

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут Навчально–науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім.В.С. Мартиновського
Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма "Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря "

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ХУКП _____

_____ М. Хмельнюк

“ _____ ” _____ 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Філоненко Ілля Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження та розробка холодильної установки для рефрижераторного судна»

Затверджена наказом ОНТУ від “30” січня 2025 року наказ № 51-03 _____

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 25.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи:

Холодильна установка для рефрижераторного судна (Reefer / Container Vessel) для підтримання необхідних температурних режимів у провізійних камерах під час морського рейсу. Тип холодильної установки – одноступенева прямого випаровування з холодоагентом R404A та можливістю модернізації (retrofitting.) із застосуванням альтернативних холодоагентів. Розрахункова холодопродуктивність установки: $Q_0 = 4,5$ кВт. Температура в м'ясо-рибній камері: $t_{\text{мр}} = -18$ °С. Температура в молочній камері: $t_{\text{м}} = +3$ °С. Температура в овочевій камері: $t_{\text{ов}} = +3$ °С. Температура в проміжному приміщенні (тамбурі): $t_{\text{п}} = +10$ °С. Температура кипіння холодоагенту: $t_0 = -25$ °С. Температура конденсації холодоагенту: $t_{\text{к}} = +40$ °С. Перегрів пари холодоагенту перед компресором: $\Delta t_{\text{пер}} = 5$ К. Переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора: $\Delta t_{\text{перох}} = 5$ К.

4. Перелік питань, які потрібно розробити.

Реферат, Вступ, Розділ 1 Теоретична частина; Розділ 2 Аналітична частина.

Розділ 3 Економічна частина; Розділ 4 Охорона праці. Висновки.

Перелік використаної літератури. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу: . Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	проф. Басюркіна Н.Й.	20.03.2026р	27.03.2026р
Охорона праці	проф. Хмельнюк М.Г.	01.04.2026р	20.04.2026р.

7. Дата видачі завдання 20.11.2025 р.

Керівник _____ Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання _____ Філоненко І.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	РЕФЕРАТ	21.05.2026р	виконано
	ВСТУП	20.12.2025р	виконано
	РОЗДІЛ I. Теоретична частина	5.02.2026р	виконано
	РОЗДІЛ II. Аналітична частина	20.04.2026р	виконано
2	РОЗДІЛ III. Економічна частина	27.03.2026р	виконано
	РОЗДІЛ IV. Охорона праці.	20.04.2026 р.	виконано
	ВИСНОВКИ	10.05.2026р.	виконано
	ЛІТЕРАТУРА	12.05.2026р.	виконано
3	ДОДАТКИ	13.05.2026р.	виконано
	Оформлення пояснювальної записки	15.05.2026р.	виконано
	Оформлення презентації	20.05.2026р.	виконано

Здобувач - дипломник _____ Філоненко І.М.

Керівник роботи _____ Яковлева О.Ю.

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

Підтверджую, що в кваліфікаційної роботи відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач - дипломник Філоненко І.М.

ПІБ

Підпис

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ I. Теоретична частина.....	8
1.1. Загальні відомості про морські рефрижераторні судна (або морський рефрижераторний транспорт).....	8
1.2. Аналіз структури побутових холодильних установок судна.....	12
1.3. Аналіз характеристик холодоагентів для судових холодильних установок.....	22
1.4. Сучасні тенденції підвищення енергоефективності судових холодильних установок.....	26
РОЗДІЛ II. Аналітична частина.....	30
2.1. Тепловий розрахунок холодильного циклу на R404A.....	30
2.2. Тепловий розрахунок холодильного циклу на альтернативних холодоагентах.....	34
2.3. Порівняльний аналіз характеристик судової провізійної холодильної установки при роботі на альтернативних холодоагентах.....	38
РОЗДІЛ III. Економічна частина.....	55
3.1 Економічне обґрунтування модернізації судової провізійної холодильної установки та матриця Ансоффа.....	55
РОЗДІЛ IV. Охорона праці.....	61
ВИСНОВКИ.....	75
ЛІТЕРАТУРА.....	77
ДОДАТКИ.....	80

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Філоненкр І.М.,			<i>Дослідження та розробка холодильної установки для рефрижераторного судна</i>	Лім.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Яковлева О.Ю.,					4	
Н. Контр.					<i>ОНТУ гр. ЕН-161а</i>			
Затверд.								

РЕФЕРАТ

Магістерська робота присвячена дослідженню та розробці суднової холодильної установки рефрижераторного судна на прикладі побутової холодильної системи, призначеної для підтримання необхідних температурних режимів у провізійних камерах під час експлуатації судна. У роботі проаналізовано сучасні суднові холодильні установки, розглянуто конструкцію та принцип роботи побутової холодильної системи, виконано тепловий розрахунок установки та визначено основні параметри холодильного циклу. Проведено порівняльний аналіз холодоагенту R404A та альтернативних холодоагентів R507, R407F, R407C, R134a, R717, R410A і R1234yf. Встановлено, що найбільш ефективними альтернативами є R717 та R407F, які забезпечують підвищення енергоефективності та зниження енергоспоживання компресора порівняно з R404A. Виконано економічне обґрунтування модернізації установки, визначено річний економічний ефект і термін окупності запропонованого рішення. Розроблено заходи з охорони праці та безпечної експлуатації холодильного обладнання.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів для модернізації побутових холодильних систем рефрижераторних суден з метою підвищення їх енергоефективності, надійності та зниження експлуатаційних витрат.

Ключові слова: рефрижераторне судно, суднова холодильна установка, побутова холодильна система, холодоагент, холодопродуктивність, компресор, енергоефективність, модернізація, R404A, R407F.

ABSTRACT

The master's thesis is devoted to the study and development of a marine refrigeration system for a reefer vessel using the example of a domestic refrigeration system designed to maintain the required temperature conditions in provision chambers during vessel operation. The thesis analyzes modern marine refrigeration systems, examines the design and operating principles of a domestic refrigeration system, and performs a thermal calculation of the refrigeration plant to determine the main parameters of the refrigeration cycle. A comparative analysis of refrigerant R404A and alternative refrigerants R507, R407F, R407C, R134a, R717, R410A, and R1234yf was carried out. The results showed that R717 and R407F are the most efficient alternatives, providing improved energy efficiency and reduced compressor power consumption compared to R404A. An economic assessment of the proposed modernization was performed, including the determination of the annual economic effect and payback period. Occupational safety measures and recommendations for the safe operation of refrigeration equipment were also developed.

The practical significance of the study lies in the possibility of applying the obtained results to modernize domestic refrigeration systems on reefer vessels in order to improve energy efficiency, reliability, and reduce operating costs.

Keywords: reefer vessel, marine refrigeration system, domestic refrigeration system, refrigerant, cooling capacity, compressor, energy efficiency, modernization, R404A, R407F.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП.

Морський транспорт є одним із найважливіших складників світової транспортної системи та забезпечує значну частину міжнародних перевезень вантажів. Особливе місце в структурі морських перевезень займають рефрижераторні судна та контейнеровози з рефрижераторними контейнерами, призначені для транспортування швидкопсувних продуктів із дотриманням необхідних температурних умов протягом усього рейсу. Забезпечення заданого температурного режиму є визначальним фактором збереження якості продукції та безпеки її транспортування.

Основою функціонування рефрижераторних суден є суднові холодильні установки, які забезпечують охолодження вантажних приміщень, рефрижераторних контейнерів, провізійних камер, морозильних відділень та систем кондиціонування повітря. Надійність і ефективність роботи холодильного обладнання безпосередньо впливають на збереження вантажу, безпеку екіпажу, економічність експлуатації судна та відповідність сучасним екологічним вимогам.

Поряд із вантажними холодильними системами важливу роль на сучасних судах відіграють побутові холодильні установки (Domestic Refrigeration Systems), призначені для зберігання продовольчих запасів екіпажу та підтримання необхідних санітарно-гігієнічних умов під час рейсу. До складу таких систем входять провізійні, морозильні, м'ясні, молочні та овочеві камери, а також системи кондиціонування житлових і службових приміщень. Незважаючи на порівняно невелику холодопродуктивність, ці установки належать до критично важливих судових систем, оскільки забезпечують автономність судна та нормальні умови життєдіяльності екіпажу під час тривалих морських переходів.

Актуальність даної роботи обумовлена необхідністю вдосконалення судових побутових холодильних установок, які забезпечують зберігання продовольства екіпажу та є невід'ємною складовою холодильного комплексу

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рефрижераторного судна. Раціональний вибір холодильного обладнання, оптимізація режимів роботи та підвищення енергоефективності таких систем дозволяють знизити експлуатаційні витрати та підвищити надійність судна в цілому.

Метою магістерської роботи є дослідження та розробка суднової холодильної установки рефрижераторного судна на прикладі побутової холодильної системи з метою підвищення її енергоефективності, надійності та економічної ефективності експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз сучасних суднових холодильних установок;
- дослідити конструкцію та принцип роботи побутової холодильної системи рефрижераторного судна;
- визначити необхідну холодопродуктивність холодильної установки;
- провести аналіз енергетичних показників системи;
- провести аналіз енергетичних екологічних системи;
- оцінити економічну ефективність запропонованого технічного рішення;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки експлуатації холодильного обладнання.

Об'єктом дослідження є побутова холодильна установка рефрижераторного судна.

Предметом дослідження є процеси охолодження, режими роботи та енергетичні характеристики суднової побутової холодильної установки.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих технічних рішень для підвищення ефективності експлуатації побутових холодильних систем на рефрижераторних суднах, зниження енергетичних витрат та підвищення надійності зберігання продовольчих запасів під час морських перевезень.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ I. Теоретична частина

1.1. Загальні відомості про морські рефрижераторні судна (морський рефрижераторний транспорт).

Рефрижераторні судна призначені для морського перевезення швидкопсувних вантажів, які потребують підтримання певного температурного режиму протягом усього періоду транспортування. До таких вантажів належать м'ясо, риба, морепродукти, молочна продукція, овочі, фрукти, медикаменти та інші товари, чутливі до змін температури [1]. Основним завданням рефрижераторного судна є забезпечення збереження якості вантажу шляхом підтримання необхідної температури, вологості та вентиляції у вантажних приміщеннях. Для цього судна обладнуються спеціальними холодильними установками, теплоізованими трюмами та системами циркуляції повітря [2].

Рефрижераторні судна можуть перевозити вантажі як у замороженому стані при температурах до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, так і в охолодженому стані при температурах від $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ залежно від типу продукції [3]. Температурний режим підтримується автоматизованими судовими холодильними системами, які забезпечують рівномірний розподіл охолодженого повітря у вантажних відсіках.

За конструкцією та призначенням рефрижераторні судна поділяються на:

- універсальні рефрижераторні судна;
- контейнеровози з рефрижераторними контейнерами;
- комбіновані рефрижераторно-контейнерні судна;
- судна для перевезення бананів та фруктів;
- рибпромислові рефрижераторні судна [4].

Сучасні рефрижераторні судна оснащуються високоефективними холодильними установками непрямого або безпосереднього охолодження. У більшості випадків застосовуються парокомпресійні холодильні системи з використанням екологічно безпечних холодоагентів та автоматизованих систем контролю температури [5]. Одним із прикладів сучасного рефрижераторного судна є гібридне рефрижераторно-контейнерне судно *CARMEL ECOFRESH* на

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис.1.1.1, оснащене холодильною установкою GEA-Greenco з непрямою системою охолодження.



