

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**Інститут** Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гулого  
**Кафедра** теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

\_\_\_\_\_ Сергій Блаженко  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Валентин Петренко  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_

Холодильні техніка та технологія

на тему: Оцінка ефективності роботи теплообмінників у системі акумулювання холоду «Thermal Energy Storage (TES)» із вторинними теплоносіями та дослідження ключових аспектів управління проєктом.

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-7М

\_\_\_\_\_ Вигівський Максим Вячеславович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Грищенко Роман Володимирович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Консультант \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

\_\_\_\_\_  
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2025 р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого  
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Петренко В.П.

“17” вересня 2025 року

## **З А В Д А Н Н Я**

### **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Вигівського Максима Вячеславовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оцінка ефективності роботи теплообмінників у системі акумулювання холоду «Thermal Energy Storage (TES)» із вторинними теплоносіями та дослідження ключових аспектів управління проектом.

керівник роботи к.т.н., Грищенко Роман Володимирович

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від 17.09.2025 року № 712-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 02.12.2025 року

3. Вихідні дані до роботи визначити ефективність роботи теплообмінного обладнання застосовуючи такі методи аналізу: енергетичний, ексергетичний, ентропійний

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):  
АНОТАЦІЯ, РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ, РОЗДІЛ 2. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ  
РОЗДІЛ 3. ПОРІВНЯННЯ РЕАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ  
ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ В АПАРАТАХ УСТАНОВКИ, РОЗДІЛ 4.  
СТРАТЕГІЇ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ З НАКОПИЧУВАЧАМИ ЛЬОДУ, РОЗДІЛ  
5. ОХОРОНА ПРАЦІ, ВИСНОВКИ, СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

5. Перелік графічного матеріалу

Не передбачено



## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	5
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	7
РОЗДІЛ 2. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ	25
РОЗДІЛ 3. ПОРІВНЯННЯ РЕАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ В АПАРАТАХ УСТАНОВКИ	37
РОЗДІЛ 4. СТРАТЕГІЇ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ З НАКОПИЧУВАЧАМИ ЛЬОДУ.	60
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ	68
ВИСНОВКИ	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	84

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## АНОТАЦІЯ

В умовах зростання вартості енергоресурсів та переходу до диференційованих тарифів на електроенергію, впровадження систем акумуляції холоду (TES – Thermal Energy Storage) є одним із найбільш ефективних методів підвищення енергоефективності підприємств.

У магістерській роботі проведено дослідження теплообмінного обладнання, що входить до складу системи акумуляції холоду льодяного типу («Ice Storage»). Розглянуто складні схеми теплообміну в багатоконтурних системах, де робочими речовинами виступають: вода, водний розчин пропіленгліколю, холодоагент та повітря.

Основним методом дослідження обрано термодинамічний аналіз, який дозволяє виявити локалізацію незворотних втрат енергії в апаратах. Проведено порівняльний аналіз існуючих методик оцінки ефективності теплообмінних поверхонь.

За результатами роботи виявлено причини термодинамічної недосконалості досліджуваного обладнання та розроблено практичні рекомендації щодо оптимізації конструкції теплообмінників. Запропоновані рішення дозволяють підвищити загальну ефективність системи холодопостачання в режимах накопичення та віддачі холоду.

**Ключові слова:** акумуляція холоду, система Ice Storage, теплообмінний апарат, термодинамічний аналіз, енергоефективність, пропіленгліколь, багатоконтурна система, диференційований тариф.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>			
<b>Змн.</b>	<b>Арк.</b>	<b>№ докум.</b>	<b>Підпис</b>	<b>Дата</b>				
<i>Розроб.</i>		<i>Вигівський М.В.</i>			Оцінка ефективності роботи теплообмінників у системі акумулювання холоду «Thermal Energy Storage (TES)» із вторинними теплоносіями та дослідження ключових аспектів управління проєктом.	<b>Лім.</b>	<b>Лист</b>	<b>Листів</b>
<i>Перевір.</i>		<i>Грищенко Р.В.</i>					5	87
<i>Н. Контр.</i>		<i>Петренко В.П.</i>				<b>НУХТ, ХМ-2-7М</b>		

## ABSTRACT

Given the rising cost of energy resources and the transition to differential electricity tariffs, the implementation of Thermal Energy Storage (TES) systems is one of the most effective methods for improving industrial energy efficiency.

The master's thesis conducts a study of heat exchange equipment that forms part of an ice-type storage system ("Ice Storage"). Complex heat exchange schemes in multi-circuit systems are examined, where the working fluids are water, aqueous propylene glycol solution, refrigerant (freon), and air.

Thermodynamic analysis was selected as the primary research method, allowing for the identification and localization of irreversible energy losses within the units. A comparative analysis of existing methodologies for evaluating the efficiency of heat exchange surfaces has been performed.

Based on the research results, the causes of thermodynamic imperfections in the studied equipment have been identified, and practical recommendations for optimizing heat exchanger design have been developed. The proposed solutions allow for increased overall efficiency of the refrigeration supply system during both the charging and discharging phases.

***Keywords: thermal energy storage (TES), Ice Storage system, heat exchanger, thermodynamic analysis, energy efficiency, propylene glycol, multi-circuit system, differential tariff.***

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

### 1.1. Питання необхідності дослідження ефективності теплообмінного обладнання у складі холодильних систем

На сьогоднішній день є чотири основні методи аналізу теплообмінного обладнання: енергетичний (на основі теплових балансів), ексергетичний та ентропійний та ентропійний (нециклічний) метод термодинамічної системи. Кожний з них має свої переваги та недоліки. Існує досить багато літератури по даній тематиці. Але дані методи аналізу ефективності не розкривають і не дають повної картини про ефективність самого теплообмінника. Дані методи досліджують теплообмінник з загальної точки зору не конкретизуючи причин недосконалості. При розрахунках частіше всього не виділяють окремо втрати на дисипацію, теплову взаємодію між теплоносіями, теплову взаємодію з навколишнім середовищем, втрати в навколишнє середовище.

Методи призначенні для теплообмінників, які працюють при температур теплоносіїв вище температури навколишнього середовища. Теплообмін між теплоносіями відбувається без фазового переходу.

Так як теплообмінники завжди входять до складу певної термодинамічної системи і мають безпосередній вплив на ефективність роботи даної системи. Тому є необхідність виділяти теплообмінне обладнання і досліджувати його окремо.

Дослідження теплообмінного обладнання певної енергетичної системи повинне передбачати визначення найбільш недосконалого елемента. На наступному етапі потрібно виявити причини недосконалості виділеного теплообмінника, тобто розібрати складові елементи недосконалості, величини внутрішньої та зовнішньої необоротності, встановити найбільше значення втрат та усунути їх.

Для повноцінного аналізу теплообмінного обладнання потрібно мати метод який задовольняє всі вище перераховані вимоги і буде придатним для дослідження теплообмінного обладнання з наступними особливостями: процес

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплообміну між теплоносіями з абсолютно різними тепло-фізичними характеристиками; процес теплообміну з фазовим переходом речовин або без нього; температури теплоносіїв нижче температури навколишнього середовища.

## 1.2. Енергетичний метод аналізу теплообмінного обладнання

Цей метод побудований на основі методу теплових балансів, який базується на застосуванні першого закону термодинаміки. Однак являється частим випадком закону збереження маси та енергії, перший закон термодинаміки не може дати відповіді про ступінь термодинамічної досконалості як окремого елемента, так і енерготехнологічної системи загалом.

При розрахунку по цьому методу складаються енергетичні (теплові) баланси, на основі яких визначаються показники роботи установок, наприклад, термічний ККД для теплових двигунів, холодильний коефіцієнт для холодильних установок, коефіцієнт перетворення (трансформації) для тепло-насосних установок, різного роду «теплові» ККД для інших технологічних систем і т.д. До цієї групи відносяться термодинамічні ККД, які представлені у відношенні отриманого корисного ефекту до затрат, необхідних для отримання цього ефекту.

В якості абсолютної міри ступеня термодинамічної досконалості технологічної системи прийнята величина підводу енергії від зовнішнього джерела. При такому підході в основному приймається, що всі теплові потоки які виходять із системи відводяться в навколишнє середовище, тобто не приймають участі в процесі теплопередачі і не можуть здійснювати корисну роботу. В якості відносної міри термодинамічної досконалості тут виступають теплові і термічні ККД.

Розглянемо деякі із них.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так, наприклад, термічний ККД теплосилової установки ( $\eta_t$ ) представляє собою відношення теплоти, яку віддав теплоносієй ( $Q_1$ ) до теплоти, яку отримав теплоносієй ( $Q_2$ ) і має вигляд:

$$\eta_t = Q_1 / Q_2 \quad (1.1)$$

Загальним недоліком енергетичних ККД є неможливість оцінки ступеня термодинамічної досконалості системи, яка розглядається. Складені на основі закону збереження енергії, вони лише визначають ступінь досконалості теплоізоляції і в деяких випадках відвід енергії і речовини в навколишнє середовище.

При використанні складових енергетичного балансу якісна різниця величин які входять в нього не враховуються, оскільки з позиції першого закону термодинаміки всі форми енергії рівноцінні.

Як відмічалось вище, в якості абсолютної міри ступеня термодинамічної досконалості приймається величина підводу енергії від зовнішнього джерела.

В якості міри термодинамічної досконалості процесів в використовується величина питомої витрати пари, яка визначає підвід енергії від зовнішнього джерела на випаровування, віднесене до кількості випаруваної води. Наприклад, кілограм (кілоджоуль) пари від зовнішнього джерела, віднесена до кілограма випаруваної води у випарнику.

Отже, зрозуміло, що такий критерій ніякого відношення до оцінки термодинамічної досконалості процесу в випарнику не має.

Можна привести цілий ряд інших прикладів застосування різних питомих показників для оцінки енергетичної ефективності тих чи інших процесів чи установок. Загальних недоліком такого методу оцінки термодинамічної досконалості є велика кількість показників і їх не універсальність.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 1.3. Ексергетичний метод аналізу теплообмінного обладнання

Визначення ефективності окремих апаратів, установок і систем у цілому базується на ексергетичному методі аналізу, що дозволяє не тільки обчислювати ексергетичний ККД, але й визначати втрати ексергії в окремих апаратах, машинах і елементах установок.

Основні принципові положення ексергетичного методу базуються на визначенні роботоздатності (будь-якого виду енергії"), яка обчислюється відносно термодинамічних параметрів навколишнього середовища. У якості навколишнього середовища, приймаємо середовище в якому знаходиться обладнання.

Будь-яка кількість енергії (будь-якого виду) по відношенню до навколишнього середовища володіє максимальною роботоздатністю, тобто максимальною роботою, яка може бути отримана (в зворотному процесі) від даної кількості енергії в умовах навколишнього середовища. Ця максимальна кількість роботи називається ексергією.

Таким чином, ексергією тепла (теплого потоку) називається максимальна кількість роботи, яка може бути отримана при зворотному переведенні даної кількості тепла з температурного рівня  $T$  на температурний рівень навколишнього середовища  $T_{oc}$ .

Зв'язок ексергії з необоротністю встановлюється через ексергетичні втрати за наступною формулою:

$$\Delta E = \sum_i^{\text{in}} E - \sum_j^{\text{out}} E \quad (1.2)$$

де  $\sum_i^{\text{in}} E, \sum_j^{\text{out}} E$  - сума вхідних та вихідних ексергетичних потоків відповідно;

Відповідно оцінюється ексергетичний потенціал робочого тіла на вході та на виході в теплообмінну систему, що, очевидно, внаслідок необоротності буде менший від початкового. Іншими словами, різниця вхідного та вихідного

									Арк.
									10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.MP.142.003.017.ПЗ

потенціалів визначає втрату робото здатності робочого тіла при проходженні через енергетичну систему.

Ексергетичні втрати – це втрати роботи в необоротних процесах, які показують зростання ентропії від необоротності процесів.

Цей метод аналізу заснований на ведені понять термодинамічних потенціалів. Обґрунтовано дані термодинамічні потенціали дозволяють визначити праце спроможність потоків речовини і енергії влюбій точці системи, яка розглядається.

Велике значення при цьому методі аналізу має навколишнє середовище. Слід відмітити, що всі реальні технічні процеси відбуваються в умовах взаємодії з навколишнім середовищем. Навколишнє середовище характеризується тим, що його параметри не залежать від параметрів системи, яка розглядається і більшості випадків можуть вважатися сталими.

Прикладами такого середовища можуть бути атмосфера, морська вода, космічний простір.

Поняття енергії як за загальної міри руху матерії в системі, яка розглядається недостатньо при вирішенні технічних задач. Технічна цінність енергії залежить не тільки від її особистих параметрів і форми, а і від параметрів навколишнього середовища. Таким чином, не вся енергія при всіх умовах може бути цілком придатна для практичного застосування.

С цієї точки зору, у всіх енергетичних перетворювань, які забезпечують роботу технічної системи, можуть застосовуватись лише енергія двох видів:

- Енергія, яка повністю перетворюється влюбий інший вид енергії, незалежно від параметрів навколишнього середовища – «організована» форма енергії. Це наприклад, механічна, електрична чи хімічна енергія;
- Енергія, яка не може повністю бути перетворена в інший вид енергії; її перетворюваність визначається, як власними параметрами, так і

									Арк.
									11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.MP.142.003.017.ПЗ

параметрами навколишнього середовища – «неорганізована» форма енергії. Наприклад, енергія, яка передається у вигляді теплового потоку, енергія випромінювання тощо.

На основі цього виникла необхідність введення загальної міри для всіх видів енергії, яка характеризує вміння перетворюватись в інші види організованої енергії. Така міра перетворюваності названа – ексергією системи.

Ексергія системи в даному випадку вимірюється кількістю механічної чи іншою повністю перетворювальної енергії, яка може бути отримана від системи в результаті її зворотного переходу з даного стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем.

Та частина енергії системи, яка не може бути перетворена в організовану енергію, отримала назву – анергія.

Таким чином, при визначення ексергії об'єктом розгляду є, перед всім, сама система, потім навколишнє середовище, і на кінець, зовнішні об'єкти в навколишньому середовищі, які можуть служити джерелами або приймачами енергії. Ексергія, як і енергія системи, в кожному даному стані має фіксовані значення.

Взаємозв'язок системи з навколишнім середовищем може проходити як обернено (ідеальний процес), так і не обернено (реальний процес). В ідеальному оберненому процесі буде отримана робота, рівна спаду ексергії. В реальному процесі робота буде менша, чим спад ексергії, як частина ексергії зникне, буде втрачена.

Таким чином, якщо взаємодія системи та навколишнього середовища пропливає не обернено з зростанням ентропії, то ексергія системи зменшується.

Розглянемо деяку технічну систему (рис.1).

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

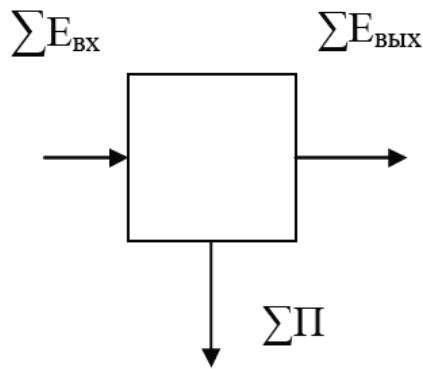


Рис.1. Ексергетичний баланс системи

Різниця значень загальної величини ексергії  $\sum E_{\text{ВХ}}$ , яка входить в дану систему (установку), і величини ексергії  $\sum E_{\text{ВЫХ}}$ , яка виходить з неї, визначають як сумарну величину  $\sum \Pi$  втрат від необоротності в системі:

$$\Delta \sum E_{\text{ВХ}} - \sum E_{\text{ВЫХ}} = \sum \Pi \geq 0 \quad (1.3)$$

Тільки в обернених процесах  $\sum E_{\text{ВХ}} = \sum E_{\text{ВЫХ}}$  і  $\sum \Pi = 0$ , так як відсутня дисипація енергії.

В цьому ексергія аналогічна ентропії, зріст якої в замкнутій системі також відображає втрати від необоротності. Однак практична перевага ексергії заключається в тому, що її зменшення дає одразу значення втрат перетворювальної енергії – як абсолютні, так і відносні.

Ексергетичний ККД, який характеризує ступінь наближення системи до ідеальної, розраховується за формулою:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{ВЫХ}}}{\sum E_{\text{ВХ}}} = \frac{\sum E_{\text{ВХ}} - \sum \Pi}{\sum E_{\text{ВХ}}} = 1 - \frac{\sum \Pi}{\sum E_{\text{ВХ}}} \quad (1.4)$$

Всі втрати для теплообмінного обладнання можна поділити на три локації:

1. Внутрішні втрати –  $\Pi_i$ , які пов'язані з не оберненістю процесів, які протікають всередині системи (тертя в обладнанні, гідравлічні опори, дроселювання, тепло масообмін при кінцевих температурних напорах і т.д.);

2. Зовнішні втрати –  $\Pi_e$ , які пов'язані з умовами взаємодії системи з навколишнім середовищем і іншими джерелами і приймачами енергії (втрати через теплову ізоляцію, втрати з продуктами, які виходять з обладнання, ексергія яких не використовується і т.д.)

Тому ексергетичний баланс набуває наступного вигляду:

$$\sum \Pi_i + \sum \Pi_e = \sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вих}} \quad (1.5)$$

#### 1.4. Ентропійний метод аналізу теплообмінного обладнання (існуючий)

Згідно другому закону термодинаміки, будь-який реальний тепловий процес характеризується ростом ентропії системи. Тому приріст ентропії системи може являтися абсолютним критерієм термодинамічної досконалості теплового процесу, який аналізується.

Сума приросту ентропії по всім пристроям які використовують тепло, будуть визначати підвід енергії від зовнішнього джерела. Приріст ентропії в локальному елементі, який використовує тепло, пропорційно затраченому теплу на виконання роботи.

Основою цього методу служить метод вирахування ексергетичний втрат, який заключається в тому, що від первинної організованої енергії чи ексергії теплоти, введеної в технічну систему, вираховуються ексергетична втрати.

Для їх розрахунку використовують формулу:

$$\Pi = T_{\text{н.с.}} \cdot \left[ \sum_1^n (G_i^{\text{вих}} \cdot S_i^{\text{вих}}) - \sum_1^m (G_i^{\text{вх}} \cdot S_i^{\text{вх}}) \right] + Q_0 \quad (1.6)$$

де  $\Pi_i^{\text{вх}}, S_i^{\text{вх}}$  – витрата і ентропія і-го потоку на вході в систему;

$G_i^{\text{вих}}, S_i^{\text{вих}}$  – витрата і ентропія і-го потоку на виході із систему;

$Q_0$  – кількість теплоти, яка передається навколишньому середовищу із температурою  $T_{\text{н.с.}}$ .

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В результаті залишається реальна робота чи ексергія теплоти, яка віддається користувачу. Внаслідок адитивності ентропії, адитивні та ексергетичні втрати. Можна розраховувати кожен з втрат окремо або суму декількох втрат.

При розрахунку ексергетичних втрат по методу віднімань необхідно мати на увазі втрати ексергії, визвану переходом організованої енергії в теплоту.

Це, наприклад, відбувається в процесі перетворення механічної енергії в теплоту при стисненні в компресорі тощо. Значення цих втрат розраховують за формулою  $\Pi = T_{н.с.} \cdot \Delta S$

Позначимо повністю перетворювану енергію, яка підводиться до системи як  $E_{\Sigma}$ . Для холодильної установки вона представляє собою електричку чи механічну енергію; для тепло-компресійної установки – суму електричної енергії і ексергії теплоти низько потенціального джерела, яка утилізується; для паро-ежекторної холодильної машини – ексергія теплоти робочої пари, для теплообмінного обладнання – ексергія підведеної теплоти.

В загальному випадку  $E_{\Sigma}$  переходить в теплоту, яка має ексергію  $E_{вх}$ . Цей процес супроводжується ексергетичними втратами  $\Pi_0$ . У випадку коли  $\Pi_0=0$ ,  $E_{\Sigma} = E_{вх}$ .

Для будь-якої технічної системи виконується рівність:

$$E_{вих} = E_{tot} - \sum_0^n \Pi_i \quad (1.7)$$

Формула (1.7) значно спрощує аналіз перетворення перетворювальної (організованої енергії в системі, робить його чітким і універсальним, так як виключає потоки, як замикають самі себе. При аналізі враховується вплив кожної не оберненості на перевитрату енергії, яка підводиться до системи.

