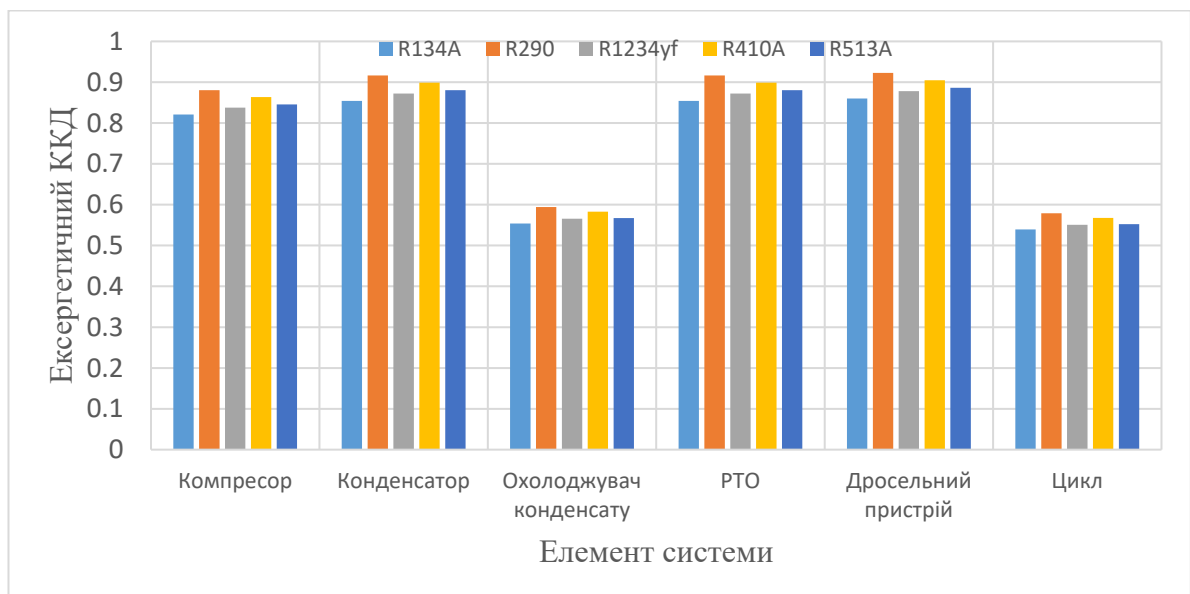


Рис. 6.5 Значення ексергетичного ККД в елементах системи

Нульове значення ексергетичного ККД для випарника означає, що весь підведений до нього потік ексергії після завершення термодинамічної циклу повністю витрачається на підведення тепла від низькопотенційного джерела при $T_s = T_{OC}$. Це відображає закон зміни ексергії в замкнутому циклі. Ексергія при фіксованому значенні параметрів навколишнього середовища являє собою повний диференціал, оскільки при інтегруванні по будь-якому замкнутому контуру $\oint de = \oint h - T_{OC} \oint dS = 0$

Отримані вище розрахункові значення зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії для кожного елемента ПКТН наведені в таблиці 3.2.

Сумарні втрати ексергії в тепловому насосі:

$$\sum_{i=1}^7 d_i = d_{np} + d_{км} + d_k + d_{ок} + d_{mp} + d_{op} + d_u = 2,88 + 7,93 + 5,14 + 6,00 + 0,36 + 0,30 + 2,58 = 25,19 \text{ кДж/кг} = 0,438 e_{вх} \quad (6.69)$$

Ексергетичний ККД циклу теплового насоса:

$$\eta^{TH}_e = e_{ВЫХ} / e_{ВХ} (e_{ВХ} - \sum_1^n d_i) / e_{ВХ} = (57,54 - 25,19)/57,54 = 0,562 \quad (6.70)$$

$$\eta^{TH}_e = (q_k * \tau_w^q + q_{ок} * \tau_f^q) / (l_0 / \eta_{эл/м} + q_u \tau_s) = (164,33 * 0,1668 + 76,35 * 0,06476) / (54,68/0,95 + 0,0) = 0,562 \quad (6.71)$$

Сумарні внутрішні втрати ексергії в циклі становлять:

$$\sum_1^n d_{внут.} = \sum_1^n d_i - d_{внеш} = 25,19 - 2,88 = 22,31 \text{ кДж/кг} = 0,388 e_{ex} \quad (6.72)$$

Виконаний вище аналіз ексергетичної втрат дає тільки загальне уявлення про термодинамічної ефективності циклу ПКТН, на підставі якого можна зробити висновок про внесок того чи іншого елемента ПКТН 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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

традиційно розглядають втрати, нерозривно пов'язані з фізичною природою конкретного термодинамічного 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 ПКТН 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 ексергетичної втрат в цілому по всій теплової машині. Продовжимо дослідження в цьому напрямку, прийнявши за основу розглянутий вище приклад для R-134a.

Умови проведення поелементного аналізу втрат

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

1. Припускаємо відсутність кінцевих різниць температур в зоні конденсації в конденсаторі (процес 4-4) і випаровування РТ в випарнику (процес 1-7), т.е. $\Delta T_K = T_K - T_{W2} = 0,0 \text{ }^\circ\text{K}$ и $\Delta T_{и} = T_{S2} - T_o = 0,0 \text{ }^\circ\text{K}$.

2. Кінцеві різниці температур в зоні нагріву парів робочого тіла конденсатом в регенеративної теплообміннику (процеси 1-2 і 5-6) відсутні, т. е. $\Delta T_{pt} = 0,0 \text{ }^\circ\text{K}$.

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

4. Теплові еквіваленти теплообмінюючихся середовищ в випарнику, конденсаторі, охолоджувачі конденсату та регенеративної теплообміннику зберігаються такими ж, як у попередньому аналізі термодинамічної ефективності (див. Розділ 3.1 цієї глави).

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

6. В циліндрах компресора відсутні мертве простір, тертя і втрати тиску, т. Е. Дотримуються умови: $\lambda_{nl} = 1,0$; $\lambda_c = 1,0$; $\Omega = 1,0$; $c = 0,0$. Але при цьому $\lambda_w = T_2/T_K < 1,0$, 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:

$$d_i^T = d_i - d_i^c \quad (6.73)$$

де d_i , d_i^c і d_i^T - відповідно загальні, власні та технічні втрати ексергії в і-тому елементі.

На підставі отриманих значень d_i^c і d_i^T , можна визначити для кожного з елементів граничне значення ексергетичного ККД:

$$\eta_{ei}^{пред} = (e^{BX_i} - d_i^c) / e^{BX_i} \quad (6.73)$$

Розрахунок втрат в основних елементах ПКТН

Компресор. З урахуванням вище прийнятих припущень і раніше певних значень параметрів циклу в характерних точках (див. Табл. 6.1) отримаємо:

$$\eta_i = \lambda_{nl} * \lambda_w = \lambda_{nl} (T_2 / T_K) = 1,0 * 285 / 340 = 0,838$$

$$h_3 = h_2 + (h_3^* - h_2) / \eta_i = 408,74 + (453,00 - 408,74) / 0,838 = 461,56 \text{ кДж/кг}$$

за відомим P_3 і h_3 знаходимо значення $T_3 = 364,5^\circ\text{К}$ і $S_3 = 1,7926 \text{ кДж/кг}$.

Ексергію в т. 3 визначаємо як:

$$e_3 = h_3 - h_{oc} - T_{oc} (S_3 - S_{oc}) = (461,56 - 404,49) - 274,82(1,7926 - 1,8313) = 67,71 \text{ кДж/кг}$$

Питому внутрішню роботу компресора визначимо як:

$$l_\partial = h_3 - h_2 = 461,56 - 408,74 = 52,82 \text{ кДж/кг}$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома робота компресора з урахуванням втрат в приводному пристрої буде дорівнює підведеної в цикл ексергії:

$$I_{км} = e_{вх} = I_{\delta} / \eta_{ел/м} = 52,82 / 0,95 = 55,60 \text{ кДж/кг}$$

При цьому питомі електромеханічні втрати ексергії в компресорі, які ми умовно віднесли до зовнішніх втрат, складуть:

$$d_{ел/м} = e_{вх} \cdot (1 - \eta_{ел/м}) = 55,60 - (1 - 0,95) = 2,78 \text{ кДж/кг}$$

Питомі власні втрати ексергії в компресорі:

$$d_{км}^c = \eta_{ел/м} \cdot e_{вх} - (e_3 - e_2) = 0,95 \cdot 55,60 - (67,71 - 21,40) = 6,51 \text{ кДж/кг}$$

З урахуванням раніше певного значення внутрішніх втрат ексергії в компресорі можна визначити технічні втрати ексергії:

$$d_{км}^T = d_{км} - d_{км}^c = 7,93 - 6,51 = 1,42 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати є на відміну від власних принципово усунути, що дозволяє встановити граничне значення ексергетичного ККД компресора для прийнятих умов його експлуатації:

$$\eta_{км\text{пред}}^e = (e_{км}^{ex} - d_{км}^c) / e_{км}^{ex} = (54,66 - 6,51) / 54,66 = 0,881$$

яке всього на 3% менше, ніж раніше отримане значення $\eta_{км}^e = 0,855$.

Таким чином, у нас є обмежені технічні можливості для вдосконалення компресора з метою підвищення ексергетичного ККД.

Конденсатор. Відповідно до прийнятих вище припущеннями при визначенні власних і технічних втрат ексергії ми залишаємо незмінними теплові еквіваленти РТ (R-134a) і теплоносія W. Процес теплообміну в конденсаторі в загальному випадку протікає в дві стадії. Спочатку відбувається неефективне конвективне охолодження перегрітих парів компримованого РТ до стану насичення (процес 3-4 на рис. 3.2 і 3.3), а потім власне сам процес конденсації (процес 4 * -4). З огляду на цю обставину зробимо роздільне визначення втрат в кожній з цих зон. Характер зміни

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температур, що беруть участь в теплообміні тел, представлений на рис. 6.4. Параметрами в зоні охолодження перегрітих парів (зона I на рис. 6.4) призначимо індекс 1, а в зоні конденсації (зона II на рис. 6.4) відповідно індекс 2.

Зона охолодження компримованого парів (зона I).

Тепловий еквівалент потоку РТ визначимо як:

$$W_{pm}^k = G_{PT} * c_{p1} = 0,1955 * 1,320 = 3,212 \text{ кВт} / ^\circ\text{К},$$

де: G_{PT} - масова витрата РТ, загальний для зони охолодження компримованого пара і його конденсації, c_{p1} - середня ізобарна теплоємність на ділянці конвективного теплообміну:

$$c_{p1} = (h_3 - h_{4^*}) / (T_3 - T_{4^*}) = (463,45 - 427,81) / (367 - 340) = 1,320 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot ^\circ\text{К};$$

ΔT_k - кінцева різниця температур в конденсаторі; точки 4, 4* і 3 відповідають рис. 3.1, 3.2 і 3.3

Питома тепла потужність зони конвективного теплообміну:

$$q_{k1} = (h_3 - h_{4^*}) = 463,45 - 427,81 = 35,64 \text{ кДж/кг}$$

Теплопродуктивність конденсатора в цій зоні:

$$Q_{k1} = G_{PT} * q_{k1} = 0,1955 * 35,64 = 6,97 \text{ кВт}.$$

З іншого боку, на підставі рівняння теплового балансу:

$$Q_{k1} = G_{w1} * c_{pw1} * (T_{w2} - T_{w2^*})$$

з якого визначаємо температуру на виході із зони II в зону I:

$$T_{w2^*} = T_{w2} - Q_{k1} / G_{w1} * c_{pw1} = 335 - 6,97 / 0,769 * 4,177 = 332,83 \text{ } ^\circ\text{К} (59,8^\circ\text{C}).$$

Зона конденсації (зона II)

Відповідно до прийнятого вище допущенням $\Delta T_k = T_k - T_{w2} = 0,0$

$$T_k = T_{w2} - \Delta T_k = 332,83 + 0,0 = 332,83 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо нові параметри робочого тіла в точках 4*¹ и 4² (см. рис.3.4):

Точка 4*¹: при $x = 1,00$ маємо $T_{4*1} = T_{к1} = 332,83$ °К; $P_{4*1} = P_{к1} = 1,6746$ МПа;

$S_{4*1} = 1,7003$ кДж/кг-°К; $h_{4*1} = 425,89$ кДж/кг; $e_{4*1} = 57,40$ кДж/кг.

Точка 4: при $x = 0,00$ маємо $T_4 = T_{к1} = 332,83$ °К ; $P_4 = P_{к1} = 1,6746$ бар;

$h_4 = 287,15$ кДж/кг; $S_4 = 1,2837$ кДж/кг- °К; $e_4 = 33,16$ кДж/кг.

$$Q_{к1} = W_{рml}^к \cdot (T_{3*1} - T_{4*1}) = W_w \cdot (T_{w2} - T_{к*1})$$

$$T_{3*} = T_{к*} + W_w (T_{w2} - T_{к*}) / W_{рml}^к = 332,83 + 3,212 (335 - 332,83) / 0,2581 = 359,84$$

°К

Температуру робочого тіла в т. 3¹ визначимо з балансового рівняння:

Ентальпію, ентропію і ексергію перегрітої пари РТ в т. 3¹ визначимо за відомими значеннями тиску Р і температури Т:

Точка 3¹: $T_3^1 = 359,84$ °К ; $P_3^1 = 1,6746$ бар; $h_3^1 = 460,75$ кДж/кг; $S_3^1 = 1,$

8011 кДж /кг-°К; $e_3^1 = 64,56$ кДж/кг.

$d_{к}^c, d_{к}^T$ - відповідно власні та технічні втрати ексергії;

Питома теплова потужність зони I:

$$q_{к1} = (h_3^1 - h_{4*1}) = 460,75 - 425,89 = 34,86 \text{ кДж/кг}$$

Питома теплова потужність зони II:

$$q_{к2} = (h_4^1 - h_{41}) = 425,89 - 287,15 = 138,74 \text{ кДж/кг.}$$

Температурні ексергетичної функції $\tau_{кj}^q = 1 - T_{0C} / \bar{T}_{wj}$ для кожної із зон:

$$\tau_{к1}^q = 1 - T_{0C} / \bar{T}_{w1} = 1 - 274,82 / 333,91 = 0,1770$$

$$\bar{T}_{w1} = (t_{w2} - t_{w4*}) / \ln(t_{w2} / t_{w4*}) + 273 = (62 - 59,83) / \ln(62 / 59,83) + 273 = 333,91 \text{ °К.}$$

$$\tau_{к2}^q = 1 - T_{0C} / \bar{T}_{w2} = 1 - 274,82 / 328,82 = 0,1642$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\bar{T}_{w2} = (t_{w4^*} - t_{w1}) / \ln(t_{w4^*} / t_{w41}) + 273 = (59,83 - 52) / \ln(59,83/52) + 273 = 328,82$$

°К

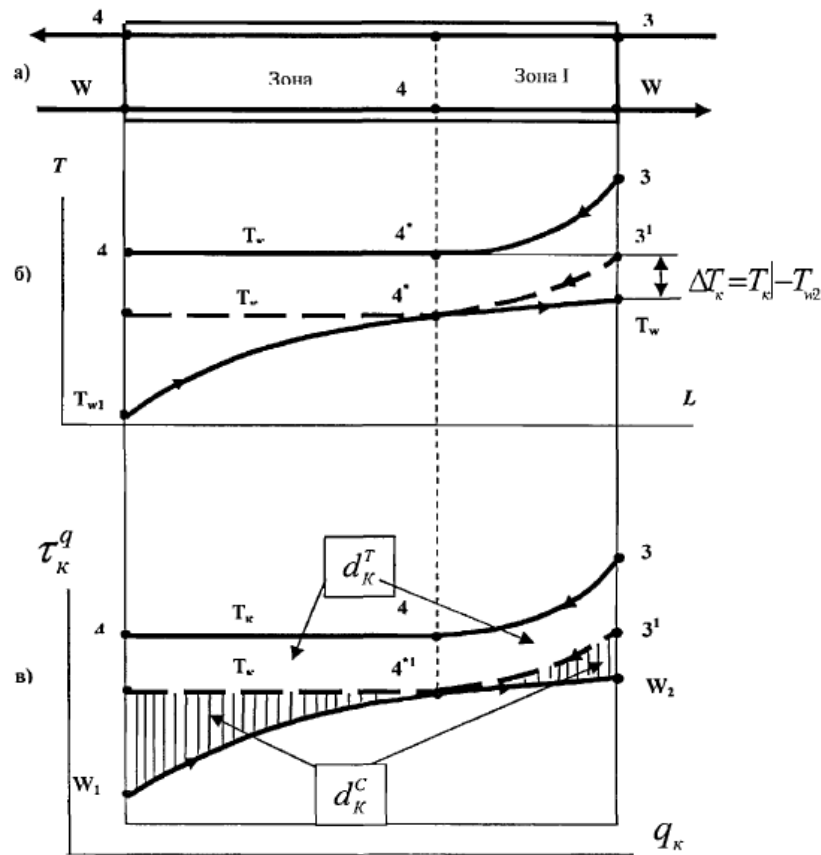


Рис. 6.4. Схемы изменения параметров потоков рабочего тела и теплоносителя теплоприемника W в конденсаторе теплового насоса: а) схема движения потоков; б) график изменения температур по длине теплообменника; в) диаграмма потерь эксергии;