Рис.1.1.1 Гібридне рефрижераторно-контейнерне судно *CARMEL ECOFRESH*

Джерело: складено за матеріалами Wärtsilä

Судно забезпечує підтримання температури у вантажних приміщеннях у межах від $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ та призначене для перевезення як рефрижераторних вантажів, так і контейнерів та автомобілів [6]. Судно оснащено головним двигуном **Wärtsilä Sulzer RT-flex60C** потужністю 16 520 кВт при частоті обертання 114 об/хв. Особливістю даного двигуна є можливість стабільної роботи на надзвичайно низьких навантаженнях, що дозволяє експлуатувати його при 10–12 % від номінальної частоти обертання без утворення видимого диму та зі зниженими викидами забруднюючих речовин.

Судно експлуатується на середземноморських маршрутах між портами Хайфа, Марсель і Барселона. Під час перевезення рефрижераторних вантажів воно забезпечує близько 460 тис. фут³ охолоджуваного вантажного об'єму. При виконанні зворотних рейсів судно може перевозити до 700 автомобілів та приблизно 900 контейнерів у двадцятифутовому еквіваленті (TEU), що забезпечує високу універсальність його використання.

Конструкція судна відрізняється розташуванням житлової надбудови в центральній частині корпусу над великим теплоізованим рефрижераторним трюмом. У носовій частині розміщено три контейнерні трюми коміркового типу, тоді як у кормовій частині розташовані ще два трюми загальною місткістю 266 TEU. Додатково контейнери можуть розміщуватися на люкових кришках та верхній палубі, обладнаній системою контейнерних кріплень, що дозволяє збільшити загальну контейнеромісткість до 630 TEU. Внутрішній рефрижераторний трюм розділений шістьма вантажними палубами на 18

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

окремих вантажних відсіків. Для виконання вантажних операцій використовується спеціалізований бортовий навантажувач та автоматизована конвеєрно-ліфтова система, що забезпечує високу швидкість обробки вантажів. Продуктивність системи дозволяє завантажувати до 275 палет на годину або обробляти близько 500 автомобілів протягом восьми годин.

Підтримання необхідного температурного режиму забезпечується холодильною установкою **GEA-Grecco**, яка складається з трьох чилерних агрегатів та працює за схемою непрямого охолодження. Як первинний холодоагент використовується **R407C**, а функцію вторинного холодоносія виконує розчин хлориду кальцію. Охолодження здійснюється за рахунок циркуляції поперечних повітряних потоків, а система вентиляції забезпечує чотириразовий повітрообмін під час перевезення рефрижераторних вантажів і до десяти повних обмінів повітря на годину при транспортуванні автомобільної техніки.

Важливою особливістю сучасних рефрижераторних суден є підвищена увага до енергоефективності та екологічної безпеки. Відповідно до вимог ІМО та MARPOL Annex VI, суднові холодильні системи повинні забезпечувати мінімальний вплив на навколишнє середовище та використовувати холодоагенти з низьким потенціалом глобального потепління [7].

Таким чином, сучасні суднові холодильні установки повинні відповідати міжнародним вимогам безпеки, енергоефективності та екологічної безпеки, що є важливою умовою їх надійної та безпечної експлуатації. Також необхідно відмітити, що рефрижераторні судна є важливим елементом світової логістичної системи, забезпечуючи безпечне та ефективне транспортування швидкопсувних вантажів на великі відстані.

Сучасні рефрижераторні судна та контейнерні перевезення. Розвиток світової транспортної галузі суттєво вплинув на способи перевезення швидкопсувних вантажів морським транспортом. Якщо раніше основним засобом транспортування фруктів, овочів, м'ясної та рибної продукції були спеціалізовані рефрижераторні судна з централізованими холодильними

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

установками та охолоджуваними вантажними трюмами, то сьогодні значна частина таких перевезень здійснюється контейнеровозами (Reefer Container Vessel.), обладнаними рефрижераторними контейнерами (Reefer Containers).



а)



б)

Рисунок .1.1.2 – Розвиток морських рефрижераторних перевезень: від спеціалізованих рефрижераторних суден до контейнеровозів із автономними рефрижераторними контейнерами: **а)** класичне рефрижераторне судно з централізованою холодильною установкою та охолоджуваними вантажними трюмами; **б)** сучасний контейнеровоз, що перевозить рефрижераторні контейнери (Reefer Containers), обладнані автономними холодильними агрегатами.

Традиційні рефрижераторні судна оснащувалися потужними централізованими холодильними установками, які забезпечували підтримання необхідної температури безпосередньо у вантажних трюмах. Така система дозволяє одночасно охолоджувати великі об'єми вантажу, однак характеризується обмеженою гнучкістю щодо перевезення різних видів продукції з різними температурними вимогами.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Подальший розвиток контейнерних перевезень призвів до широкого впровадження рефрижераторних контейнерів, які являють собою автономні холодильні установки, інтегровані безпосередньо в контейнер. Зараз значна частина швидкопсувних вантажів транспортується за допомогою рефрижераторних контейнерів. На відміну від класичних рефрижераторних суден із централізованими холодильними установками та охолоджуваними вантажними трюмами, сучасні контейнеровози використовують автономні холодильні агрегати, встановлені безпосередньо на кожному контейнері. Рефрижераторні контейнери призначені для перевезення широкого спектра швидкопсувних вантажів, зокрема м'яса, риби, молочних продуктів, фруктів, овочів, квітів, морозива та інших товарів, які потребують суворого дотримання температурного режиму. Залежно від виду вантажу температура всередині контейнера може підтримуватись у діапазоні від $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2. Аналіз структури побутових холодильних установок судна

Проведений аналіз сучасних рефрижераторних суден показав, що поряд із вантажними холодильними системами важливу роль у забезпеченні безпечної та ефективної експлуатації судна відіграють побутові холодильні установки (Domestic Refrigeration Systems). Саме ці системи відповідають за зберігання продовольчих запасів екіпажу та підтримання необхідних санітарно-гігієнічних умов під час рейсу. До їх складу входять провізійні, морозильні, молочні, м'ясні та овочеві камери, а також установки кондиціонування повітря житлових і службових приміщень. Незважаючи на відносно невелику холодопродуктивність порівняно з вантажними холодильними установками, побутові холодильні системи є невід'ємною частиною суднового обладнання та повинні забезпечувати надійну роботу в різних кліматичних умовах протягом усього терміну експлуатації судна.

Тому для дослідження у кваліфікаційній роботі було обрано побутова холодильна установка судна

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Установки безпосереднього охолодження. У побутових холодильних системах судна найбільшого поширення набули установки безпосереднього охолодження (DX – Direct Expansion). У таких системах випарники розташовуються безпосередньо в холодильних або морозильних камерах, а холодоагент циркулює по замкненому контуру холодильного агрегату. Під час кипіння у випарнику холодоагент поглинає теплоту від повітря камери, забезпечуючи підтримання необхідного температурного режиму для зберігання продуктів харчування екіпажу.

До основних переваг установок безпосереднього охолодження належать висока енергоефективність, простота конструкції, компактність обладнання та можливість швидкого досягнення заданої температури. Завдяки цим перевагам такі системи широко застосовуються в провізійних, морозильних, молочних, м'ясних та овочевих камерах сучасних суден.

Разом з тим установки безпосереднього охолодження мають певні недоліки, серед яких підвищені вимоги до герметичності холодильного контуру, необхідність постійного контролю за станом холодоагенту та ризик його витоку у разі пошкодження трубопроводів або елементів системи.

З обстеженням на простоту конструкції, високу надійність та енергоефективність, установки безпосереднього охолодження широко застосовуються у складі побутових холодильних систем рефрижераторних суден. Саме такі системи найчастіше використовуються для охолодження провізійних і морозильних камер екіпажу, тому їх подальший аналіз є доцільним у межах дослідження та розробки холодильної установки для рефрижераторного судна.

Провізійна холодильна установка. Провізійні холодильні установки на судах у більшості випадків працюють за принципом прямого випаровування холодоагенту. Традиційна схема такої системи передбачає використання одного компресора та одного конденсатора, які обслуговують декілька випарників, встановлених у різних холодильних камерах судна.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Разом із тим застосування окремих систем для охолодження та заморожування продуктів дозволяє підвищити енергоефективність установки та забезпечує можливість використання різних холодоагентів залежно від температурного режиму роботи. Такий підхід сприяє оптимізації енергоспоживання та підвищенню ефективності експлуатації холодильного обладнання.

Згідно з аналізом холодильних систем пасажирських суден Швеції, близько половини суден, які надали звіти щодо використання холодоагентів у 2016 році, застосовували окремі системи для охолодження та заморожування провізії. Проте лише незначна кількість суден використовувала різні холодоагенти для різних температурних контурів. У таких системах для низькотемпературного заморожування використовувався холодоагент R404A, а для середньотемпературного охолодження — R407C.

На Рис. 1.2.1 наведено приклад традиційної провізійної холодильної установки, встановленої на пасажирському судні. Заправка холодоагенту у системі становить 30 кг R404A, а холодопродуктивність установки — 15 кВт. Дана холодильна установка призначена для підтримання необхідних температурних режимів у різних провізійних приміщеннях судна, а саме:

- рибне приміщення — мінус 25 °С;
- морозильна камера — мінус 25 °С;
- приміщення для напоїв — плюс 4 °С;
- молочне приміщення — плюс 4 °С;
- м'ясне приміщення — плюс 4 °С;
- овочеve приміщення — плюс 6 °С;
- сухий склад — плюс 10 °С.

Використання окремих температурних зон дозволяє забезпечити належні умови зберігання різних типів продуктів відповідно до санітарних та технологічних вимог морських перевезень.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

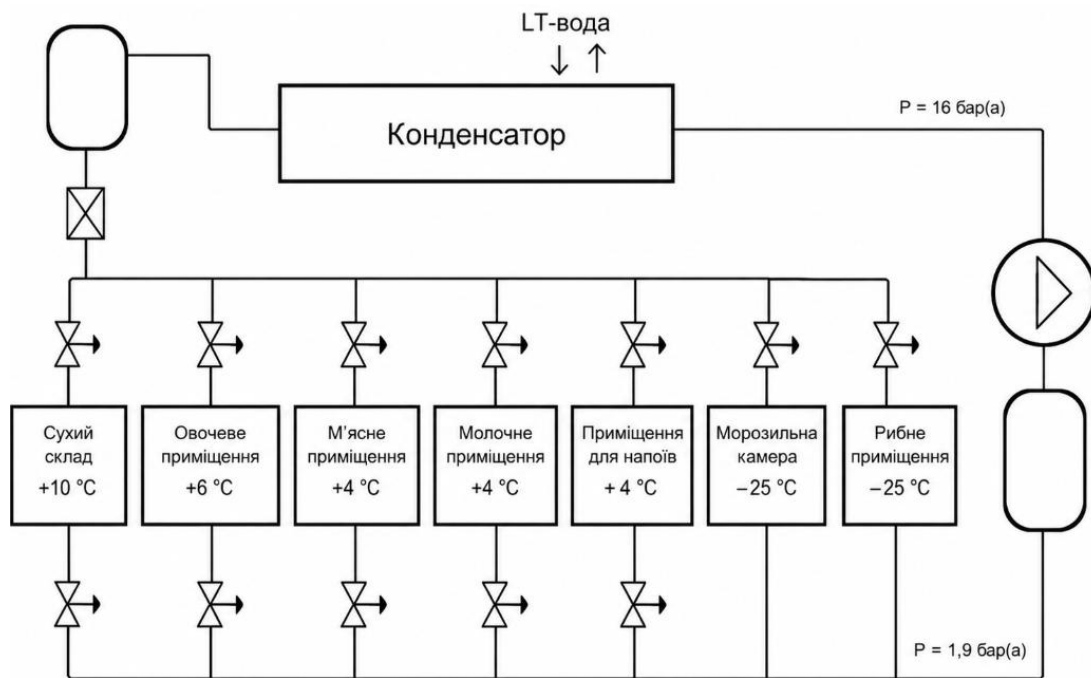


Рис.1.2.1. Традиційна СХУ для охолодження провізійних камер
Джерело: складено за матеріалами Frejd and Himmelmann .