Абсолютний коефіцієнт ексергетичних втрат ( $\Omega_i$ ), який характеризує відношення ексергетичних втрат  $\Pi_i$  до  $E_{\Sigma}$ :

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_\Sigma} \quad (1.8)$$

З урахуванням того, що сумарна ексергетична втрата системи рівна сумі ексергетичний втрат всіх її окремих елементів, і тому можна представити повний коефіцієнт ексергетичний втрат як арифметичну суму абсолютних коефіцієнтів ексергетичний втрат всіх її вузлів:

$$\Omega = \Omega_0 + \Omega_1 + \dots + \Omega_n = \sum_0^n \Omega_i \quad (1.9)$$

Ексергетичний ККД (коефіцієнт термодинамічної досконалості) системи з урахуванням формули (1.9) приймає вигляд:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_\Sigma} = \frac{E_\Sigma - \sum_0^n \Pi_i}{E_\Sigma} \quad (1.10)$$

### 1.5. Ентропійний (нециклічний) метод аналізу теплообмінного обладнання.

За визначення оптимізація теплообмінного обладнання – це комбінаторна задача, ускладнена великою кількістю можливих варіантів, що підлягають аналізу. Оскільки необоротність реальних процесів головним чином пов'язана з кінцевою різницею втрат (внутрішніми та зовнішніми), то, логічно, удосконалювати теплообмінне обладнання, необхідно усуненням цих втрат.

Ентропійний метод для циклічних системи передбачає для кількісного опису необоротності – встановлення числового еквівалента недосконалості – застосування виключно ентропії.

Основним об'єктом досліджень даного методу є теплообмінні системи. Однак, він може бути застосований для дослідження й інших технічних систем, де для інженерної практики в першу чергу корисна інформація про ефективність перетворення теплоти.

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проводиться даний метод на основі вже попередньо відомих термодинамічних параметрів системи, одержаних або в експерименті, або розрахунковим шляхом. Мінімальне число параметрів повинно бути таким, щоб для досліджуваної системи й будь-якої її частини можна було скласти матеріальний, енергетичний та ентропійний баланси. В загальному випадку аналіз зводиться до операцій, які можна розбити на етапи:

Першим етапом є виділення термодинамічної системи, щоб можна було її визначити однозначно. Усе, що перебуває поза системою, розглядається як зовнішнє середовище, яке за потреби виділяється в окрему систему.

При цьому система може бути закритою – границі непроникні для речовини; відкритою – границі проникні для речовини; ізолюваною – границі не тільки не проникні для речовини, але й перешкоджають енергообміну між системою і її зовнішнім середовищем; адіабатною – відсутня теплова взаємодія із зовнішнім середовищем.

На другому етапі залежно від мети аналізу ентропійним методом доцільно застосовувати для адіабатних чи ізолюваних систем (впливає з властивостей ентропії), що у випадку інших систем досягається використанням властивостей границь термодинамічних систем: ізолюваною також може бути певна система, що взаємодіє із навколишнім середовищем, якщо вона разом із цим середовищем об'єднується в розширену ізолювану систему.

На третьому етапі залежно від мети дослідження для виділеної теплообмінної системи чи її частини, що може включати елемент або групу елементів, необхідно скласти відповідні баланси. Для аналізу достатньо знати тільки параметри на контрольній поверхні системи.

Наступним етапом для кожної частини, що аналізується, й системи в цілому на основі ентропійного балансу записується термодинамічні характеристики двох видів – абсолютні й відносні. Перші дають величини зростань ентропії від необоротності різних процесів; другі показують ступінь

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

термодинамічної досконалості та відносне значення даної частини необоротності відносно до загальної системи. У випадку складної системи при визначенні ентропійних характеристик корисної властивістю ентропії є її адитивність.

Проведений даним методом термодинамічний аналіз дозволяє отримати різносторонню та детальну інформацію про енергетичні перетворення в теплообмінній системі та її частинах, а також про взаємозв'язки системи з навколишнім середовищем та об'єктами, що перебувають в ньому.

Ця інформація може бути використана для подальшої роботи на удосконалення теплообмінної системи у межах таких напрямків:

- за абсолютними та відносними характеристиками визначають вузли недосконалості теплообмінної системи та способи їх усунення – відбувається параметрична термодинамічна оптимізація;
- другий напрямок передбачає, що термодинамічний аналіз безпосередньо пов'язаний із синтезом, а тому ентропійний аналіз допомагає вирішувати певні завдання із синтезу нових систем, а також їхньої структурної термодинамічної оптимізації;
- Третій напрямок, опираючись на те, що між термодинамічними технологічними та економічними величинами є певні об'єктивні зв'язки, передбачає їх аналітичне встановлення та розв'язання термо-економічних оптимізаційних задач.

Для знаходження перерахованих характеристик розроблено методику аналітичних і графічних прийомів. Зрозуміло, що у кожному конкретному випадку із усього арсеналу характеристик обчислюється тільки той мінімум показників, який не необхідний для вирішення завдання.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 1.5.1 Визначення абсолютних характеристик необоротності.

При складанні ентропійних балансів систем чи підсистем різної топології зручно користуватися такою формою запису рівняння, всі члени якого є абсолютними величинами. У цьому випадку, відповідно до властивостей ентропії, остання може як підводитись, так і відводитись з потоками теплоносіїв та теплоти, а також зростати від необоротності процесів.

З лівої сторони рівняння записуються члени, що відображають надходження ентропії до системи, праворуч – її вихід, причому зростання ентропії від необоротності процесів необхідно розуміти як додаткове підведення ентропії.

Рівняння з загальною формою запису ентропійного балансу довільної системи з стаціонарними потоками має вигляд:

$$\sum_{i=1}^n S_i^{\text{in}} + \sum_{l=1}^k S_{Q_l}^{\text{in}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = \sum_{j=1}^m S_j^{\text{out}} + \sum_{y=1}^h S_{Q_y}^{\text{out}} \quad (1.11)$$

де  $\sum_{i=1}^n S_i^{\text{in}} = \sum_{i=1}^n m_i s_i^{\text{in}}$  – сумарний потік ентропії з вхідними потоками теплоносіїв, Вт/К;  $\sum_{j=1}^m S_j^{\text{out}} = \sum_{j=1}^m m_j s_j^{\text{out}}$  – сумарний потік ентропії з вихідними потоками теплоносіїв, Вт/К;  $\sum_{l=1}^k S_{Q_l}^{\text{in}} = \sum_{l=1}^k \left(\frac{Q_l}{T_l}\right)^{\text{in}}$  – сумарний потік ентропії з вхідними потоками теплоти, Вт/К;  $\sum_{y=1}^h S_{Q_y}^{\text{in}} = \sum_{y=1}^h \left(\frac{Q_y}{T_y}\right)^{\text{out}}$  – сумарний потік ентропії з вихідними потоками теплоти, Вт/К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$  – загальне зростання ентропії від необоротності процесів, Вт/К.

З рівняння (1.11) запишемо вираз для визначення абсолютної характеристики необоротності:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = \sum_{j=1}^m S_j^{\text{out}} - \sum_{i=1}^n S_i^{\text{in}} + \sum_{y=1}^h S_{Q_y}^{\text{out}} - \sum_{l=1}^k S_{Q_l}^{\text{in}} \quad (1.12)$$

Оскільки для термодинамічної системи загальна необоротність визначається чотирма складовими, враховуючи адитивність ентропії, рівняння (1.12) можемо переписати так:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{T}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{D}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{O}} \quad (1.13)$$

де  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{T}}$  – зростання ентропії від необоротності теплообміну між системами з різними температурами, Вт/К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{D}}$  – зростання ентропії від дисипації механічної енергії всередині системи, Вт/К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{O}}$  – зростання ентропії від необоротності теплообміну між системою, що аналізується, та навколишнім середовищем, Вт/К;

### 1.5.2. Визначення відносних характеристик необоротності системи

Необхідність використання навколишнього середовища в термодинамічному аналізі теплообмінної системи однозначно визначається послідовністю енергетичних перетворень, що, як відомо, замикається на ньому.

В ентропійному методі термодинамічного аналізу навколишнє середовище необхідно розглядати як окрему систему, в якій всі компоненти умовно перебувають у повній термодинамічній рівновазі, а параметри не залежать від параметрів системи, що аналізується.

У переважній більшості завдань аналізу теплообмінної системи для повної характеристики навколишнього середовища достатньо знати два параметри: температуру ( $T_0$ ) і тиск ( $p_0$ ).

Потрібне виділення навколишнього середовища в окрему систему є необхідною умовою вирішення таких задач:

- Аналіз будь-якої термодинамічної системи як ізольованої;
- Аналіз теплообміну термодинамічної системи з навколишнім середовищем;

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Визначення потенціалу необоротності енергетичних перетворень.

Максимальне зростання ентропії  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$  можна визначити за формулою:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}} = (S_2 - S_1) + \frac{H_1 - H_2}{T_0} \quad (1.14)$$

Індекс max вказує на те, що при переході між двома заданими станами потенційній необоротності відповідає максимальне зростання ентропії.

У випадку взаємодії термодинамічної системи з навколишнім середовищем, коли стан 2 відповідає стану рівноваги з навколишнім середовищем. Тоді рівняння (1.13) набуде вигляду:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}} = (S_0 - S_1) + \frac{H_1 - H_0}{T_0} \quad (1.15)$$

У цьому випадку  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$  для потоку речовини, що володіє певним енергетичним потенціалом, є характеристикою максимально можливої необоротності послідовності енергетичних перетворень, які знищують потенціали потоку, урівнюючи їх із потенціалами навколишнього середовища. Практичний сенс використання цієї характеристики в термодинамічному аналізі полягає в тому, що вона визначає «технічну цінність» енергії: чим більша величина  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$ , тим енергія здатна до більшої кількості перетворень, а, отже, має більшу можливість до застосування.

Відтак, з'ясувавши складові критерію ефективності, запишемо його аналітичний вираз, що може бути представлений у двох виглядах:

- ентропійний коефіцієнт енергетичної досконалості:

$$\eta_s^{\text{itp}} = \frac{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}}{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}} \quad (1.16)$$

- ентропійний коефіцієнт енергетичної недосконалості:

$$\eta_s^{\text{p}} = 1 - \frac{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}}{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}} \quad (1.17)$$

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при цьому

$$\eta_s^{itp} + \eta_s^p = 1 \quad (1.18)$$

Традиційній формі представлення результатів відповідає рівняння (1.16), оскільки ентропійний коефіцієнт енергетичної досконалості визначає міру наближення реальної системи до ідеальної. Проте не варто сприймати даний факт як необхідну й достатню умову вибору між критеріями. На сьогодні енергетична досконалість технічних систем сягнула високого рівня, а тому в ряді випадків виникає принципова необхідність говорити про міру недосягнення абсолютної досконалості. У цьому сенсі перевагу необхідно віддати ентропійному коефіцієнту енергетичної недосконалості.

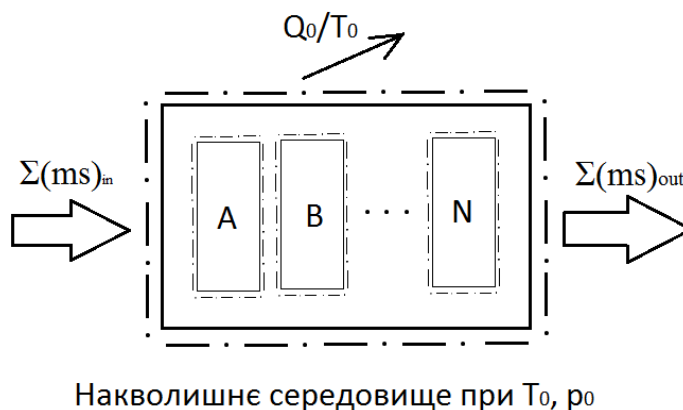


Рис. 1.1. Складна теплообмінна система

Для встановлення місцезнаходження джерел необоротності теплообмінної системи в ентропійному методі передбачено використання відносних коефіцієнтів.

Так, визначення впливу необоротності окремих елементів (підсистем) на загальну необоротність складної системи (рис.1.1.) реалізується аналізом відносних коефіцієнтів необоротності компонентів системи:

$$\omega_k = \frac{\Delta S_{irrevk}^{tot}}{\sum_{k=1}^N \Delta S_{irrevk}^{tot}} \quad (1.19)$$

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $k$  – відповідний елемент складної термодинамічної системи,  $k=1 \dots N$ .

Також можливе уточнення домінантного джерела необоротності:

$$\varphi^T = \frac{\Delta S_{\text{irrev}}^T}{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}} \quad (1.20)$$

$$\varphi^D = \frac{\Delta S_{\text{irrev}}^D}{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}} \quad (1.21)$$

$$\varphi^0 = \frac{\Delta S_{\text{irrev}}^0}{\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}} \quad (1.22)$$

де  $\varphi^T$  – коефіцієнт необоротності теплової взаємодії між підсистемами;

$\varphi^D$  – коефіцієнт необоротності на дисипацію;  $\varphi^0$  – коефіцієнт необоротності при взаємодії з навколишнім середовищем.

## 1.6. Висновки

Енергетичний метод дозволяє оцінити енергетичні перетворення в системі чи в окремому обладнанні лише кількісно. Як наслідок, встановити зв'язок між параметрами системи та енергетичною недосконалістю неможливо.

Другим недоліком енергетичного методу є використання поняття енергетичного ККД, який не враховує фактори перетворення енергії різних форм або зміну потенціалів різних потоків.

Використовуючи енергетичний коефіцієнт, для оцінення системи, повинна бути обов'язкова привязка до температурного режиму роботи системи. Крім цього метод енергетичних балансів встановлює наслідки неефективності, а не їх причину.

Ексергетичний метод дає якісну та кількісну оцінку будь-якої форми енергії, але для її отримання потрібно оперувати поняттям «втрата роботи»

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

(ексергетичні втрати). Таке поняття достатньо умовне для процесів теплообміну, що ускладнює дослідження теплообмінного обладнання.

Крім того, ексергетичні втрати це характеристика необоротності другого порядку, адже необоротність являється функцією приросту ентропії та термодинамічної температури.

В ексергетичному методі, зазвичай, втрати мають загальний характер – відображають недосконалість апарата вцілому і не розділяються на складові необоротності для визначення основної причини недосконалості.

За ексергетичним методом коефіцієнт досконалості визначається відносно спожитої роботи. Ця особливість не дає можливість досліджувати елементи системи відокремлено від системи, яка містить соживач роботи.

Ентропійний метод – непристосований до аналізу циклічних систем, в яких присутнє як теплообмінне обладнання так і «генератори» або «споживачі» роботи, такі як детандер, компресор, насос, вентилятор.

Суттєвим недоліком ентропійного методу являється неможливість коректного оцінення теплообмінного обладнання, яке працює з навколишнім середовищем. Згідно з цим методом повітряний теплообмінник абсолютно недосконалий, по причині повної віддачі тепла в середовище.

Ексергетичний та ентропійний методи мають недопрацьованість для дослідження обладнання, яке працює при температурах нижчих за оточуюче середовище.

Зважаючи на вище зазначенні недоліки, необхідно провести аналіз ефективності на базі існуючої теплообмінної системи. Також розбити теплообмінники даної системи на підсистеми. Визначити недосконалість кожної ланки. Знайти найбільш недосконалу ланку та запропонувати рішення для подальшого усунення та удосконалення теплообмінника. Далі необхідно підтвердити вище зазначенні недоліки та визначити найбільш зручний метод аналізу ефективності теплообмінного обладнання та працювати над його удосконаленням.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 2. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес виявлення оптимального «універсального» методу аналізу ефективності теплообмінного обладнання достатньо трудомісткий. Він супроводжується вирішенням таких проблем як виявлення оптимальних рішень, що дадуть повну картину ефективності теплообмінного обладнання у складі системи, яка працює за зворотнім циклом Карно та як окремий елемент. Необхідно підібрати давачі для отримання потрібних даних для проведення подальших розрахунків та аналізу.

Процес проведення дослідження та збору даних теж займає немало часу і встановлює певні обмеження і перепони, наприклад такі як залежність від параметрів зовнішнього середовища, можливість виходу з ладу хоча б одного з давачів чи інші технічні ускладнення.

За допомогою давачів тиску, температури, можливо лише оцінити даний режим роботи відносно оптимального. Для визначення ефективності апарату давачі є необхідним, але недостатнім елементом, тому потрібно мати в своєму арсеналі метод за допомогою якого можна провести аналіз апарату (недосконалість, досконалість, втрати на необоротність тощо). Величина недосконалості – є зростання ентропії, ексергії та енергії від необоротності процесів як внутрішніх так і зовнішніх, і як вирішення – визначення кількості втрат на необоротність процесів. Для цього проводяться розрахунки втрат і їх врахування при обробці дослідних даних.

Приведено приклади обробки отриманих даних. Розкрито порядок і спосіб проведення розрахунків, зведено значення отриманих результатів, за допомогою яких в подальшому проводиться аналіз, порівняння і формулювання висновків.

### 2.1. Система дослідження до складу якої входять ТО.

Установка «Ice Storage» являє собою систему, яка працює за комбінованим циклом. Вона складається з 4 контурів: основний холодильний контур, який працює за зворотнім циклом Карно; теплий гідравлічний контур

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.MP.142.003.017.ПЗ

охолодження конденсатора; холодний гідравлічний контур охолодження води в ємності; гідравлічний контур пасивного охолодження. Дані контури мають наступні характеристики: холодильний контур складається: конденсатор, випарник, компресор та термостатичний розширювальний вентиль. Робоча речовина – R134a. Система – замкнута; теплий гідравлічний контур охолодження конденсатора складається з наступних елементів: конденсатор, циркуляційний водяний насос, драйкулер. Робоча речовина – вода. Система – замкнута; холодний гідравлічний контур охолодження води у ємності складається з наступних елементів: випарник, циркуляційний насос, ємність з водою. Робоча речовина – водяний розчин пропілен-гліколю 50%. Система – замкнута; гідравлічний контур пасивного охолодження, який складається з наступних елементів: ємність з водою, циркуляційний насос, фанкойли. Робоча речовина – вода з ємності. Система – відкрита.

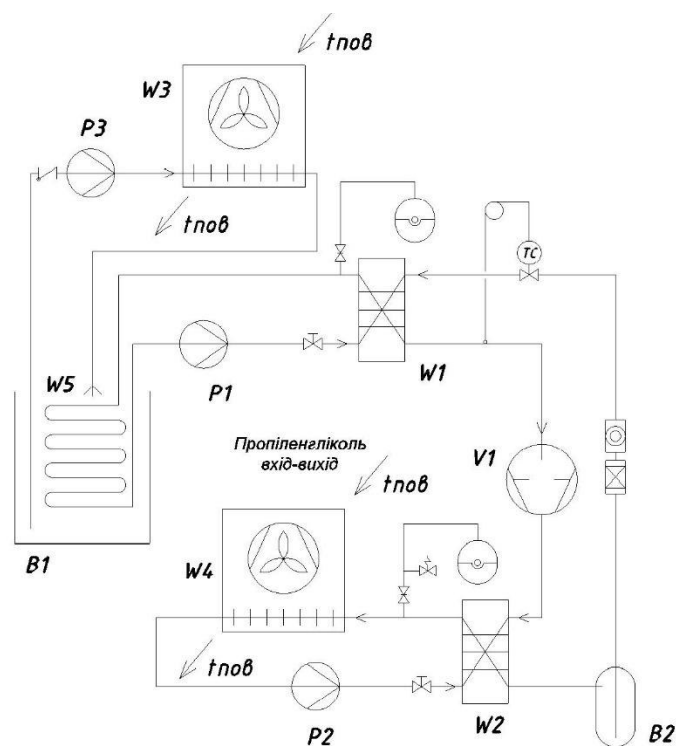


Рис. 2.1. Принципова схема системи «Ice Storage»

W1 – випарник, W2 – конденсатор, W3 – фанкойл, W4 – драйкулер, W5 – змієвик, V1 – компресор, P1 – пропіленгліколевий насос (випарник – бак), P2

									Арк.
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.017.ПЗ				

– водяний насос (конденсатор – драйкулер), P3 – водяний насос (бак – фанкйол), B1 – бак з водою, B2 – докипач.

Дана установка працює за комбінованим циклом, але їй характерна робота в режимах, які не значно відрізняються: вихід на режим, робота в режимі та перше намерзання льоду на трубках теплообмінника. Але холод використовується не одразу, а накопичується ємності з водою для утворення льоду.

### 2.1.1. Особливості ТО, яке досліджується в гідравлічних контурах.

Розглянемо кожний контур окремо.

Основний контур – контур холодильної системи.