Ексергія, передана РТ теплоносія теплоприемника W в зоні I:

$$e_{PTI}^C = e_{3^1} - e_{4^{1*}} = 64,56 - 57,40 = 7,16 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана теплоносієм теплоприемника W за рахунок конвективного охолодження перегрітих парів РТ:

$$e_{w1}^C = q_{k1} \cdot \tau_{k1}^q = 34,86 \cdot 0,177 = 6,17 \text{ кДж/кг}$$

Власні втрати ексергії в зоні I:

$$d_{k1}^C = e_{PTI}^C - e_{w1}^C = 7,16 - 6,17 = 0,99 \text{ кДж/кг}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Ексергія, передана РТ теплоносія теплоприемника в зоні II:

$$e_{PT2}^C = e_{4^*}^I - e_4^I = 57,40 - 33,16 = 24,24 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана теплоносієм теплоприемника в зоні II:

$$e_{w2}^C = q_{k2} \cdot \tau_{k2}^q = 138,74 \cdot 0,1642 = 22,78 \text{ кДж/кг}$$

Власні втрати ексергії в зоні II:

$$d_{k2}^C = e_{PT2}^C - e_{w2}^C = 24,24 - 22,78 = 1,46 \text{ кДж/кг}$$

Сумарні власні втрати ексергії в конденсаторі:

$$\Sigma d_K^C = d_{k1}^C + d_{k2}^C = 0,99 + 1,46 = 2,45 \text{ кДж/кг}$$

Сумарні технічні втрати ексергії в конденсаторі:

$$\Sigma d_K^T = d_K - \Sigma d_K^C = 5,14 - 2,45 = 2,69 \text{ кДж/кг}$$

Граничний ексергетичний ККД конденсатора можна визначити як:

$$\eta_{\text{Кпред}}^e = (e_{K}^{\text{ex}} - \Sigma d_K^C) / e_{K}^{\text{ex}} = (46,73 - 2,45) / 46,73 = 0,947. \text{ Раніше отримано } \eta_K^e = 0,890.$$

В конденсаторі є можливості для технічного вдосконалення.

Регенеративний теплообмінник. Номери точок 1,2,5 і 6 відповідають рис. 6.1, 6.2 і 6.3. Власні втрати ексергії в регенеративній теплообміннику ТР (див. Рис.6.5) обумовлені відмінностями в величинах теплових еквівалентів потоків РТ в рідкому і пароподібному стані. Це неминуче призводить до анулювання втрат ексергії при регенеративній теплообміні.

Дана обставина має принципове значення не тільки для традиційних ГЖТН, де процеси кипіння і конденсації протікають в двофазній області, а й для перспективних ТН, що використовують в якості РТ двоокис вуглецю (CO₂), як однофазний холодоагент в процесі передачі тепла від компримованого газу до зовнішнього теплоносія .

Визначаємо теплові еквіваленти відповідно для потоків рідини і пара:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{жс} = G_{PT} \cdot \bar{c}_{ржс} = 0,1955 \cdot 1,366 = 0,2671 \text{ кВт/}^\circ\text{К}; W_n = G_{PT} \cdot \bar{c}_{рп} = 0,1955 \cdot 0,9093 = 0,1778 \text{ кВт/}^\circ\text{К}.$$

Середні значення ізобарних теплоемкостей для рідкого $\bar{c}_{ржс}$ і пароподібного $\bar{c}_{рп}$ стану були визначені як:

$$\bar{c}_{рп} = (h_2 - h_1) / (T_2 - T_1) = (408,77 - 396,04) / (285 - 271) = 0,9093 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}.$$

$$\bar{c}_{ржс} = (h_5 - h_6) / (T_5 - T_6) = (222,77 - 210,07) / (16,8 - 7,5) = 1,366 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С},$$

при середнелогарифмічних температурах рідкого і пароподібного РТ:

$$\bar{T}^{ж}_{PT} = (t_5 - t_6) / \ln(t_5/t_6) + 273 = (16,8 - 7,5) / \ln(16,8/7,5) = 284,53^\circ\text{К}$$

$$\bar{T}^{п}_{PT} = (t_2 - t_1) / \ln(t_2/t_1) + 273 = (12 + 2) / \ln(12/2) = 278^\circ\text{К}$$

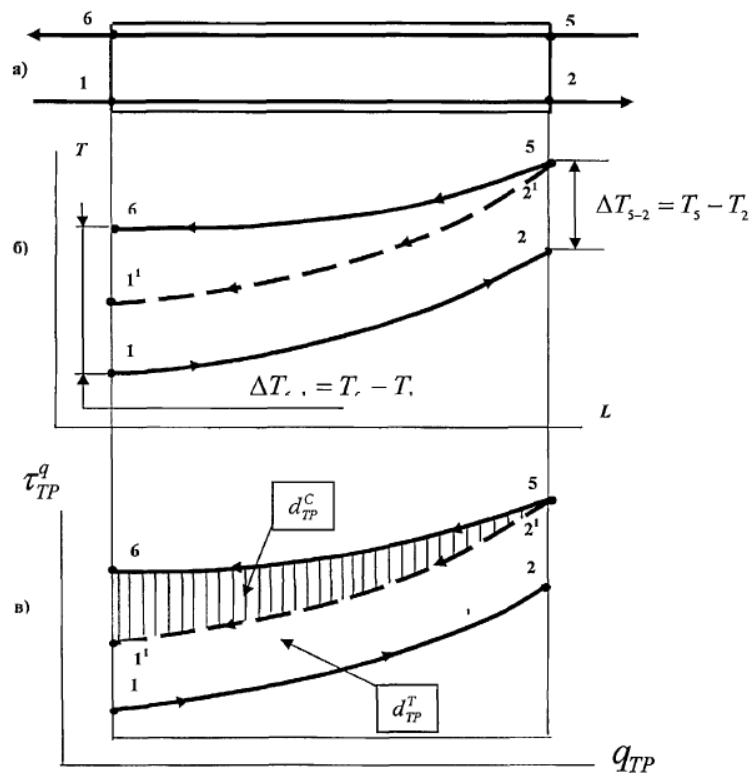


Рис. 6.5. Схеми зміни параметрів потоків робочого тіла в регенеративній теплообміннику: а) схема руху потоків; б) графік зміни температур по довжині теплообмінника; в) діаграма втрат ексергії d_{TP}^C , та d_{TP}^T , - відповідно власні та технічні втрати ексергії; ΔT_{5-2} і ΔT_{6-1} , - кінцеві різниці температур в регенеративній теплообміннику.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Ентальпія в т. 1¹ визначимо з рівняння теплового балансу:

$$h_{21} - h_{11} = h_5 - h_6$$

$$h_{11} = h_{21} - h_5 + h_6 = 413,15 - 222,77 + 210,07 = 400,45 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, віддана рідким РТ в регенеративної теплообміннику:

$$e_{TR1}^c = e_5 - e_6 = 24,67 - 24,11 = 0,56 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана пароподібним РТ в регенеративної теплообміннику:

$$e_{TR2}^c = e_{2'} - e_{1'} = 21,63 - 21,24 = 0,39 \text{ кДж/кг}$$

Параметри РТ представлені в таблиці 6.3.

Власні втрати ексергії в регенеративної теплообміннику:

$$d_{TR}^c = d_{TR1}^c - d_{TR2}^c = 0,56 - 0,39 = 0,17 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати ексергії в регенеративної теплообміннику

$$d_{TR}^f = d_{TR} - d_{TR}^c = 0,36 - 0,17 = 0,19 \text{ кДж/кг}$$

Граничний ексергетичний ККД регенеративного теплообмінника

$$\eta_{TR\text{пред}}^c = (e_{TR}^{ex} - d_{TR}^c) / e_{TR}^{ex} = (3,24 - 0,17) / 3,24 = 0,948 . \text{ раніше отримано } \eta_{TR}^c = 0,890.$$

Таблица 6.3.

Параметри в узлових точках

Точка	Давление, МПа	Температура, °К (°С)	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/кг	Эксергия, кДж/кг
2"	0,2722	289,8 (+16,8)	413,15	1,7841	21,63
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
1"	0,2777	275,8(+ 2,8)	400,45	1,7393	21,24

Охолоджувач конденсату. Власні втрати обумовлені такими ж причинами, що і в регенеративної теплообміннику. У загальному випадку вони також представляють заштриховану область, аналогічну зазначеній на рис. 6.5. Принципова відмінність полягає в тому, що в охолоджувачі конденсату можна змінювати за рахунок варіацій витрати теплової еквівалент W_f , що дозволяє зробити його практично рівним в процесі теплообміну тепловому еквіваленту потоку робочого тіла W_{PT} . Тобто є принципова можливість зведення власних втрат ексергії в охолоджувачі конденсату практично до нуля. Для умов нашого прикладу вони практично рівні:

$$W_f = \bar{c}_{pf} \cdot G_f^{OK} = 0,0714 \cdot 4,182 = 0,2986 \text{ кВт/}^\circ\text{C}$$

$$W_{PT} = \bar{c}_{pw} \cdot G_{PT} = 0,1955 \cdot 1,521 = 0,2974 \text{ кВт/}^\circ\text{C}$$

Тут середня ізобарна теплоємність \bar{c}_{pf} теплоносія теплоприемника визначена за довідковими даними при середній по довжині апарату температурі потоку

$$\bar{T}_f = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln(t_{f2}/t_{f1}) + 273 = (55 - 5) / \ln(55/5) = 293,85^\circ\text{K},$$

а для конденсату робочого тіла за рівнянням

$$\bar{c}_{pw} = (h_4 - h_5) / (T_4 - T_5) = (299,12 - 222,77) / (340 - 289,8) = 1,521 \text{ кДж/кг}^\circ\text{K}$$

Граничний ексергетичний ККД ОК можна визначити як:

$$\eta_{\text{OKпред}}^e = (e^{\text{ex}}_{\text{OK}} - \Sigma d^C_{\text{OK}}) / e^{\text{ex}}_{\text{OK}} = (14,18 - 0) / 14,18 = 1,0. \text{ раніше отримано } \eta_{\text{OK}}^e = 0,577.$$

Є можливості для подальшого технічного вдосконалення.

Дросельний пристрій. Процес дроселювання є незворотнім процесом. Тому втрати ексергії, пов'язані з дроселюванням можна цілком віднести до власних втрат. Таким чином, зниження цього виду втрат ексергії технічними методами в принципі неможливо. Таким чином, проблема «гарячого дроселювання» може бути вирішена тільки за рахунок правильної

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

організації схеми теплового насоса, коли дроселювання проводиться в нижній частині циклу при мінімумі значення ексергетичного потоку.

Випарник. Картина зміни температури потоків РТ і теплоносія S теплоотдачика (низько потенційного джерела тепла) представлені схематично на рис. 6.6.

Визначимо нові значення параметрів РТ в т. 7' і 7 з урахуванням того, що $\Delta T_{\text{н}} = T_{S2} - T_o = 0,0 \text{ } ^\circ\text{K}$.

Точка 1': $T_{1'} = 274 \text{ } ^\circ\text{K}$; $P_{1'} = 0,3036 \text{ МПа}$; $h_{1'} = 397,78 \text{ кДж/кг}$; $S_{1'} = 1,7214$

кДж/кг- $^\circ\text{K}$, $x=1,000$; $e_{1'} = 23,49 \text{ кДж/кг}$

$e_{1'} = h_{1'} - h_{oc} - T_{oc} (S_{1'} - S_{oc}) = (397,78 - 404,49) - 274,82(1,7214 - 1,8313) = 23,49 \text{ кДж/кг}$

Точка 7': $T_{7'} = 2741 \text{ } ^\circ\text{K}$; $P_{7'} = 0,3036 \text{ МПа}$; $h_{7'} = h_6 = 210,07 \text{ кДж/кг}$; $S_{7'} = 1,0367$

кДж/кг $^\circ\text{K}$, $x=0,045$; $e_{7'} = 23,95 \text{ кДж/кг}$

$e_{7'} = (h_{7'} - h_{oc}) - T_{oc}(S_{7'} - S_{oc}) = (210,07 - 404,49) - 274,82 \cdot (1,0367 - 1,8313) = 23,95 \text{ кДж/кг}$

Питома теплове навантаження випарника

$q_u = h_{1'} - h_{7'} = 397,78 - 210,07 = 187,71 \text{ кДж/кг}$

Ексергія, отримана від теплоносія РТ

$e_u^C = e_{7'} - e_{1'} = 23,95 - 23,49 = 0,46 \text{ кДж/кг}$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

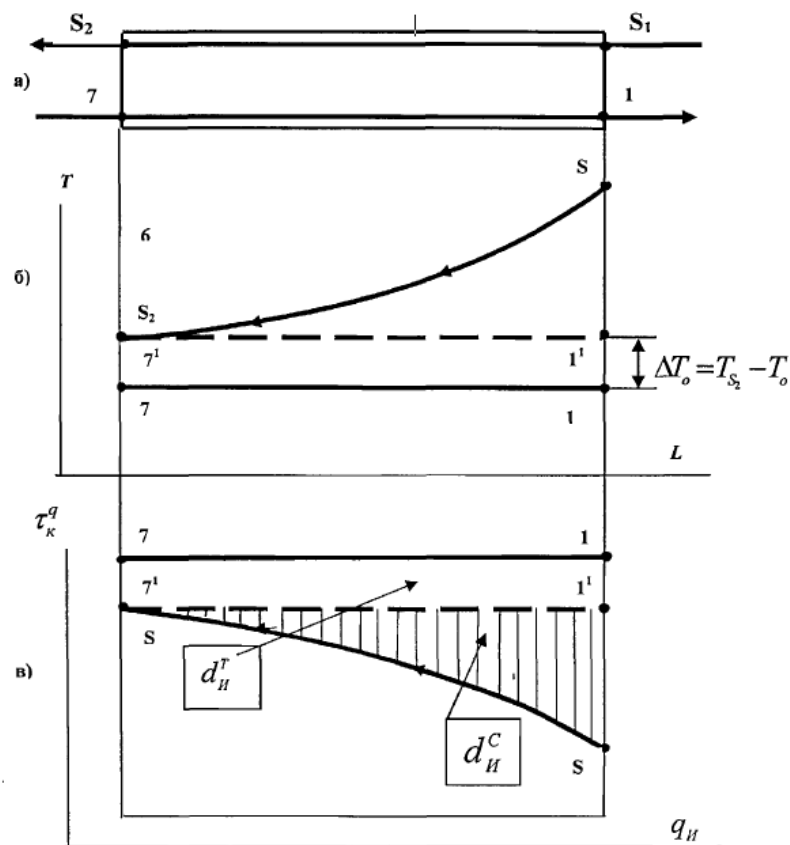


Рис. 6.6. Схеми зміни параметрів потоків робочого тіла і теплоносія теплоотдатчика S (низько потенційного джерела тепла) в випарнику: а) схема руху потоків; б) графік зміни температур по довжині теплообмінника ^) діаграма втрат ексергії; d_u^c і d_u^r - відповідно власні та технічні втрати ексергії; ΔT_0 - кінцева різниця температур на виході з випарника. Номери точок 1 і 7 відповідають рис. 6.1, 6.2 і 6.3.