Проектні умови експлуатації холодильної установки передбачають роботу системи за таких температурних параметрів: температура зовнішнього середовища — $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура повітря всередині приміщення — $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура прісної води системи охолодження (LT-вода) — $+36\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура морської води — $+32\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На Рис. 1.2.2 представлено провізійну холодильну установку, яка використовується на пасажирських та круїзних судах. Дана система розрахована на роботу при температурі охолоджувального середовища $+38\text{ }^{\circ}\text{C}$, де як охолоджувальний теплоносіє використовується прісна вода системи охолодження головного двигуна. Температура заморожування в установці становить $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, а як холодоагент застосовується R407F.

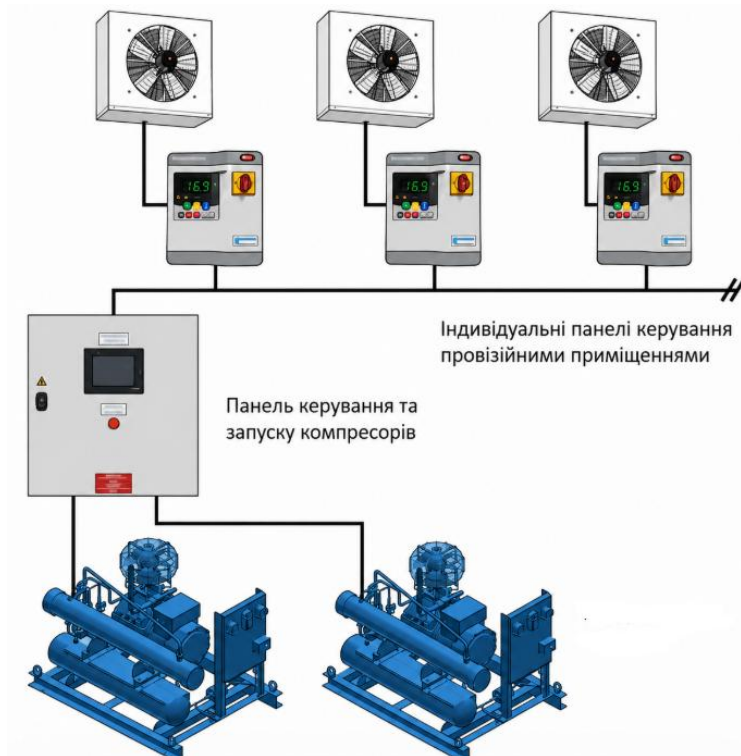


Рис. 1.2.2 СХУ для охолодження провізійних камер
Джерело: складено за матеріалами Teknotherm, 2017a.

Сучасні провізійні холодильні установки характеризуються підвищеною енергоефективністю, надійністю та можливістю окремого регулювання режимів охолодження і заморожування. На відміну від традиційних систем, у нових установках часто використовуються окремі компресори для середньотемпературного та низькотемпературного контурів, що дозволяє оптимізувати роботу обладнання та знизити енергоспоживання.

Відповідно до технічних рішень, які застосовуються сучасними виробниками холодильного обладнання для пасажирських і круїзних суден, у системах охолодження найчастіше використовується холодоагент R134a, тоді як у морозильних установках застосовуються R407C або R407F. Використання різних холодоагентів для окремих температурних контурів дозволяє підвищити ефективність роботи системи та забезпечити оптимальні режими експлуатації. За інформацією провідних виробників холодильного обладнання, холодоагент R407F на сьогодні є одним із найбільш рекомендованих для провізійних холодильних систем завдяки його енергоефективності та стабільним робочим

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

характеристикам. Незважаючи на це, у частині суднових установок все ще використовуються холодоагенти R404A та R407C.

Сучасні тенденції розвитку суднових холодильних установок також передбачають впровадження систем на основі холодоагенту R744 (CO₂). Провідні європейські виробники холодильного обладнання повідомляють про активне використання холодильних станцій на CO₂ для нових круїзних суден великої пасажиромісткості. Такі системи забезпечують значну холодопродуктивність як для охолоджених продуктів, так і для морозильних камер.

Крім того, дедалі більше судноплавних компаній розглядають можливість модернізації існуючих холодильних установок із заміною HFC-холодоагентів на системи з використанням R744, що пов'язано з підвищенням екологічних вимог, скороченням викидів парникових газів та необхідністю відповідності сучасним міжнародним екологічним стандартам.

Установки з непрямим (проміжним) охолодження. У системах непрямого (проміжного) охолодження (IDX) використовується проміжний холодоносіє — розсіл або спеціальна охолоджувальна рідина, яка охолоджується у випарнику холодильного агрегату та подається до повітроохолоджувачів вантажних приміщень [4].

Холодильна установка з непрямим охолодженням (IDX – indirect expansion refrigeration system) є різновидом холодильної установки, у якій передача холоду до об'єкта охолодження здійснюється за допомогою проміжного холодоносія, вторинного холодоагенту. У такій системі первинний холодоагент не контактує безпосередньо з охолоджуваним середовищем, а використовується для охолодження вторинного холодоносія, який циркулює по системі та транспортує холод до споживача.

Основною перевагою IDX систем є підвищення безпеки експлуатації, зниження ризику витоків первинного холодоагенту та можливість централізованого охолодження значних площ або декількох окремих зон. Такі системи широко застосовуються на рефрижераторних суднах, у промислових

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

холодильних установках, харчовій промисловості, складських комплексах та системах кондиціонування повітря.

У IDX системах як первинні холодоагенти можуть використовуватись аміак (R717), вуглекислий газ (R744), фреони та інші холодильні агенти. Як вторинний холодоагент найчастіше використовують розсоли або водогліколеві суміші. Первинний холодоагент виконує функцію відведення теплоти у холодильному циклі та циркулює у герметичному контурі установки. Вторинний холодоагент забезпечує передачу холоду від випарника до охолоджуваного приміщення або обладнання без зміни свого агрегатного стану. Розсіл являє собою водний розчин із додаванням солей або гліколю та використовується як вторинний холодоагент у великих холодильних системах. Основною функцією розсолу є транспортування холоду від випарника до зони охолодження. Використання розсолу дозволяє зменшити кількість первинного холодоагенту в системі та підвищити рівень екологічної та експлуатаційної безпеки.

Найбільш поширеними видами вторинних холодоагентів є:

- водогліколеві розчини;
- водно-етанольні розчини;
- розчини хлориду кальцію;
- розчини хлориду натрію.

Водогліколеві розчини характеризуються хорошими теплофізичними властивостями, низькою температурою замерзання та відносно низькою токсичністю. Водно-етанольні розчини використовуються як альтернативний теплоносій у системах із низькотемпературними режимами роботи. Розчини хлориду кальцію та хлориду натрію є економічними у використанні, однак мають підвищену корозійну активність.

IDX системи широко застосовуються у системах масштабного охолодження, багатозонних холодильних комплексах та установках дистанційного охолодження. Їх використання забезпечує стабільність температурного режиму, підвищення безпеки експлуатації та зниження витрат на обслуговування холодильного обладнання.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, холодильні системи с проміжним холодоносієм є ефективним та безпечним рішенням для забезпечення охолодження на рефрижераторних судах і промислових об'єктах, де необхідна висока надійність, енергоефективність та екологічна безпека експлуатації. Саме IDX система охолодження використовується на сучасному гібридному рефрижераторно-контейнерному судні *CARMEL ECOFRESH*, де первинним холодоагентом є R407C, а вторинним холодоносієм — розсіл хлориду кальцію [6].

Останніми роками для вантажних суден дедалі частіше пропонуються системи кондиціонування повітря непрямого типу. Як приклад, можна навести один із танкерів, побудованих на Фарерських островах, де система кондиціонування виконана за схемою охолодження водою (chilled water system). У даній установці, у якості холодоагенту використовується R407C. За інформацією представників судноплавної компанії, застосування такої системи дозволило знизити рівень витоків холодоагенту, скоротити споживання енергії та підвищити надійність експлуатації обладнання.

Представлено принципову схему системи кондиціонування повітря с проміжним холодоносієм на Рис. 1.2.3, що використовується на пасажирських та вантажних судах. Дана система працює за принципом циркуляції первинного холодоагенту в замкненому холодильному контурі та вторинного холодоносія у вигляді охолодженої води.

Охолоджена вода циркулює по системі за допомогою насоса та подається до споживачів холоду — систем вентиляції, кондиціонування повітря або фанкойлів. Після передачі холоду вода повертається до випарника для повторного охолодження.

Застосування IDX систем кондиціонування повітря дозволяє суттєво знизити кількість холодоагенту в системі, зменшити ризик витоків, підвищити безпеку експлуатації та забезпечити централізоване охолодження декількох зон судна.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

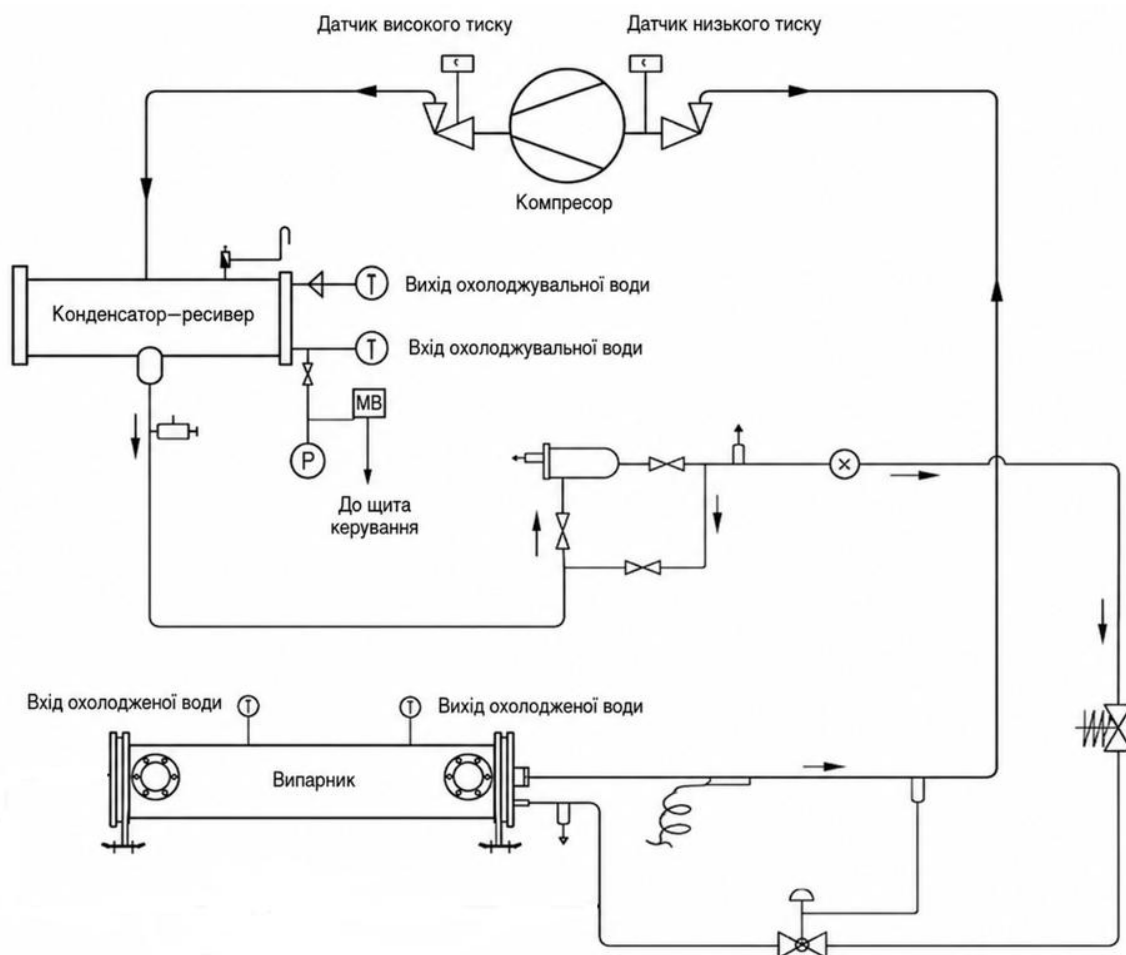


Рис. 1.2.3 Система кондиціонування повітря IDX (Indirect Expxation) з циркуляцією охолодженої води.