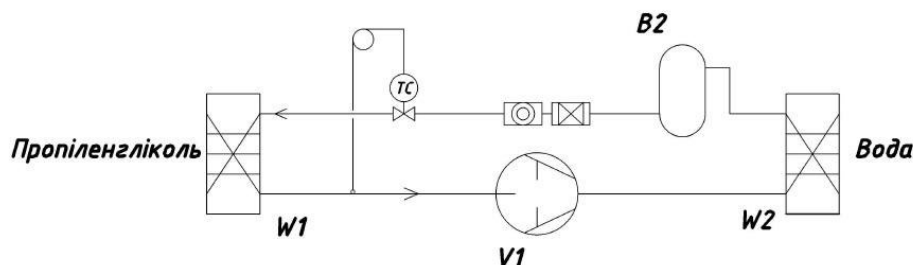


Рис. 2.2. Принципова схема холодильного контуру.

W1 – випарник, W2 – конденсатор, V1 – компресор, B2 – докипач.

В холодильному контурі використане наступне теплообмінне обладнання: мідно-паяні пластинчаті теплообмінники в якості конденсатора та випарника (у яких відбувається фазовий перехід холодильного агенту: у випарнику – з рідини в пару; у конденсаторі – з пари в рідину) та механічний термостатичний розширювальний вентиль (ТРВ).

Температура процесів, які відбуваються в конденсаторі вищі за температуру навколишнього середовища. Натомість у випарнику відбуваються процеси за температури нижчої за температуру навколишнього середовища.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За допомогою вигинання трубопроводів утворенні: маслопідёмна петля після випарника, гідравлічний затвор перед ТРВ та віброгасник на нагнітальній компресора.

Теплий гідравлічний контур охолодження конденсатора.

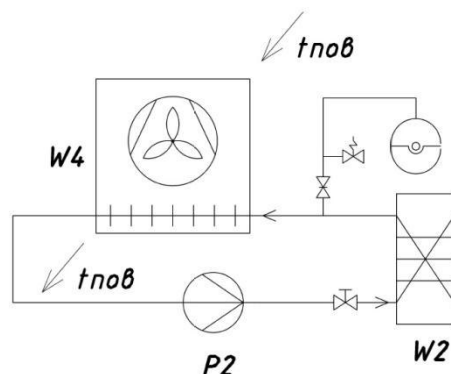


Рис. 2.3. Принципова схема теплового гідравлічного контуру

W2 – конденсатор, W4 – драйкулер, P2 – водяний насос (конденсатор – драйкулер). В даному гідравлічному контурі використане наступне теплообмінне обладнання: мідно-паяний пластинчастий теплообмінник, який виконує роль теплообміну між теплоносієм (водою) та холодоносієм (фреоном), циркуляційний насос, драйкулер (теплообмінник з вентилятором, для відводу тепла з теплоносія в навколишнє повітря під дією примусової циркуляції повітря).

Температура теплоносія вища за температуру навколишнього середовища.

Холодний гідравлічний контур (випарник)

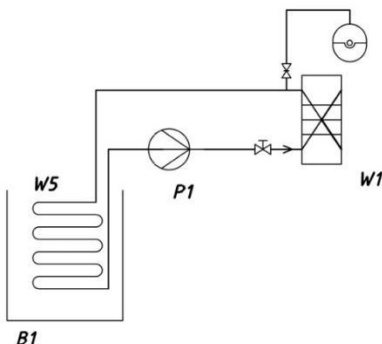


Рис. 2.4. Принципова схема холодного гідравлічного контуру

W1 – випарник, W5 – змієвик, P1 – пропіленгліколевий насос (випарник – бак), B1 – бак з водою.

В даному гідравлічному контурі використане наступне теплообмінне обладнання: мідно-паяний пластинчастий теплообмінник, який виконує роль теплообміну між теплоносієм (водяний розчин пропіленгліколю 50%) та холодоносієм (фреоном), циркуляційний насос, ємність з водою (теплообмінник виконаний з ПВХ труби, на стінках якого утворюється лід).

Температура теплоносія нижча за температуру навколишнього середовища.

#### Гідравлічний контур пасивного охолодження

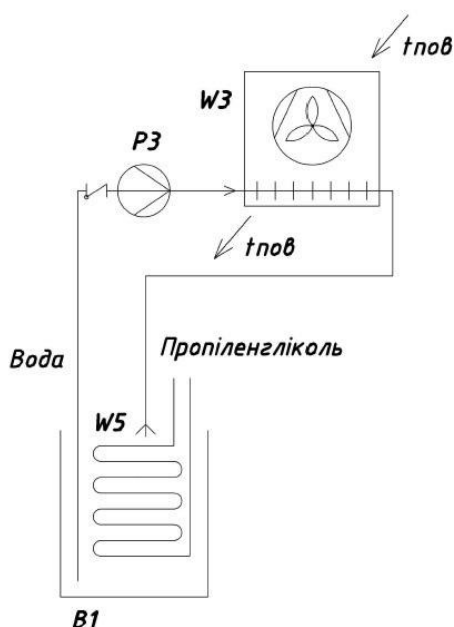


Рис. 2.4. Принципова схема контуру пасивного охолодження

W3 – фанкойл, W5 – змієвик, P3 – водяний насос (бак – фанкойл), B1 – бак з водою.

В даному гідравлічному контурі використане наступне теплообмінне обладнання: ємність з теплообмінником, який виконаний з ПВХ труби, циркуляційного насосу, та фанкойл.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Температура теплоносія нижча за температуру навколишнього середовища (теплообмінник з вентилятором, для відводу тепла з теплоносія в навколишнє повітря під дією примусової циркуляції повітря).

Температура теплоносія нижча за температуру навколишнього середовища.

## 2.2. План експерименту.

Для початку не обхідно провести збір вихідних даних, для коректного аналізу теплообмінного обладнання.

Система «Ice Storage» має три режими роботи:

- вихід на режим
- робочий режим
- перше утворення льоду на стінках теплообмінника в ємності з водою.

### Давачі тиску та температури.

Для отримання показників роботи системи, установка оснащена витратомірами робочих речовин, давачами температури на вході/виході з кожного теплообмінника, давачем спожитого струму, давачем напруги, давачами тиску всмоктування та нагнітання.

### Давачі температури.

В ролі давачів температури, використано термопари (термоелектричні перетворювачі).

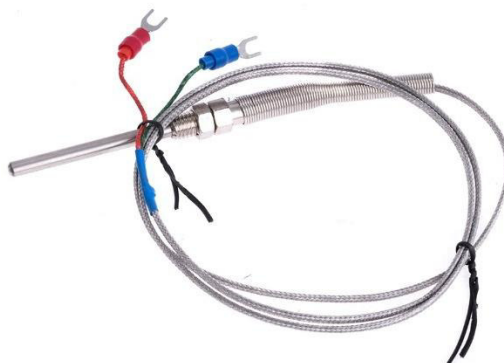


Рис. 2.5. Термопара (термоелектричний перетворювач)

						00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			30

Принцип дії термопари базується на термоелектричних явищах. Термопара складається з двох провідників, сполучених кінцями так, що вони утворюють два контакти. Контакти поміщають в середовища з різною температурою. На сьогоднішній день даний вид давачів є найбільш точнішим. В нашому випадку в якості металів для термопари використано хромель та капель.

Користуємось термопарами Хромель-Копель. Матеріал сертифікований. Діапазон вимірювання – від - 50 °С до + 800 °С. Діаметр одного проводу 0,3 мм. Точність показань зазначена в літературі в межах:  $\pm 1$  °С;  $\pm 0,5$ °С;  $\pm 0,3$  °С. Відкалібровані, діапазон коливання температур при вимірюванні термопарами  $\pm 0,15$  °С.

Стосовно термопар мідь-константан – в вітчизняному досвіді вони не ГОСТовані, промисловість не випускає високоякісного термоелектронного константана.

Сигнал від вимірювальних пристроїв передається на комп'ютер за допомогою АЦП TRITON 6000Tc. Має 16 каналів. Вимірює напругу в мВ, за допомогою градуїювочних таблиць програма перераховує виміряні значення в необхідний вигляд. Пристрій працює з комп'ютером через usb з'єднання. Основне його призначення робота з термопарами. При роботі з давачами тиску і струму в схему додаються резистори і відповідно складається градуїювочна таблиця для конкретного давача, з якою працює програма даного АЦП.

#### Характеристики:

- Експлуатується в окислювальному середовищі або середовищі інертних газів; можливе короткострокове застосування в вакуумі; для використання в відновлювальній або окислювально-відновної атмосфері необхідна наявність захисту.

- Для ізоляції електродів використовується фарфор, кварц, скловолокно, емалі, азбест.

- 

						00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
							31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

### Давач тиску.

Вимірювання тиску нагнітання та всмоктування холодильної системи виконується за допомогою манометрів.

Давач тиску - пристрій, фізичні параметри якого змінюються в залежності від тиску вимірюваного середовища (рідини, газу, пара). У давачах тиск вимірюваного середовища перетворюється в уніфікований пневматичний, електричний сигнал або цифровий код.

Чутливим елементом давача є п'єзоелемент. Він розміщений в мастильній камері з діафрагмою з нікелю. Вбудований електронний модуль відповідає за перетворення сигналу, який генерує п'єзоелемент в вихідний сигнал.

П'єзоелемент складається з силіконової діафрагми з вбудованим давачем деформації. Специфічною перевагою використання силікону являється його малий гістерезис і деформація. Вбудований давач деформації дозволяє уникнути додаткових похибок, які зазвичай виникають через віддалене розташування місця, де відбувається зміна тиску і місця, де воно було виміряне.

На відміну від давачів тиску, манометр - прилад, призначений для вимірювання (а не просто перетворення) тиску. У манометрі від тиску залежать показання приладу, які можуть бути лічені з його шкали, дисплея або аналогічного пристрою.

Манометри діляться на три діапазоні: високого тиску; низького тиску; розрідження.

1. Манометр високого тиску (надлишкового тиску) – вимірює позитивну різницю між абсолютним та барометричним тиском. Як правило мають червоний окрас.

2. Манометр низького тиску (надлишковий тиск або розрідження) – вимірюють як надлишковий тиск так і тиск розрідження. Як правило мають синій окрас.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Вакуумметр (тиск розрідження) – вимірює тиск розрідження.  
Як правило має чорний окрас.

Технічні характеристики:

- градування шкали манометра – Бар/°С
- діапазон роботи від -1/35 бар

### **Витратоміри:**

Показники витрат рідин у вторинних контурах системи «Ice Storage» вимірюються за допомогою манометричних відцентрових витратомірів механічної дії.

### **2.3. Порядок обробки даних.**

Перш ніж приступи до розрахунків – сортуємо отримані дані відповідно до режимів роботи при яких вони були отримані. Робимо це задля спрощення роботи з даними в подальшому, адже отриманої інформації досить багато.

Як вже згадувалось, робота установки є циклічною, тому відокремлюємо дані, наприклад, які отримані при температурі зовнішнього повітря 10 °С, що відповідають одному повному робочому циклу установки.

Кожен режим роботи має певну тривалість, яку ми ділимо пропорційно на 3 інтервали і виписуємо значення температури, ентропії, ентальпії, масової витрати тощо для необхідних вузлових точок, для кожного інтервалу.

Наступним кроком необхідно скласти план експерименту:

Перед початком пуску установки «Ice Storage» необхідно очно впевнитися в справності обладнання, давачів, електроелементів. Після чого проводимо вмикання давачів тиску, температури та витратоміри. Підключаємо давачі температури та тиску до системи АЦП TRITON 6000Tc для запису даних температури та тиску в реальному часі.

Наступним кроком буде запуснути холодильний контур, для прогріву компресора. Після чого запускаємо насоси та записуємо дані з давачів для трьох режимів вихід на режим; робота в режимі; перше намерзання льоду на

									Арк.
									33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.017.ПЗ				

трубках теплообмінника в ємності з водою. Наступним кроком необхідно провести розрахунки та проаналізувати дані теплообмінники за існуючими методами та «універсальним» методом аналізу ефективності теплообмінного обладнання. На закінчення зробити висновки щодо недосконалості теплообмінного обладнання та шляхів його удосконалення та вирішення проблеми.

Таблиця 2.3.1. Вихідні дані для трьох режимів (верхнє підключення)

Нижнє підключення				
Час дослідження, с		600	2700	5400
Конденсатор				
Температура води, °С	Вхід	12,9	12,9	12,8
	Вихід	17,1	16,9	16,6
ΔТ, °С		4,2	4	3,8
Питома теплоємність води, Дж/кгК		4187	4187	4187
Масова витрата води, кг/с		0,056	0,056	0,056
Температура нагнітання, °С		34,5	48,8	52,2
Температура конденсації, °С		18,4	17,8	17,5
Питома густина холодильного агенту, м3/кг		0,091	0,101	0,107
Обємна витрата холодильного агенту, м3/с		0,00046	0,00046	0,00046
Масова витрата холодильного агенту, кг/с		0,00511	0,00457	0,00433
Ентальпія, яка відповідає нагнітанням ХА в компресорі, кДж/кг·К		424	438	441,1
Ентальпія, яка відповідає закінченню конденсації ХА в конденсаторі, кДж/кг·К		225,7	224	224
Драйкулер				
Температура повітря, °С	Вхід	11,2	11,1	11,1
	Вихід	12,35	12,2	12,15
ΔТ, °С		1,15	1,1	1,05
Питома теплоємність повітря, Дж/кгК		1001	1001	1001
Масова витрата повітря, кг/с		0,851	0,851	0,851
Випарник (пропіленгліколь)				
Температура пропіленгліколю, °С	Вхід	-3,9	-5,7	-7,3
	Вихід	-4,5	-6,5	-8,1
ΔТ, °С		0,6	0,8	0,8
Питома теплоємність пропіленгліколю, Дж/кг·		3521	3524	3527
Масова витрата пропіленгліколю, кг/с		0,273	0,263	0,256
Випарник (холодильний агент)				

Температура холодильного агенту, °	Вхід	-6,9	-9,7	-11
	Вихід	-1,6	-2,8	-3,9
$\Delta T$ , °C		4,2	4	3,8
Питома густина холодильного агенту, мЗ/кг		0,091	0,101	0,107
Об'ємна витрата холодильного агенту, мЗ/с		0,00046	0,00046	0,00046
Масова витрата холодильного агенту, кг/с		0,00511	0,00457	0,00433
Ентальпія, яка відповідає всмоктуванню ХА перед випарником, кДж/кг·К		225,7	224	224
Ентальпія, яка відповідає всмоктуванню ХА в компресор, кДж/кг·К		397	397	397
Фанкойл				
Температура повітря, °C	Вхід	11,2	11,2	11,2
	Вихід	9,5	9,4	9,4
$\Delta T$ , °C		1,7	1,8	1,8
Питома теплоємність повітря, Дж/кгК		1001	1001	1001
Масова витрата повітря, кг/с		0,187	0,187	0,187
Температура води, °C	Вхід	10,0	6,0	1,5
	Вихід	10,7	6,7	2,2
$\Delta T$ , °C		0,7	0,7	0,7
Питома теплоємність води, Дж/кгК		4187	4187	4187
Масова витрата води, кг/с		0,178	0,178	0,178
Ємність з водою				
Температура води, °C		10	6	1,5
Об'єм води, л		20	20	20
Верхнє підключення				
Час дослідження, с		600	2700	5400
Конденсатор				
Температура води, °C	Вхід	13,0	13,0	12,9
	Вихід	17,0	17,1	16,9
$\Delta T$ , °C		4,3	4,1	4,0
Питома теплоємність води, Дж/кгК		4187	4187	4187
Масова витрата води, кг/с		0,056	0,056	0,056
Температура нагнітання, °C		34,5	48,8	52,2
Температура конденсації, °C		18,4	17,8	17,5
Питома густина холодильного агенту, мЗ/кг		0,091	0,101	0,107
Об'ємна витрата холодильного агенту, мЗ/с		0,00046	0,00046	0,00046
Масова витрата холодильного агенту, кг/с		0,00511	0,00457	0,00433
Ентальпія, яка відповідає нагнітання ХА в компресорі, кДж/кг·К		424	438	441,1

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Ентальпія, яка відповідає закінченню конденсації ХА в конденсаторі, кДж/кг·К		225,7	224	224
Драйкулер				
Температура повітря, °С	Вхід	11,4	11,3	11,3
	Вихід	12,4	12,3	12,2
ΔТ, °С		1,0	1,0	0,9
Питома теплоємність повітря, Дж/кгК		1001	1001	1001
Масова витрата повітря, кг/с		0,851	0,851	0,851
Випарник (пропіленгліколь)				
Температура пропіленгліколю, °С	Вхід	-3,9	-5,7	-7,3
	Вихід	-4,5	-6,5	-8,1
ΔТ, °С		0,6	0,8	0,8
Питома теплоємність пропіленгліколю, Дж/кг·		3521	3524	3527
Масова витрата пропіленгліколю, кг/с		0,273	0,263	0,256
Фанкойл				
Температура повітря, °С	Вхід	11,2	11,2	11,2
	Вихід	9,5	9,4	9,4
ΔТ, °С		0,4	1,7	1,8
Питома теплоємність повітря, Дж/кгК		1001	1001	1001
Масова витрата повітря, кг/с			0,187	0,187
Температура води, °С	Вхід	10,0	6,0	1,5
	Вихід	10,7	6,7	2,2
ΔТ, °С		0,3	0,7	0,7
Питома теплоємність води, Дж/кгК		4187	4187	4187
Масова витрата води, кг/с			0,178	0,178

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



де  $m_f$  – масова витрата фреону, кг/с;  $\Delta h$  – різниця ентропій, які відповідають параметрам фреону на вході в теплообмінник та виході з нього, кДж/кг.

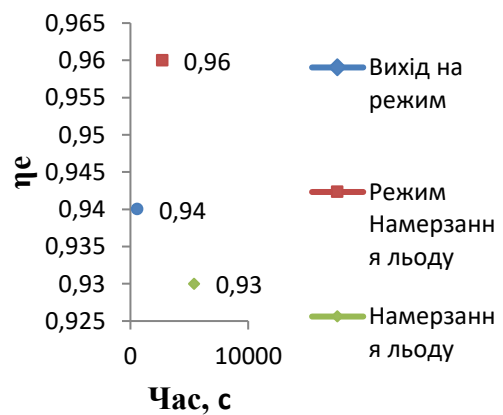
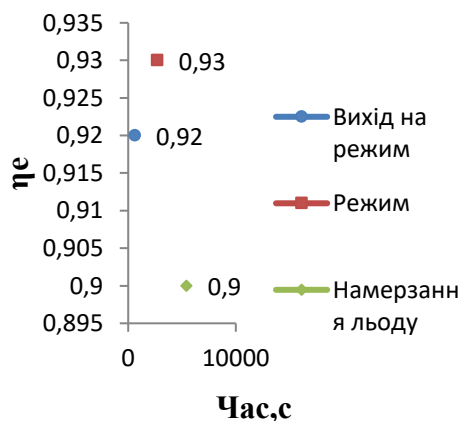
Для всіх інтервалів часу проводимо розрахунок. Величини  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $\eta_t$  являються показниками енергоефективності відповідного режиму роботи.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Розрахунок ентропійним методом

Час, с	$m_v$ , кг/с	$c_v$ , Дж/кг·К	$T_{1п}$ , К	$T_{1к}$ , К	$Q_1$ , Вт	$m_v$ , кг/с	$h_{2п}$ , кДж/кг	$h_{2к}$ , кДж/кг	$Q_2$ , Вт	$\eta_t$
<b>Конденсатор</b>										
Верхнє підключення										
600	0,056	4187	286	290	938	0,00511	424	225	1016,9	0,92
2700	0,056	4187	286	289,9	914	0,00457	438	224	977,98	0,93
5700	0,056	4187	286	289,6	844	0,00433	441	224	939,61	0,9
Нижнє підключення										
600	0,056	4187	286	290,1	961	0,00511	424	225	1016,9	0,94
2700	0,056	4187	286	290	938	0,00457	438	224	977,98	0,96
5700	0,056	4187	286	289,8	890	0,00433	441	224	939,61	0,93
<b>Випарник</b>										
Верхнє підключення										
600	0,273	3521	269,1	268,5	577	0,00511	225,7	397	874	0,66
2700	0,263	3524	267,3	266,5	713	0,00457	224	397	790	0,9
5700	0,256	3527	265,7	264,9	722	0,00433	224	397	749	0,96
Нижнє підключення										
600	0,273	3521	269,3	268,8	481	0,00511	225,7	397	874	0,67
2700	0,263	3524	267,5	266,8	720	0,00457	224	397	790	0,91
5700	0,256	3527	265,9	265,1	722	0,00433	224	397	749	0,96

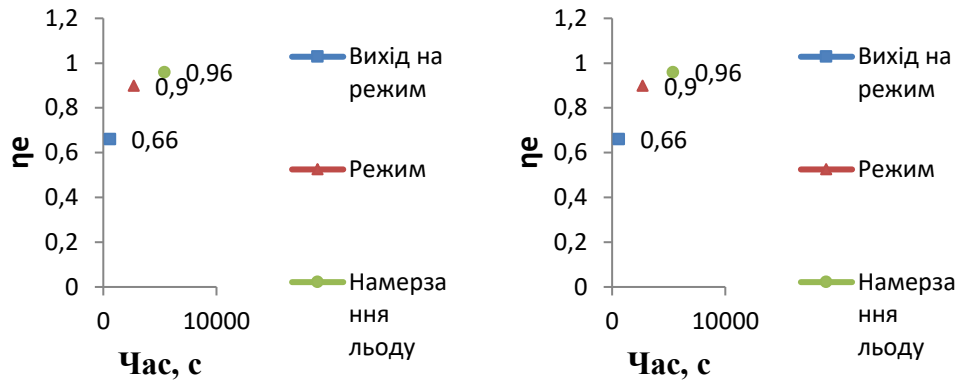
Зобразимо зміну термічного ККД на діаграмах (3.1.1-3.1.2)



а

б

Рис.3.1.1. Термічний ККД конденсатора: а – нижнє підключення, б – верхнє підключення.