У вигляді ексергетическої хододопродуктивності використовується

$$e_{u2} = q_u \cdot \tau_s^q = 0.0$$

Власні втрати ексергії у випарнику

$$d_u^c = e_{u1}^c - e_{u2}^c = 0.46 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати ексергії у випарнику

$$d_u^r = d_u - d_u^c = 2,58 - 0,46 = 2,12 \text{ кДж/кг}$$

Граничне значення ексергетичного ККД в випарнику ПКТН,

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

$$\eta^{\text{с}}_{\text{Ипред}} = (e^{\text{ex}}_{\text{И}} - d^{\text{с}}_{\text{И}}) / e^{\text{ex}}_{\text{И}} = (2,58 - 0,46) / 2,58 = 0,821.$$

Результати розрахунків власних і технічних втрат ексергії зведені в таблиці 6,4. У порядку зменшення величини технічних втрат ексергії в елементах ПКТН вони розташовуються (див. Табл. 6.4) в наступній послідовності: 1 - охолоджувач конденсату ($0,104 e^{\text{ex}}$); 2 – конденсатор ($0,0466 e^{\text{ex}}$); 3 – испаритель ($0,037 e^{\text{ex}}$); 4 – компресор ($0,025 e^{\text{ex}}$); 5 – регенеративний теплообмінник ($0,003 e^{\text{ex}}$, 6 – дроссель ($0,0 e^{\text{ex}}$).

Таблиця 6.4

Внутрішні втрати ексергії в елементах ПКТН *

Елемент системи	Загальні внутрішні		Власні		Технічні	
	$d_i, \text{кДж/кг}$	d_i / e_{ex}	$d_i, \text{кДж/кг}$	d_i / e_{ex}	$d_i, \text{кДж/кг}$	d_i / e_{ex}
1. Компресор (КМ)	7,93	0,138	6,51	0,113	1,42	0,025
2. Конденсатор (К)	5,14	0,089	2,45	0,043	2,69	0,046
3. Охолоджувач Конденсату (ОК)	6,00	0,104	0	0	6,00	0,104
4. Регенеративний теплообмінник	0,36	0,006	0,17	0,003	0,19	0,003
5. Дроссель	0,3	0,005	0,30	0,005	0	0
6. Випарник	2,58	0,045	0,46	0,008	2,12	0,037
Всього	22,31	0,388	9,89	0,172	12,42	0,216

* - Значення ексергії на вході в тепловий насос $e_{\text{ex}} = 57,54 \text{ кДж/кг}$.

Таблиця 6.5

Питома вага власних і технічних втрат в елементах ПКТН.

Елемент системи	Власні			Технічні		
	$d^{\text{с}}_i, \Sigma d_i$	$d^{\text{с}}_i, \Sigma d^{\text{B}}_i$	$d^{\text{с}}_i / d^{\text{B}}_i$	$d^{\text{T}}_i, \Sigma d_i$	$d^{\text{T}}_i, \Sigma d^{\text{B}}_i$	$d^{\text{T}}_i / d^{\text{B}}_i$
1. Компресор (КМ)	0,254	0,292	0,82	0,055	0,063	0,180
2. Конденсатор (К)	0,096	0,110	0,477	0,105	0,118	0,523
3. Охолоджувач Конденсату (ОК)	0	0	0	0,234	0,264	1,0
4. Регенеративний теплообмінник	0,007	0,008	0,472	0,008	0,009	0,527
5. Дроссель	0,012	0,013	1,00	0	0	0
6. Випарник	0,017	0,020	0,178	0,083	0,093	0,822
ВСЬОГО	0,393	0,443		0,493	0,556	

тут $e_{\text{ex}} = 57,54 \text{ кДж/кг}$ - ексергія на вході в компресор.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

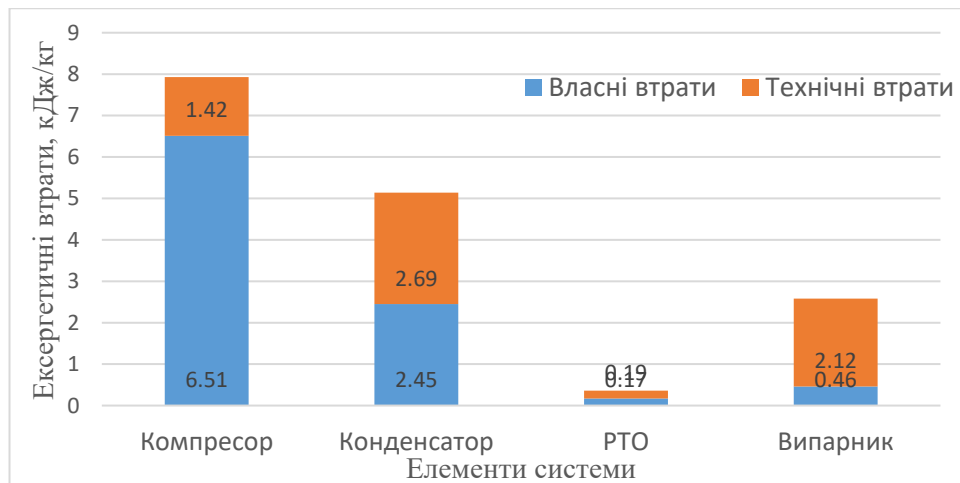


Рис. 6.7 Внутрішні втрати ексергії в елементах ПКТН

Це означає, що для прийнятої архітектури побудови ПКТН слід звернути першочергову увагу в плані підвищення загальної термодинамічної ефективності, перш за все, на вдосконалення теплообмінного обладнання.

Аналогічно технічним власні втрати ексергії в елементах теплового насоса можна уявити в порядку їх зменшення: 1 - дросельне пристрій ($1,0 e^{ex}$); 2 – компресор ($0,113 e^{ex}$); 2 – конденсатор ($0,043 e^{ex}$); 3 – випарник ($0,020 e^{ex}$); 5 - регенеративний теплообмінник ($0,003 e^{ex}$); 6 – охолоджувач конденсату ($0,0 e^{ex}$). З урахуванням того, що власні втрати ексергії не можуть бути усунені технічними методами, основним способом їх зниження є правильний вибір архітектури ПКТН, що дозволяє звести відносний рівень їх втрат в загальному ексергетичній балансі до мінімуму. Проаналізуємо наявні можливості підвищення термодинамічної ефективності стосовно кожного з апаратів ПКТН.

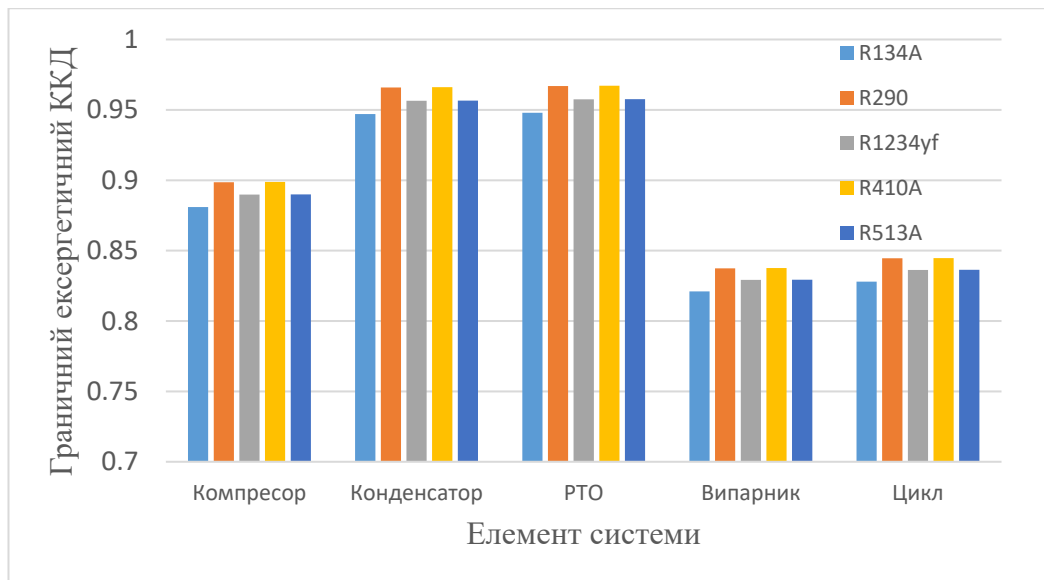


Рис. 6.8 Граничний ексергетичний ККД в елементах ПКТН

Визначення меж вдосконалення робочого циклу

Граничний ексергетичний ККД визначає ту межу, якого можна досягти при даній структурі і існуючих внутрішніх зв'язках між елементами ПКТН при усуненні всіх технічних втрат в елементах. В якості технічних втрат можна розглядати: гідравлічні втрати, втрати при теплообміні з кінцевої різницею температур між тепло обмінюються середовищами та інші. Аналіз представлених в таблиці 3.4 даних дозволяє визначити граничний ексергетичний ККД як

$$\eta_{\text{ТНпред}}^e = (e^{6x} - \sum d^C_i) / e^{6x} = (57,54 - 9,89) / 57,54 = 0,828.$$

Ранее нами було отримано з урахуванням всіх втрат ексергії значення $\eta_{\text{ТН}}^e = 0,562$. Таким чином, є значний резерв для вдосконалення як окремих елементів, так і всієї машини в цілому за рахунок зведення до мінімуму технічних втрат ексергії. На рис. 6.7 представлена потокова діаграма ексергії з урахуванням поділу втрат ексергії на зовнішні і внутрішні, а внутрішніх на власні і технічні втрати в кожному їх елементів ПКТН стосовно до наших розрахунковим умовам. З урахуванням того, що теплові насоси є останньою ланкою в процесах перетворення хімічної енергії палива, мінімізація непродуктивних втрат ексергії і збільшення ексергетичної ККД окремих

апаратів і всієї машини в цілому є актуальною науковою і практичною задачею. Результати справжніх розрахунків були представлені рис. 6.10 з метою порівняння теплонасосних установок з іншими теплоджерелами.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>101</i>

7. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності

Компресор. Недоліком одноступінчастого стиснення в компресорі є зниження його реальної об'ємної продуктивності в X раз з ростом π_k . На підставі отриманих вище даних про власні і технічних втрати ексергії, можна припустити, що технічні можливості для загального зменшення втрат ексергії в компресорах поршневого типу обмежені. Зниження ж власних втрат визначається фізичними процесами компримування парів холодоагенту. Як варіанти наближення реального процесу політропної стиснення до ізотермічного може розглядатися варіант багатоступінчастого стиснення при малих ступенях стиснення в кожному ступені. Однак, практична реалізація цієї пропозиції вимагає створення яких спеціальних компресорів, або застосування великої кількості одноступінчатих компресорів для послідовного стиснення холодоагенту. Можна також зробити дозований уприскування рідкого хладагента в порожнину стиснення. Це сприяє зниженню перегріву компримованого парів. Такий варіант прийнятний тільки для маслозаповнених гвинтових компресорів і компресорів спірального типу, конструкція яких допускає роботу в режимі вологого ходу. В якості одного з перспективних варіантів вирішення цього завдання може бути запропонований цикл з проміжним дроселюванням, який в даний час починає застосовуватися в зарубіжних компресорах спірального.

Дросельний пристрій. Процес дроселювання є повністю необоротним процесом для реальних РТ теплових насосів. Зміна ексергії при дроселюванні визначається різницею її значень в початковій і кінцевих точках процесу. У нашому випадку це точки 6 і 7 на рис. 6.2 і 6.3. Усунути повністю втрати від дроселювання в реальному ПКТН неможливо, тому що по своїй фізичній суті перетворення ексергії пов'язано з перепадом тисків $\Delta P = P_6 - P_7 \approx P_k - P_0$, в результаті якого в загальному випадку при адіабатній дроселюванні

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відбувається зниження температури $\Delta T = T_6 - T_7 - T_6 - T_0$. Стосовно до традиційного ПКТН, де процес дроселювання здійснюється в двофазній області (процес 6-7) принципове значення матиме кількість ексергії, яким буде розташовувати рідке робоче тіло в т. 6 перед початком дроселювання.

Діапазон зміни ексергії рідкого РТ (R-134a) для ПКТН в залежності від його архітектури може скласти діапазон значень від $e_4 = 35,61$ кДж/кг до $e_6 = 24,11$ кДж/кг, а в межі до $e_8 = 23,97$ кДж/кг. При цьому максимальні технічно непереборні власні втрати можна визначити як:

$$d_{op}^{max} = e_4 - e_7 = e_4 - [h_4 - h_{oc} - T_{oc} (S_7 - S_{oc})] =$$

$$= 35,6 - [(299,12 - 404,49) - 274,82 - (1,3657 - 1,8313)] = 13,02 \text{ кДж/кг} = 0,226 e^{ex}.$$

де: e_4 - ексергія робочого тіла в т. 4, відповідної завершення процесу конденсації пари РТ в конденсаторі, e_7 - ексергія в точці циклу, відповідна стану РТ в випарнику теплового насоса при завершенні процесу ізоентальпійного дроселювання, коли в складі ПКТН відсутні охолоджувач конденсату ОК і регенеративний теплообмінник РТ. На жаль, багато вчених обмежуються в своїх дослідженнях саме такою спрощеною схемою ПКТН, яка властива холодильних машин. Показник дросельних втрат для вищепрінятих нами умов і прийнятої нами раціональної схеми ПКТН становить досить невелику величину $d_{op} = 0,30$ кДж/кг = $0,005 e^{ex}$.

Таким чином, мінімізація дросельних втрат з метою підвищення термодинамічної ефективності ПКТН можлива за умови глибокого охолодження конденсату робочого тіла перед початком процесу його дроселювання. Це можливо за рахунок регенеративного теплообміну в РТ і відведення тепла в ОК теплоносія зовнішнього теплоприемника F з початково низькою температурою.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Регенеративний теплообмінник. Принципове значення для зниження ексергетичної втрат в регенеративній теплообміннику мають наступні обставини:

1. Потоки пара і рідини РТ, які беруть участь у внутрішній регенерації тепла термодинамічної циклу, мають кількісно різні теплові еквіваленти, що призводить до виникнення незворотних власних втрат ексергії.

2. Регенеративний теплообмін поряд з позитивними моментами (збільшення коефіцієнта подачі λ в компресорі, усунення «гідродару» в поршневих компресорах, зниження дросельних втрат за рахунок охолодження потоку конденсату) негативним чином позначається на ефективності роботи конденсатора і сприяє термохімічній розкладанню робочих тіл при збільшенні температури стиснення в компресорі. Зі збільшенням температурного коефіцієнта регенерації тепла Θ збільшується температура компримованого пара на виході з компресора, що призводить до додаткового збільшення теплообмінної поверхні конденсатора, в якій буде проводитися конвективне охолодження перегрітих компримованого парів РТ до стану насичення (див. зону I на рис. 6.4).

3. Місцезнаходження регенеративного теплообмінника в схемі ПКТН (до ОК або після нього) визначає кількісний рівень технічних втрат ексергії і коефіцієнт перетворення теплового насоса. У холодильній машині при відсутності ОК його вплив завжди позитивно, але за наявності ОК найменші втрати ексергії будуть в разі його розташування після ОК.

4. Для цілого ряду сучасних компресорів (гвинтових, спіральних) закид не випарувався в випарнику РТ в порожнину стиснення компресора не тільки не є критичним, а й сприяє за рахунок зниження температури пара в кінці стиснення зменшення зони конвективного охолодження перегрітих парів до стану насичення (зона I). Можлива організація двох і більше поточних схем руху пара і рідини, коли створюються умови для вирівнювання теплових потенціалів їх потоків, що сприяє зниженню власних втрат ексергії. Процесам

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у верхній частині термодинамічної циклу відповідають значно більші зміни ексергії, ніж в його нижній частині. З цієї причини рівним за величиною потокам тепла від конденсату до холодного пару будуть відповідати різні ексергетичної втрати.