Відповідно до сучасних досліджень, використання непрямих систем дозволяє зменшити заправку холодоагенту до 50 % у порівнянні із системами прямого випаровування.

Для даної установки проєктними параметрами є:

- температура охолодженої води: 12 °C на вході та 7 °C на виході;
- холодоагент: R407C або R134a;
- температура охолоджувального середовища: 36 °C для прісної води та 32 °C для морської води;
- температура конденсації: 43 °C та 40 °C відповідно.

Провізійні холодильні установки (Domestic refrigeration systems) на вантажних суднах переважно виконуються за схемою безпосереднього охолодження. У більшості випадків системи охолодження та заморожування

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

використовують спільний компресор і конденсатор, що спрощує конструкцію та зменшує витрати на обладнання. Разом із тим на окремих сучасних суднах застосовуються роздільні системи для низькотемпературних і середньотемпературних камер. Незважаючи на поділ холодильних контурів, як правило, в обох системах використовується один і той самий холодоагент, що дозволяє спростити технічне обслуговування та експлуатацію суднової холодильної установки.

Парокомпресійні суднові холодильні установки. Найбільш поширеним типом суднових холодильних установок є парокомпресійні системи Рис.1.2.4. Принцип їх роботи базується на циркуляції холодоагенту через чотири основні елементи:

- компресор;
- конденсатор;
- дросельний пристрій;
- випарник [7].

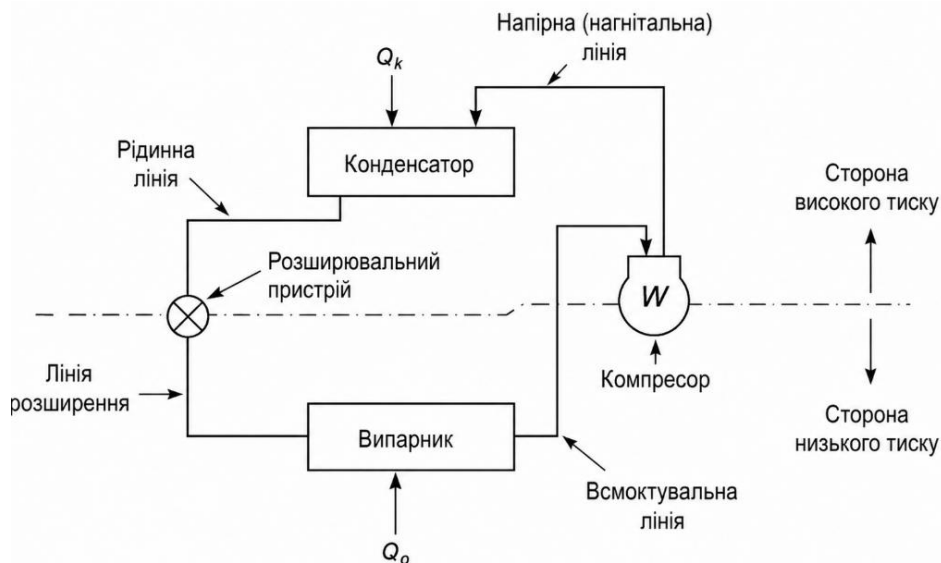


Рис.1.2.4 Суднова ПКХМ

Джерело: *Salmani, A. A. (2021a, May 21). Bright Mariner*

Парокомпресійні установки характеризуються:

- високою ефективністю;
- компактністю;

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- можливістю автоматизації;
- широким діапазоном температур.

Каскадні холодильні установки. Каскадні холодильні системи використовуються для отримання дуже низьких температур, необхідних при перевезенні глибокозаморожених вантажів. У таких установках використовуються два або більше холодильних контурів із різними холодоагентами.

Переваги каскадних систем:

- можливість отримання температур нижче $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- підвищення ефективності при низькотемпературному режимі.
- Недоліки:
 - складність конструкції;
 - висока вартість;
 - складність обслуговування.

Сучасні тенденції розвитку суднових холодильних установок. Сучасні судові холодильні системи орієнтовані на:

- підвищення енергоефективності;
- використання природних холодоагентів;
- автоматизацію управління;
- зменшення екологічного впливу.

Особлива увага приділяється використанню холодоагентів із низьким показником GWP (Global Warming Potential), таких як CO_2 (R744) та аміак (R717), відповідно до міжнародних вимог IMO та MARPOL Annex VI.

1.3. Аналіз характеристик холодоагентів для судових холодильних установок

Холодоагент є основною робочою речовиною холодильної установки, за допомогою якої здійснюється перенесення теплоти від охолоджуваного середовища до навколишнього середовища. У судових парокompресійних

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильних машинах холодоагент циркулює по замкненому контуру, змінюючи свій агрегатний стан у процесах випаровування та конденсації.

Вибір холодоагенту для суднових холодильних установок є одним із ключових факторів, що впливають на: енергоефективність системи, безпеку експлуатації, надійність роботи обладнання, екологічні показники, вартість експлуатації, відповідність міжнародним екологічним нормам.

До основних вимог, що висуваються до сучасних холодоагентів, належать: високі термодинамічні характеристики, низька токсичність, пожежо- та вибухобезпечність, хімічна стабільність, сумісність із мастилами та конструкційними матеріалами, низький потенціал руйнування озонового шару (ODP), низький потенціал глобального потепління (GWP).

Основні типи холодоагентів у суднових холодильних установках. У сучасних суднових холодильних системах найбільш поширеними є:

- синтетичні фреони;
- природні холодоагенти;
- сумішеві холодоагенти.

НFC-холодоагенти та їх застосування у суднових холодильних установках. Відповідно до вимог Конвенції MARPOL та міжнародних екологічних норм у сучасних суднових холодильних установках широко застосовуються НFC-холодоагенти (гідрофторвуглеці), які були розроблені як альтернатива озоноруйнівним CFC та HCFC-холодоагентам. Головною перевагою НFC є відсутність негативного впливу на озоновий шар, що дозволило суттєво зменшити екологічне навантаження від експлуатації суднових холодильних систем.

Незважаючи на те, що НFC-холодоагенти мають вищий потенціал глобального потепління (GWP) порівняно з природними холодоагентами, такими як аміак або вуглекислий газ, вони продовжують активно використовуватись у морській галузі завдяки хорошим термодинамічним характеристикам, високій енергоефективності та відносній безпеці експлуатації.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Одним із найбільш поширених холодоагентів у суднових системах кондиціонування є HFC-134a (1,1,1,2-тетрафторетан). Даний холодоагент характеризується негорючістю, низькою токсичністю та стабільною роботою у широкому діапазоні температур. Найчастіше він використовується у системах прямого розширення (DX) суднових кондиціонерів та середньотемпературних холодильних установках.

Для низько- та середньотемпературних холодильних систем широко застосовується HFC-404A, який є сумішшю HFC-125, HFC-143a та HFC-134a. Цей холодоагент має хороші енергетичні характеристики, низьку токсичність та забезпечує стабільну роботу рефрижераторних систем. Разом із тим його суттєвим недоліком є високий показник GWP, що поступово обмежує подальше використання R404A у нових холодильних установках.

У системах кондиціонування та модернізованих холодильних установках використовується HFC-407C — суміш HFC-32, HFC-125 та HFC-134a. Основною перевагою цього холодоагенту є відсутність озоноруйнівного потенціалу та можливість заміни HCFC-22 у вже існуючих системах без значних конструктивних змін.

Для сучасних систем кондиціонування повітря та теплових насосів також застосовується HFC-410A, який характеризується високою енергоефективністю та роботою при підвищених тисках. Даний холодоагент забезпечує хороші показники теплопередачі, однак потребує використання обладнання, розрахованого на високий робочий тиск.

У комерційних суднових холодильних установках використовується HFC-507 — суміш HFC-125 та HFC-143a. Холодоагент відзначається хорошими термодинамічними властивостями, негорючістю та стабільною роботою у низькотемпературних режимах. Він застосовується переважно у системах транспортування та зберігання швидкопсувних вантажів.

Аналіз використання HFC-холодоагентів у суднових холодильних установках дозволяє виділити низку їх переваг. Насамперед вони не руйнують озоновий шар та відповідають міжнародним екологічним вимогам. Більшість

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

НФС характеризуються низькою токсичністю та негорючістю, що є особливо важливим для експлуатації в умовах обмеженого простору машинних приміщень судна. Крім того, вони забезпечують достатньо високий коефіцієнт енергоефективності, що позитивно впливає на економічність експлуатації суднового холодильного обладнання.

Разом із тим використання НФС-холодоагентів супроводжується рядом проблем. Головним недоліком є високий показник глобального потепління, через що міжнародні екологічні організації поступово посилюють вимоги щодо їх використання. У зв'язку з цим морська галузь активно шукає альтернативні рішення з нижчим GWP та меншим впливом на навколишнє середовище.

Серед альтернативних холодоагентів особливе місце займають природні холодоагенти. Аміак R717 характеризується високою енергоефективністю, нульовим ODP та дуже низьким GWP. Він широко використовується у великих промислових холодильних установках та рибпромислових суднах. Однак токсичність та горючість аміаку потребують підвищених заходів безпеки.

Перспективним напрямом розвитку суднових холодильних систем є використання вуглекислого газу R744 (CO₂), який має практично нульовий вплив на навколишнє середовище. Основними перевагами CO₂ є негорючість, екологічна безпечність та високі теплотехнічні характеристики. Недоліком залишається високий робочий тиск системи.

Крім того, у холодильних установках впроваджуються НФО-холодоагенти нового покоління, зокрема R1234yf та R1234ze. Дані речовини характеризуються низьким показником глобального потепління та розглядаються як перспективна заміна традиційних НФС-холодоагентів.

Таким чином, сучасний розвиток суднових холодильних установок спрямований на поступовий перехід до екологічно безпечних холодоагентів із низьким рівнем впливу на навколишнє середовище при збереженні високої енергоефективності та надійності роботи холодильного обладнання.