а

б

Рис.3.1.2. Термічний ККД випарника: а – нижнє підключення, б – верхнє підключення.

Таким чином енергетичний метод можна застосовувати лише для теплообмінників у яких відбувається теплова взаємодія між теплоносіями. Для нашої термодинамічної системи неможливе використання, так як термічний ККД для теплообмінників з повітряним охолодженням  $\geq 1$ . Тобто кількість теплоти яка віддається і приймається рівна.

Зобразимо графіки залежності температурного КПД від режимів роботи обладнання.

### 3.2. Дослідження ексергетичним методом аналізу.

Ексергетичний ККД, який характеризує ступінь наближення системи до ідеальної, розраховується за формулою:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{ВИХ}}}{\sum E_{\text{ВХ}}} = \frac{\sum E_{\text{ВХ}} - \sum \Pi}{\sum E_{\text{ВХ}}} = 1 - \frac{\sum \Pi}{\sum E_{\text{ВХ}}} \quad (3.5)$$

Втрати на дисипацію та теплову взаємодію визначаємо за формулою:

$$E_{\text{ДТ}} = Q_1 - T_{2m} \cdot (S_{1in} - S_{1out}) \quad (3.6)$$

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $Q_f$  – теплота, яку віддає теплоносій, Вт;  $T_{1m}$  – середня температура теплоносія, який віддає тепло К;  $S_{1in}$  – ентропія теплоносія який віддає тепло, кДж/кг·К;  $S_{1out}$  – ентропія теплоносія який отримує тепло, кДж/кг·К;

$T_{2m}$  – середня логарифмічна температура теплоносія, який отримує тепло, К.

Втрати на теплову взаємодію з навколишнім середовищем визначаємо за формулою:

$$E_0 = Q_l - T_0 \cdot (Q_l/T_{2m}) \quad (3.7)$$

де  $Q_l$  – різниця теплоти між теплоносієм, який віддає тепло та теплоносієм, який отримує, Вт;  $T_0$  – температура навколишнього середовища, К;

Ексергію, яка входить в теплообмінник визначаємо за формулою:

$$E_{in} = Q_1 \cdot (1 - T_0/T_{1m}) \quad (3.8)$$

Ентропію потоку теплоносія знаходимо за формулою:

$$S_j = m_j \cdot c_j \cdot \ln(T_k/T_0) \quad (3.9)$$

де  $m_j$  – масова витрата теплоносія, кг/с;  $c_j$  – питома теплоємність теплоносія, кДж/кг·К;  $T_k$  – температура теплоносія в момент часу, К.

Ентальпія потоку теплоносія знаходимо за формулою:

$$H_j = m_j \cdot c_j \cdot T_k \quad (3.10)$$

Ентропію потоку для холодильного агента знаходимо за формулою:

$$S_f = m_f \cdot s_f \quad (3.11)$$

де -  $m_f$  – масова витрата холодоносія, кг/с;  $s_f$  – питома ентропія в момент часу, кДж/кг·К.

Теплоту, яку виділяє та сприймає теплоносій визначаємо за формулою:

$$Q_j = H_1 - H_2 \quad (3.12)$$

де -  $H_1, H_2$  – ентальпія на вході та виході теплоносія в теплообмінник, Вт.

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоту, яку віддає та сприймає холодильний агент визначаємо за формулою:

$$Q_f = m_f \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.13)$$

де -  $h_1, h_2$  – питома ентальпія на вході та виході холодильного агенту в теплообмінник, кДж/кг.

Різниця теплоту між тілом, яке віддає тепло ти сприймає визначаємо за формулою:

$$Q_1 = (Q_1 - Q_2) \quad (3.14)$$

де -  $Q_1$  – теплота, яку віддає теплоносій, Вт;  $Q_2$  – тепло, яке сприймає теплоносій, Вт.

Всі розрахунки зводимо до таблиць: 3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5.

Таблиця 3.1. Розрахунок коефіцієнта ексергетичної досконалості ефективності роботи драйкулера.

Драйкулер							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
T <sub>win</sub>	К	290,1	289,9	289,6	290	289,8	289,5
T <sub>wout</sub>	К	285,9	285,9	285,8	285,9	285,9	285,9
T <sub>airin</sub>	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
T <sub>airout</sub>	К	285,35	285,2	285,14	285,2	285,1	285
T <sub>0</sub>	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
m <sub>w</sub>	кг/с	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056
m <sub>air</sub>	кг/с	0,851	0,851	0,851	0,851	0,851	0,851
c <sub>air</sub>	кДж/кг·К	1001	1001	1001	1001	1001	1001
c <sub>w</sub>	кДж/кг·К	4187	4187	4187	4187	4187	4187
T <sub>wm</sub>	К	284	284,6	284,62	284,1	284,8	284,9
T <sub>airm</sub>	К	287	287,89	287,97	287,2	288	287,3
Q <sub>w</sub>	Вт	984,75	937,88	890,99	995	942	895
Q <sub>air</sub>	Вт	979,6	934,3	889,55	985,8	936,7	892,1
EDT	Дж/кг·К	12,976	12,364	11,136	13,1	12,25	10,96
E <sub>in</sub>	Дж/кг·К	11,136	10,694	9,63	11,187	10,621	9,601
η <sub>e</sub>		0,153	0,135	0,132	0,146	0,133	0,124

Таблиця 3.2. Розрахунок коефіцієнта ексергетичної досконалості ефективності роботи конденсатора.

Конденсатор							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
Twin	К	290,1	289,9	289,6	290	289,8	289,5
Twout	К	285,9	285,9	285,8	285,9	285,9	285,9
Tfin	К	307,5	321,8	329,6	307,9	322,5	331,1
Tfout	К	291,4	291,4	291,4	284,2	284,2	284,2
T0	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
mw	кг/с	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056
mf	кг/с	0,0051	0,0046	0,0043	0,0051	0,0046	0,0043
cw	Дж/кг·К	4187	4187	4187	4187	4187	4187
hfin	Дж/кг	424000	438000	446000	424000	438500	446300
hfout	Дж/кг	225700	224000	224000	225700	224000	224000
Twm	К	288,1	287,9	287,7	288,1	287,9	287,7
Tfm	К	292,4	292,5	292,5	292,6	292,5	292,5
Hfin	Дж	2162,4	2014,8	1917,8	2162,4	2017,1	1919,1
Hfout	Дж	1151,1	1030,4	963,2	1151,1	1030,4	963,2
Qf	Вт	1011,3	984,4	954,6	1011,3	986,7	955,89
Qw	Вт	984,78	937,89	890,99	961,34	914,44	844,1
EDT	Дж/кг·К	14,889	14,99	14,83	14,66	14,85	14,65
Ens	Дж/кг·К	0,65	0,77	0,69	0,61	0,72	0,63
Ein	Дж/кг·К	28,38	27,649	33,021	28,377	28,833	34,55
$\eta_e$		0,44	0,57	0,47	0,42	0,54	0,44

Таблиця 3.3. Розрахунок коефіцієнта ексергетичної досконалості ефективності роботи випарника.

Випарник							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
Tprin	К	269,1	267,3	265,7	268,9	267,05	265,4
Tprout	К	268,5	266,5	264,9	268,4	266,3	264,7
Tfin	К	266,1	263,3	262	266,1	263,3	262
Tfout	К	271,4	270,2	269,1	271,4	270,2	269,1
T0	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
mpr	кг/с	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273
mf	кг/с	0,0051	0,0046	0,0043	0,0051	0,0046	0,0043

Продовження до таблиці 3.3.

cpr	Дж/кг·К	3521	3524	3527	3521	3524	3527
sfin	Дж/кг·К	1095	1101	1101	1095	1101	1101
sfout	Дж/кг·К	1735	1746	1752	1735	1746	1752
hfin	Дж/кг	257000	224000	224000	257000	224000	224000
hfout	Дж/кг	397000	401000	409000	397000	401000	409000
Tprm	К	268,8	266,9	265,3	268,96	271,1	265,5
Tfm	К	266,2	263,5	262,1	266,2	263,5	262,1
Sprin	Дж/К	-52,48	-58,98	-53,9	-53,1	-59,2	-51,1
Sprout	Дж/К	-54,62	-61,84	-55,8	-54,62	-61,84	-67,7
Sfin	Дж/К	5,59	5,06	5,60	5,59	5,06	5,60
Sfout	Дж/К	8,85	8,03	8,90	8,85	8,03	8,90
Qf	Вт	714	814,2	795,5	714	814,2	795,5
Qпр	Вт	576,74	769,64	710,00	480,62	721,54	674,01
EDT	Дж	3,7	3,4	3,6	3,8	3,4	3,5
Ens	Дж	17,1	15,4	15,9	18,9	18,1	18,9
Ein	Дж	33,03	36,75	34,82	34,92	39,09	36,72
ηe		0,39	0,49	0,44	0,35	0,45	0,39

Таблиця 3.4. Розрахунок коефіцієнта ексергетичної досконалості ефективності роботи фанкойла.

Фанкойл							
		Верхнє підключення			Нижнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
Twin	К	290,1	289,9	289,6	290	289,8	289,5
Twout	К	285,9	285,9	285,8	285,9	285,9	285,9
Tairin	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
Tairout	К	285,35	285,2	285,14	285,2	285,1	285
T0	К	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2	284,2
mw	кг/с	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056
mair	кг/с	0,851	0,851	0,851	0,851	0,851	0,851
cair	кДж/кг·К	1001	1001	1001	1001	1001	1001
cw	кДж/кг·К	4187	4187	4187	4187	4187	4187
Twm	К	284	284,6	284,62	284,1	284,8	284,9
Tairm	К	287	287,89	287,97	287,2	288	287,3

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.MP.142.003.017.ПЗ

Арк.

43

Продовження до таблиці 3.4.

Qw	Вт	984,75	937,88	890,99	995	942	895
Qair	Вт	979,6	934,3	889,55	985,8	936,7	892,1
Ens	Дж/кг·К	11,11	12,11	13,11	14,11	15,11	16,11
Ein	Дж/кг·К	68,04	52,84	69,92	86,424	72,528	110,47
$\eta$		0,16	0,152	0,148	0,16	0,153	0,146

Таблиця 3.4. Розрахунок коефіцієнта ексергетичної досконалості ефективності роботи ємності з водою.

		Ємність з водою	
		Верхнє підключення	Нижнє підключення
Trin	К	268,5	268,8
Trout	К	269,1	269,2
Trm	К	268,8	268,8
Twm	К	274,65	274,85
T0	К	284,2	284,2
mice	кг	5,5	5,4
Sprin	Дж	-54,624	-52,122
Sprout	Дж	-52,479	-53,909
Qpr	Вт	576,7	586
Qw	Вт	511,86	502,5
Ql	Вт	64,9	83,5
EDT	Дж	10,818	9,35
Ens	Дж	0,77	0,55
Ein	Дж	20,42	14,64
$\eta$		0,47	0,36

Зобразимо графіки залежності коефіцієнта ексергетичної досконалості від режимів роботи обладнання та часу для кожного теплообмінного обладнання.

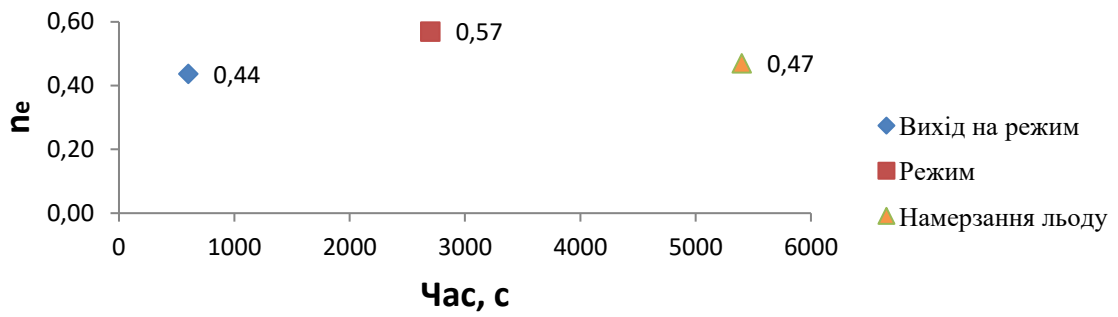


Рис.3.3.1. Ексергетичний коефіцієнт досконалості конденсатора (нижнє підключення)

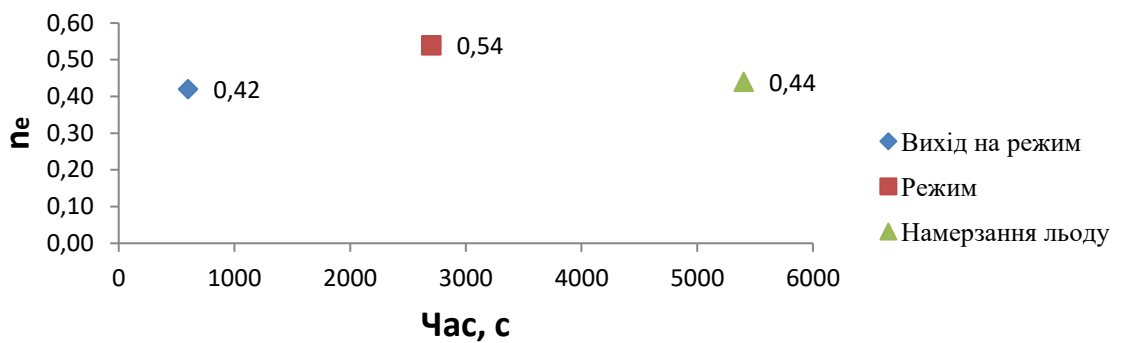


Рис.3.3.2. Ексергетичний коефіцієнт досконалості конденсатора (верхнє підключення)

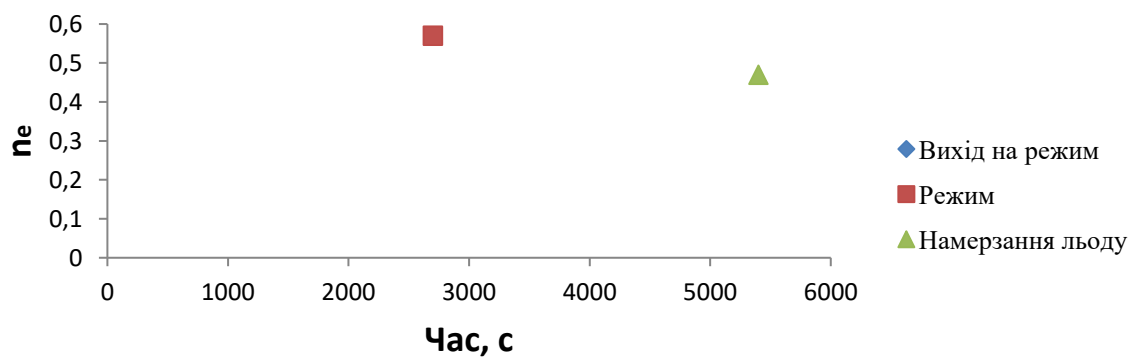


Рис.3.3.3. Ексергетичний коефіцієнт досконалості драйкулера (нижнє підключення)

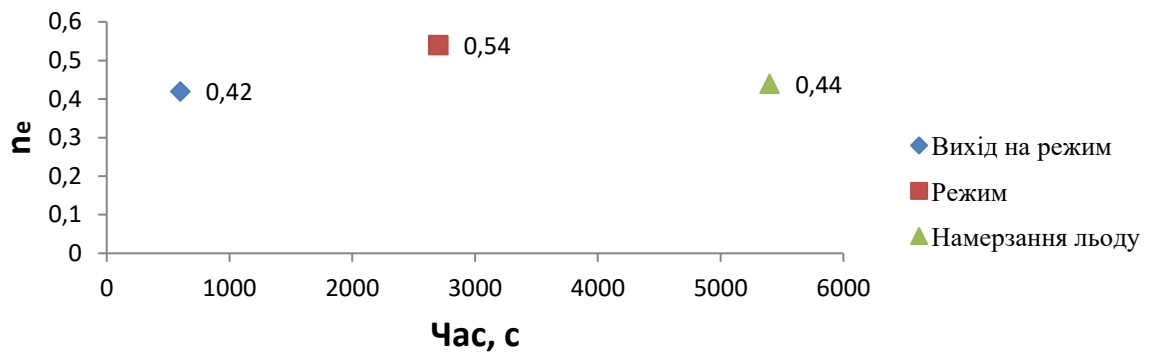


Рис.3.3.4. Ексергетичний коефіцієнт досконалості драйкулера (верхнє підключення)

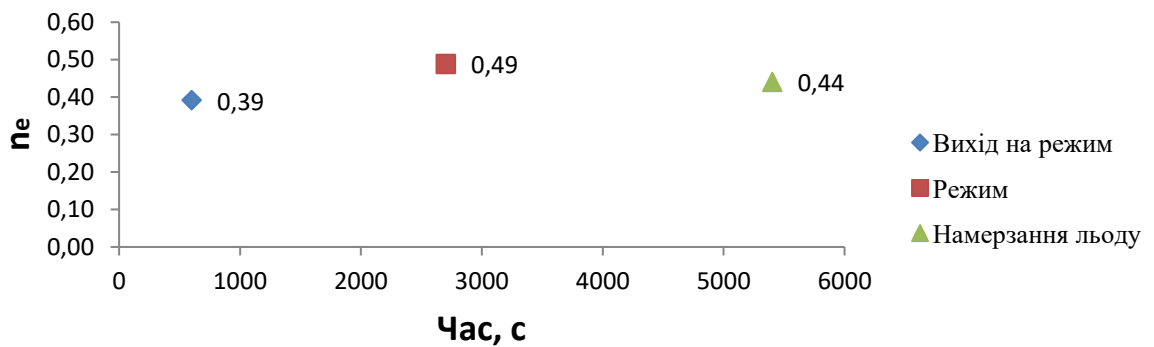


Рис.3.3.5. Ексергетичний коефіцієнт досконалості випарника (нижнє підключення)

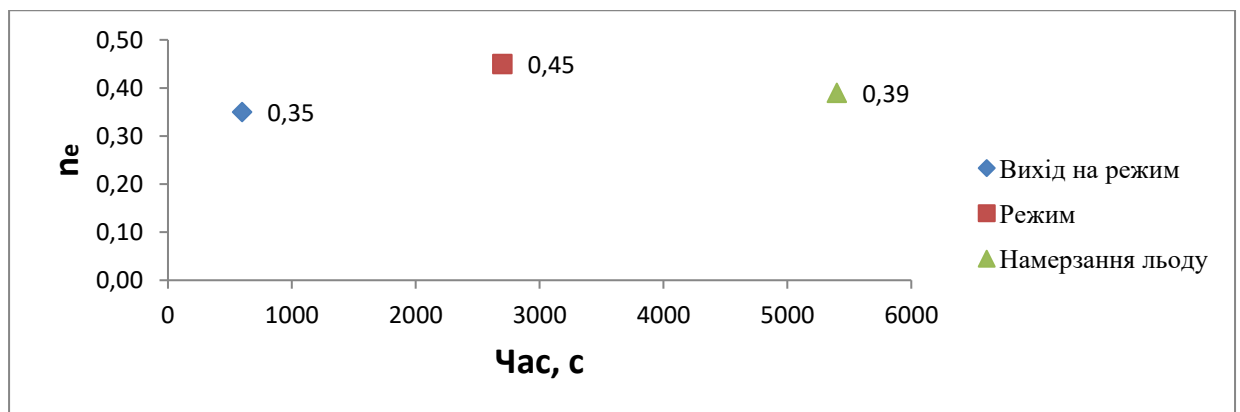


Рис.3.3.6. Ексергетичний коефіцієнт досконалості випарника (верхнє підключення)