При відборі тепла в верхній частині циклу за умови $h_2 - h_1 = h_4 - h_5^1$ маємо для $h_5^1 = 286,39 \text{ кДж/кг}$:

$$d_{TP} = (e_4 - e_5^1) - (e_1 - e_2) = (35,61 - 33,03) - (21,28 - 21,43) = 2,73 \text{ кДж/кг} = 0,047 e_{ex},$$

а в нижній частині циклу:

$$d_{TP} = (e_5 - e_6) - (e_1 - e_2) = (24,67 - 24,11) - (21,28 - 21,43) = 0,76 \text{ кДж/кг} = 0,0132 e_{ex}.$$

Зі збільшенням параметра в втрати ексергії в регенеративної теплообміннику різко зростають. Для $\Theta = 0,4$ вони вже складуть величину

$$d_{PT} = (e_4 - e_5) - (e_1 - e_2) = (35,61 - 30,44) - (21,28 - 22,32) = 6,21 \text{ кДж/кг} = 0,116 e_{ex}$$

Однак, в якості позитивного моменту необхідно відзначити підвищення питомої холодопродуктивності циклу при введенні регенеративного теплообміну. Це момент широко використовується в холодильній техніці, але для теплових насосів він може мати обмежене застосування.

Таким чином, у схемі ПКТН доцільним видається обмежити регенеративний теплообмін величинами, достатніми для усунення «гідроудару» в поршневі компресорах і проводити відбір тепла для регенерації в нижній частині термодинамічної циклу.

Конденсатор. В роботі особливу увагу приділено можливості зменшення втрат ексергії в конденсаторі за рахунок створення двухпоточної схеми руху теплоносія теплоприемника в конденсаторі. Спочатку рух всього потоку передбачається через зону конденсації (зона II на рис. 6.4), а потім частина потоку направити на догрів в зону I для зняття перегріву компримованого пара за умови рівності теплових еквівалентів потоку пара РТ

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і частини потоку теплоносія зовнішнього теплоприемника. Таку пропозицію з урахуванням вищенаведеного позонного розрахунку втрат ексергії в конденсаторі доцільно. Однак, на практиці воно не принесе істотної вигоди, так як призведе до ускладнення конструкції конденсатора. Крім того, на перехідних режимах експлуатації, що виникають в режимі роботи «пуск» - зупинення», розміри зон « чистої »конденсації (зона II) і конвективного охолодження перегрітої пари (зона I) взаємно перекриваються і відстежити ці процеси за допомогою автоматики досить важко.

З практичної точки зору представляється раціональним з метою зниження ексергетичної втрат реалізувати наступне:

1. Зменшити до мінімуму перегрів пари РТ на вході у випарник, звівши його в ідеалі до нуля. Такий варіант можливий у разі використання в якості робочих тіл хладагентів, для яких верхня частина кривої термодинамічної рівноваги «двофазне стан - пар» відхиляється у верхній частині Т-S діаграми вправо. До них відносяться, наприклад R-142b, а також екологічно чистий природний холодоагент R-290, який використовується в даний час в низькотемпературних енергоустановках. Для таких тіл на відміну від R-134a зниження перегріву пара можливо в широкому діапазоні зміни $\Delta T = T_k - T_o$.

2. Забезпечити режим нагріву теплоносія теплоприемника W з мінімальною різницею його температур на вході і виході з апарату. Стандартний якісний режим регулювання навантаження систем комунального опалення 95/70 ° С бажано замінити на якісно-кількісний, щоб зменшити величину ексергетичної втрат, зумовлених значною різницею температур між РТ в конденсаторі і теплоносієм системи опалення.

3. Обмежити по санітарно-технічним вимогам температуру на подачі споживачам до 70 ° С, що дозволить знизити перегрів пари РТ.

Охолоджувач конденсату. З урахуванням проведеного вище аналізу роботи елементів ПКТН, визначається роль охолоджувача конденсату, як одного з ключових конструктивних елементів ПКТН. По ряду причин, до теперішнього часу його роль зводилася практично тільки до епізодичного

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отримання незначних кількостей теплої води, призначеної для гарячого водопостачання при роботі ПКТН на закриту систему опалення і постійного нагрівання холодної води паралельно з конденсатором при роботі на потужну систему ГВП. У відкритих системах опалення він використовується для підігріву підживлювальної води. Розмір теплообмінної поверхні ОК вибирався з розрахунку реалізації не більше 10-15% від теплового навантаження конденсатора. У наших розрахунках ставлення теплового навантаження ОК до навантаження конденсатора становить 46%, що значно більше, ніж у звичайній практиці використання цього пристрою. Вище було показано, що введення до складу ПКТН охолоджувача конденсату ОК, призводить до відносного збільшення коефіцієнта перетворення і ексергетичного ККД теплового насоса. З огляду на це, вважаємо за доцільне визначити шляхи його оптимального використання на постійній основі. Оскільки гаряче водопостачання за умовами експлуатації ПКТН потрібно не завжди, то пропонується підвищити ефективність за рахунок використання наступної постійної схеми роботи охолоджувача конденсату (див. Рис. 6.8). частина витрат W_{S1} потоку теплоносія W_{S2} низько потенційного джерела тепла (див. рис. 6.8, а) можна направити в охолоджувач конденсату ОК, при виконанні умов збігу теплових еквівалентів цієї частини потоку і робочого тіла в охолоджувачі конденсату, а також $W_{S1} < W_{S2}$. На відміну від цієї схеми послідовне проходження всього потоку W_s через теплообмінники (див. Рис. 6.8,б) буде пов'язане з більш високими ексергетичної втратами і вимагатиме збільшення розмірів ОК.

Випарник. Роль випарника в ПКТН і ПКХМ дуже велика. Енергетична ефективність цих машин визначається питомими витратами механічної роботи (ексергії) на відведення тепла від теплоносія теплоотдатчика S низької температури (низько потенційного джерела тепла) до теплоносія теплоприемника W більш високої температури. З ростом питомої холодопродуктивності q_u при незмінних витратах ексергії на вході підвищуються основні показники ефективності циклу:

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varphi = (q_k + q_{ок}) / l_0 = (l_0 + q_u) / l_0 = (1 + q_u / l_0) = 1 + \varepsilon$$

де φ та ε відповідно коефіцієнт перетворення і холодильний коефіцієнт, розраховані без урахування зовнішніх втрат в приводі теплового насоса.

Відносне підвищення температури T_0 більшою мірою позначається на підвищенні коефіцієнта перетворення ПКТН, ніж еквівалентна зменшення температури конденсації T_k . Підвищення температури кипіння T_0 в випарнику збільшує також витрата робочого тіла $G_{РТ}$ за рахунок збільшення щільності парів. Для умов розглянутої вище задачі при $T_0 = idem$ збільшення питомої холодопродуктивності q_{HI} визначається параметрами РТ після дроселювання. У свою чергу значення q_{HI} визначаються глибиною охолодження конденсату РТ в охолоджувачі і регенеративної теплообміннику. Чим нижче значення сухості пара x при $T_0 = idem$, тим ефективнішою буде робота випарника і всієї машини. При $x \rightarrow 0$ питома холодопродуктивність наближається до свого максимального значення $q_u \rightarrow (h_8 - h_1)$, що дорівнює питомій теплоті випаровування РТ при P_0 и T_0 .

Випарник є замикаючим елементом в ланцюгу перетворення вихідного потоку ексергії, підведеної до приводу ПКТН. За абсолютною величиною вхідний значення ексергії у випарнику в розглянутої нами вище схемою ПКТН (див. Рис. 6.1) є мінімальним щодо інших елементів. Однак, втрати ексергії в цьому апараті здатні суттєво вплинути на загальний ексергетичний ККД теплового насоса. Вище було показано, що власні втрати ексергії в випарнику істотно менше, ніж в конденсаторі, що пов'язано з відносно невеликим перепадом температур теплоносія низькотемпературного теплоотдатчика S на вході і виході з випарника. Це передбачає збільшену витрату теплоносія низько потенційного джерела тепла. Технічні втрати ексергії, обумовлені в нашому випадку кінцевої різницею температур між теплообмінюючих середовищами, гідравлічним опором в кілька разів більше власних втрат. Основне підвищення термодинамічної ефективності випарника можливо за рахунок зменшення технічних втрат, пов'язаних зі зменшенням гідравлічного опору і підвищення інтенсивності кипіння, що сприяє зниженню

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

среднелогарифмической різниці температур між теплообмінюючихся середовищами.

7.1. Оцінка ефективності теплового насосу для різних робочих тіл.

З урахуванням екологічних проблем, зумовлених впливом робочих тел холодильних машин і теплових насосів на озоновий шар і глобальне потепління на Землі, розглянемо ефективність роботи на природному робочому хладагенті – пропані R-290 і зеатропной суміші холодоагентів R-407C, що забезпечує змінні по довжині випарників і конденсаторов температури кипіння і конденсації холодоагентів. На відміну від R-134a пропан є природним холодоагентом і не впливає на озоновий шар Землі, не сприяє розвитку глобального парникового ефекту. Він дешевий, доступний, але є таким же пожежонебезпечним, як раніше застосовувався в ПКТН холодоагент R-142b. Відносно сумішевих холодоагентів, переваги використання яких відзначені в роботах цілого ряду дослідників в якості зручного для практичного є незеатропная суміш R-407C (23% R32 + 25% R125 + 52% 134a). Можна виділити як позитивні, так і негативні моменти.

Змінність температур фазових переходів (випаровування і конденсації) дозволяє знизити ексергетичної втрати в процесі теплообміну, однак при цьому знижується ефективність процесу конденсації за рахунок взаємного впливу складових хладагентів. Відхилення від изотермичности фазового переходу («глайд») не перевищує 8 ... 10 ° С для всіх типів промислово випускаються зеатропних сумішей. У разі використання тепла водних джерел з температурами менше 5 ° С сумішеві холодоагенти не дадуть відчутного позитивного результату через малий перепаду температур між вхідної та вихідної з випарника води, що становить 2 ... 3 ° С.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

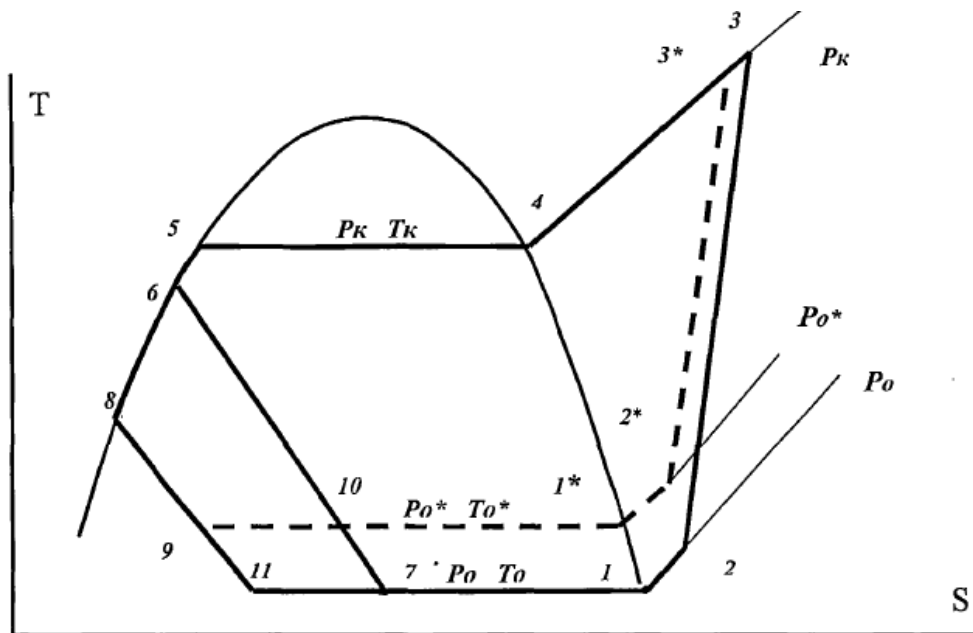
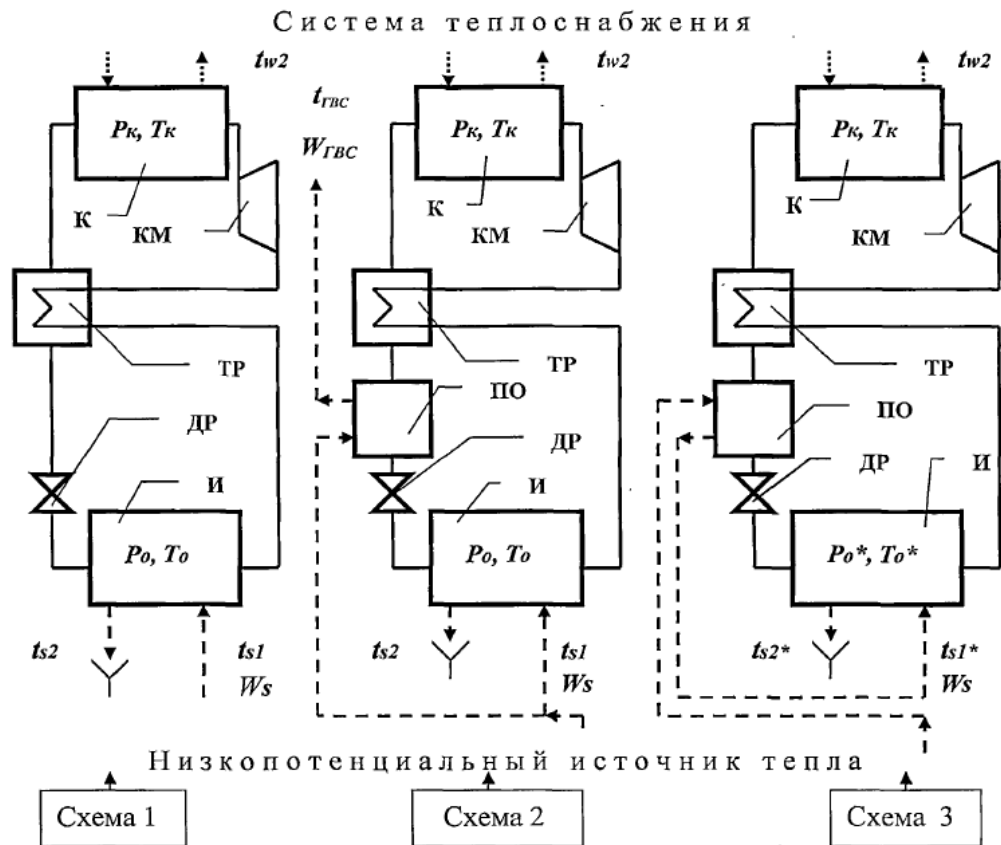


Рис. 7.2. Основні схеми утилізації теплоти конденсату РТ в ПКТН

Але це буде тільки за умови додаткового збільшення теплообмінної поверхні конденсатора. Виток такого сумішевого холодоагенту в процесі експлуатації представляють проблему, так як важко точно визначити процентний склад залишилася в контурі суміші і з цієї причини важко точно

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

відновлення її первісного складу. Природний холодоагент R-290 за екологічними показниками, дешевизні і доступності перевершує своїх прямих опонентів R-134a, R-407C і R-142b. З огляду на низький тиск насичених парів цієї холодоагенту можливий нагрів теплоносія системи опалення до 90 ... 95 °С при використанні серійних холодильних компресорів. Однак, пожароопасность цього холодоагенту значно звужує область його практичного застосування. Також необхідно відзначити, що за питомою тепловою він поступається холодоагентів штучного походження. У таблицях 6.8, 6.9 і 6.10 представлені розрахункові дані по термодинамічній ефективності фреону R-134a і природного робочого холодоагенту R-290 для розрахункового режиму теплопостачання з зовнішньої регенерацією.

Розрахунковий ексергетичний ККД теплового насоса:

$$\eta_e^{\text{ТН}} = (e_{\text{вых}} / e_{\text{ex}}) = (e_{\text{ex}} - \sum d_i) / e_{\text{ex}} = (56,35 - 23,89) / 56,35 = 0,576$$

$$\eta_e^{\text{ПКТН}} = e_{\text{омс}} / e_{\text{нодс}} = [(e_{\text{qк}} + e_{\text{qок}}) \cdot \tau_{\text{w+f}}] / (l + q_{\text{и}} \cdot \tau_{\text{w+f}}) = [(163,41 + 75,76) \cdot 0,1371] / (56,38 + 185,61 \cdot 0,0028) = 0,576$$

Таблица 7.3

Абсолютні і відносні втрати ексергії при роботі на R-134a.