Таким чином, вибір холодоагенту для суднової парокомпресійної холодильної машини залежить від типу судна, температурного режиму, вимог

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

безпеки, енергоефективності та міжнародних екологічних норм. Сучасні тенденції розвитку суднових холодильних систем спрямовані на поступову відмову від фреонових холодоагентів із високим GWP та перехід до екологічно безпечних природних холодоагентів.

Тому для дослідження у кваліфікаційній роботі було обрано наступні холодоагенти, термодинамічні характеристики яких наведені у таблиці.

В якості еталона для порівняння параметрів холодильної установки при роботі на альтернативних холодоагентах будемо використовувати R404A. Він добре підходить для низько- та середньотемпературних холодильних систем, має стабільні робочі характеристики та низьку токсичність. Однак його головним недоліком є високий потенціал глобального потепління, що обмежує подальше використання цього холодоагенту в нових установках.

1.4. Сучасні тенденції підвищення енергоефективності суднових холодильних установок

У сучасних умовах розвитку морського транспорту питання енергоефективності суднових холодильних установок набуває особливої актуальності. Холодильні системи рефрижераторних суден, контейнеровозів та рибпромислових суден є одними з найбільших споживачів електричної енергії на борту. Значні витрати енергії пов'язані з безперервною роботою компресорного обладнання, насосів, вентиляторів та систем автоматизації. У зв'язку з посиленням міжнародних екологічних вимог та необхідністю зниження експлуатаційних витрат судноплавні компанії активно впроваджують енергоефективні технології у холодильних системах.

Сучасний аналіз розвитку суднових холодильних установок свідчить про поступовий перехід від традиційних холодильних схем до комплексних енергоощадних систем із високим рівнем автоматизації та використанням екологічно безпечних холодоагентів.

Однією з головних тенденцій є застосування компресорів із частотним регулюванням електроприводу (Variable Frequency Drive, VFD). Використання

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частотних перетворювачів дозволяє плавно змінювати продуктивність компресора залежно від фактичного теплового навантаження. Це забезпечує суттєве зниження споживання електроенергії, зменшення механічного зношування обладнання та підвищення стабільності температурного режиму. Особливо ефективним дане рішення є для суден із нерівномірним режимом завантаження холодильних трюмів.

Важливим напрямом підвищення енергоефективності є впровадження систем рекуперації теплоти. У процесі роботи холодильних машин значна кількість теплоти відводиться через конденсатори та зазвичай втрачається у навколишнє середовище. Сучасні суднові установки дозволяють використовувати це тепло для підігріву води, опалення службових приміщень або забезпечення технологічних процесів на судні. Використання утилізаційного тепла дозволяє суттєво підвищити загальний коефіцієнт енергетичної ефективності судової енергетичної системи.

Окрему увагу сучасні дослідження приділяють використанню природних холодоагентів. Традиційні HFC-холодоагенти хоча й не руйнують озоновий шар, однак мають високий потенціал глобального потепління. У зв'язку з цим у судових холодильних системах дедалі активніше застосовуються аміак (R717) та вуглекислий газ (R744). Дані холодоагенти характеризуються мінімальним впливом на навколишнє середовище та високими термодинамічними показниками. Особливо перспективними вважаються каскадні та транскритичні CO₂-системи, які демонструють високу енергоефективність у низькотемпературних режимах роботи.

Суттєвим напрямом модернізації є перехід до непрямих систем охолодження із застосуванням проміжних теплоносіїв. У таких системах кількість холодоагенту значно зменшується, що підвищує екологічну безпеку та знижує ризик витоків. Крім того, непрямі системи дозволяють централізовано обслуговувати декілька вантажних приміщень та забезпечують більш гнучке регулювання температурного режиму.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сучасні суднові холодильні установки активно інтегруються з автоматизованими системами управління судном. Використання цифрових систем моніторингу дозволяє в режимі реального часу контролювати: температуру та тиск холодоагенту; продуктивність компресорів; споживання електроенергії; ефективність теплообміну; рівень завантаження системи.

Застосування мікропроцесорного управління та елементів штучного інтелекту дозволяє оптимізувати режими роботи холодильних установок залежно від умов експлуатації судна, температури навколишнього середовища та типу вантажу.

Важливою тенденцією є також підвищення ефективності теплообмінного обладнання. Сучасні конденсатори та випарники виготовляються з використанням високоефективних теплообмінних поверхонь, мікроканальних технологій та корозійностійких матеріалів. Це дозволяє покращити теплопередачу, зменшити масогабаритні характеристики обладнання та знизити енергетичні втрати.

У сфері судового кондиціонування повітря активно впроваджуються системи змінної подачі холодоносія та інтелектуального регулювання вентиляції. Дані технології дозволяють адаптувати продуктивність системи до фактичних потреб судна та зменшити надлишкове енергоспоживання.

Аналіз сучасного стану судових холодильних систем свідчить, що найбільш перспективними напрямками розвитку є:

- використання природних холодоагентів;
- впровадження гібридних холодильних систем;
- застосування рекуперації теплоти;
- автоматизація та цифровізація управління;
- використання енергоефективних компресорів із VFD;
- зменшення втрат енергії у теплообмінниках;
- інтеграція холодильних систем із загальносудовою енергетичною системою.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Разом із тим впровадження сучасних енергоефективних технологій супроводжується певними труднощами. Основними проблемами залишаються висока вартість модернізації обладнання, необхідність підготовки персоналу для роботи з новими холодоагентами та складність забезпечення безпеки при використанні природних холодоагентів високого тиску або підвищеної токсичності.

Таблиця 1.4.1 - Термодинамічні характеристики холодоагентів

Холодоагент	Хімічний склад	Молекулярна маса, кг/кмоль	Температура кипіння при 1 атм, °C	ODP	GWP (100 років)
R404A	R125/R143a/R134a (44/52/4%)	97,6	-46,5	0	3922
R507A	R125/R143a (50/50%)	98,9	-46,7	0	3985
R407F	R32/R125/R134a (30/30/40%)	82,0	-43,6	0	1825
R407C	R32/R125/R134a (23/25/52%)	86,2	-43,8	0	1774
R134a	CH ₂ FCF ₃	102,0	-26,1	0	1430
R410A	R32/R125 (50/50%)	72,6	-51,6	0	2088
R717	NH ₃ (амоніак)	17,0	-33,3	0	0
R744	CO ₂ (вуглекислий газ)	44,0	-78,4*	0	1
R1234yf	C ₃ H ₂ F ₄	114,0	-29,4	0	<1
R1234ze(E)	C ₃ H ₂ F ₄	114,0	-19,0	0	<1

* Для R744 при атмосферному тиску відбувається сублімація

Таким чином, сучасний розвиток суднових холодильних установок спрямований на досягнення максимальної енергоефективності, зменшення негативного впливу на навколишнє середовище та забезпечення відповідності міжнародним екологічним стандартам ІМО та MARPOL. Енергоефективність холодильних систем стає одним із ключових факторів конкурентоспроможності сучасного морського транспорту та важливою складовою концепції «зеленого судноплавства».

РОЗДІЛ II. Аналітична частина

2.1. Тепловий розрахунок холодильного циклу на R404A.

Початкові данні:

Температура повітря у камері $t_{\text{пк}} = -18 \text{ }^\circ\text{C}$

Холодильний агент – R404A.

Холодопродуктивність $Q_o = 4,5 \text{ кВт}$.

Визначимо температури кипіння та конденсації

Температура кипіння холодоагенту у випарнику нижче за температуру в камері на 5 - 10 градусів:

$$t_o = t_{\text{пк}} - 7 = -18 - 7 = -25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації у водяному конденсаторі на 2-4 градуса більше температури води, що йде з конденсатора. Нагрівання морської води в кожухотрубному конденсаторі приймають 4-6 градуса. Визначимо температуру конденсації при температурі морської води $32 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_k = 32 + 3 + 5 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

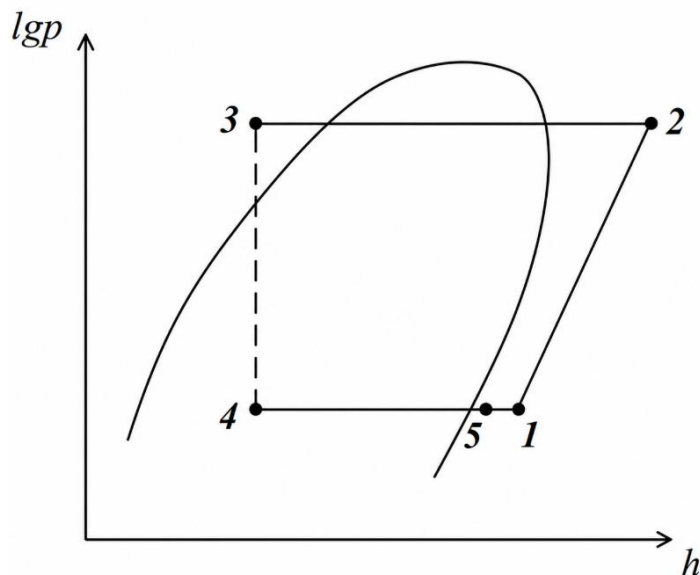


Рис.2.1. Цикл холодильної машини: 1-2 - стиск у компресорі; 2-3 – охолодження пари до температури t_k і, власне, конденсація та переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі; 3-4 - дроселювання; 4-5 - кипіння холодоагенту та перегрів пари у випарнику; 5-1 - перегрів пари у електродвигуну компресора

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для побудови циклу у діаграмі $h - \lg p$ задаємося:

-перегрів парів холодоагенту у випарнику $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$t_5 = t_0 + 5 = -25 + 5 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

-перегрівом парів холодоагенту у електродвигуну компресора $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$t_1 = t_5 + 5 = -20 + 5 = -15\text{ }^{\circ}\text{C};$$

-переохолодженням холодоагенту у водяному конденсаторі $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$t_3 = t_k - 5 = 60 - 5 = 55\text{ }^{\circ}\text{C};$$

Визначимо параметри вузлових точок циклу та результати зведемо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри вузлових точок циклу

R404A	1	2	3	4	5
p , бар	2,5	18,16	18,16	2,5	2,5
t , $^{\circ}\text{C}$	-15	56,2	35	-25	-20
h ,кДж/кг	361,5	403,8	254,8	254,8	357,5
v , $\text{м}^3/\text{кг}$	0,0824				

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_5 - h_4 = 357,5 - 254,8 = 102,7\text{ кДж/кг.}$$

Питома адиабатна робота компресора

$$l_a = h_2 - h_1 = 403,8 - 361,5 = 42,3\text{ кДж/кг.}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 102,7 / 0,0824 = 1246\text{ кДж/м}^3.$$

Питоме теплове навантаження конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 403,8 - 254,8 - 279,3 = 149\text{ кДж/кг.}$$

Теоретичний COP_T

$$\text{COP}_T = q_0 / l_a = 102,7 / 42,3 = 2,43.$$

Масова витрата R404A у холодильній машині

$$M_a = Q_o / q_{0n} = 4,5 / 102,7 = 0,0438\text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,875 \cdot 0,773 = 0,635,$$

де λ_c – об'ємний коефіцієнт

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,02 \cdot \left[\left(\frac{18,16}{2,5} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0,875$$

де $c = 0,02$ – відносна величина мертвого простору [3],

$m = 1$ – показник політропи розширення залишкового газу з мертвого простору;

λ_w – фіктивний коефіцієнт підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \cdot T_k + b \cdot \theta} = \frac{248 + 10}{1,12 \cdot 313 + 0,5 \cdot 10} = 0,773$$

де $\alpha = 1,12$; $b = 0,5$; [1], $\theta = t_1 - t_0 = 20 + 10 = 10$ °C;

$T_0 = t_0 + 273 = -25 + 273 = 248$ K; $T_k = t_k + 273 = 40 + 273 = 313$ K.