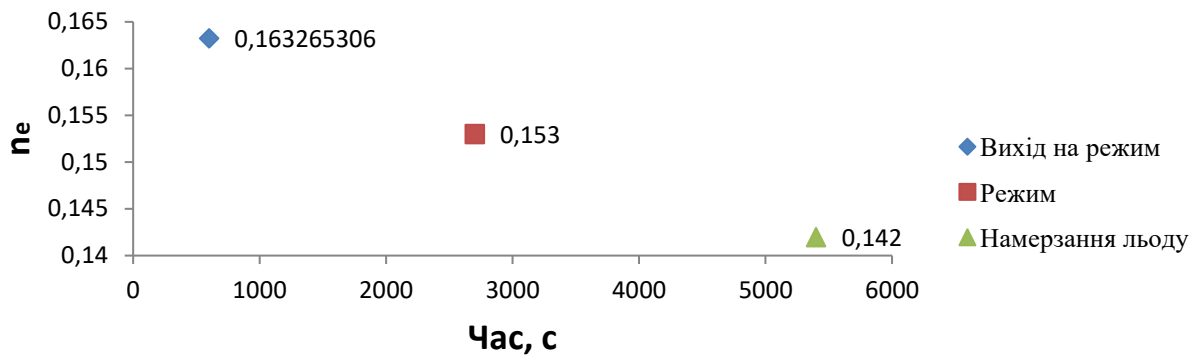


Рис.3.3.7. Ексергетичний коефіцієнт досконалості фанкойла (нижнє підключення)

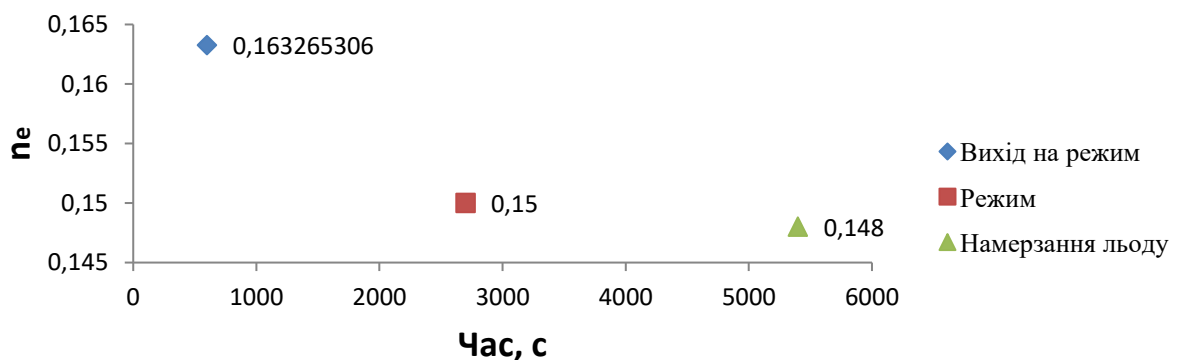


Рис.3.3.8. Ексергетичний коефіцієнт досконалості фанкойла (верхнє підключення)

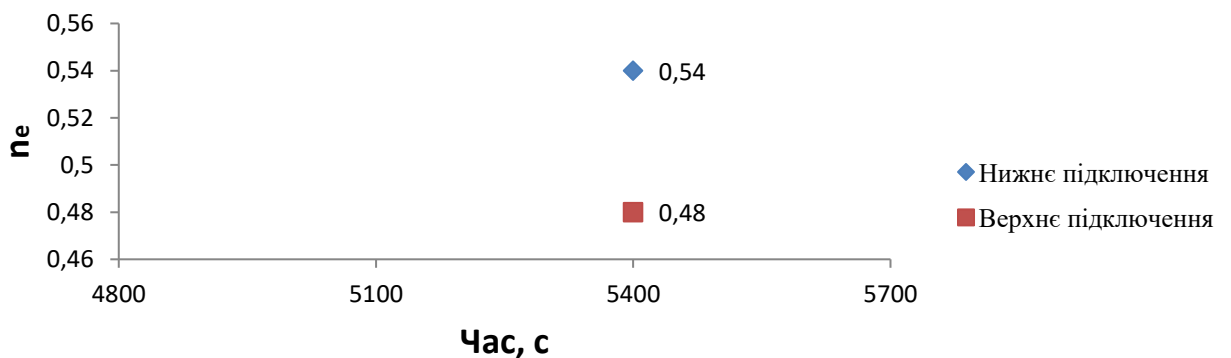


Рис.3.3.9. Ексергетичний коефіцієнт досконалості ємності з водою (верхнє підключення та нижнє підключення)

### 3.3. Дослідження ентропійним (існуючим) методом аналізу.

Даний метод базується на визначенні ексергії та ексергетичному ККД. Тому розрахунок та аналіз даним методом ефективності роботи теплообмінного обладнання є недоцільним і не тому розрахунок проводити не потрібно.

### 3.4. Дослідження ентропійним (нециклічним) методом аналізу.

Даний метод розглядає теплообмінники як систему, як внутрішні втрати на необоротність так і зовнішні. Тому для кожного теплообмінника складаємо енергетичні баланси та визначаємо зростання ентропії ентропійний ККД.

#### 3.4.1. Конденсатор.

Складемо ентропійний баланс:

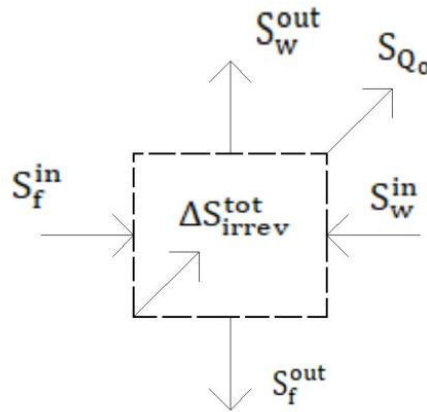


Рис. 3.4.1. Ентропійний баланс конденсатора.

$$S_f^{\text{in}} + S_w^{\text{in}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = S_f^{\text{out}} + S_w^{\text{out}} + S_{Q_0} \quad (3.4.1.)$$

де:  $S_w^{\text{in}}, S_f^{\text{in}}$  – ентропії потоку води та фреону на вході в конденсатор, кДж/кг·К;  $S_w^{\text{out}}, S_f^{\text{out}}$  – ентропії потоку води та фреону на виході з конденсатора, кДж/кг·К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$  - втрати теплоти на зростання ентропії від необоротності процесів, кДж/кг·К;  $S_{Q_0}$  - ентропія, від взаємодії з навколишнім середовищем, кДж/кг·К.

Отже:

$$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = S_f^{\text{out}} + S_w^{\text{out}} - S_f^{\text{in}} - S_w^{\text{in}} + S_0^{\text{kd}} \quad (3.4.1.)$$

Також можемо визначити внутрішні втрати за наступними формулами:

Втрати при взаємодії між теплоносіями.

$$\Delta S_T^{\text{kd}} = \frac{Q_w}{T_{\text{mw}}} - \frac{Q_w}{T_{\text{mf}}} \quad (3.4.2.)$$

де  $Q_f$  – теплота, яку віддає фреон, кВт;  $Q_w$  – теплота, яку отримує вода, Вт;  $T_{mf}$  – середня температура фреону, К;  $T_{mw}$  – середня температура води, К.

Втрати при взаємодії з навколишнім середовищем.

$$\Delta S_0^{kd} = \frac{Q_f - Q_w}{T_0} \quad (3.4.3.)$$

де  $Q_f$  – теплота, яку віддає фреон, кВт;  $Q_w$  – теплота, яку отримує вода, Вт;  $T_{ns}$  – температура навколишнього середовища, К.

Втрати на дисипацію.

$$\Delta S_{\Delta P}^{kd} = \Delta S_{irrev}^{tot} - \Delta S_0^{kd} - \Delta S_T^{kd} \quad (3.4.4.)$$

Теплоту, яку ввідає фреон можемо знайти за формулою:

$$Q_f = m_f \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.4.5.)$$

де  $m_f$  – масова витрата фреону, кг/с;  $h_1, h_2$  – ентальпія на вході та виході з конденсатора, кДж/кг.

Теплоту, яку отримує вода розраховуємо за формулою:

$$Q_f = m_w \cdot c_w \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.4.6.)$$

де  $m_w$  – масова витрата води, кг/с;  $T_1, T_2$  – температура на вході та виході з конденсатора, кДж/кг;  $c_w$  – питома теплоємність, кДж/кг·К.

Ентропію, при взаємодії стінок теплообмінника з навколишнім середовищем можемо розраховуємо за формулою:

$$S_0^{kd} = Q_f - Q_w \quad (3.4.7.)$$

Ентропію потоку для фреону:

$$S_f = m_f \cdot h_f \quad (3.4.7.)$$

Ентропію потоку для води:

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.А
Змн.	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		49

$$S_w = m_f \cdot c_w \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \quad (3.4.8.)$$

Середню логарифмічну температуру:

$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (3.4.9.)$$

Ентропійний коефіцієнт недосконалості визначаємо за формулою:

$$\eta_e = \frac{\Delta S_{irrev}^{tot}}{\Delta S_{irrev}^{max}} \quad (3.4.10.)$$

Максимальні ентропійні втрати визначаємо за формулою:

$$\Delta S_{irrev}^{max} = S_{out}^f - S_{in}^f + \frac{Q_f}{T_0} \quad (3.4.11.)$$

Зводимо всі розрахунки до таблиці 3.4.1.

Таблиця 3.4.1. Розрахунок ентропійного коефіцієнта недосконалості конденсатора.

Конденсатор							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
$S_T^{kd}$	Дж/К	0,051	0,044	0,049	0,059	0,046	0,054
$S_0^{kd}$	Дж/К	0,0003	0,0004	0,0003	0,0005	0,0006	0,0004
$\Delta S_{irrev}^{tot}$	Дж/К	0,051	0,054	0,005	0,06	0,0474	0,055
$S_P^{kd}$	Дж/К	0,0003	0,0004	0,0003	0,0005	0,0008	0,0006
$\Delta S_{irrev}^{max}$	Дж/К	0,101	0,121	0,107	0,1034	0,103	0,0982
$\eta_e^{kd}$		0,56	0,43	0,53	0,58	0,46	0,56
$w_T^{kd}$		0,50	0,36	0,46	0,57	0,45	0,55
$w_0^{kd}$		0,04	0,00	0,00	0,00	0,01	0,00
$w_P^{kd}$		0,46	0,63	0,54	0,42	0,55	0,45

### 3.4.2. Випарник.

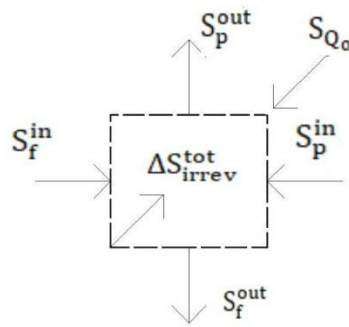


Рис. 3.4.2. Ентропійний баланс випарника.

$$S_f^{\text{in}} + S_p^{\text{in}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = S_f^{\text{out}} + S_p^{\text{out}} - S_{Q_0} \quad (3.4.12.)$$

де:  $S_w^{\text{in}}, S_p^{\text{in}}$  – ентропії потоку пропіленгліколю та фреону на вході в випарник, кДж/кг·К;  $S_p^{\text{out}}, S_f^{\text{out}}$  – ентропії потоку пропіленгліколю та фреону на виході з випарника, кДж/кг·К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$  - втрати теплоти на зростання ентропії від необоротності процесів, кДж/кг·К;  $S_{Q_0}$  - ентропія, від взаємодії з навколишнім середовищем, кДж/кг·К

Аналогічно проводимо розрахунок для випарника та зводимо до таблиці 3.4.2.

Таблиця 3.4.2. Розрахунок ентропійного коефіцієнта недосконалості випарника.

Випарник							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
$S_T^{\text{ev}}$	Дж/К	0,02	0,013	0,021	0,026	0,014	0,024
$S_0^{\text{ev}}$	Дж/К	0,06	0,048	0,056	0,07	0,051	0,065
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$	Дж/К	0,084	0,066	0,0805	0,084	0,066	0,0912
$S_p^{\text{ev}}$	Дж/К	0,0024	0,005	0,0035	0,0028	0,0015	0,0022
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$	Дж/К	0,138	0,129	0,107	0,138	0,129	0,107
$\eta_e^{\text{ev}}$		0,61	0,51	0,56	0,65	0,55	0,61
$w_T^{\text{ev}}$		0,14	0,10	0,20	0,19	0,11	0,22
$w_0^{\text{ev}}$		0,43	0,37	0,52	0,51	0,40	0,61
$w_p^{\text{ev}}$		0,03	0,08	0,04	0,03	0,02	0,02

### 3.4.3. Драйкулер.

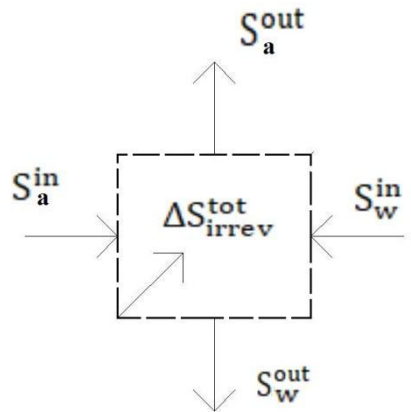


Рис. 3.4.3. Ентропійний баланс драйкулера.

$$S_a^{\text{in}} + S_w^{\text{in}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = S_a^{\text{out}} + S_w^{\text{out}} \quad (3.4.13)$$

де:  $S_w^{\text{in}}, S_p^{\text{in}}$  – ентропії потоку повітря та води на вході в драйкулер, кДж/кг·К;  $S_p^{\text{out}}, S_f^{\text{out}}$  – ентропії потоку повітря та води на виході в, кДж/кг·К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$  - втрати теплоти на зростання ентропії від необоротності процесів, кДж/кг·К;

Аналогічно проводимо розрахунок для драйкулера, та зводимо до таблиці 3.3.3.

Таблиця 3.4.3. Розрахунок ентропійного коефіцієнта недосконалості драйкулера.

Драйкулер							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
$S_T^{\text{ev}}$	Дж/К	0	0	0	0	0	0
$S_0^{\text{ev}}$	Дж/К	0,039	0,037	0,033	0,04	0,39	0,35
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$	Дж/К	0,039	0,037	0,033	0,04	0,39	0,35
$S_p^{\text{ev}}$	Дж/К	0	0	0	0	0	0
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$	Дж/К	0,046	0,044	0,039	0,047	0,045	0,041
$\eta_e^{\text{ev}}$		0,85	0,85	0,83	0,85	0,87	0,88
$w_T^{\text{ev}}$		0	0	0	0	0	0
$w_0^{\text{ev}}$		1	1	1	1	1	1
$w_p^{\text{ev}}$		0	0	0	0	0	0

### 3.4.4. Фанкойл.

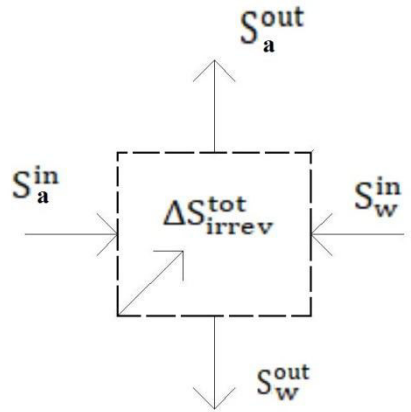


Рис. 3.4.4. Ентропійний баланс фанкойла.

$$S_a^{\text{in}} + S_w^{\text{in}} + \Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}} = S_a^{\text{out}} + S_w^{\text{out}} \quad (3.4.13)$$

де:  $S_a^{\text{in}}, S_w^{\text{in}}$  – ентропії потоку води та повітря на вході в фанкойл, кДж/кг·К;  $S_p^{\text{out}}, S_f^{\text{out}}$  – ентропії потоку пропіленгліколю та фреону на виході з конденсатору, кДж/кг·К;  $\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$  - втрати теплоти на зростання ентропії від необоротності процесів, кДж/кг·К;

Аналогічно проводимо розрахунок для фанкойла, та зводимо до таблиці 3.3.4.

Таблиця 3.4.4. Розрахунок ентропійного коефіцієнта недосконалості фанкойла.

Фанкойл							
		Нижнє підключення			Верхнє підключення		
Час	с	600	2700	5400	600	2700	5400
$S_T^{\text{ev}}$	Дж/К	0	0	0	0	0	0
$S_0^{\text{ev}}$	Дж/К	0,041	0,037	0,039	0,041	0,038	0,041
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{tot}}$	Дж/К	0,041	0,037	0,039	0,041	0,038	0,041
$S_p^{\text{ev}}$	Дж/К	0	0	0	0	0	0
$\Delta S_{\text{irrev}}^{\text{max}}$	Дж/К	0,049	0,048	0,048	0,049	0,048	0,048
$\eta_e^{\text{ev}}$		0,84	0,77	0,81	0,84	0,79	0,85
$w_T^{\text{ev}}$		1	1	1	1	1	1
$w_0^{\text{ev}}$		0	0	0	0	0	0
$w_p^{\text{ev}}$		0	0	0	0	0	0



Зобразимо графіки залежності коефіцієнта ентропійної недосконалості від режимів роботи обладнання та часу для кожного теплообмінного обладнання

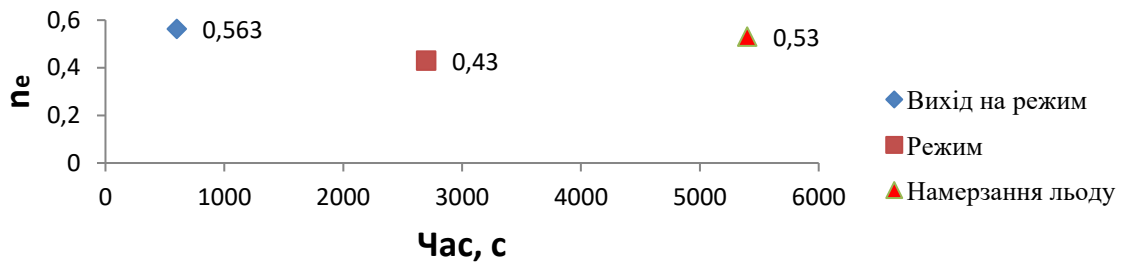


Рис.3.4.1. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (конденсатор (нижнє підключення)).

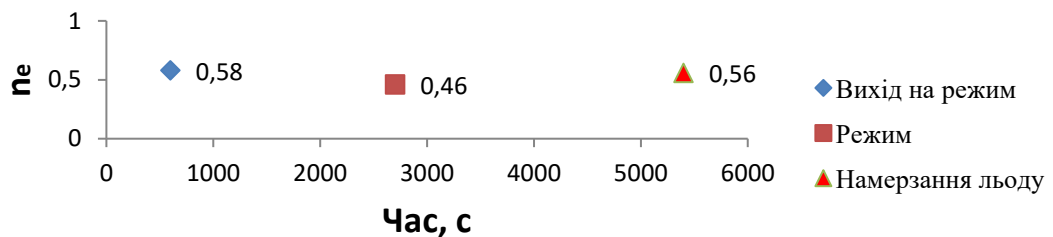


Рис.3.4.2. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (конденсатор (верхнє підключення)).

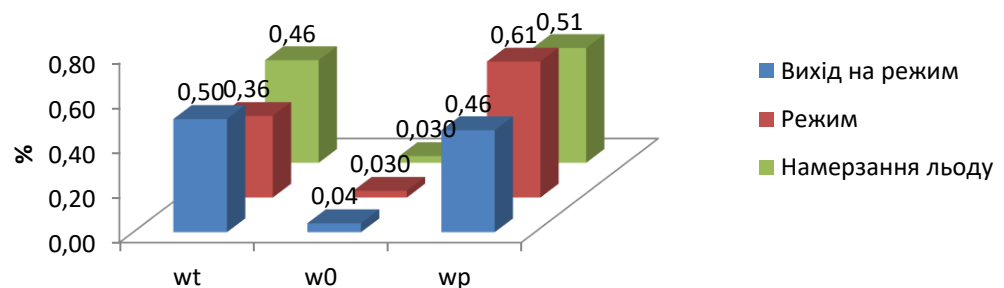


Рис.3.4.3. Внутрішні втрати ентропії для конденсатора (нижнє підключення), %.