Наименование элемента (согласно рис. 3.1)	Внешние		Внутренние	
	d_i , кДж/кг	d_i / e_{ex}	d_i , кДж/кг	d_i / e_{ex}
1. Электропривод (ПР)	2,82	0,05	-	-
2. Компрессор (КМ)	-	-	7,66	0,136
3. Конденсатор (К)	-	-	5,08	0,090
4. Охладитель конденсата (ОК)	-	-	5,97	0,106
5. Регенеративный теплообменник (ТР)	-	-	0,75	0,013
6. Дроссельное устройство (ДР)	-	-	0,31	0,006
7. Испаритель (И)	-	-	1,30	0,023
$\sum_1^n d_i$, кДж/кг ($\sum_1^n d_i / e_{\text{ex}}$)	23,89 (0,424)			

Можна бачити (див. Табл.7.4, 7.5, 7.6), що застосування R-290 замість R-134a дасть в розглянутому робочому діапазоні температур зниження загальної теплопродуктивності. Однак, при цьому необхідно врахувати високу різницю в ціні цих робочих тіл.

$$\eta_{\epsilon}^{\text{ПКТН}} = e_{\text{отв}} / e_{\text{подв}} = (e^q_{\text{к}} + e^q_{\text{ок}}) / (l + e^q_{\text{и}}) = [(q_{\text{к}} + q_{\text{ок}}) \cdot \tau_{\text{W+F}}] / (l + q_{\text{и}} \cdot \tau_{\text{S}}) =$$

$$= (304,86 + 125,02)0,1371 / (100,44 + 334,45 \cdot 0,0028) = 0,582$$

Висновки

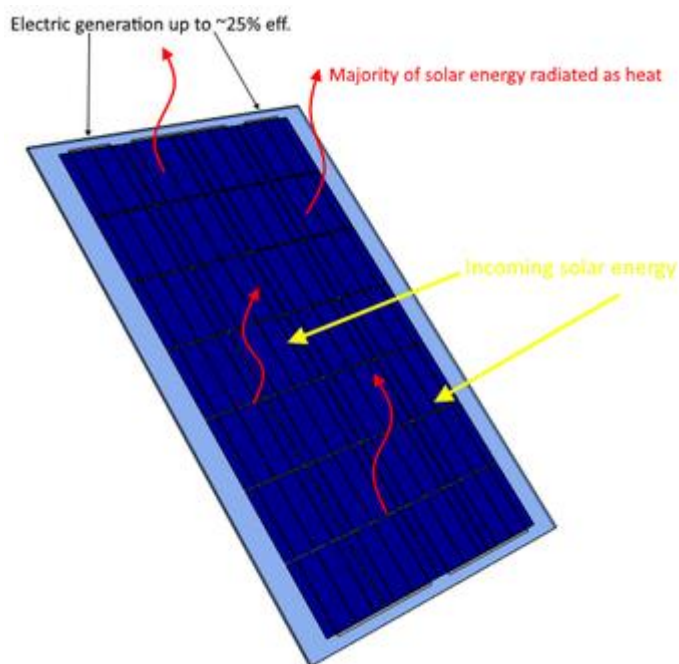
1. Підвищення термодинамічної ефективності ПКТН пов'язане з максимальним використанням принципу регенерації для зниження ексергетичної втрат від «гарячого» дроселювання, а також із здійсненням багатоступінчастого стиснення для зниження питомих витрат підведеної в цикл роботи (ексергії).

2. Зовнішня регенерація за рахунок підігріву потоку теплоносія низько потенційного джерела тепла перед входом у випарник за рахунок глибокої утилізації тепла конденсату може проводитися незалежно від виду робочого тіла, режиму експлуатації і дозволяє звести до мінімуму непереборні втрати від дроселювання робочого тіла. Цей вид регенерації є універсальним і може бути використаний в переважній більшості випадків застосування теплових насосів.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Аналіз можливостей комбінування сонячних панелей з тепловим насосом

Більша частина сонячної енергії, яку сонячна панель поглинає, витрачається як тепло. Навіть найкращі панелі перетворюють лише до ~ 25% цієї енергії в електроенергію, і чим більше вони гріються, тим вони менш ефективні. Таким чином, це становить досить багато витраченого потенціалу при звичайних фотоустановках.



Сонячна система PV/T (фотоелектрична/теплова) використовує це витрачене тепло, пропускаючи рідину (в більшості випадків або повітря, або розчин води/гліколю в трубопроводах) безпосередньо за PV -панелями з певною швидкістю потоку для оптимізації поглинання інакше витрачається тепло, яке виробляють панелі, і відводить це тепло для роботи (опалення приміщення, ГВП тощо).

Фотоелектрична система для цього проекту складається з 22 ~ 120 Вт панелей на дерев'яній стійці з поліізоціануратною ізоляцією та алюмінієвою обшивкою. Поточний повітряний потік із замкнутим циклом створюється за панелями високоефективним відцентровим вентилятором (Sensda, 180 м³/год),

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

який переміщує повітря з будинку, щоб поглинати тепло з панелі, потім знову направляє його в будинок.

На жаль, якщо панелі потраплятимуть безпосередньо до холодного зимового повітря, незважаючи ні на що, будуть променисті втрати. У поєднанні з похмурою погодою та заходами сонця означає, що масив не буде виробляти повну потужність весь час або взагалі будь-яку втрати потужності.

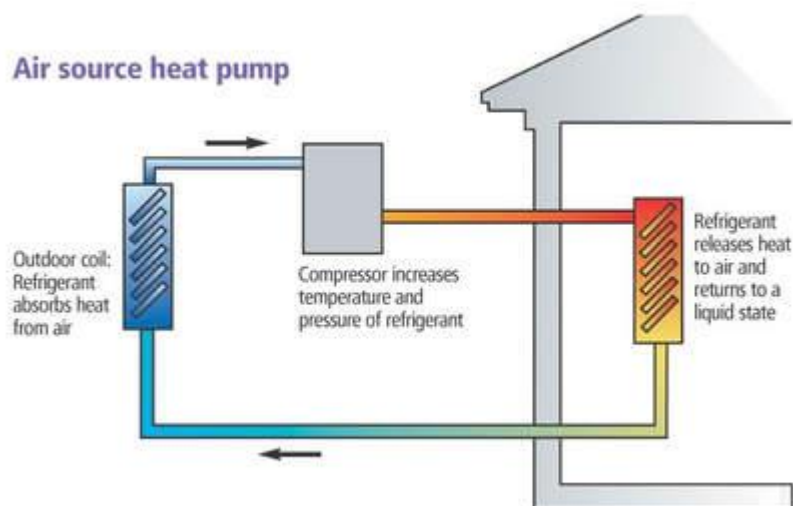


Рис 8.1. Умовна схема повітряного теплового насоса.

Повітряний тепловий насос складається з випарника, конденсатора, двох вентиляторів, компресора та водопровідних ліній, що містять холодоагент. Простіше кажучи, взимку великий вентилятор у зовнішньому блоці тягне прохолодне зовнішнє повітря через котушку випарника, яка змушує холодоагент всередині поглинати з цього повітря те, що називається "прихованим теплом", а потім починає кипіти і випаровуватися (звідси термін 'випарник'). Хоча холодоагент кипить, він все ще не переносить достатньо корисного тепла (температури кипіння холодоагенту зазвичай дуже низькі). Потім компресор тисне холодоагент, щоб підвищити його температуру до рівня, який був би придатний для обігріву в приміщенні. Після того, як холодоагент підніметься до температури, він проходить через конденсатор, де повітря в приміщенні також проходить через ребра конденсатора, щоб поглинати тепло холодоагенту і доставляти його там, де це потрібно, в той же

час холодоагент охолоджується, конденсується назад до рідини та повертається до випарника, щоб продовжити цикл.

Для цього проекту ми будемо включати повітряний тепловий насос потужністю 14,6 кВт з системою сонячних колекторів PV/T налаштований на спільну роботу для підвищення ефективності виробництва теплової енергії (таблиця 8.1).

Таблиця 8.1

Характеристика повітряного теплового насосу Mitsubishi HeatGuard 125VNX (125VSX)

Характеристика	Одиниця вимірювання	Значення
Теплова потужність при +7 °С	кВт	14,60
COP при +7 °С при нагріві води до 35 °С		4,26
Теплова потужність при +2 °С при нагріві води до 35 °С	кВт	14,0
COP при +7 °С при нагріві води до 45 °С		3,54
Теплова потужність при -7 °С	кВт	12,8
COP при -7 °С		3,2
Холодильна потужність при +35 °С	кВт	11,4
EER при +35 °С з охолодженням води до 7/12 °С		3,58
Клас енергоефективності при +35 °С		A++
Клас енергоефективності при +55 °С		A++
Розміри внутрішнього блоку (В x Ш x Г)	мм	1140 x 440 x 270
Вага внутрішнього блоку	кг	37
Рівень звукового тиску зовнішнього блоку	дБ(А)	50
Розміри зовнішнього блоку (В x Ш x Г)	мм	1300 x 970 x 370
Вага зовнішнього блоку	кг	105
Холодоагент (R410A)	кг	4,5
Довжина траси фреонопроводу	м	3 ~ 30
Допустимі температури (Зовнішній повітря)	°С	-25 ~ +43
Ціна	USD	7800

Даний тепловий насос може бути переведений на екологічно безпечний аналог на базі R290. Розрахункова максимальна опалювальна площа – 250 м². Розрахунковий заряд холодоагенту (R290) 2.1 кг, що конфліктує з нормами безпеки згідно EN-378-2(2018) і потребує використання тільки у відведеному спеціальному приміщенні, або зовні, а також використання проміжного холодоносія.

Коли температура колектора (фотопанелі) підніметься вище 30 °С, автоматичні демпфери та вентилятор будуть циркулювати в приміщенні повітрям через колектор для нагрівання, а потім впускати безпосередньо назад у житлове приміщення. Коли температура колектора опуститься нижче 30 °С, що є занадто низьким для прямого сонячного нагріву, але все ж тепліше, ніж температура навколишнього середовища, автоматичні демпфери перенаправлять повітряний потік, щоб тепловий насос тягнув прохолодне зовнішнє повітря в колектор, щоб поглинати тепло перед тим, як його витягнути через випарник теплового насоса.



Рис 8.2. Загальний вигляд системи повітряного теплового насосу в комбінації з сонячними колекторами.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		116

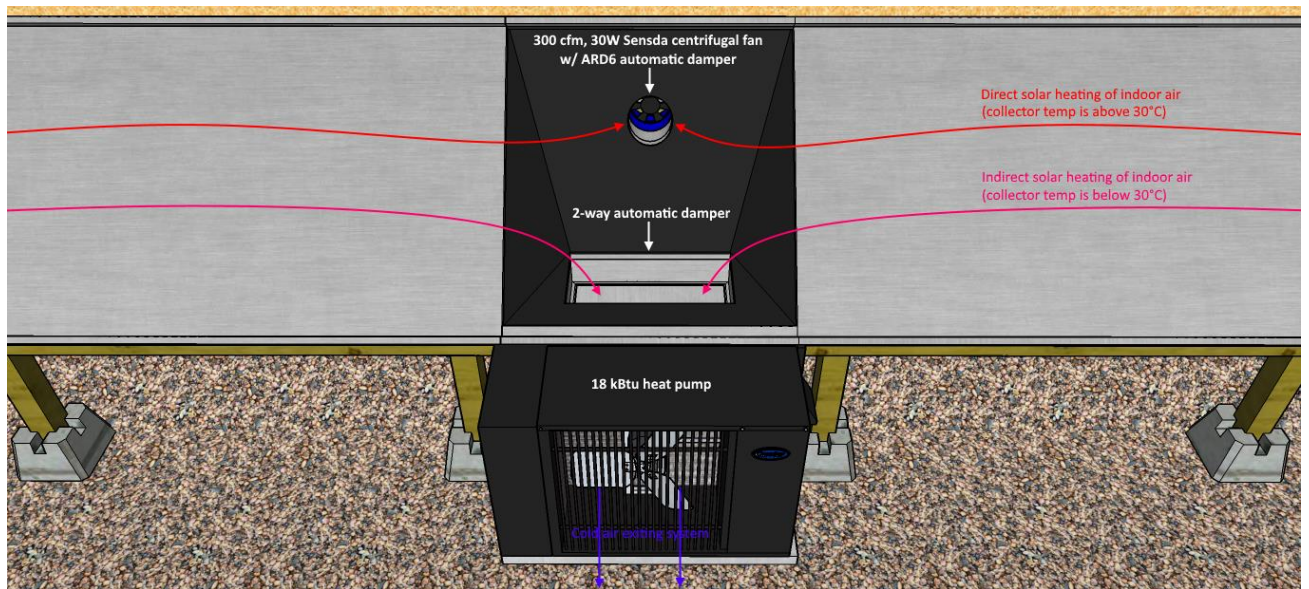


Рис 8.3 Загальний вигляд конструкції шахти та відцентрового вентилятору.

Ця система також налаштована так, що під час зимових ночей повітря подаватиметься через тепловий насос з-під будинку (рис. 8.3), щоб допомогти відновити будь-які втрати тепла від системи підлоги. Ця конфігурація вимагає суміщення з будівлею, що має піднятий блок або фундамент стовпа, який дозволяє зовнішньому повітрю текти вниз, але ви можете налаштувати конструкцію, щоб витягувати повітря з будь-якого місця, коли сонячне тепло недоступне чи потрібне.



Рис 8.4. Схема руху повітря під будинком.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		117

В конструкції стіни передбачено отвори для прямого обігріву за допомогою сонячних колекторів. Через три отвори подається тепле повітря, що безпосередньо нагрівається під встановленими сонячними колекторами. Заслонки відчиняються коли температура повітря досягає 30°C.

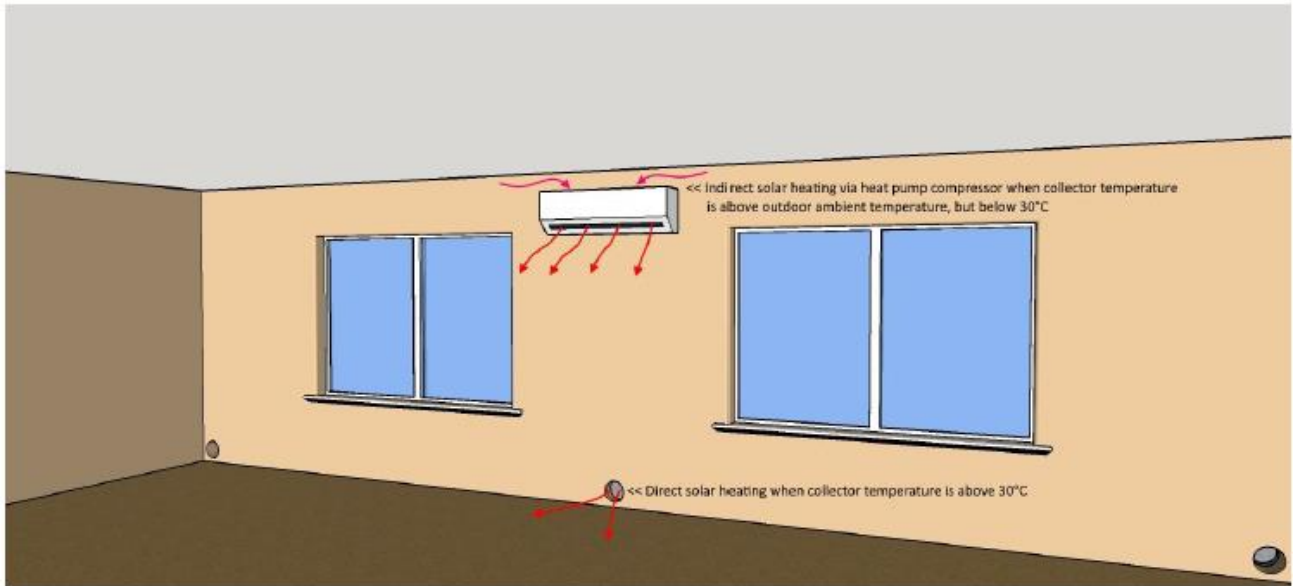


Рис 8.5. Розташування вентиляційних отворів.