Дійсний об'єм парів, всмоктуваних компресором

$$V_\partial = M_a \cdot v_1 = 0,0438 \cdot 0,0824 = 0,00361 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретичний обсяг, описаний гвинтовим компресором в одиницю часу

$$V_h = V_\partial / \lambda = 0,00404 / 0,635 = 0,00568 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = M_a \cdot l_a = 0,0438 \cdot 42,3 = 1,85 \text{ кВт}.$$

Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0 = 0,773 + 0,0025 \cdot (-25) = 0,711$$

де $b = 0,0025$ для фреонів [2].

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_a / \eta_i = 1,85 / 0,711 = 2,60 \text{ кВт}.$$

Потужність тертя

$$N_{тер} = V_h \cdot p_{cp} = 0,00438 \cdot 50 = 0,219 \text{ кВт},$$

де середній тиск тертя $p_{cp} = 50$ кПа для R404A [3].

Ефективна потужність компресора

$$N_e = N_i + N_{тер} = 2,6 + 0,219 = 2,82 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел.дв} = 2,82 / 0,85 = 3,32 \text{ кВт},$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

де $\eta_{ел.дв} = 0,85$ – ККД електродвигуна.

Ефективний COP_e

$$COP_e = Q_0 / N_e = 4,5 / 2,82 = 1,60.$$

Електричний $COP_{ел}$

$$COP_{ел} = Q_0 / N_{ел} = 4,5 / 3,32 = 1,355.$$

Ступінь термодинамічної досконалості циклу:

теоретична

$$\eta_{СТС}^T = \frac{COP_T}{COP_{Карно}} = \frac{2,43}{3,815} = 0,637$$

де $COP_{Карно}$ – коефіцієнт перетворення Карно

$$COP_{Карно} = T_o / (T_k - T_o) = 248 / (313 - 248) = 3,815,$$

дійсна

$$\eta_{СТС}^o = \frac{COP_{ел}}{COP_{Карно}} = \frac{1,34}{3,815} = 0,351$$

Перевіримо прийняте значення перепаду ентальпій на електродвигуні

$$\Delta h = \psi \frac{N_e (1 - \eta_{дв})}{G_a \cdot \eta_{дв}} = (0,3 - 0,6) \frac{2,82 (1 - 0,85)}{0,0438 \cdot 0,85} = (3,41 - 6,82) \text{ кДж / кг}$$

Прийняте значення $\Delta h = h_1 - h_5 = 361,5 - 357,5 = 4$ кДж/кг допустиме.

Теплове навантаження конденсатора

$$Q_k = Q_o + N_i = 4,5 + 2,6 = 7,1 \text{ кВт.}$$

Витрата морської води через конденсатор.

Витрата морської води визначається з рівняння теплового балансу:

$$M_B = Q_k / (c_B \cdot \Delta t_B) = 7,1 / (4,18 \cdot 5) = 0,340 \text{ кг/с,}$$

де $c_B = 4,18$ кДж/(кг·К) - теплоємність морської води;

$\Delta t_B = 5$ °С - нагрівання води в конденсаторі.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.2. Тепловий розрахунок холодильного циклу на альтернативних холодоагентах

Вихідні дані:

Холодопродуктивність $Q_0 = 4,5$ кВт.

Температура кипіння холодоагенту $t_0 = -25$ °С.

Температура конденсації: $t_k = 40$ °С.

Перегрів парів холодоагенту у випарнику $\Delta t_{\text{вип}} = 5$ °С,

Переохолодженням холодоагенту у водяному конденсаторі $\Delta t_{\text{вип}} = 5$ °С.

Перегрівом парів холодоагенту у електродвигуну компресора $\Delta t_{\text{ел.дв.}} = 5$ °С.

Як зразок при порівнянні параметрів холодильної установки при роботі на альтернативних холодоагентах будемо використовувати результати теплового розрахунку холодильного циклу на 404А, наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2.1 Результати теплового розрахунку циклу на R404А

Параметр	Позначення	Значення
Холодопродуктивність	Q_0	4.5 кВт
Температура кипіння	t_0	-25 °С
Температура конденсації	t_k	+40 °С
Питома холодопродуктивність	q_0	102,7 кДж/кг
Питома адіабатна робота компресора	l_a	42,3 кДж/кг
Масова витрата R-404А	M_a	0,0438 кг/с
Ефективна потужність компресора	N_e	2,82 кВт
Електрична потужність компресора	N_{el}	3,32
Навантаження конденсатора	Q_k	7,1 кВт
Витрата морської води	$M_в$	0,34 кг/с,
Коефіцієнт перетворення:		
ефективний	COP_e	1,6
електричний	COP_{el}	1,355

Параметри вузлових точок холодильного циклу (рис. 2.1) визначимо для кожного альтернативного холодоагенту зведемо до таблиць 2.3 – 2.9.

Таблиця 2.2.2. Параметри вузлових точок холодильного циклу для R507

R507	1	2	3	4	5
p , бар	2,62	18,8	18,8	2,62	2,62
t , °C	-15	64,6	35	-25	-20
h ,кДж/кг	360	402,6	244,8	244,8	356,3
v , м ³ /кг	0,077				

Таблиця 2.2.3 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R410A

R410A	1	2	3	4	5
p , бар	3,35	24,0	24,0	3,35	3,35
t , °C	-15	82,5	35	-25	-20
h ,кДж/кг	420,5	480,5	260,3	260,3	416,6
v , м ³ /кг	0,0825				

Таблиця 2.2.4 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R407C

R407C	1	2	3	4	5
p , бар	1,71	15,2	15,2	1,71	1,71
t , °C	-15	70,2	35	-25	-20
h ,кДж/кг	406,2	463,4	255,2	255,2	402,3
v , м ³ /кг	0,14				

Таблиця 2.2.5 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R134a

R134a	1	2	3	4	5
p , бар	1,07	10,16	10,16	1,07	1,07
t , °C	-15	58,6	35	-25	-20
h ,кДж/кг	390,3	439,5	248,8	248,8	386,3

ν , м ³ /кг	0,189				
----------------------------	-------	--	--	--	--

Таблиця 2.2.6 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R717

R717	1	2	3	4	5
p , бар	1,515	15,55	15,55	1,515	1,515
t , °C	-20	155,2	35	-25	-20
h ,кДж/кг	1441	1808	363	363	1441
ν , м ³ /кг	0,789				

Таблиця 2.2.7 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R407F

R407F	1	2	3	4	5
p , бар	2,0	17,6	19,2	2,0	2,0
t , °C	-15	69	35	-25	-20
h ,кДж/кг	412	469	253,5	253,5	408
ν , м ³ /кг	0,124				

Таблиця 2.2.8 Параметри вузлових точок холодильного циклу для R1234yf

R1234yf	1	2	3	4	5
p , бар	1,23	10,18	10,18	1,23	1,23
t , °C	-15	47	35	-25	-20
h ,кДж/кг	355	395	248	248	351
ν , м ³ /кг	0,111				

Результати розрахунків зводимо до таблиці 2.2.9.

Особливості розрахунку циклу на R717

1. У циклі немає перегріву парів холодоагенту в електродвигуні компресора (точки 1 і 5 збігаються).
2. Визначаємо коефіцієнт подачі за формулами:

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,02 \cdot \left[\left(\frac{15,55}{1,515} \right)^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right] = 0,854$$

де $m = 1,1$ для аміаку.

$$\lambda_w = T_o / T_k = 248 / 313 = 0,792$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0,854 \cdot 0,792 = 0,676$$

3. Індикаторний к.к.д. компресора

$$\eta_i = \lambda_w' + b \cdot t_o = 0,773 + 0,001 \cdot (-25) = 0,711$$

де $b=0,001$ для аміаку.

Таблиця 2.2.9. Результати теплового розрахунку циклу на альтернативних холодоагентах

Холодоаген Т	R507	R407F	R407C	R134a	R717	R410A	R1234y f
q_0 , кДж/кг	111,5	158,5	151	141,5	1078	156,3	107
l_a , кДж/кг	42,6	57	57,2	49,2	367	60	40
q_v , кДж/м ³	703	1278	1079	749	1366	1895	964
q_k , кДж/кг	157,8	215,5	208,2	190,7	1445	220,2	147
M_a , кг/с	0,0404	0,0284	0,0298	0,0318	0,0041 7	0,0288	0,0421
V_d , м ³ /с	0,0031 1	0,0035 2	0,0041 7	0,0060 1	0,0032 9	0,0023 8	0,00467
λ_c	0,8765	0,844	0,842	0,842	0,854	0,877	0,854
λ_w'	0,773	0,773	0,773	0,773	0,792	0,773	0,773
$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w'$	0,6775	0,6524	0,651	0,651	0,676	0,678	0,660
V_h , м ³ /с	0,0045 9	0,0054	0,0064 1	0,0092 3	0,0048 8	0,0035 0	0,00708
N_a , кВт	1,721	1,62	1,705	1,565	1,53	1,728	1,684
η_i	0,711	0,711	0,711	0,711	0,748	0,711	0,711
N_i , кВт	2,42	2,28	2,40	2,20	2,05	2,43	2,37
$N_{тер}$, кВт	0,23	0,27	0,32	0,46	0,24	0,18	0,35

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21

Арк.

37

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

$N_e, \text{кВт}$	2,65	2,55	2,72	2,66	2,29	2,62	2,72
$N_{ел}, \text{кВт}$	3,12	3,00	3,20	3,13	2,69	3,08	3,2
COP_m	2,62	2,78	2,64	2,88	2,94	2,61	2,68
COP_e	1,70	1,765	1,654	1,69	1,97	1,72	1,654
$COP_{ел}$	1,44	1,50	1,406	1,44	1,67	1,46	1,41
$Q_k, \text{кВт}$	6,92	6,78	6,90	6,70	6,55	6,93	6,87
$M_g, \text{кг/с}$	0,331	0,324	0,330	3,21	0,323	0,332	0,329

2.3. Порівняльний аналіз характеристик суднової провізійної холодильної установки при роботі на альтернативних холодоагентах

Порівняльний аналіз базової ПКХМ на R404A та на альтернативних холодоагентах. За базовий варіант прийнято холодильну машину на холодоагенті R404A при холодопродуктивності $Q_0 = 4,5 \text{ кВт}$, температурі кипіння $t_0 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ та температурі конденсації $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Основні показники циклу становлять:

- питома холодопродуктивність $q_0 = 102,7 \text{ кДж/кг}$;
- масова витрата холодоагенту $M_a = 0,0438 \text{ кг/с}$;
- ефективна потужність компресора $N_e = 2,82 \text{ кВт}$;
- електрична потужність компресора $N_{ел} = 3,32 \text{ кВт}$;
- ефективний коефіцієнт перетворення $COP_e = 1,60$;
- електричний коефіцієнт перетворення $COP_{ел} = 1,355$.

Отримані результати використано як базу для порівняння з альтернативними холодоагентами Рис.2.3.1.