										рк.
Змн.	рк.	докум.	дпис	Дата						

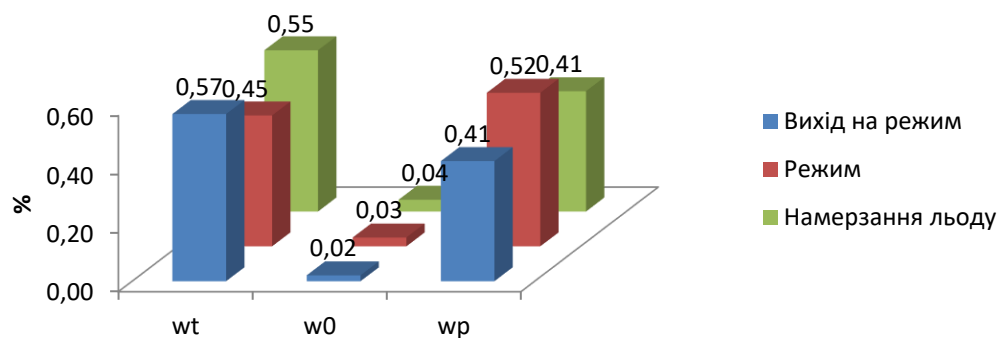


Рис.3.4.4. Внутрішні втрати ентропії для конденсатора (верхнє підключення), %.

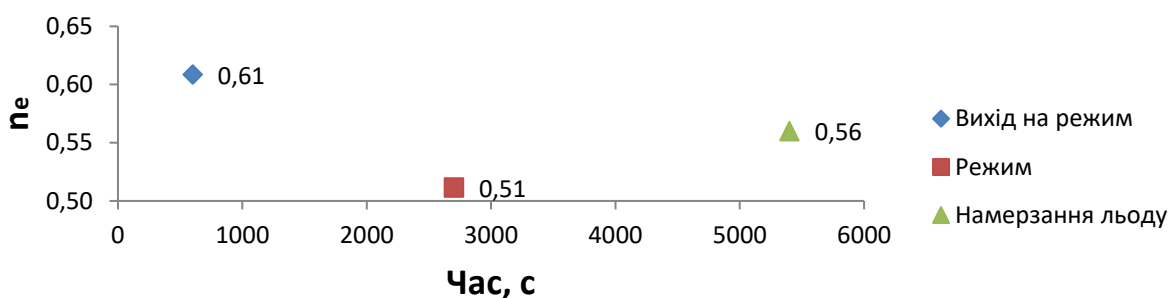


Рис.3.4.5. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (випарник (нижнє підключення))

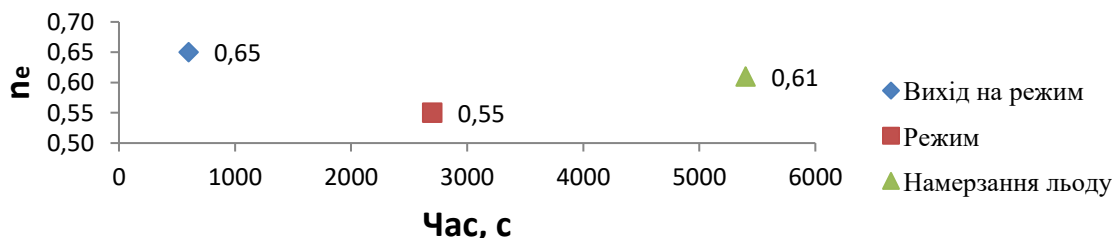


Рис.3.4.6. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (випарник (верхнє підключення))

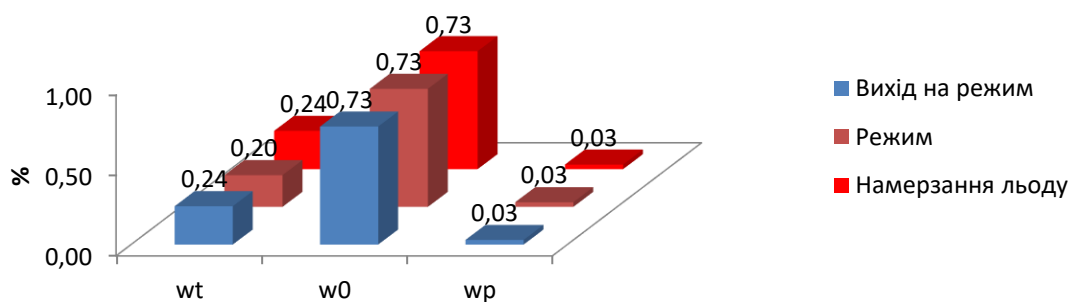


Рис.3.4.7. Внутрішні втрати ентропії для випарника (нижнє підключення), %.

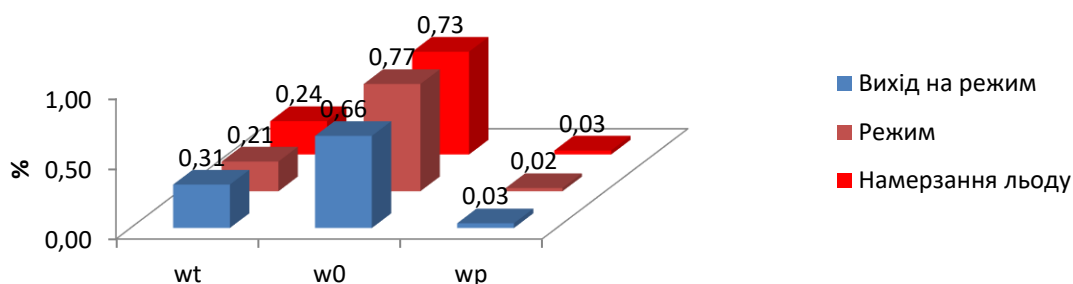


Рис.3.4.8. Внутрішні втрати ентропії для випарника (верхнє підключення), %.

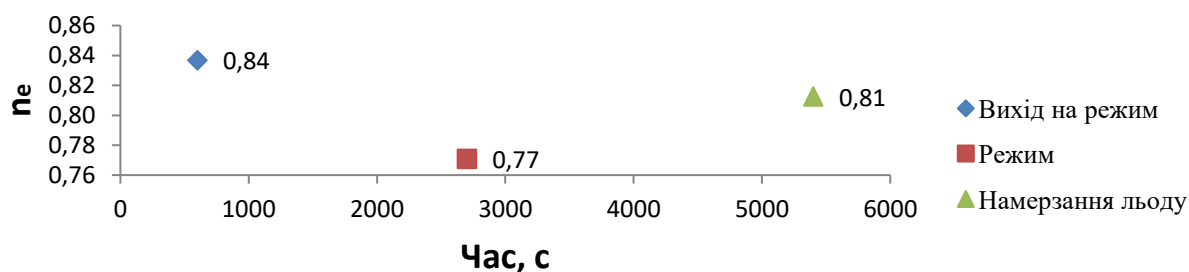


Рис.3.4.9. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (драйкулер (нижнє підключення))

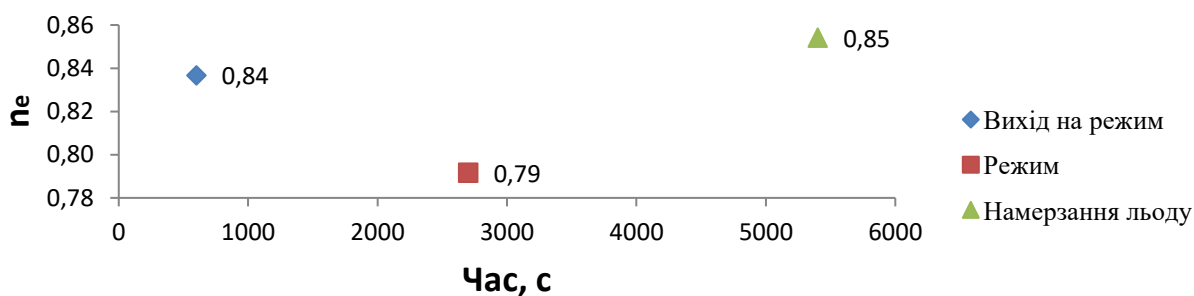


Рис.3.4.10. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (драйкулер (верхнє підключення))

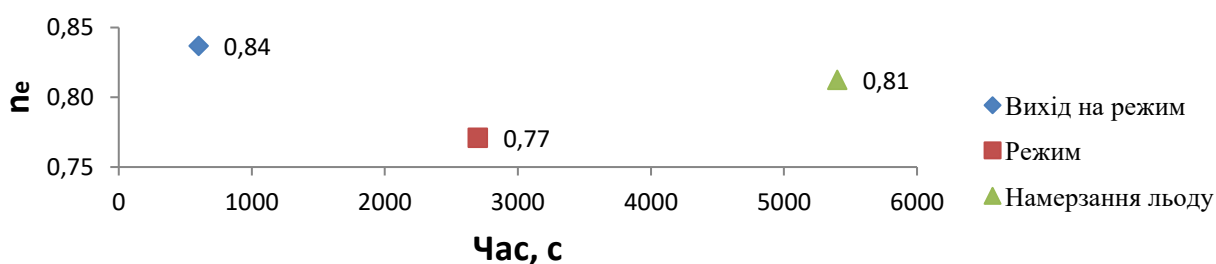


Рис.3.4.11. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (фанкойл (нижнє підключення))

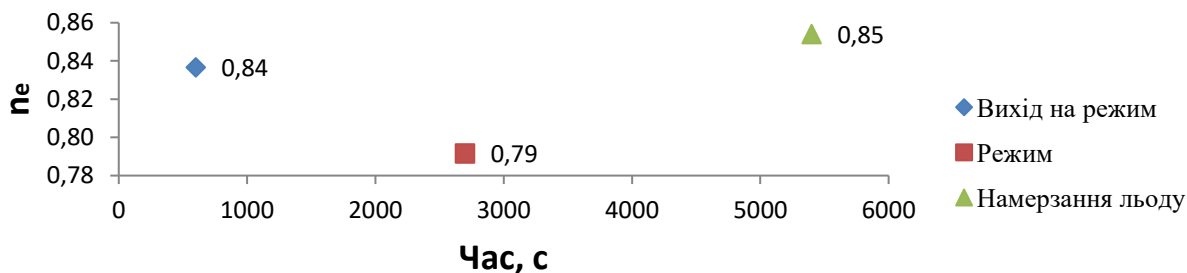


Рис.3.4.12. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (фанкойл (верхнє підключення))

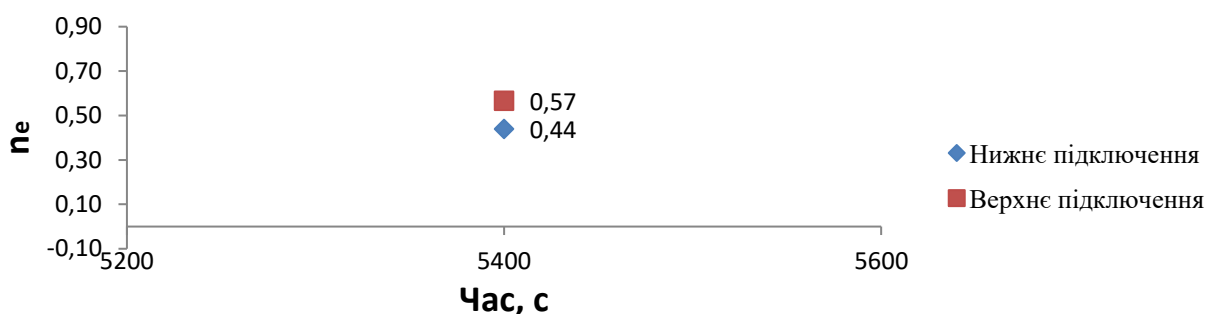


Рис.3.4.13. Залежність коефіцієнта ентропійної недосконалості від режиму роботи. (ємність з водою (верхнє підключення))

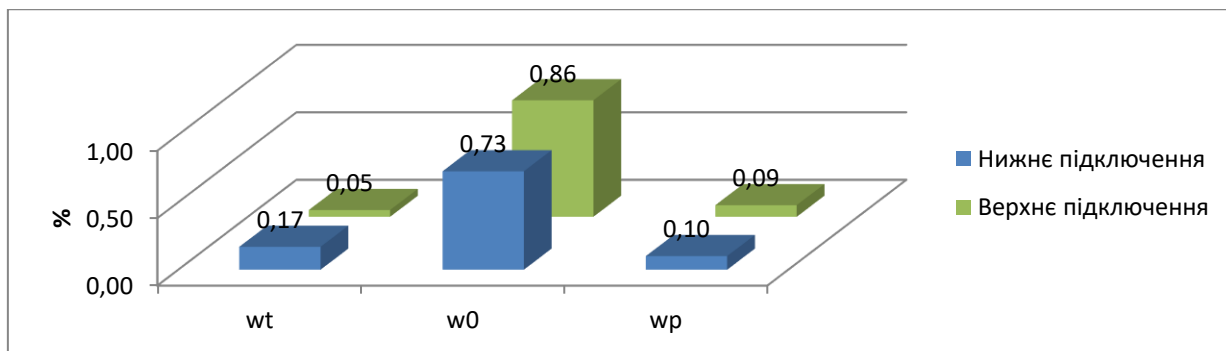


Рис.3.4.14. Внутрішні втрати ентропії для ємності з водою, %.

Після проведення розрахунків існуючими методами аналізу ефективності роботи теплообмінного обладнання: енергетичним, ексергетичним, ентропійним (на базі ексергетичних показників) та ентропійний (нециклічний) було підтверджено, що ентропійний (нециклічний) метод аналізу є «універсальним», тому що його можливо використовувати при

температурах нижче та вище навколишнього середовища, та для теплообмінного обладнання, в якому відбувається фазовий перехід речовини.

Також виявлено переваги «універсального» методу перед іншими методами аналізу.

Енергетичний метод дозволяє оцінити енергетичні перетворення в системі чи в окремому обладнанні лише кількісно. Як наслідок, встановити зв'язок між параметрами системи та енергетичною недосконалістю неможливо.

Ексергетичний метод дає якісну та кількісну оцінку будь-якої форми енергії, але для її отримання потрібно оперувати поняттям «втрати роботи» (ексергетичні втрати). Таке поняття достатньо умовне для процесів теплообміну, що ускладнює дослідження теплообмінного обладнання.

За ексергетичним методом коефіцієнт досконалості визначається відносно спожитої роботи. Ця особливість не дає можливість досліджувати елементи системи відокремлено від системи, яка містить соживач роботи.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 4. СТРАТЕГІЇ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ З НАКОПИЧУВАЧАМИ ЛЬОДУ

У роботах Грищенка Р.В. зазначено, що, системи зберігання низькопотенціальної енергії *CTES* на основі льоду *ITES* (*Ice Thermal Energy Storage*) можуть змінити піковий попит на охолодження та знизити експлуатаційні витрати на електричну енергію (з часом використання) споживачами низькопотенціальної енергії (в подальшому *холоду*). Точне прогнозування навантаження охолодження та оптимальна стратегія керування накопиченням та таненням льоду системи *ITES* - це два найважливіші елементи комплексу заходів з підвищення продуктивності системи холодопостачання та досягнення економії енергії. Існує значний потенціал економії при вдосконаленні поточної стратегії експлуатації шляхом відповідного планування роботи окремих одиниць обладнання системи *ITES*, в тому числі, визначення динамічних показників накопичувача льоду.

Існуючі стратегії управління для більшості реалізованих на підприємствах та в будівлях *ITES* є досить простими: ці системи керуються вручну або обмежуються управлінням на основі ємності накопичувача та управлінням на основі пріоритетів. Такі традиційні *евристичні* стратегії управління не дозволяють використати всі переваги наявного накопичувача і часто призводить до дуже обмеженої економії коштів [187]. В той же час, про значний потенціал оптимальної стратегії управління було зазначено в попередніх дослідженнях шляхом порівняння з евристичними стратегіями [187], [188]. Ці дослідження свідчать про те, що переваги системи *ITES* можна було б досягти максимально, коли навантаження системи холодопостачання належним чином розподілені відповідно до оптимальної стратегії.

Системи охолодження з накопичувачами льоду можуть експлуатуватися в режимах як повного, так і часткового зберігання, в залежності від того, чи достатньо велика ємність сховища для підтримки загального обсягу потреби в охолодженні в години пік:

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- *Режим повного зберігання (Full Storage)*. Чиллер не працює в піковий період, а все навантаження охолодження задовольняється накопичувачем льоду. Початкова вартість обладнання висока через підвищені вимоги до холодильного обладнання та накопичувача, але при цьому можна досягти найбільшої економії. Така стратегія зберігання підходить для системи з коротким піковим періодом або великими тарифами протягом пікового періоду.

- *Режим часткового зберігання (Partial Storage)*. У системі часткового зберігання чиллер та сховище разом відповідають за забезпечення навантаження в піковий період.

В режимі стратегії пріоритету чилера накопичувач льоду задовольняє навантаження тільки тоді, коли навантаження перевищує потужність чиллера. Чиллер постійно працює з повним навантаженням.

Для стратегії пріоритету сховища чиллер задовольняє навантаження тільки тоді, коли навантаження перевищує загальну ємність сховища. Чиллер не працює постійно на повну потужність. Також може використовуватися комбінація цих стратегій управління.

Режими стратегії пріоритету ціни залежать від погодинної ціни на електроенергію. Накопичувач льоду спочатку розряджається, коли ціна на електроенергію висока. Коли ціна на електроенергію відносно низька, для задоволення охолоджуючого навантаження використовуються чиллери.

#### **4.1. Оптимальна стратегія керування системою холодопостачання з накопичувачами льоду (льодоаккумуляторами).**

З огляду на той факт, що тарифи на електроенергію, навантаження охолодження і температура навколишнього середовища є динамічними змінними, традиційні стратегії управління практично ніколи не є оптимальними, відповідно, максимальна потенційна економія витрат при експлуатації ITES не досягається. На сьогодні оптимальна стратегія керування, яка може мінімізувати витрати на енергію систем

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодопостачання з ITES, не сформульована. Одна з причин цього полягає у відсутності доступних інженерних моделей оптимального керування системами холодопостачання з ITES.

При розробленні відповідних оптимізаційних моделей необхідно сформулювати критерій оптимізації, який би об'єктивно оцінював сенс використання ITES в складі системи холодопостачання. Враховуючи новітні тенденції збору даних та аналізу даних, оптимальну стратегію управління тепер можна розробити за допомогою реального набору даних про ефективність, оцінюючи поточний робочий стан системи та, відповідно, покращуючи експлуатаційні показники, досягти максимального потенціалу ефективності системи. Таке рішення, кероване даними, може більш точно вирішити задачу оптимізації конкретної ITES.

**4.2.1. Цільова функція оптимізації.** Традиційно як критерій оптимізації стратегій управління обирають експлуатаційні витрати системи охолодження. Для системи, яка включає чиллери і систему зберігання, загальна річна вартість складається з капітальних витрат на чиллери  $C_{ch}$  і накопичувачів льоду  $C_{st}$  на додаток до річних експлуатаційних витрат. Останнє є функцією максимуму періоду роботи, споживаної електроенергії  $E_{el}$  і вартості електроенергії  $e_{el}$ . Загальна річна вартість може бути виражена в загальному вигляді як

$$C_{total} = a^c (C_{ch} + C_{st}) + \int_0^{top} e_{el} E_{el} dt, \quad (4.1)$$

де  $a^c$  – коефіцієнт повернення капіталу  $a^c = i^r (1 + i^r) n_i / ((1 + i^r) n_i - 1)$ , який при множенні на загальну суму інвестицій дає щорічну виплату, необхідну для повернення інвестицій через певний період часу ( $n_i$ );  $i^r$  – процентна ставка на капітал (*interest rate on the capital*).

У капітальні витрати входять придбання, установка і обслуговування устаткування. Як правило, технічне обслуговування включено в капітальні

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрати  $C_{ch}$  і  $C_{st}$ , а його вартість приймається як відсоток від капітальних витрат.

Капітальні витрати на чиллери можна оцінити за індексом вартості механічного обладнання, де капітал пов'язаний з потужністю обладнання, а капітальні витрати на накопичувач льоду, очевидно, задаються кількістю накопичуваного льоду.

Для систем холодопостачання промислових підприємств та кондиціонування повітря навантаження визначається за часовою зміною навантаження охолодження, яка, в свою чергу, залежить від типу навантаження і, в значній мірі, від умов навколишнього середовища. Крім того, вартість електроенергії, очевидно, є детермінованим чинником, тому слід ретельно розглянути різні ставки тарифів на електроенергію, час використання, фіксована вартість електроенергії, тарифи споживачів та будь-який інший метод структурованого обліку.