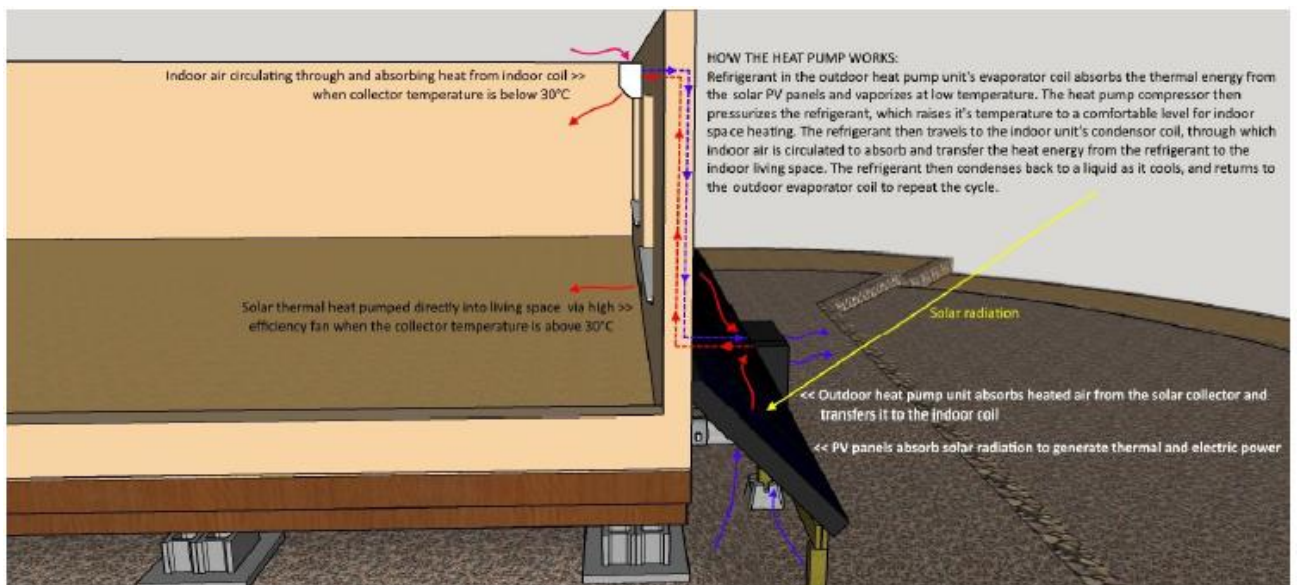


Рис. 8.6. Загальний вигляд системи та схема руху холодоагенту і повітря.

Тож замість сонячної теплової сторони системи яка повністю вимикається, коли температура колектора опускається нижче комфортного рівня – як це зазвичай буває у більшості систем прямого сонячного

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		118

повітряного опалення – вона все ще генерує та сприяє тепловій енергії будинку, зменшуючи тепло. використання енергії теплового насоса та підвищення його COP, замінюючи джерело холодного повітря відносно теплішим. Це зробить обидві системи набагато ефективнішими порівняно з тим, якби кожна система працювала незалежно одна від одної. Згодом це також ефективно зменшить термін окупності як для сонячної системи, так і для систем теплового насоса, зробивши обидві технології ще мудрішими інвестиціями для середнього власника будинку, ніж вони вже є.

Такі особливості, як розміри панелей, розміри стійок тощо, будуть залежати від конкретних випадків залежно від потреб та наявності. Якщо ви купуєте фотопанелі, замість того, щоб робити власні, наприклад, тоді обов'язково проконсультуйтеся зі специфікаціями виробника, щоб правильно розмістити стелаж панелі.

Технічні умови

Потужність PV: 2.7 кВт, 22*120 Вт-полікристалічних панелей, 48 комірок

Тепловий насос: 14.6 кВт, спліт/проміжний холодоносій, джерело – повітря

Потужність: 120 В / 240 В / 3,42 кВт/год

Повітряний потік: зворотний прохід, відкритий/закритий контур, 300 м³/хв.

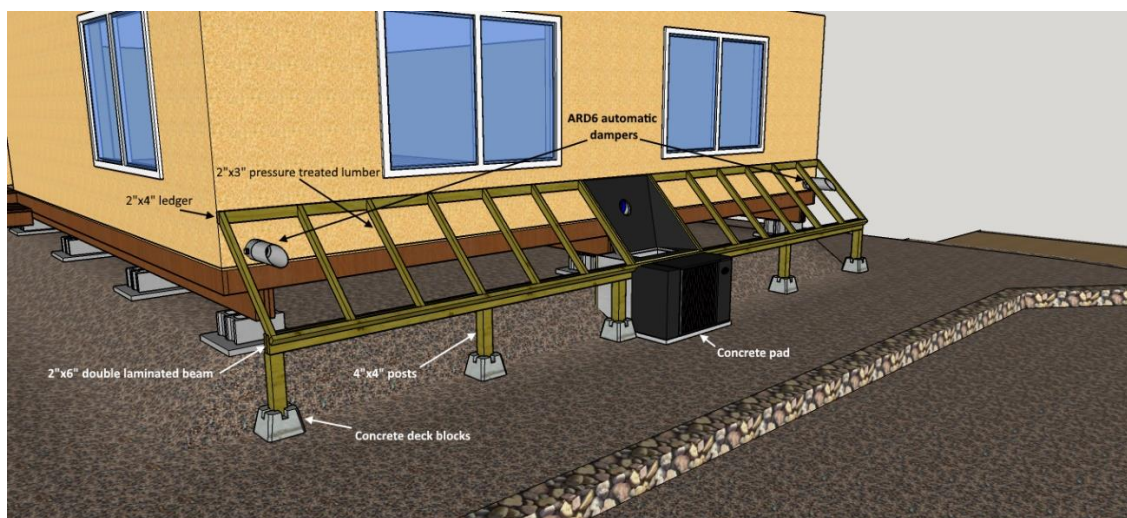


Рис 8.7 Загальний вигляд опори для сонячних панелей.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		119

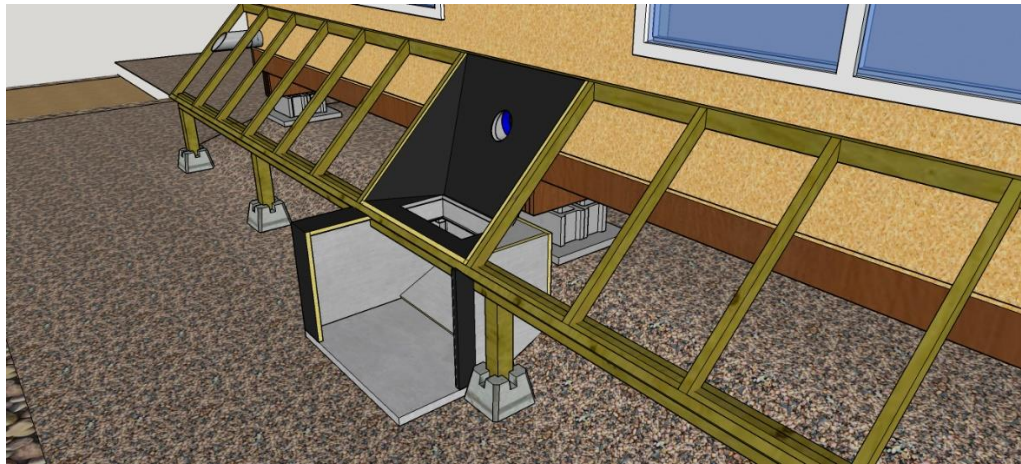


Рис 8.8. Загальний вигляд каркасу та шахти для забору повітря.

8.1 Встановлення засобів контролю повітряного потоку

Для контролю повітряного потоку вирізано отвір через зовнішню стінку житлового простору та через задню частину плenumу. В отвір встановлюється гучкий алюмінієвий канал, потім підключається заслін ARD6 у положенні «нормально закрито», а потім під'єднається відцентровий вентилятор Sensda та термостат E-1000 (див.рис. 8.8). Датчик термостата під'єднано в колектор, щоб він міг вимірювати температуру повітря всередині після встановлення панелей, не піддаючись впливу прямих сонячних променів.

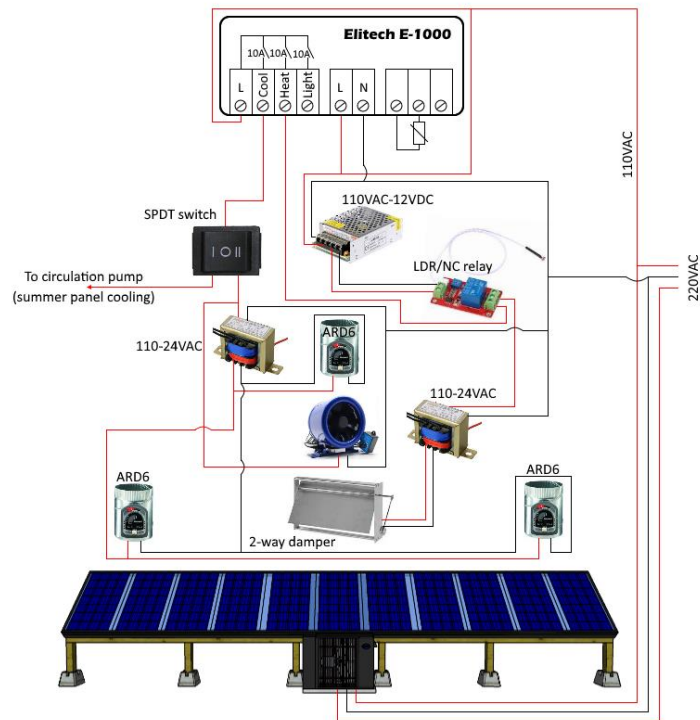


Рис 8.8. Схема підключення сонячних панелей в електричну мережу.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2

Арк.

120

Запрограмовано терморегулятор так, щоб встановити температуру "нагрівання" принаймні на 30 ° С або вище, а температура "охолодження" - на кілька градусів вище. Це запобіжить вентилятор Sensda та демпфер ARD6 від ввімкнення, якщо в колекторі не буде достатньо тепла. Ці задані значення при бажанні можна відрегулювати вище або нижче.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>121</i>

9. Розрахунок куту нахилу сонячних панелей.

Орієнтований на південь і встановлений під кутом 30-65 ° до горизонту, сонячний колектор здатний отримувати щорічну максимальну кількість променевої енергії.

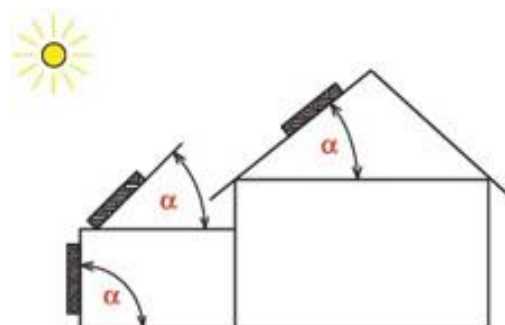
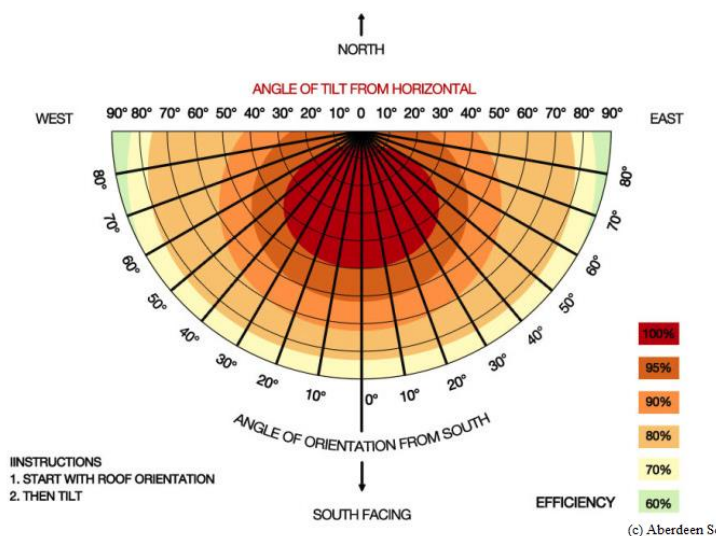


Рисунок 9.1 - Вплив орієнтації, нахилу та

Рисунок 9.2 - Кут встановлення сонячного колектора

Але навіть помітні відхилення від вищезгаданих умов (орієнтація південного заходу на південний схід, кут нахилу від 25 до 70 градусів), сонячна система буде працювати у піковому коефіцієнті ефективності (рис.9.1).

Менший кут є оптимальним у випадку, якщо поверхня колектора не може бути орієнтована на південь. У цьому випадку сонячний колектор, розташований під кутом 30 градусів, навіть якщо орієнтація на південний захід, з азимутом 45 °, як і раніше забезпечить до 95% оптимальної сонячної енергії. І навіть коли орієнтація на схід або захід, ви все ще можете отримати до 85% енергії, з кутом нахилу покрівлі від 25 ° до 40 °. Якщо кут колектора більше, більша кількість вхідної енергії буде отримана протягом року. Тому колектори використовуються для підтримки теплової насосної системи, встановленої під великим кутом. Це зменшує кількість надлишку тепла в літній час, тоді як ефективність колекторів при зимовому сонячному

освітленні піддається меншому кутку оптимізованого. Колектори вакуумної трубки з тепловими трубами не повинні встановлюватися під кутом менше 20 °, оскільки в цьому випадку пристрій не буде працювати ефективно через відсутність ефекту природної конвекції. При встановленні на похилій куті нахилу даху колектора визначається крутизна покрівлі. Водосховище може приймати максимальну кількість енергії, якщо щільність колектора перпендикулярно напрямку сонця (рис.9.2).

Оскільки інсоляція в середині дня є найбільш інтенсивною, літак колектора повинен бути орієнтований наскільки це можливо на південь. Однак хороших результатів можна досягти у випадку відхилень від півдня до 45 ° південного сходу або південного заходу. Більші відхилення можуть компенсуватися невеликим збільшенням площі поверхні резервуара. Сонячні колектори можуть бути встановлені та закріплені на поверхні будь-яких будівель, споруд або безпосередньо на землі. Тому мінімальний допустимий кут, за яким вони повинні бути встановлені, становить 25 °.

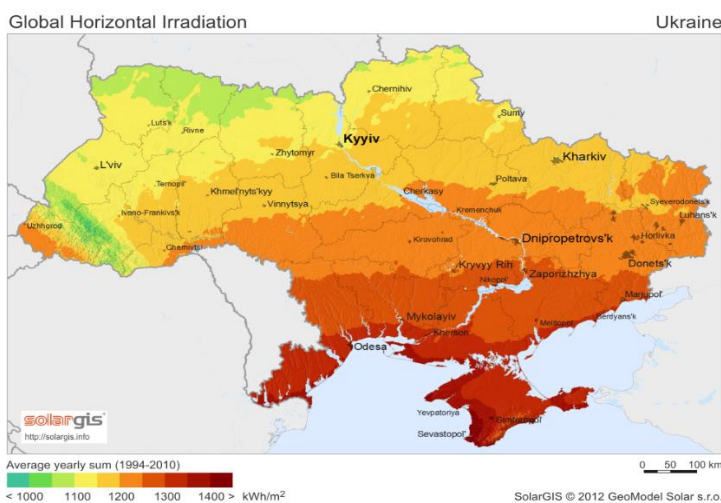


Рисунок 9.3 – Карта середнього сонячного випромінювання України

Інсоляція - це потік енергії, сонце випромінюється рівномірно у всіх напрямках. На зовнішній поверхні земної атмосфери постійно впливає частина потоку випромінюваної енергії потужністю 1,36 кВт / м² (Даффі, 1980). Це значення називається сонячною константою. При проходженні земної атмосфери внаслідок сонячної радіації відбувається ослаблення ефектів відбиття, поглинання та розсіювання частинок пилу та молекул газу. Частина

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						123
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випромінювання, що проходить безперешкодно через атмосферу, падає прямо на поверхню Землі; Це так зване пряме випромінювання. Частина сонячної радіації, яка відбивається або поглинається частинками пилу та молекулами газу, потрапляє на земну поверхню непрямо; це так зване розсіяне випромінювання. Сума прямої та розсіяної сонячної радіації називається сукупною одиницею випромінювання. При оптимальних умовах (без хмарного неба, в середині дня) вона досягає максимуму. 1000 Вт / м². Сонячні колектори можуть, залежно від типу та розмірів установки, використовувати приблизно 75% загальної сонячної радіації.

Зібрана корисна енергія передається в резервуар для зберігання гарячої рідини, а випарник теплового насосу постачається із вхідною тепловою енергією.