Refrigerant	$q_0_{\text{kJ_kg}}$	$l_a_{\text{kJ_kg}}$	$q_v_{\text{kJ_m}^3}$	$M_a_{\text{kg_s}}$	$V_h_{\text{m}^3_{\text{s}}}$	N_e_{kW}	$N_{el_{\text{kW}}}$	COP_t	COP_e	COP_{el}	Q_k_{kW}	$M_v_{\text{kg_s}}$
{'R404A' }	102.7	42.3	1246	0.0438	0.00568	2.82	3.32	2.43	1.6	1.355	7.1	0.34
{'R507' }	111.5	42.6	703	0.0404	0.00459	2.65	3.12	2.62	1.7	1.44	6.92	0.331
{'R407F' }	158.5	57	1278	0.0284	0.0054	2.55	3	2.78	1.765	1.5	6.78	0.324
{'R407C' }	151	57.2	1079	0.0298	0.00641	2.72	3.2	2.64	1.654	1.406	6.9	0.33
{'R134a' }	141.5	49.2	749	0.0318	0.00923	2.66	3.13	2.88	1.69	1.44	6.7	0.321
{'R717' }	1078	367	1366	0.00417	0.00488	2.29	2.69	2.94	1.97	1.67	6.55	0.323
{'R410A' }	156.3	60	1895	0.0288	0.0035	2.62	3.08	2.61	1.72	1.46	6.93	0.332
{'R1234yf' }	107	40	964	0.0421	0.00708	2.72	3.2	2.68	1.654	1.41	6.87	0.329

Рис.2.3.1 Результати розрахунку MATLAB

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Найкращі енергетичні показники демонструє холодоагент R717 (аміак). Для нього ефективний коефіцієнт перетворення становить $COP_e = 1,97$, що на 23% більше порівняно з R404A.

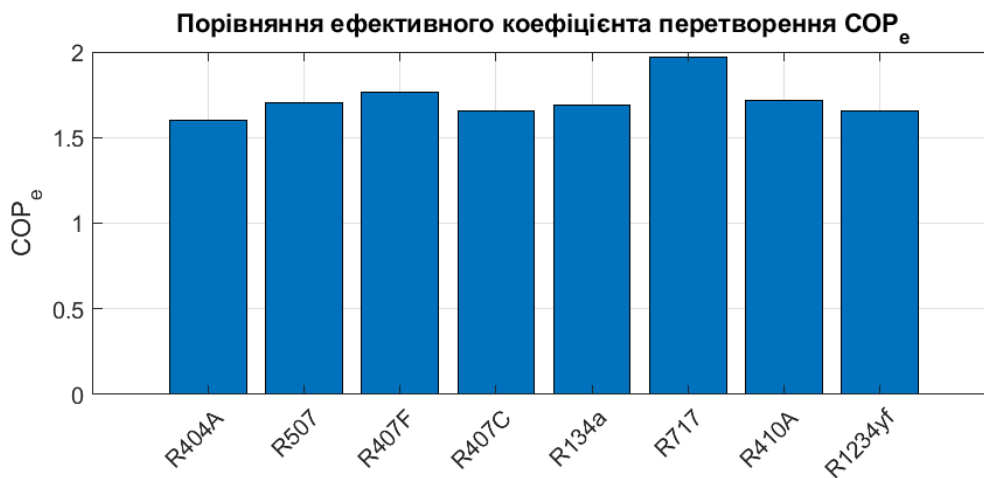


Рис.2.3.2 Ефективний коефіцієнт перетворення

Електричний коефіцієнт перетворення $COP_{ел} = 1,67$ також є найвищим серед усіх досліджуваних холодоагентів. Ефективна потужність компресора зменшується до $N_e = 2,29$ кВт, а масова витрата холодоагенту становить лише $M_a = 0,00417$ кг/с.



Рис.2.3.3 Масова витрата холодоагенту

Крім того, питома об'ємна холодопродуктивність $q_v = 1366$ кДж/м³ перевищує аналогічний показник R404A. Це свідчить про високу енергетичну ефективність аміачного циклу. Однак токсичність аміаку та підвищені вимоги до безпеки обмежують його використання на судах невеликої холодопродуктивності.

Серед фреонових холодоагентів найкращі результати отримано для R407F. Для нього $COP_e = 1,765$, що приблизно на 10% вище, ніж у R404A. Електричний

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

коефіцієнт перетворення $COP_{ел} = 1,50$ також перевищує показник базового холодоагенту.



Рис.2.3.4 Електричний коефіцієнт перетворення

Ефективна потужність компресора знижується до $N_e = 2,55$ кВт, а масова витрата становить $M_a = 0,0284$ кг/с. Важливо, що необхідна теоретична продуктивність компресора $V_h = 0,0054$ м³/с майже не відрізняється від значення для R404A ($V_h = 0,00568$ м³/с). Тому перехід на R407F не потребує значних конструктивних змін компресорного обладнання.

Холодоагент R410A характеризується найбільшою питомою об'ємною холодопродуктивністю $q_v = 1895$ кДж/м³.

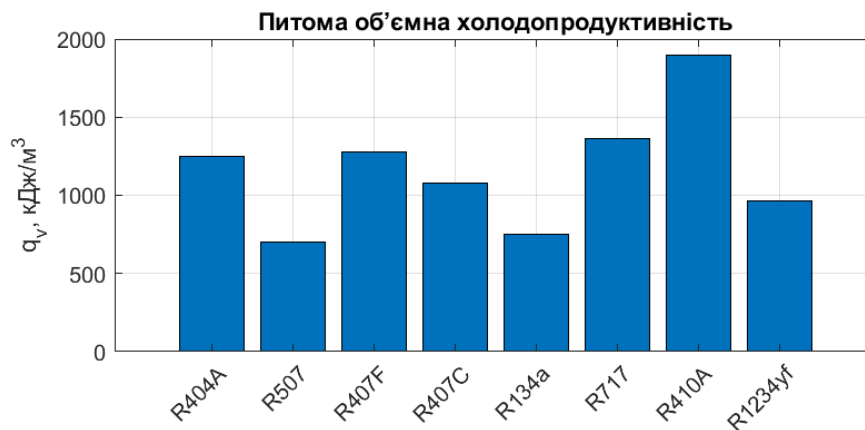


Рис.2.3.4 Питома об'ємна холодопродуктивність

Завдяки цьому потрібна теоретична продуктивність компресора становить лише $V_h = 0,00350$ м³/с, що є найменшим значенням серед усіх розглянутих холодоагентів. Ефективний коефіцієнт перетворення $COP_e = 1,72$, що перевищує показник R404A на 7,5 %. Проте робочі тиски R410A значно вищі (тиск конденсації близько 24 бар), що потребує використання більш міцного обладнання.

Холодоагент R507 має характеристики, найбільш близькі до R404A. Ефективний коефіцієнт перетворення $COP_e = 1,70$, електричний коефіцієнт $COP_{ел} = 1,44$, а ефективна потужність компресора $N_e = 2,65$ кВт. Однак питома об'ємна холодопродуктивність $q_v = 703$ кДж/м³ майже вдвічі менша, ніж у R404A (1246 кДж/м³). Це означає необхідність використання компресора більшої об'ємної продуктивності.

Для холодоагенту R407C ефективний коефіцієнт перетворення $COP_e = 1,654$, а електричний коефіцієнт $COP_{ел} = 1,406$. Масова витрата становить $M_a = 0,0298$ кг/с, а ефективна потужність компресора $N_e = 2,72$ кВт.

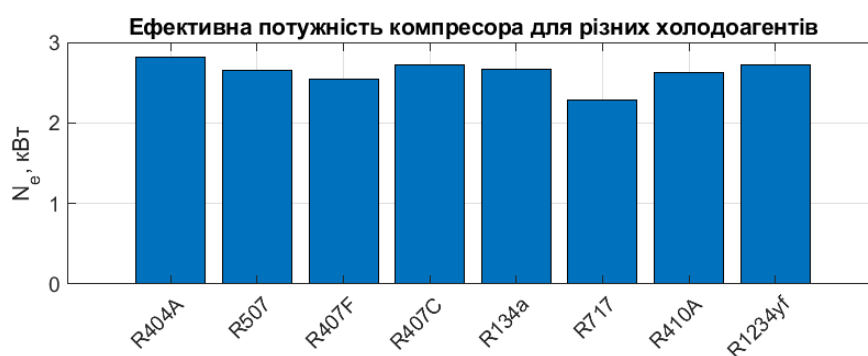


Рис.2.3.5 Ефективна потужність компресора для холодоагентів

Проте необхідна теоретична продуктивність компресора збільшується до $V_h = 0,00641$ м³/с, що перевищує аналогічний показник для R404A.

Холодоагент R134a демонструє достатньо високий рівень енергоефективності: $COP_e = 1,69$ та $COP_{ел} = 1,44$. Разом з тим його питома об'ємна холодопродуктивність $q_v = 749$ кДж/м³ є низькою. Через це необхідна теоретична продуктивність компресора $V_h = 0,00923$ м³/с є найбільшою серед усіх розглянутих холодоагентів.



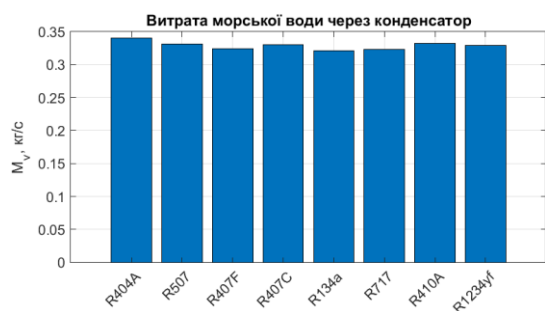
Рис.2.3.6. Теоретичний обсяг описаний компресором

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

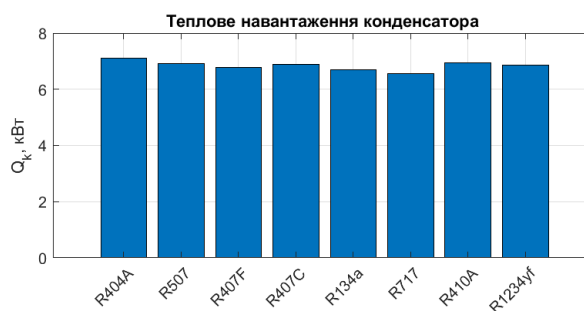
Отже, використання R134a потребуватиме компресора значно більшої продуктивності.

Для холодоагенту R1234yf ефективний коефіцієнт перетворення $COP_e = 1,654$, а електричний коефіцієнт $COP_{ел} = 1,41$. Його енергетичні показники дещо кращі за R404A, проте необхідна продуктивність компресора $V_h = 0,00708 \text{ м}^3/\text{с}$ є суттєво більшою. Основною перевагою R1234yf є його низький потенціал глобального потепління (GWP), що відповідає сучасним екологічним вимогам.

Аналіз теплового навантаження конденсатора показує, що для всіх альтернативних холодоагентів величина Q_k є меншою, ніж для R404A. Якщо для базового варіанта $Q_k = 7,1 \text{ кВт}$, то для альтернативних холодоагентів вона знаходиться в межах від 6,55 до 6,93 кВт. Відповідно зменшується і необхідна витрата морської води через конденсатор.