Відповідно, предметом мінімізації витрат має стати змінна складова в рівнянні (1), а саме

$$M = \min \sum_{i=0}^{23} (e_{eli} \times E_{eli}) = \min \{ \sum_{i=0}^{22} (e_{eli} \times (Q_{chi}/COP_{chiller} + Q_{chi}/COP_{pump} + Q_{chi}/COP_{ct})) + \sum_{i=0}^{22} (e_{eli} \times Q_{sti}/COP_{ice}) + \sum_{i=23}^8 (e_{eli} \times E_{chr}) \}, \quad (4.2)$$

де  $Q_{chi}$ ,  $Q_{sti}$  – навантаження чиллерів та системи накопичення льоду;  $COP_{chiller}$ ,  $COP_{ice}$  – коефіцієнти ефективності (продуктивності - coefficient of performance) чиллерів та льодоакумуляторів (відношення повного холодильного навантаження  $Q_o$  до повної спожитої електроенергії  $E_{tot}$ )

$$COP = Q_o / E_{tot}; \quad (4.3)$$

$COP_{pump}$ ,  $COP_{ct}$  – коефіцієнт ефективності насосної системи та градирень (cooling towers) відносно навантаження охолодження, що задовольняється чиллерами;  $E_{chr}$  – витрата електроенергії на заряджання льодоакумулятора як функція загального навантаження накопичувача льоду.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо зміну загального навантаження охолодження можна визначити з характеристик системи охолодження, то невідомими є значення коефіцієнтів ефективності, як функцій навантаження обладнання та параметрів довкілля.

**4.2.2. Холодильна машина (чиллер).** Енергетична ефективність холодильної машини залежить, в першу чергу, від співвідношення температурного режиму (температур охолоджуваного середовища та довкілля), що змінюється протягом доби та періоду експлуатації, та рівня завантаженості (*part load rate PLR*).

Щоб забезпечити порівнянність результатів аналізу енергоефективності холодильної установки, доцільно визначати її як відношення *енергоефективності* реального циклу до *енергоефективності* деякого еталонного «ідеалізованого» циклу.

У *VDMA 24247-2 2 “Energy efficiency of refrigeration systems – Requirements for the system design and the components”* («Енергоефективність холодильних систем - Вимоги до розроблення системи та компонентів», *VDMA 24247-2 2* – стандарт Німецької спілки машинобудівників *VDMA*) *COP* реальної холодильної системи порівнюється з *COP* циклу Карно (*CARNOT cycle*) між температурами «теплого»  $T_U$  і «холодного»  $T_N$  джерел, тобто

$$\eta_{COP} = COP_{real} / COP_{Reference} = COP_{real} / COP_{NUC}. \quad (4.4)$$

де  $COP_{NUC} = T_N / (T_U - T_N)$ .

Цей коефіцієнт – так званий «рівень енергоефективності - *energy efficiency level*» («загальна енергоефективність - *total energy efficiency*»). Він ідентичний «ексергетичній ефективності - *exergetic efficiency*» холодильної машини («другому закону ефективності - *second law efficiency*»).

- *Вплив температурного режиму циклу.* Реальний цикл чиллера між температурами  $T_o$  і  $T_c$  вимагає більшої спожитої потужності, ніж цикл Карно між температурами  $T_N$  і  $T_U$ , якщо передбачається, що обидва процеси мають однакову холодопродуктивність.

									Арк.
									64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.017.ПЗ				

Таким чином, якщо вважати, що  $\eta_{\Delta T} \approx Const$ , отримаємо

$$COP_{oc} = \eta_{\Delta T} COP_{NUC} = \eta_{\Delta T} [T_N / (T_U - T_N)] \approx Const [T_N / (T_U - T_N)], \quad (4.5)$$

де  $\eta_{\Delta T}$  – рівень енергоефективності,  $COP_{oc}$  – коефіцієнт ефективності, що враховують вплив лише різниці температур циклу (при нехтуванні впливом на COP інших параметрів роботи чиллера). Тобто, рівняння (5.5) описує так звану часткову або ж «виокремлену» функцію системи (*partial system function*).

Якщо, в першому наближенні припустити, що  $COP_{oc} = COP_{ocC}$ , де  $COP_{oc}$  – коефіцієнт ефективності оборотного циклу Карно в межах температур  $T_o$  і  $T_c$ , то можна записати

$$COP_{oc} \approx T_o / (T_c - T_o) = \eta_{\Delta T} [T_N / (T_U - T_N)]. \quad (4.6)$$

Тобто, якщо при фіксованому навантаженні чиллера та деякому фіксованому температурному режимі ( $T_{o\ ref}$ ,  $T_{c\ ref}$ ,  $T_{N\ ref}$ ,  $T_{U\ ref}$ )  $COP_{ch}$  мав деяке значення  $COP_{ch\ ref}$ , то при зміні температурного режиму коефіцієнт ефективності набуде значення:

$$\begin{aligned} COP_{ch} &\approx COP_{ch\ ref} \cdot (COP_{oc} / COP_{oc\ ref}) \approx \\ &\approx COP_{ch\ ref} \cdot [T_o / (T_c - T_o)] / [T_{o\ ref} / (T_{c\ ref} - T_{o\ ref})] \approx \\ &\approx COP_{ch\ ref} \cdot [T_N / (T_U - T_N)] / [T_{N\ ref} / (T_{U\ ref} - T_{N\ ref})]. \end{aligned} \quad (4.7)$$

З (4.7) можна отримати вплив зниження температури навколишнього середовища на підвищення коефіцієнта ефективності чиллера в нічний непіковий час. Відповідно, підвищення ефективності роботи холодильної машини в непіковий нічний час є додатковим джерелом зниження енерговитрат та, відповідно, експлуатаційних витрат.

Порівняння відносної зміни  $COP_{real}$  при зміні температур  $T_o$  і  $T_c$  за (4.7) з результатами комплексного аналізу роботи холодильної машини Raja Kumar Gond et al, проведеного для R134a, R290, R123, R600, R600a, R717, R152a ( $T_o = 248...283K$ ,  $T_c = 298...323K$ ), засвідчило, що відхилення не перевищує  $\pm 8\%$ .

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно, результати комплексного аналізу холодильного циклу R12 ( $T_o = 253...269\text{K}$ ,  $T_c = 297...313\text{K}$ ), проведеного Т. Hari Prasad et al, співпали з розрахунком з точністю  $\pm 10\%$ .

Результати комплексного аналізу Jing-Nang Lee et al (R-22,  $T_N = 277\text{K}$ ,  $T_U = 303...318\text{K}$ ,  $T_o = 267$ ,  $T_c = 313...328\text{K}$ ) відповідали розрахункам за пропонованою методикою з точністю  $\pm 3\%$ .

- *Вплив завантаженості чиллера.* Співвідношення між COP чиллера і коефіцієнтом часткового навантаження PLR, в основному, залежить від механічного ККД компресорів. Можна очікувати, що COP гвинтового чиллера за довільних методів регулювання має тенденцію до збільшення зі зростанням PLR чиллера для будь-якої заданої температури зовнішнього повітря. Ця залежність пов'язана з ситуацією, коли комбінований ККД двигуна і трансмісії гвинтового компресора плавно зменшуються при падінні навантаження чилера. (Якщо розглядати поршневі компресори, така залежність буде дещо іншою, тому що ефективність компресора *значно падає*, коли циліндри розвантажуються в умовах невеликого навантаження).

Аналіз результатів моделювання роботи холодильної установки з повітреохолоджуванним чиллером (гвинтовий компресор, холодоагент R=134a), проведеної F.W. Yu, K.T. Chan], дозволив узагальнити вплив часткового навантаження на енергоефективність чиллера у вигляді лінійної залежності

$$COP_{PLR} = COP_o - 0,56 \cdot COP_o (1 - PLR), \quad (4.8)$$

де  $COP_o$  – коефіцієнт ефективності при повному завантаженні чиллера,  $PLR=1$ ; (відповідність розрахованих за (5.8) значень  $PLR \pm 4\%$ ).

На Luo et al провели комплексний аналіз роботи холодильної установки з водоохолоджуваними чиллерами (гвинтові компресори, холодоагент R=22), та отримали масив експериментальних даних, які вони узагальнили у вигляді рівняння ( $R^2 = 0,9066$ )

$$COP_{PLR} = 5,715 \cdot PLR^{0,7584}. \quad (4.9)$$

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У вигляді (8) експериментальні дані узагальнюються залежністю

$$COP_{PLR} = COP_o - 0,78 \cdot COP_o (1 - PLR), \quad (4.10)$$

(відповідність розрахованих за (10) значень  $COP_{PLR}$  становить  $\pm 7\%$ ).

За результатами дослідження Yan Junwei et al крупної холодильної установки з водяним охолодженням та турбокомпресорами значення  $COP_{PLR}$  знаходяться в межах розрахованих за (8), (10) значень.

Тоді, вплив на коефіцієнт ефективності зміни навантаження та температурного режиму може бути описане рівнянням:

$$COP_{ch} = [COP_o - k \cdot COP_o (1 - PLR)] \cdot [T_o / (T_c - T_o)] / [T_{o\ ref} / (T_{c\ ref} - T_{o\ ref})] \approx \\ \approx [COP_o - k \cdot COP_o (1 - PLR)] \cdot [T_N / (T_U - T_N)] / [T_{N\ ref} / (T_{U\ ref} - T_{N\ ref})],$$

де  $k$  – коефіцієнт,  $k = 0,56 \dots 0,78$ .

Можна зробити висновок, що енергетичний та ексергетичний аналізи надають різні уявлення про ефективність CTES. Як енергетичний, так і ексергетичний аналізи враховують кількість енергії, що втрачається в процесах накопичення. До того ж, ексергетичний аналіз враховує втрату якості "холодної" енергії і, таким чином, більш повно та об'єктивно відображає фактичну ефективність CTES.

Крім того, аналіз ексергії концептуально є більш прямим, коли застосовується до систем CTES, оскільки холод розглядається як корисний товар. Таким чином, енергетичний аналіз стає заплутаним і заплутаним, оскільки потрібно мати справу з тепловими потоками, одночасно враховуючи той факт, що холод є корисним входом і продуктом, що відновлюється для систем CTES. Ексергетичний аналіз за своєю суттю розглядає будь-яку величину, яка вийшла з рівноваги з навколишнім середовищем (холоднішим чи гарячішим) як цінним товаром і тим самим уникає інтуїтивного конфлікту у виразах, пов'язаних з енергетичним аналізом CTES. Поняття про те, що холод - цінний товар, є логічним і відповідає інтуїції, коли застосовується до систем CTES.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Сучасна інженерна освіта та практика проєктування енергетичних систем вимагають переходу від формального декларування норм безпеки до глибокого системного аналізу ризиків.

Технологія «Ice Storage» базується на використанні латентної теплоти фазового переходу води або евтектичних розчинів. Процес наморожування льоду на теплообмінних поверхнях (internal melt) або в об'ємі резервуару (external melt) створює унікальний профіль небезпек, який відсутній у стандартних системах кондиціювання. Дослідник, що працює з таким обладнанням, стикається з ризиками кріогенного впливу, механічного руйнування судин внаслідок об'ємного розширення льоду, а також специфічними токсикологічними загрозами при роботі з інгібованими гліколями.

### 1.2. Специфіка об'єкта дослідження: Технологічні виклики

Системи «Ice Storage» функціонують у циклічному режимі зарядки (наморожування) та розрядки (танення). Ця цикличність накладає відбиток на втому матеріалів та стабільність термодинамічних параметрів. Аналіз показав, що більшість студентських робіт ігнорують динаміку зміни агрегатного стану речовини як фактор небезпеки, зосереджуючись лише на стаціонарних режимах роботи компресора. Проте, саме перехід води у твердий стан супроводжується збільшенням об'єму на 9%, що при відмові автоматики контролю товщини льоду може призвести до катастрофічного руйнування теплообмінника та викиду робочих рідин під тиском.

Крім того, лабораторні дослідження часто проводяться в обмеженому просторі, де концентрація шкідливих речовин (у випадку витоку) може миттєво досягти критичних значень. Тому, розглядаючи охорону праці, необхідно враховувати аеродинаміку приміщення, кратність повітрообміну та

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

наявність зон застою, де можуть накопичуватися пари холодоагентів або гліколів, які часто важчі за повітря.

## **2. Регулювання роботи з екранними пристроями та обчислювальною технікою**

Значна частина дослідницької роботи присвячена математичному моделюванню та обробці експериментальних даних, що передбачає тривалу роботу за комп'ютером. Традиційно, в роботах посиляються на ДСанПіН 3.3.2.007-98. Однак, аналіз нормативної бази свідчить про його неактуальність у сучасних умовах.

Згідно з останніми розпорядчими документами, сфера безпеки при роботі з комп'ютерною технікою регулюється **НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями»**, затвердженим Наказом Міністерства соціальної політики України від 14.02.2018 № 207. Цей документ змінив парадигму з контролю випромінювання (яке у сучасних LED/LCD моніторах є незначним) на контроль ергономіки та психофізіологічного навантаження.

**Ключові вимоги НПАОП 0.00-7.15-18, які необхідно інтегрувати в роботу:**

- Організація робочого простору:** Робоче місце повинно бути спроектоване таким чином, щоб користувач міг змінювати позу, а обладнання не обмежувало його рухів. Важливим аспектом є можливість регулювання висоти робочої поверхні та кута нахилу спинки крісла, що дозволяє уникнути статичних перевантажень опорно-рухового апарату.

- Візуальні параметри:** Відсутність відблисків на екрані, регульована яскравість та контрастність, чіткість символів. Забороняється робота з моніторами, що мають мерехтіння або нестабільне зображення, оскільки це провокує зорову втоми та неврологічні розлади.

- Режим праці:** Обов'язкові регламентовані перерви для зняття зорового

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.А
						6955
Змн.	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		

та м'язового напруження. Документ забороняє технічне обслуговування та ремонт комп'ютерної техніки безпосередньо на робочому місці користувача, що є важливим зауваженням для лабораторних умов, де експериментальний стенд і комп'ютер часто розташовані поруч.

## **2.1. Експлуатація обладнання під тиском та холодильних установок**

Тепловий насос системи «Ice Storage» класифікується як обладнання підвищеної небезпеки. Основним регуляторним актом у цій сфері є **НПАОП 0.00-1.81-18 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском»**.

Цей нормативний акт встановлює жорсткі вимоги до:

• **Арматури та запобіжних пристроїв:** Усі посудини, що працюють під тиском (включаючи ресивери, конденсатори, випарники теплових насосів), повинні бути оснащені запобіжними клапанами, які запобігають перевищенню робочого тиску більше ніж на 15% (або інші значення згідно з паспортом). Важливим є правило, що запірний орган арматури при обертанні за годинниковою стрілкою повинен закриватися — це стандарт уніфікації дій персоналу в аварійних ситуаціях.

• **Маркування:** Трубопроводи повинні мати чітке кольорове маркування залежно від речовини, що транспортується, та стрілки, що вказують напрямок потоку. Це критично для систем Ice Storage, де існують контури з різними теплоносіями (холодоагент, гліколь, вода).

• **Кваліфікація персоналу:** Згідно з **ДСТУ EN 13313:2009 «Установки холодильні та теплові насоси. Компетентність персоналу»**, до роботи допускаються лише особи, що пройшли спеціальне навчання та атестацію. Це стосується і студентів-дослідників, які повинні пройти інструктаж перед початком експериментів.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

## 2.2. Пожежна безпека та категорювання приміщень

Застарілі посилання на радянські ГОСТи (зокрема ГОСТ 12.1.004-91) є неприпустимими. Сучасна система пожежної безпеки в Україні базується на **Кодексі цивільного захисту України** та **НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні»**.

Для лабораторних приміщень критично важливим є правильне визначення категорії за вибухопожежною та пожежною небезпекою згідно з **ДСТУ Б В.1.1-36:2016**. Категорія приміщення визначає вимоги до електрообладнання, системи вентиляції та засобів пожежогасіння. Неправильне визначення категорії (наприклад, заниження небезпеки при використанні горючих гліколів або вуглеводневих холодоагентів) може призвести до кримінальної відповідальності у випадку аварії.

## 3. Комплексний аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

У дослідженні теплових насосів з акумуляцією холоду на персонал впливає комбінація специфічних факторів, які потребують детального розгляду.

### 3.1. Хімічна безпека: Токсикологія теплоносіїв

Системи «Ice Storage» практично завжди використовують проміжні теплоносії (холодоносії) для транспортування теплової енергії при температурах нижче 0°C. Найпоширенішими є водні розчини гліколів. В роботах часто ігнорується фундаментальна різниця між етиленгліколем та пропіленгліколем, що є грубою помилкою з точки зору охорони праці.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Аналіз ризиків використання гліколів:

Характеристика	Етиленгліколь (MEG)	Пропіленгліколь (MPG)
<b>Токсичність</b>	<b>Висока.</b> Смертельна доза для людини може становити близько 1.4 мл/кг маси тіла. Вражає центральну нервову систему, нирки та серце.	<b>Низька.</b> Вважається безпечним, використовується в харчовій промисловості (добавка E1520). Нетоксичний при випадковому проковтуванні малих доз.
<b>Шляхи потрапляння</b>	Проковтування (має солодкий смак, що підвищує ризик), інгаляція аерозолів, всмоктування через пошкоджену шкіру.	Інгаляція парів при нагріванні, контакт зі слизовими оболонками (подразнення).
<b>Органолептичні властивості</b>	Прозора рідина, без запаху, солодкий смак.	Прозора рідина, майже без запаху.
<b>Вимоги до безпеки</b>	Суворий контроль витоків, закриті системи заправки, обов'язкове маркування "ОТРУТА", наявність антидотів у медпункті.	Стандартні заходи гігієни, використання захисних окулярів.
<b>Екологічний вплив</b>	Токсичний для водних організмів, вимагає спец. утилізації.	Біорозкладний, менший вплив на довкілля.

**Інтегрована вимога:** У розділі охорони праці дипломної роботи **обов'язково** має бути ідентифікований тип гліколю. Якщо використовується етиленгліколь, необхідно описати процедуру аварійної дегазації та збору розливу за допомогою абсорбентів (пісок, спеціальні бони). Важливо зазначити, що змішування різних типів теплоносіїв категорично заборонено через непередбачувані хімічні реакції присадок-інгібіторів корозії.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Додатковим хімічним фактором є продукти деградації гліколів. При перегріві або тривалій експлуатації гліколі окислюються до органічних кислот (гліколевої, шавлевої), що знижує рН розчину та викликає прискорену корозію металів. Це, в свою чергу, підвищує ризик розгерметизації системи.

### **3.2. Фізичні фактори: Термодинаміка та механіка руйнування**

Специфіка «Ice Storage» полягає в роботі з низькими температурами та зміною фазового стану.

1. **Розширення льоду:** Вода при замерзанні збільшується в об'ємі. У закритих контурах (internal melt) або при неправильній конструкції бака це створює колосальний внутрішній тиск, здатний розірвати сталеві трубопроводи та теплообмінники. Це явище є джерелом механічної небезпеки (розліт уламків, гідроудар).

2. **Низькотемпературні опіки:** Температура холодоносія може досягати  $-10...-20^{\circ}\text{C}$ . Контакт незахищеної шкіри з металевими частинами обладнання (трубопроводи, запірна арматура) призводить до миттєвого приморожування шкіри та глибокого некрозу тканин. Це вимагає обов'язкової теплоізоляції всіх холодних поверхонь не тільки з метою енергозбереження, але і як захід безпеки.

3. **Підвищений тиск холодоагенту:** Теплові насоси працюють з тисками конденсації, що можуть досягати 25-40 бар (залежно від фреону). Розрив трубопроводу високого тиску створює загрозу травмування струменем газу або рідини, а також акустичної травми.

### **3.3. Акустичне навантаження та вібрація**

Наукова лабораторія, де проводяться дослідження, є робочим місцем інтелектуальної праці, що вимагає концентрації уваги. Джерелами шуму є компресор теплового насосу, циркуляційні насоси та вентилятори повітряних теплообмінників.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», для науково-дослідних приміщень, конструкторських бюро та лабораторій для теоретичних робіт гранично допустимий рівень звуку становить **50 дБА**. Якщо ж лабораторія класифікується як приміщення для проведення експериментальних робіт з шумним обладнанням, норма може бути підвищена до **80 дБА** (як для виробничих цехів), але це вимагає використання засобів індивідуального захисту (навушників) або обмеження часу перебування.

Дослідження показують, що компресори теплових насосів генерують шум переважно в низькочастотному спектрі, який важче екранувати. Вібрація, що передається від компресора на трубопроводи, може спричинити втому металу паяних з'єднань і, як наслідок, витік холодоагенту. Тому використання віброізоляторів та гнучких вставок (анаконд) є обов'язковим заходом безпеки.

#### **4. Інженерно-технічні заходи щодо забезпечення безпеки**

Цей розділ дипломної роботи повинен містити конкретні технічні рішення, інтегровані в конструкцію експериментального стенду.