Необхідні рівняння для обчислення сонячної радіації, I_T .

$$I_T = I_b R_b + I_d \frac{1+\cos\beta}{2} + (I_b + I_d) \rho \frac{1-\cos\beta}{2} \quad (9.1)$$

Загальне опромінення на нахиленій поверхні в умовах чистого неба розраховується рівняннями, що залежать від R_b , яке є співвідношенням миттєвої прямої сонячної радіації на нахилній поверхні до миттєвої прямої сонячної радіації на горизонтальній поверхні:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\cdot\cos\omega+\sin(\varphi-\beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cdot\cos\delta\cdot\cos\omega+\sin\varphi\cdot\sin\delta} \quad (9.2)$$

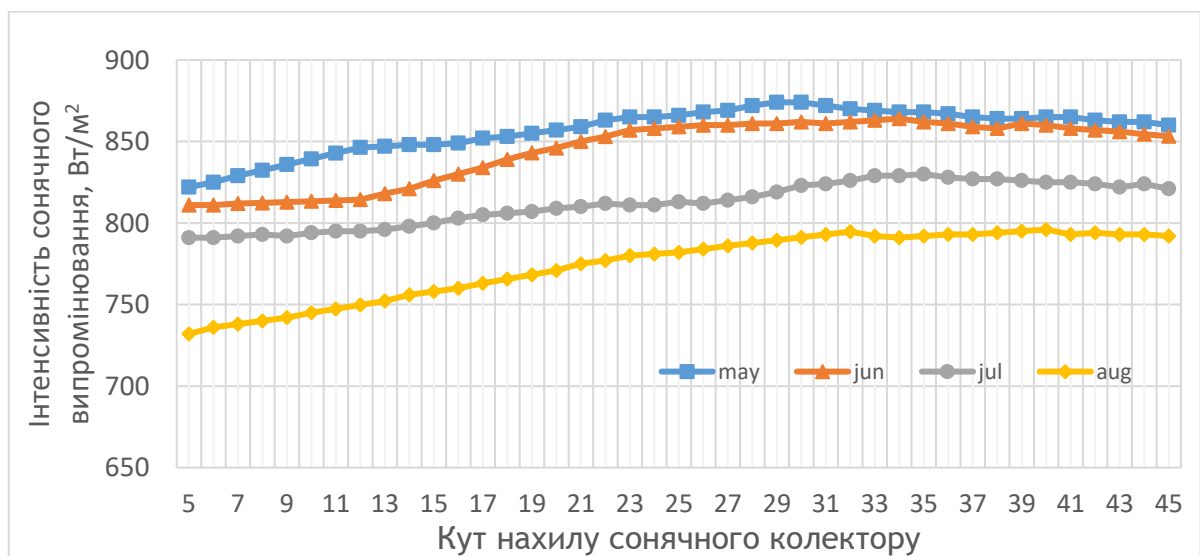


Рисунок 9.4 Залежність інтенсивності сонячного випромінювання від кута нахилу сонячного колектору

Сонячні колектори моделюються за виразом:

$$\dot{Q}_u = A_c I_T \eta_c \quad (9.3)$$

де Q_u це корисна енергія, зібрана в системах колекторів, A_c – площа колектора та ефективність колектора, η_c , is:

$$\eta_c = F_R \left[(\tau\alpha) - U_L \frac{T_{in} - T_0}{I_T} \right] \quad (9.4)$$

У цьому рівнянні, T_{in} є температура вхідного колектора і T_0 – температура навколишнього середовища. Резервуар для зберігання води розміщений після сонячних колекторів. Передбачається ідеальне змішування всередині резервуара.

Якщо швидкість додавання та видалення тепла протягом розумного періоду часу Δt вважається постійною, то рівняння можуть бути записані для кожного інтервалу часу:

$$T_{st,new} = T_{st,old} + \frac{\Delta t}{(mc_{vw})_s} [\dot{Q}_u - \dot{Q}_e - (UA)_s (T_{st} - T_0)] \quad (9.5)$$

У 9.5 Q_{evap} - видобута енергія з резервуару для зберігання у випарнику, T_s - основна температура зберігання протягом періоду, m - маса резервуара; $(UA)_s$ – загальний коефіцієнт тепловіддачі приймається як 11.1 Вт / К.

Виходячи з розрахунку можна бачити доцільність встановлення сонячних колекторів до системи теплового насосу. Найбільша ефективність досягається в теплий період року, це дозволить збільшити ефективність теплового насосу у режимі виробництва гарячої води.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						125
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Аналіз ефективності повітряного теплового насосу в комбінації з сонячними панелями

Аналіз енергетичної ефективності було проведено у декількох режимах експлуатації.

1. Повітряний тепловий насос для охолодження взимку та опалення в літній період
2. Комбінований режим роботи. Частковий обігрів за рахунок сонячних панелей та повітряного теплового насосу.

При цьому слід враховувати те, що виробництво теплоти від сонячних панелей – це побічний продукт, і є лише додатковим джерелом тепла. Основною задачею є виробництво енергії для системи кондиціонування.

Метою об'єднання сонячних фотоелектричних і теплоенергетичних технологій в одній системі є використання тепла, що виділяється фотоелементами, що зменшує площу поверхні колектора, необхідну для реалізації одного і того ж потенціалу в двох окремих системах, і, в свою чергу, зменшує кількість матеріали, необхідні для будівництва та трудовитрати на монтаж. Наприклад, замість двох монтажних стійок для окремих фотоелектричних і теплових систем, для когенераційної системи потрібно тільки одна стійка.

Існує два основних типи конфігурацій PV / T, які можна використовувати: відкриті і закриті. Непокрита PV / T система має фотоелементи, інкапсульовані безпосередньо на поверхні лінзи колектора, і рідина пропускається позаду них, щоб збирати виділяється ними тепло. В покритій PV / T системі колектор відділяється від лінзи через повітряний зазор, вакуумну герметизовану теплову панель або ізолюючий газ. Оскільки колектор не перебуває у прямому контакті з лінзою в покритій системі, втрати тепла через лінзу в зовнішнє середовище менше в порівнянні з непокритою системою. Проте, додаткове тепло, вироблене в покритій системі, буде мати негативний вплив на

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		126

продуктивність фотоелектричної системи і трохи зменшувати ефективність елементів. Загалом, закрита система виробляє тепло більш високої якості, але з меншою електричною потужністю, а відкрита система виробляє більше електричної енергії, але менше тепла. Щоб допомогти провести аналіз витрат і вигод і визначити найбільш економічну конфігурацію, я сконструював пару невеликих фотоелектричних панелей для тестування і порівняння їх потенціалу продуктивності.

Кожна панель виконана майже так, як очікувалося. Панель тільки для PV мала найвищу електричну ефективність, при цьому непокрита панель відставала на кілька десятих відсотка, в той час як покрита панель PV / T мала найменшу електричну ефективність. Однак у покритій PV / T панелі була найвища теплова ефективність, в той час як (як не дивно) тільки у теплової панелі була найнижча теплова ефективність. Температурні дані цього тесту можна подивитися нижче, а також детальний перелік матеріалів і порівняння аналізу витрат і вигод між непокритими і покритими PV / T системами. Це близько, але цифри показують, що покрита PV / T система була б найбільш економічним вибором, забезпечуючи чисту віддачу в економії енергії більш ніж на 260% (не кажучи вже про те, що наведені нижче розрахункові витрати НЕ включають витрати на будівництво, витрати на установку сонячних енергосистем можуть бути значними в порівнянні з вартістю самої технології.) Наприклад, оптові ціни на фотоелектричні модулі були досить низькими / доступними і простоювали протягом деякого часу, в той час як знижуються Загальна тенденція до вартості системи в значній мірі пояснюється зниженням витрат на оплату праці та установку.

Таблиця 10.1 Характеристики PV панелі (0.1 м²), потужність та ефективність

Характеристики PV панелі (0.1 м ²), потужність та ефективність				
	В	А	Вт	Ефф. %
З покриттям	2,1	6,14	12,9	14
Без покриття	2,1	6	12,6	13,7
Тільки PV	2,2	6,1	13,3	14,6

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						127
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 10.2 Теплові характеристики PV панелі (0.2 м²), потужність та ефективність

Теплові характеристики PV панелі (0.2 м ²), потужність та ефективність						
	t _{вх} , °C	t _{вих} , °C	dt	BTU	Вт	Ефф. %
З покриттям	21	34	6	389	113	61
Без покриття	21	35	7	437	127	69
Тільки теплота від PV	21	32,5	5	340	99	54

У таблиці 10.1 та 10.2 наведено дані щодо ефективності та теплопродуктивності для сонячних панелей з покриттям та без нього. За даними розрахунків сонячні панелі без покриття мають вищу ефективність з точки зору виробництва тепла, але в той самий час незначно нижчу ефективність виробництва енергії.

Таблиця 10.3 Потенційна економія енергії на масиві 21 м².

Потенціальна економія коштів та виробництво енергії та тепла					
	Всього PV, Вт	Теплова продуктивність, BTU	Потенціал системи, кВт	Потенціал за весь період служби, Грн	Економія, Грн
З покриттям	2822,4	43568	14,24	467642	785640
Без покриття	2889,6	48944	12,66	415754	698468
Тільки PV	2979,2	-	2,98	97864	164412
Тільки теплота від PV	-	38080	11,08	177280	297832
Для круглорічної експлуатації				363868	611300

Потенційна економія коштів для панелей з покриттям на 12,7% вища ніж для панелей без покриття, однак потенціал теплової продуктивності нижчий на 10-13%. Вища теплопродуктивність може бути у нагоді в залежності від розташування сонячних колекторів (місто), для північних областей пріоритетом може бути саме теплопродуктивність.

Таблиця 10.4 Сумарна вартість систем та окупність

Сумарна вартість систем та окупність						
	Вартість	Варт/Вт	Варт/кВт/год	Економія	Окупність (20р)	Окупність (1р)
Без покриття	USD 5000	USD 0,395	USD 0,012	290754 грн	232%	11,6%
З покриттям	USD 5200	USD 0,365	USD 0,011	337642 грн	260%	13%
Тільки PV	USD 4400	USD 1,48	USD 0,045	54412 грн	49%	2,45%
Тільки тепло від PV	USD 3000	USD 0,27	USD 0,017	222832 грн	297%	14,85%
			USD 0,008			
Для загальної системи (ел. Енергія та тепло)	USD 7400	USD 0,53	USD 0,062	426300 грн	230%	11,5%
	Для круглорічної експлуатації		USD 0,02		330%	16,5%

Розрахункові параметри строку окупності капіталовкладень та ефективності інвестицій наведено в таб 10.4. На розрахований термін служби сонячних панелей – 20 років найбільш привабливим є використання сонячних панелей з покриттям (260% проти 232%). З точки зору призначення використання панелей, використання для виробництва тепла має щорічну окупність інвестицій 14,85%, а для виробництва енергії 2,45%, це говорить про значний вклад утилізації тепла від сонячних панелей в окупність системи. При цілорічній експлуатації (кондиціювання та опалення) щорічна окупність складає 16,5% на рік.

Дані по температурі за січень 2022 р. показані на рис. 10.1. Температура в приміщенні була встановлена на 22°C, Температура навколишнього середовища була від -20°C до +2.7°C. Система кондиціювання та опалення на базі повітряного теплового насоса розрахована на температуру навколишнього середовища до -20°C, і зниження температури нижче цього значення може або значно знизити ефективність системи, або вона може перестати функціонувати, однак за допомогою заслонки можна направити повітряний потік від сонячних панелей до випарника теплового насоса, тим самим забезпечити їм охолодження та водночас підвищити продуктивність

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						129
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплового насосу. Температура повітря на виході з простору між панелями та опорою складає від 11,5 °С до 52,7 °С.

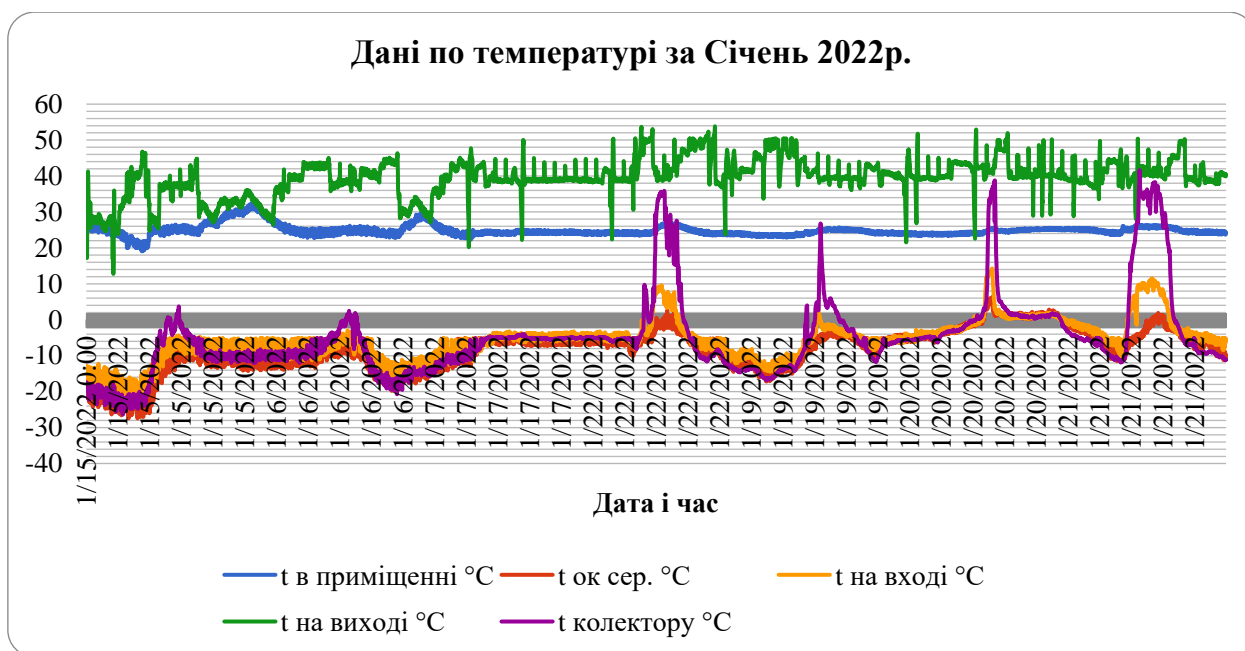


Рис. 10.1 Дані по температурі за Січень 2018р



Рис. 10.2 Виробництво енергії масивом сонячних панелей за Лютий 2022р

На графіку 10.2 показано виробництво енергії за лютий 2022 року. Можна бачити перемінну роботу системи в залежності від кількості сонячної енергії яка може бути «зібрана» в світлий час доби. Виробництво енергії як теплової так і електричної відбувається незалежно від роботи теплового

насосу. Ця енергія зберігається у свинцово-кислотних акумуляторних батареях ємністю 245 АГод/5.9кВт/год при 50% ємності.

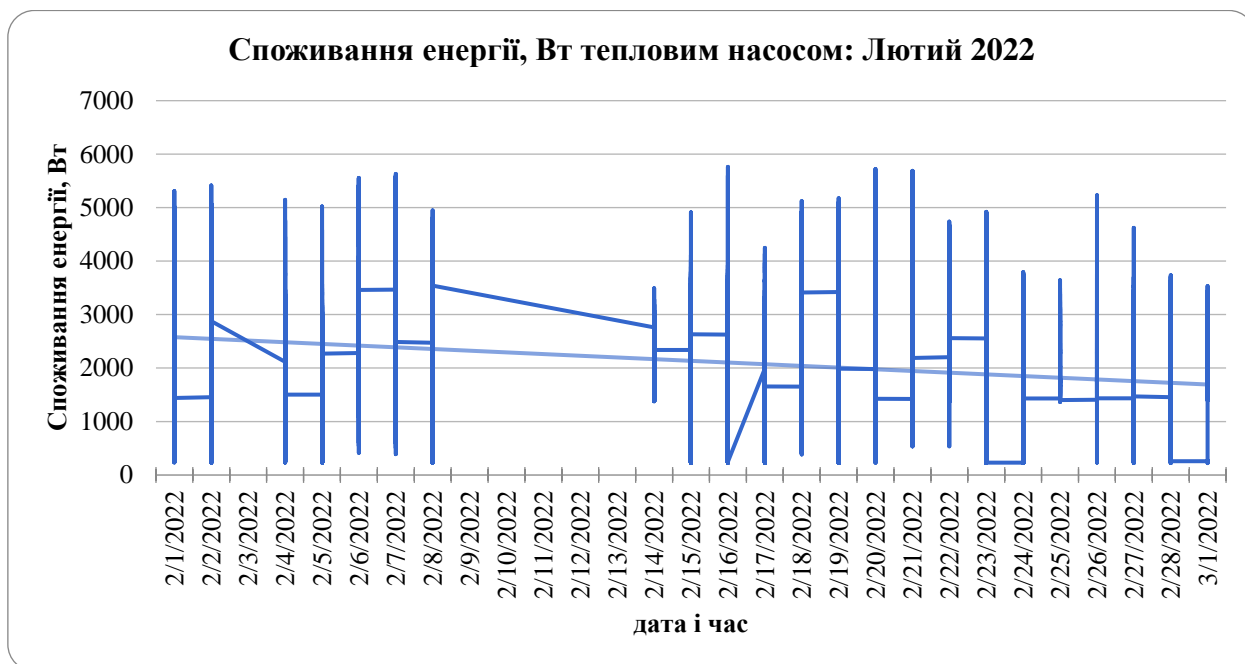


Рис. 10.3 Споживання енергії, Вт тепловим насосом: Лютий 2022

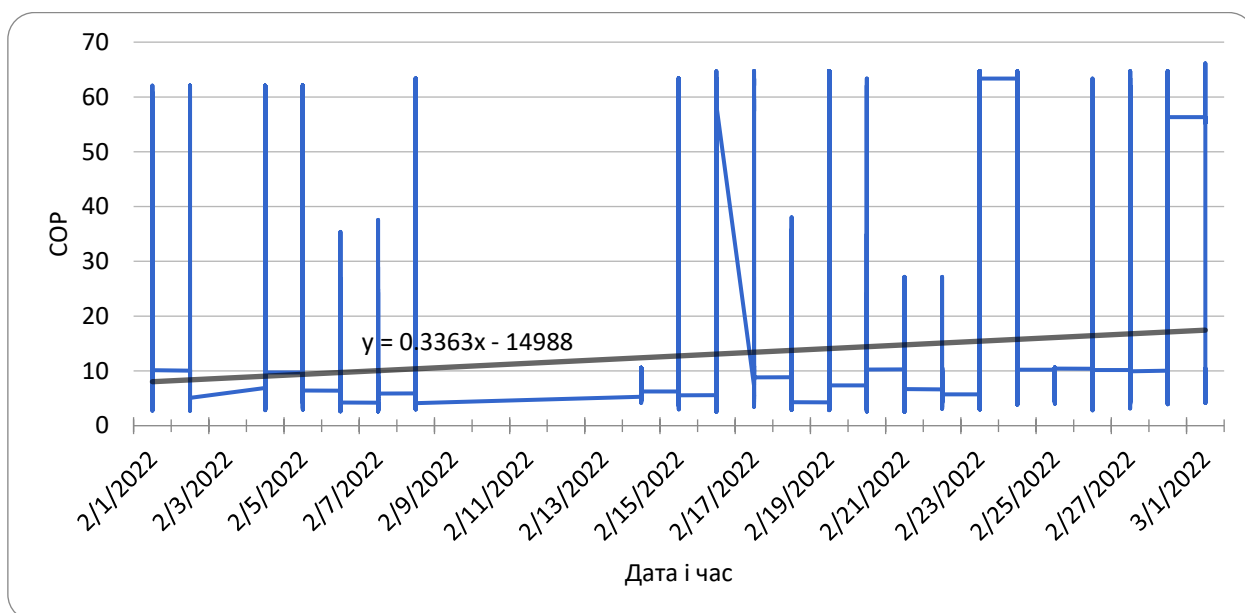


Рис. 10.4 COP теплового насосу: Лютий 2022

Характер зміни COP системи опалення на базі теплового насосу можна бачити на рис. 10.4. З графіка видно що для комбінованої системи COP має значення від 4,6 до 18,2 в залежності від температури навколишнього середовища. Лінія тренду вказує на збільшення COP з поступовим збільшенням температури навколишнього середовища.

11. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища

Стандарт EN 378-1:2008+A2:2012 визначає вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища на етапах проектування, виробництва, будівництва, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації холодильних систем і установок по відношенню до навколишнього середовища в приміщеннях і навколишньому середовищу в цілому.

Поняття «холодильна система», що використовується в цьому стандарті, включає в себе теплові насоси.

Можливі ризики, які існують в холодильній техніці, перераховані нижче. Крім того, при аналізі ризиків доцільно брати до уваги стандарти EN ISO 12100-1 та EN ISO 12100-2, в яких перераховані ризики машин і устаткування, не охоплені цим стандартом.

Метою цього стандарту 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, витоку, викликані поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильної утилізацією;
- займання (загоряння) холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		132

Холодоагенти, їх суміші та комбінації з маслом, водою або іншими речовинами, якими навмисно чи ні заповнюють холодильну систему, надають хімічну і фізичну дію на внутрішні поверхні конструкційних матеріалів і елементів холодильної системи, в тому числі через значний тиск і температуру. Холодоагенти можуть, якщо у них є руйнують властивості, становити небезпеку для людей, майна та навколишнього середовища, безпосередньо або побічно в силу ефектів їх глобального довгострокового впливу (ОРП, ПГП), при їх викиді з холодильної системи. Холодоагенти вибирають з урахуванням їх потенційного впливу на навколишнє середовище в цілому і їх можливого впливу на навколишнє середовище в приміщенні. Однак оцінка екологічних показників вимагає підходу, який повинен враховувати характер типового життєвого циклу системи.

Якщо мова йде про вплив викидів холодоагенту на зміну клімату, то в даний час зазвичай як основу для оцінки такого впливу використовують показник, який називають повним еквівалентним внеском (TEWI) в парниковий ефект (див. додаток В). Для розгляду інших екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040.

TEWI (повний еквівалентний внесок у парниковий ефект) є показником для оцінки парникового ефекту шляхом поєднання прямого вкладу від викидів холодоагентів в атмосферу і непрямого внеску від викидів вуглекислого газу та інших газів, що утворюються при виробленні енергії, необхідної для роботи холодильної системи протягом усього терміну її експлуатації.

Показник TEWI призначений для розрахунку повного впливу процесів штучного охолодження на парниковий ефект. Цей показник враховує як прямий вплив на парниковий ефект холодоагенту, якщо має місце його витік, так і непрямий вплив холодильної системи внаслідок споживання нею енергії, використаної для енергопостачання установки при її нормальній роботі протягом всього терміну її експлуатації. Такий підхід справедливий тільки при порівнянні між собою двох холодильних систем або при виборі хладагентів для застосування в одній і тій же системі.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		133

Показник TEWI може бути розрахований за такою формулою, де різні фактори впливу (величини вкладу в сумарне значення TEWI) представлені відповідними складовими:

$$YEWI = ПГП \cdot L \cdot n + [ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})] + [n \cdot E_{годовое} \cdot \beta], \quad (111.1)$$

де, $ПГП \cdot L \cdot n$ — внесок внаслідок витоків холодоагенту з системи;

$ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})$ — внесок, обумовлений наявністю або відсутністю рекуперації;

$n \cdot E_{годовое} \cdot \beta$ — внесок, обумовлений енергоспоживанням;

YEWI — повний еквівалентний внесок у парниковий ефект, кілограми CO₂;

ПГП — величина потенціалу глобального потепління холодоагенту по відношенню до CO₂;

L — величина витоків холодоагенту, кг/г;

n — повний час експлуатації системи, лет;

m — маса холодоагенту, заправленого в систему, кг;

$\alpha_{рекуперации}$ — коефіцієнт ступеня рекуперації холодоагенту, може приймати значення від 0 до 1;

$E_{годовое}$ — середньорічне споживання енергії, кВт · ч/г;

β — емісія CO₂, кг на кВт · ч.

На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

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

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
						134
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Непрямий вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості використання 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 процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів.

Перелік небезпек представлений таким списком:

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 надмірне зовнішнього нагріву, наприклад, в установці для охолодження рідини, при відтайці повітроохолоджувача або при високій температурі довкілля під час стоянки системи; теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури; пожежі;

в) безпосередній вплив рідини, наприклад: надмірна заправка або затоплення обладнання; потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						135
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

гідравлічний удар в трубах; погане змащення через розрідження масла; кавітація;

д) витоку холодоагенту, наприклад: пожежа; вибух; токсичність, включаючи продукти горіння; обмороження шкіри; задуха; паніка; руйнування озонового шару; парниковий ефект;

е) обертові 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.

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 / м³ (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинну робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл / м³ (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.

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						136
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості.

Клас 1 (негорючі холодоагенти) До першого класу 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 першого класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Клас 2 (трудногорючі холодоагенти) До другого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних трьох 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 другого класу при виконанні наступних трьох 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 3 (горючі холодоагенти) До третього класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		137

- 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.

Таблиця 111.1 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

12. Оцінка науково-технічної ефективності.

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– **науково-технічний ефект**, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– **економічний ефект** полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– **соціальний ефект**, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– **маркетинговий ефект**, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника (О_{НТЕ}), який

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		139

представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (12.1)$$

де $K^{\Phi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K^{\Pi}_{НТЕ}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 1).

Таблиця 12.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	

		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K^{\Phi}_{НТЕ}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 12.1.

До числа специфічних показників відносять:

- **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;

- **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;

- **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

Теплові насоси та сучасні системи кондиціонування та опалення з використанням відновлюваних джерел енергії є сучасною світовою технологією, яка набула поширення за останні роки. Введення комбінованих режимів роботи з сонячними колекторами/панелями дозволяє в значній мірі знизити споживання енергоресурсів та підвищити ефективність експлуатації системи.

Згідно оцінки Світової Енергетичної Організації (ІЕА) теплові насоси є екологічно безпечною та сучасною технологією, яка відповідає критеріям сталого розвитку, та має бути поширена як альтернатива існуючим системам охолодження та опалення як для приватних домогосподарств, так і для промислового сектору.

В якості світових експертів взято до уваги доповіді щодо сталого розвитку та енергетичної і екологічної безпеки таких організацій як: Світової Енергетичної Організації (ІЕА) – експерт 1, ІАР (Міжнародна Академія Холоду) – експерт 2, та UNDP/UNEP (United Nations Development Programme/ United Nations Environment Programme) Програми розвитку та навколишнього середовища ООН. – експерт 3.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		142

Таблиця 12.2

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	9	8	8	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	6	6	7	6,33	1,26 (6,33 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	8	8	9	8,33	0,83 (8,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						7,91

$$\text{НТЕ} = 8,33 \cdot 0,35 + 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,2 + 8,33 \cdot 0,1 = 7,91$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{\text{НТЕ}}$):

$$K_{\text{НТЕ}} = \frac{\text{НТЕ}}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що $K_{\text{НТЕ}}$ відповідає 79,1 %, тобто:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		143

$$K_{НТЕ} = \frac{7,91}{10} \cdot 100 \% = 79,1 \%$$

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						144
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Висновки

Було розроблено та проаналізовано різні варіанти включення сонячних панелей з повітряним парокомпресійним тепловим насосом для опалення та холодопостачання приватного будинку.

Розроблена система передбачає утилізацію тепла від сонячних панелей які можуть нагріватися до температури 100 °С за певних умов(влітку) та використовувати це тепло для обігріву приміщень при паралельному виробництві електроенергії.

Розроблена конструкція для монтажу панелей передбачає вирішення одразу цілого ряду проблем:

1. Встановлення переборок між сонячною панеллю та дерев'яною опорою сприяє циркуляції повітря для охолодження панелей та відводу цього тепла для потреб опалення будинку.
2. Відвод тепла від панелей відбувається як для потреб опалення, так і для підвищення температури повітряного потоку перед конденсатором, що сприяє підвищенню COP системи (при температурі повітря, яке відводиться від панелі <30 °С).
3. Для контролю повітряного потоку встановлена заслонка на приводі ADR6 24V та осьовий вентилятор з заслонкою Honeywell ADR6 24V. Для слонки треба передбачити трансформатор 24В-220В.

Комбінований режим роботи теплового насосу та геліосистеми дозволяє підвищити сезонну ефективність всієї системи на 8-10% та у літній час на 30-35% оскільки майже повністю можливо компенсувати споживану потужність системи кондиціонування за рахунок теплового насосу.

Зростання COP обумовлене зменшенням електричної потужності теплового насосу через підвищення температури сонячного колектора. Південний регіон України має великий потенціал для використання сонячної енергії із сонячним випромінюванням 1100-1300 кВтг / м².

Підвищення термодинамічної ефективності ПКТН пов'язане з максимальним використанням принципу регенерації для зниження

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		145

ексергетичної втрат від «гарячого» дроселювання, а також із здійсненням багатоступінчастого стиснення для зниження питомих витрат підведеної в цикл роботи (ексергії).

Зовнішня регенерація за рахунок підігріву потоку теплоносія низько потенційного джерела тепла перед входом у випарник за рахунок глибокої утилізації тепла конденсату може проводитися незалежно від виду робочого тіла, режиму експлуатації і дозволяє звести до мінімуму непереборні втрати від дроселювання робочого тіла. Цей вид регенерації є універсальним і може бути використаний в переважній більшості випадків застосування теплових насосів.

Використання охолоджувача конденсату можливо в наступних основних режимах утилізації теплової енергії: тільки на ГВС і нагрів технологічних потоків; тільки на зовнішню регенерацію; на частковий нагрів теплоносія системи опалення і зовнішню регенерацію; частково на ГВС і зовнішню регенерацію; інші комбіновані режими. У цих випадках підведена до циклу ексергія найбільш ефективно витрачається в процесі утилізації тепла поновлюваних і вторинних джерел.

Використання природного робочого тіла R290 за питомими показниками тепло-і холодопродуктивності можна порівняти із застосуванням R-134a. Однак, використання R290 дозволяє здійснювати нагрів теплоносія до 90 ... 95 ° С. Використання в цьому випадку принципу зовнішньої регенерації істотно збільшує питому холодопродуктивність циклу, наближаючи його вид до трикутного і може розглядатися як нове рішення по підвищенню ефективності реальних термодинамічних циклів ПКТН.

Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупується він за 3,9 років. Використанню в якості хладагенту пропану (R290), що є натуральною речовиною, не викликає руйнування озонового шару та не сприяє парниковому ефекту на відміну від широко розповсюджених фреонів, нижчою

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		146

ціною електроенергії, в порівнянні з газом, та незмінній енергетичній ефективності протягом року (COP = 4,28) вартий до вкладення грошей.

Система тепlopостачання 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.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	<i>Арк.</i>
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		147

Список використаних джерел інформації

1. Еволюція теплових насосів. // Електронний журнал енергосервісної компанії "Екологічні системи", № 9, вересень, 2012.
2. Мацевитий Ю.М., Чиркін Н.Б., Клепанда А.С., Про використання теплових насосів у світі та що гальмує їх широкомасштабне впровадження в Україні // Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит. – 2014. – № 2 (120). – с. 2 – 17.
3. Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, 2005
4. Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference, Zurich, 2008
5. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011
6. Нове покоління геотермальних теплових насосів Danfoss. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.danfoss.com/>.
7. Степаненко В. О., Афанасьєв О. С. «Теплові насоси в системах тепlopостачання та кондиціонування міст та будівель України в 21 столітті»// Міжнародна конференції "Теплові насоси в країнах СНД", 2013 р., м. Алушта (Крим , Україна).
8. Viessmann Приклади налаштувань 2015 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
9. Viessmann Посібник із проектування. Теплові насоси 2015 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
10. Серегіна Ю.С., Щукіна Т.В., Ковальов І.І., Вплив поліфункціональності на енергоефективність теплових насосів // Теплові насоси. - грудень 2015 року. - №4 (25). – с. 38 – 42.
11. Лагутін А. Ю. Апарати холодильних установок. У двох томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.
12. Холодильні установки. Проектування: Учебный посібник / Чумак І.Г., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін.; Під ред. докт. тех. Н. проф.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		148

І.Г. Чумака. – 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – том 3, – 156 с.

13.ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. Київ: Мінрегіонбуд України , 2013. - 141 с.

14.ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній трубопровід та каналізація. Київ: Мінрегіонбуд України , 2013. - 104 с.

15.ДБН В.2.5-31:2016 Теплова ізоляція будівель: Мінрегіонбуд України , 2017. - 141 с.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.2</i>	Арк.
						149
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		