##### **4.1. Електробезпека та захист від ураження струмом**

Враховуючи наявність струмопровідних рідин (вода, гліколь, конденсат) та металевих конструкцій, система «Ice Storage» відноситься до установок з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом.

1. **Захисне заземлення:** Відповідно до стандартів, опір заземлювального пристрою для електроустановок напругою до 1000В не повинен перевищувати **4 Ом**. Всі металеві частини, що нормально не перебувають під напругою (корпус компресора, рама, кожух теплообмінника), повинні мати надійне електричне з'єднання з контуром заземлення.

2. **Диференційний захист:** Обов'язковим є встановлення пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ) або диференційних автоматів зі струмом відсічки

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не більше **30 мА**. Це забезпечує захист персоналу при прямому або непрямому дотику до струмопровідних частин у вологому середовищі.

3. **Ступінь захисту оболонок (IP):** Електрообладнання, розташоване в зоні можливого утворення конденсату (навколо бака-акумулятора льоду), повинно мати ступінь захисту не нижче **IP54**.

#### 4.2. Безпека гідравлічних систем: Захист від надлишкового тиску

Для запобігання аваріям, пов'язаним з термічним розширенням рідин та фазовим переходом води, необхідно передбачити каскадну систему захисту.

•**Запобіжні клапани (Safety Valves):** Встановлюються на кожному контурі, що може бути відсічений запірною арматурою. Клапан повинен бути розрахований на повний розхід робочого середовища при аварійному зростанні тиску. Вихід клапана має бути направлений у безпечну зону або дренажну ємність, щоб уникнути опіків персоналу.

•**Розширювальні баки (Експанзомати):** Необхідні для компенсації температурного розширення гліколю. Їх об'єм розраховується виходячи з повного об'єму системи та коефіцієнта розширення рідини в діапазоні робочих температур (від  $-20^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ ).

•**Захист від замерзання (Freeze Protection):** Автоматика повинна включати реле потоку (flow switch), яке блокує роботу компресора при зупинці циркуляційного насоса. Додатково встановлюється термостат захисту від замерзання, який вимикає систему при досягненні критично низької температури теплоносія, що загрожує цілісності випарника (якщо це не передбачено технологічним процесом).

#### 4.3. Автоматизація та блокування

Системи управління сучасних теплових насосів з функцією Ice Storage повинні реалізовувати алгоритми безпеки на програмному та апаратному рівнях.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

●**Моніторинг товщини льоду:** Використання датчиків провідності або ультразвукових сенсорів для контролю процесу наморозування. Перевищення допустимої товщини льоду повинно призводити до автоматичної зупинки генерації холоду.

●**Аварійні блокування:** При спрацюванні датчиків високого тиску (HP), низького тиску (LP) або перегріву обмоток компресора система повинна переходити в режим аварії з ручним скиданням помилки, щоб запобігти циклічному повторному пуску на несправному обладнанні.

●**Процедура LOTO (Lockout/Tagout):** При проведенні ремонтних робіт та обслуговуванні необхідно впровадити систему блокування джерел енергії. Це означає фізичне відключення електроживлення та закриття запірної арматури з вивішуванням попереджувальних табличок «Не вмикати! Працюють люди».

## 5. Пожежна безпека та категорювання приміщень

Ефективна протипожежна профілактика вимагає точної ідентифікації пожежонебезпечних властивостей речовин, що використовуються в експерименті.

### 5.1. Категорювання приміщення лабораторії

Відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою», категорія приміщення залежить від типу холодоагенту та теплоносія.

1. **Категорія Д (Знижена пожежонебезпека):** Присвоюється, якщо в системі використовуються негорючі холодоагенти (група безпеки A1 за ASHRAE, наприклад, R134a, R410a, R404A) та негорючі водні розчини пропіленгліколю. У цьому випадку в приміщенні знаходяться негорючі речовини в холодному стані.

2. **Категорія Б (Вибухопожежонебезпечна):** Присвоюється, якщо

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

використовуються горючі гази (група А3, наприклад, R290 - пропан, R600a - ізобутан) або легкозаймисті рідини (ЛЗР). Пропан та ізобутан набувають популярності через низький потенціал глобального потепління (GWP), але їх використання вимагає розрахунку надлишкового тиску вибуху. Якщо розрахунковий тиск вибуху перевищує 5 кПа, приміщення відноситься до категорії Б або А.

Таблиця 5.1. Класифікація приміщень залежно від робочих речовин

Речовина в системі	Характеристика небезпеки	Ймовірна категорія приміщення	Необхідні заходи
<b>Фреон R410a / R134a</b>	Негорючий газ (A1)	Д	Загальнообмінна вентиляція
<b>Фреон R32</b>	Слабогорючий газ (A2L)	В або Г (залежно від маси)	Датчики витoku, вентиляція нижньої зони
<b>Пропан (R290)</b>	Вибухонебезпечний газ (A3)	А або Б	Вибухозахищене обладнання (Ex), аварійна вентиляція, газоаналізатори
<b>Етиленгліколь (конц.)</b>	Горюча рідина (Т спалаху ~111°C)	В	Зберігання в закритій тарі, захист від іскор

## 5.2. Первинні засоби пожежогасіння

Враховуючи наявність електрообладнання під напругою, гасіння водою є неприпустимим до знеструмлення установки. Лабораторія повинна бути оснащена:

- **Вуглекислотними вогнегасниками (типу ВВК):** Ефективні для гасіння електроустановок (клас пожежі Е) та не залишають слідів, що важливо для збереження дороговартісного дослідницького обладнання.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

•**Порошковими вогнегасниками (типу ВП):** Універсальні, але створюють значне забруднення порошком, що може пошкодити електроніку та механічні вузли.

## **6. Санітарно-гігієнічні умови та мікроклімат**

Забезпечення комфортних умов праці дослідника є запорукою якісного виконання роботи та збереження здоров'я.

### **6.1. Мікроклімат робочої зони**

Параметри мікроклімату (температура, відносна вологість, швидкість руху повітря) регламентуються ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

Специфіка лабораторії з тепловим насосом полягає в тому, що обладнання може виділяти як тепло (від конденсатора), так і холод (від трубопроводів контуру випарника). Це може створювати локальні зони дискомфорту або протяги.

•**Оптимальні норми:** Температура повітря 22-24°C (в холодний період року) та 23-25°C (в теплий період).

•**Вологість:** 40-60%. Зниження вологості нижче 40% (можливе при роботі осушувачів) призводить до пересихання слизових оболонок, а підвищення понад 75% — до порушення терморегуляції організму.

### **6.2. Освітлення**

Якісне освітлення є критичним для зняття показників з приладів та візуального контролю стану системи (рівня рідини, утворення льоду). Згідно з ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення», для робіт середньої точності (розряд зорової роботи IV) освітленість на робочій поверхні повинна становити не менше **300-400 люкс** при системі загального освітлення. Рекомендується використання комбінованого освітлення (загальне + місцеве) в зонах розміщення манометрів та оглядових вікон.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 6.3. Вентиляція та контроль повітряного середовища

При використанні гліколів та холодоагентів, які важчі за повітря, існує ризик їх накопичення в нижній частині приміщення, що може призвести до витіснення кисню і задухи.

●**Вимога:** Лабораторія повинна бути обладнана припливно-витяжною вентиляцією. Витяжні отвори мають розташовуватися як у верхній зоні (для видалення теплонадлишків), так і в нижній зоні (на рівні 0.3-0.5 м від підлоги) для видалення важких газів та аерозолів у разі витоку.

●**Аварійна вентиляція:** При використанні токсичних речовин (етиленгліколь, аміак) або вибухонебезпечних газів (пропан) система вентиляції повинна мати аварійний режим, що забезпечує не менше 8-кратного повітрообміну за годину і вмикається автоматично від сигналу газоаналізаторів.

## 7. Експлуатаційна безпека, обслуговування та дії в аварійних ситуаціях

Безпека системи «Ice Storage» забезпечується не лише на етапі проектування, але й під час щоденної експлуатації та технічного обслуговування.

### 7.1. Регламент технічного обслуговування

Для запобігання відмовам обладнання необхідно дотримуватися чіткого графіка перевірок, розробленого на основі рекомендацій виробників та нормативних актів.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1. Типовий план-графік технічного обслуговування системи Ice Storage

Періодичність	Вид робіт	Мета проведення
Щоденно	Візуальний огляд на предмет витоків, перевірка рівня гліколю, контроль температури та тиску.	Виявлення ранніх ознак розгерметизації.
Щотижня	Перевірка роботи дренажної системи, відсутність сторонніх шумів у насосах та компресорі.	Запобігання затопленню та механічним поламам.
Щомісяця	Перевірка концентрації гліколю (рефрактометром), рН рідини та запасу інгібіторів корозії. Очищення повітряних фільтрів.	Контроль хімічної стабільності теплоносія та ефективності теплообміну.
Щороку	Повна перевірка електричних з'єднань, тестування запобіжних клапанів, перевірка датчиків товщини льоду, очищення теплообмінників.	Підтвердження ресурсу та надійності систем захисту.

## 7.2. Управління біологічними ризиками

У системах з відкритою водною поверхнею (або при розгерметизації баків) існує ризик біологічного забруднення (цвіль, бактерії *Legionella*), хоча для низькотемпературних систем Ice Storage він менший, ніж для градирень. Тим не менш, конденсатні піддони є ідеальним середовищем для розмноження патогенної мікрофлори.

●**Захід:** Регулярна дезінфекція піддонів та дренажних ліній біоцидними препаратами. Контроль відсутності застою води в системі.

## 7.3. Дії при аварійних ситуаціях

Інструкція з охорони праці повинна містити чіткий алгоритм дій персоналу:

1. **При витокі холодоагенту:** негайно зупинити компресор, увімкнути аварійну вентиляцію, покинути приміщення. Вхід дозволено лише після провітрювання та перевірки концентрації кисню.

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

2. **При розливі етиленгліколю:** Локалізувати пляму піском або сорбентом. Використовувати гумові рукавички та респіратор. Зібраний матеріал помістити в герметичну тару для утилізації як небезпечні відходи. Не змивати в каналізацію!

3. **При ураженні електричним струмом:** Знеструмити установку (рубильником або витягнувши вилку). Надати потерпілому першу домедичну допомогу (серцево-легенева реанімація при відсутності дихання), викликати швидку допомогу.

1. **Нормативна актуалізація:** Критично важливо відмовитися від посилань на скасовані документи (зокрема ДСанПіН 3.3.2.007-98 та застарілі ГОСТи) і базувати аналіз на чинних **НПАОП 0.00-7.15-18** (екранні пристрої), **НПАОП 0.00-1.81-18** (тиск) та **ДСТУ EN 378** (холодильні системи).

2. **Специфікація ризиків:** Необхідно деталізувати хімічні ризики, чітко вказавши тип використовуваного гліколю (етилен- чи пропілен-) і відповідні заходи безпеки. Слід акцентувати увагу на механіці руйнування обладнання внаслідок розширення льоду, що є унікальним ризиком для даної технології.

3. **Інженерний підхід:** Розділ не повинен бути набором загальних фраз. Він має описувати конкретні інженерні рішення, застосовані в проєкті: налаштування пресостатів, тип запобіжних клапанів, схема заземлення, наявність піддонів для аварійного збору рідини.

4. **Екологічна відповідальність:** Обов'язковим елементом є опис процедури утилізації відпрацьованих теплоносіїв та олив, що демонструє комплексний підхід до безпеки життєдіяльності.

Імплементация цих рекомендацій дозволить трансформувати розділ охорони праці з формального додатку в повноцінну частину інженерного проєкту, що підтверджує кваліфікацію випускника як фахівця, здатного створювати не лише ефективні, але й безпечні енергетичні системи.

					<b>00.MP.142.003.017.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

## ВИСНОВКИ

У магістерській роботі виконано комплексне дослідження ефективності теплообмінного обладнання у складі лабораторно-дослідної установки теплового насоса, що працює за комбінованим циклом з використанням технології акумуляції холоду («Ice Storage»).

За результатами проведених теоретичних розрахунків та експериментальних досліджень зроблено наступні висновки:

Обґрунтовано вибір методології аналізу. Проведено порівняльний аналіз чотирьох методів оцінки ефективності: енергетичного, ексергетичного та двох варіацій ентропійного методу (існуючого та нециклічного). Встановлено, що ентропійний (нециклічний) метод є найбільш універсальним та точним для дослідження систем типу «Ice Storage». Його перевага полягає у коректному врахуванні процесів як з фазовим переходом робочої речовини, так і без нього, а також можливості роботи в діапазонах температур як вище, так і нижче температури навколишнього середовища.

Виконано термодинамічне моделювання. Побудовано реальні та теоретичні термодинамічні цикли роботи установки. Порівняння теоретичних показників з даними, отриманими на реальній температурі нагнітання компресора, дозволило локалізувати місця основних втрат енергії в теплообмінному обладнанні та визначити шляхи їх мінімізації.

Визначено оптимальні гідравлічні режими. Експериментально досліджено вплив способу подачі проміжного теплоносія на ефективність теплообміну. Доведено, що верхня подача теплоносія забезпечує вищу холодопродуктивність установки порівняно з нижньою подачею. Це схемне рішення рекомендовано до впровадження при проектуванні аналогічних промислових систем.

Надано конструктивні рекомендації. На основі аналізу динаміки роботи установки виявлено недостатність об'єму існуючої акумулюючої ємності для забезпечення стабільних режимів роботи. Рекомендовано збільшення об'єму

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бака-акумулятора, що дозволить згладити пікові навантаження та підвищити загальну інерційність системи.

Практична цінність та економічний ефект. Результати роботи мають прикладний характер. Запропонована методика дозволяє визначати реальні експлуатаційні втрати в теплообмінниках та вживати заходи щодо їх модернізації. Хоча рекомендовані конструктивні зміни (збільшення ємності, зміна схеми підключення) призведуть до незначного зростання капітальних витрат, це компенсується підвищенням енергоефективності установки та економією електроенергії в процесі довгострокової експлуатації.

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Мнацаканов, Г.К. Основи проектування холодильників: навч. пос. / Г.К. Мнацаканов. – Одеса.: ОДАХ, 2004.- 71 с.
2. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: метод. рекомендації до вивч. дисц. та викон. контрольної роботи для здобувачів освітнього ступеня «Магістр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / уклад.: О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 22 с. (№ 33.129-16.09.2021)
3. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: конспект лекцій для здобувачів освітнього ступеня “Магістр” спец. 142 “Енергетичне машинобудування” освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 62 с. (№ 33.130-16.09.2021)
4. Хмельнюк, М.Г. Проектування холодильників для зберігання плодоовочевої продукції : підручник / М.Г. Хмельнюк, В.П. Кочетов, А.В. Форсюк; під загальною редакцією М.Г. Хмельнюк. – Херсон.: ФОП Гринь Д.С., 2015. – 162 с.
5. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки та сфери їх використання. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко, І.О. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2014. - 484 с.
6. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки спеціального призначення. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2013. - 488 с.
7. Грищенко, Р. В. Динаміка танення льоду в елементах акумуляторів енергії, систем охолодження та кондиціонування повітря [Електронний ресурс] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 Технічна теплофізика

					00.MP.142.003.017.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

та промислова теплоенергетика / Р. В. Грищенко ; Національний університет харчових технологій. – Київ, 2021. – 26 с.

8. Optimization strategy for system management of cold thermal energy storage (CTES) in conditions of dynamic changes in energy carrier value [Electronic resource] / R. Gryshchenko, A. Forsyuk, N. Ivashchenko, M. Kryvosheiev, O. Pylypenko // Refrigeration Engineering and Technology. – 2023. – Т. 59, Вип. 4. – Рр. 244-252.
9. Huei-Jiunn Chen, David W.P. Wang, Sih-Li Chen. Optimization of an ice-storage air conditioning system using dynamic programming method. Applied Thermal Engineering. 2005. 25. P. 461–472.
10. M. Krarti, M.J. Brandemuehl, G.P. Henze, Final project report for ASHRAE 809-RP: Evaluation of optimal control for ice storage systems, ASHRAE Report, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 1995.
11. Massie D.D. Optimization of a building's cooling plant for operating cost and energy use. International Journal of Thermal Sciences. 2002. 41(12). P. 1121-1129.
12. Henze G.P, Krarti M, Brandemuehl M.J. Guidelines for Improved Performance of Ice Storage Systems. Energy & Buildings. 2003. 35 (2). P.111-127.
13. M.Kintner-Meyer, A.F. Emery. Cost optimal analysis and load shifting potentials of cold storage equipment. ASHRAE Transactions. 1995. 101(2). P. 539-548.
14. Lee W.S., Chen Y.T., Wu T.H. Optimization for ice-storage air-conditioning system using swarm algorithm. Appl. Energy. 2009. 86. P. 1589–1595.
15. Cui B., Gao D., Xiao F., Wang S. Model-based optimal design of active cool thermal energy storage for maximal life-cycle cost saving from demand management in commercial buildings. Appl Energy. 2017. 201. P.382-96.

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

16. Candanedo JA, Dehkordi VR, Stylianou M. Model-based predictive control of an ice storage device in a building cooling system. *Appl Energy*. 2013. 111. P. 1032-1045.
17. Ma Y., Borrelli Y., Hancey B., Packard A., Bortoff S. Model predictive control of thermal energy storage in building cooling systems, in: *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control*. 2009. P. 392–397.
18. Zhou Z., Liu P., Li Z., Ni W. An engineering approach to the optimal design of distributed energy systems in China. *Appl Therm Eng*. 2013. 53. P. 387–96.
19. Lu Y..H, Wang S.W., Sun Y.J., Yan C.C. Optimal scheduling of buildings with energy generation and thermal energy storage under dynamic electricity pricing using mixed-integer nonlinear programming. *Appl Energy*. 2015. 147. P. 49-58.
20. MacPhee D, Dincer I. Performance assessment of some ice TES system. *Int J Therm Sci* 2009. 48. P. 2288-99.
21. Sanaye S., Fardad A., Mostakhdemi M. Thermo economic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling. *Energy*. 2011. 36. P. 1057–1067.
22. Wang J., Zhai Z., Jing Y., Zhang C. Particle swarm optimization for redundant building cooling heating and power system. *Appl Energy*. 2010. 87. P.3668–79.
23. Vetterli J., Benz M. Cost-optimal design of an ice-storage cooling system using mixedinteger linear programming techniques under various electricity tariff schemes. *Energ Buildings*. 2012. 49. P. 226–34.
24. Ashouri A., Fux S.S., Benz M.J., Guzzella L. Optimal design and operation of building services using mixed-integer linear programming techniques. *Energy*. 2013. 59. P. 365–76.
25. Ruan Y.J., Liu Q.R., Li Z.W., Wu J.Z. Optimization and analysis of building combined cooling, heating and power (BCHP) plants with chilled ice thermal storage system. *Appl Energy*. 2016. 179. P. 738-54.

					<i>00.MP.142.003.017.П3</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

26. Yun H., Li W. Optimization and analysis of distributed energy system with energy storage device. Energy Procedia. 2011. 12. P. 958–65.
27. Р. В. Грищенко, О.М. Рябчук, М.М. Мирошник, В.О. Бойко, В.А. Павліченко. Способи регулювання холодопродуктивності станцій з поршневыми компресорами. Наукові праці НУХТ. 2020. Том 26 Випуск 4. С. 113-129.
28. Arnemann, Michael, Energy Efficiency of Refrigeration Systems. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2012 P.1356. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1356>
29. Prasad T. Hari, Reddy K. Poli, Reddy D. Raghu Rami. Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System. International Journal of Applied Engineering Research. 2009. V. 4, 12. P. 2505–2526.
30. Yu F.W., Chan K.T. Experimental determination of the energy efficiency of an air-cooled chiller under part load conditions. Energy 2005. 30(10). P.1751–62.
31. Yu F.W., Chan K.T. Low-energy design for air-cooled chiller plants in air-conditioned buildings. Energy and Buildings 2006. 38(4). P.334–339.
32. Yu F.W., Chan K.T. Optimum load sharing strategy for multiple-chiller systems serving air-conditioned buildings. Building and Environment. 2007. 42. P.1581–1593.
33. Na Luo, Tianzhen Hong, Hui Li, Ruoxi Jia, Wenguo Weng. Data Analytics and Optimization of an Ice-Based Energy Storage System for Commercial Buildings. Lawrence Berkeley National Laboratory. 2017. 36 P.
34. Gryshchenko R.V., Forsiuk A.V., Vasylenko S.M., Samielenko S.M., Pylypenko O.Yu. Analysis of energy efficiency of cold storage units. X anniversary international scientific and technical conference Kazakhstan-refrigeration 2020, Proceeding of the Conference, March 4-5, 2020, Nur-Sultan, Kazakhstan – P.66-68.

					<i>00.MP.142.003.017.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87