а)



б)

Рис.2.3.7 Витрата морської води через конденсатор (а), та теплове навантаження на конденсатор (б)

Таким чином, найкращі термодинамічні та енергетичні показники має R717, який забезпечує максимальні значення $COP_e = 1,97$ та $COP_{ел} = 1,67$ при найменшій потужності компресора. Проте через токсичність аміаку його використання потребує додаткових заходів безпеки. Серед фреонових холодоагентів найбільш доцільною заміною R404A є R407F, який забезпечує підвищення енергоефективності приблизно на 10 %, зменшення енергоспоживання компресора та не потребує значного збільшення його об'ємної продуктивності. R410A також є перспективним варіантом завдяки високій питомій об'ємній холодопродуктивності, однак його використання обмежується високими робочими тисками. R134a та R1234yf поступаються іншим

альтернативам через необхідність використання компресорів більшої продуктивності.



Рис. 2.3.8. Відносна зміна ефективної потужності компресора

На графіку Рис2.3.8 наведено відносну економію ефективної потужності компресора N_e при використанні альтернативних холодоагентів порівняно з базовим холодоагентом R404A. За базовий варіант прийнято $N_e = 2,82\text{кВт}$, тому для R404A економія дорівнює 0 %.

З отриманих результатів видно, що всі досліджувані альтернативні холодоагенти забезпечують певне зниження енергоспоживання компресора порівняно з R404A. Найбільшу економію демонструє **R717 (аміак)**, для якого ефективна потужність компресора становить лише 2,29 кВт. Це відповідає зменшенню споживаної потужності приблизно на **18,8 %**, що є найкращим результатом серед усіх розглянутих холодоагентів.

Серед фреонових холодоагентів найбільшого зниження потужності дозволяє досягти **R407F**, для якого економія становить близько **9,6 %**. Це свідчить про більш ефективне використання енергії компресором і підтверджує високі термодинамічні показники даного холодоагенту.

Друге місце серед фреонових альтернатив займає **R410A**, який забезпечує економію приблизно **7,1 %** відносно базового варіанта. Незважаючи на високі

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робочі тиски, цей холодоагент демонструє достатньо високий рівень енергоефективності.

Для **R507** та **R134a** зниження потужності компресора становить відповідно близько **6,0 %** та **5,7 %**. Їх показники є кращими за R404A, однак поступаються R407F і R410A.

Найменшу економію серед альтернативних холодоагентів показують **R407C** та **R1234yf**. Для них зменшення ефективної потужності компресора становить лише близько **3,5 %**, що свідчить про незначне покращення енергетичних характеристик порівняно з R404A.

Графік показує, що заміна R404A на будь-який із розглянутих холодоагентів дозволяє знизити енергоспоживання компресора. Найбільший ефект забезпечує **R717**, який зменшує необхідну потужність компресора майже на 19 %. Серед фреонових холодоагентів найбільш перспективним є **R407F**, що забезпечує економію близько 10 % при відсутності суттєвих конструктивних змін холодильного обладнання. Отримані результати узгоджуються з попереднім аналізом коефіцієнтів перетворення (COP), де саме R717 та R407F продемонстрували найкращі показники енергоефективності.

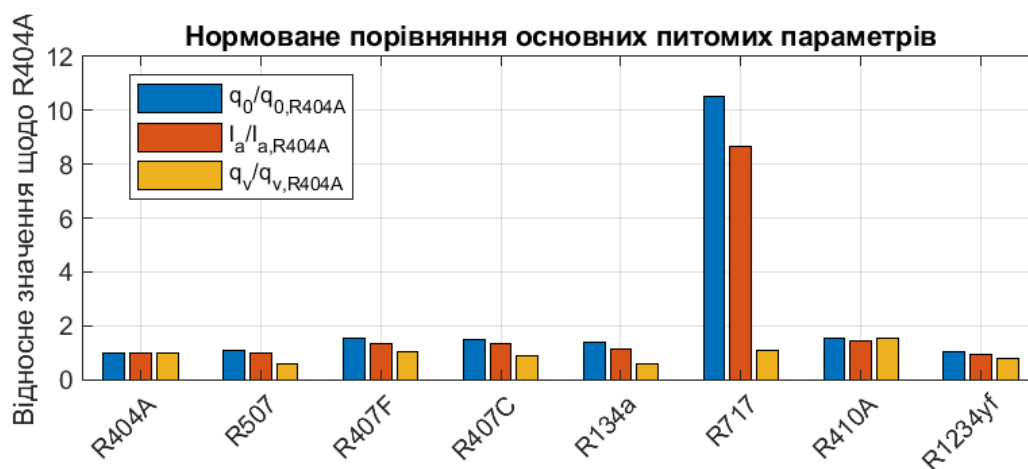


Рис.2.3.9. Нормоване порівняння основних питомих параметрів

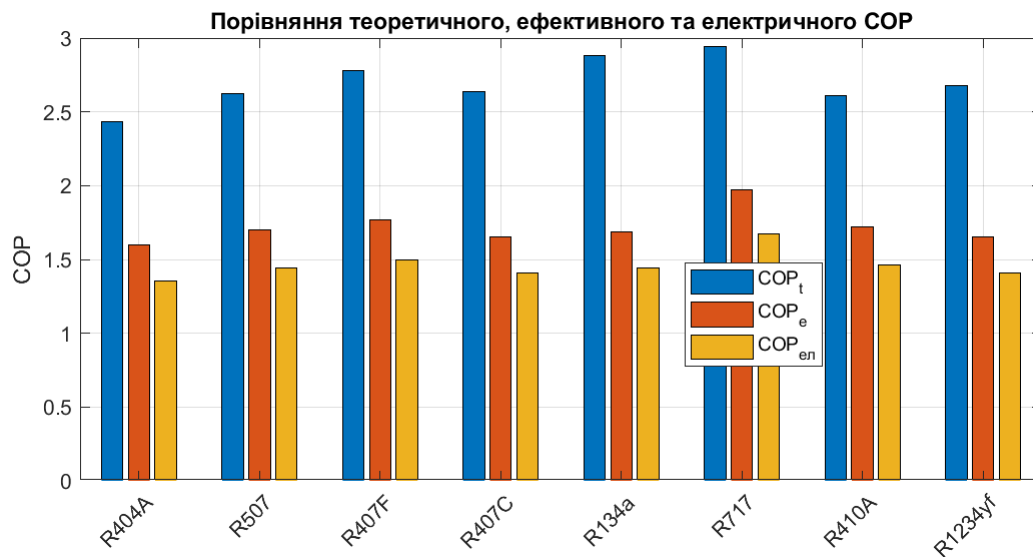


Рис. 2.3.10 Порівняння теоритичного, ефективного та електричного COP

На графіку Рис2.3.10 наведено порівняння трьох показників енергетичної ефективності холодильного циклу для різних холодоагентів:

- COP_t — теоретичний коефіцієнт перетворення циклу;
- COP_e — ефективний коефіцієнт перетворення з урахуванням механічних втрат компресора;
- $COP_{ел}$ — електричний коефіцієнт перетворення з урахуванням втрат у компресорі та електродвигуні.

Для всіх холодоагентів спостерігається закономірне зменшення значень від COP_t до COP_e і далі до $COP_{ел}$. Це пояснюється тим, що реальна холодильна машина працює з додатковими механічними, гідравлічними та електричними втратами, які відсутні в теоретичному циклі.

Базовий холодоагент **R404A** характеризується найнижчими показниками ефективності серед більшості розглянутих варіантів. Для нього теоретичний коефіцієнт становить $COP_t = 2,43$, ефективний — $COP_e = 1,60$, а електричний — $COP_{ел} = 1,355$. Це підтверджує необхідність пошуку більш енергоефективних альтернатив.

Найвищі значення всіх трьох коефіцієнтів демонструє **R717 (аміак)**. Для нього $COP_t = 2,94$, $COP_e = 1,97$ та $COP_{ел} = 1,67$. Це означає, що аміачна холодильна установка забезпечує найбільшу кількість холоду на одиницю витраченої енергії. Порівняно з R404A електрична ефективність збільшується приблизно на 23 %, що узгоджується з результатами аналізу потужності компресора.

Серед фреонових холодоагентів найкращі показники має **R407F**. Для нього $COP_t = 2,78$, $COP_e = 1,765$ та $COP_{ел} = 1,50$. Порівняно з базовим холодоагентом це відповідає збільшенню електричного коефіцієнта перетворення приблизно на 11 %. Отже, R407F дозволяє отримати більше холоду при тих самих витратах електроенергії.

Друге місце серед фреонових альтернатив займає **R410A**, для якого $COP_e = 1,72$ та $COP_{ел} = 1,46$. Незважаючи на дещо нижчу ефективність порівняно з R407F, він також перевищує показники R404A.

Холодоагенти **R507** та **R134a** демонструють близькі результати. Для обох електричний коефіцієнт перетворення становить приблизно 1,44, що трохи перевищує показник базового холодоагенту. При цьому R134a має один із найвищих теоретичних COP (2,88), однак частина цієї переваги втрачається через особливості роботи компресора та великі об'ємні витрати.

Для **R407C** та **R1234yf** значення COP_e і $COP_{ел}$ є нижчими, ніж для інших альтернативних холодоагентів. Хоча вони також перевершують R404A, величина покращення є незначною.

Аналіз графіка показує, що всі розглянуті альтернативні холодоагенти забезпечують вищі значення COP порівняно з R404A. Найефективнішим є **R717**, який демонструє максимальні значення теоретичного, ефективного та електричного коефіцієнтів перетворення. Серед фреонових холодоагентів найбільш перспективним є **R407F**, який забезпечує найкраще поєднання термодинамічної ефективності та енергозбереження. Отримані результати

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підтверджують доцільність заміни R404A на сучасніші холодоагенти з метою підвищення енергоефективності суднових холодильних установок.

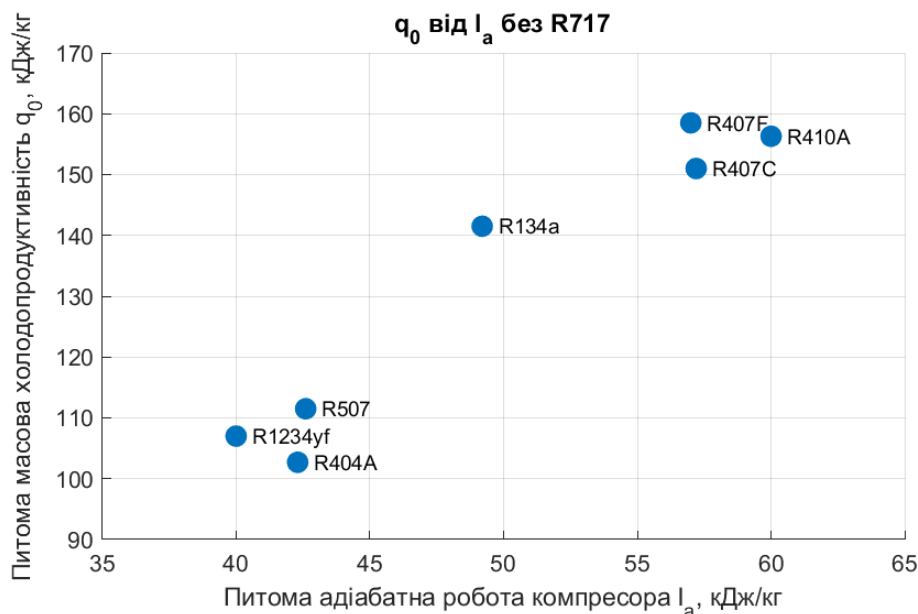


Рис. 2.3.11 залежність **питомої масової холодопродуктивності q_0** від **питомої адіабатної роботи компресора l_a** для альтернативних холодоагентів без урахування R717.

Загалом спостерігається тенденція, що зі збільшенням питомої роботи компресора l_a зростає і питома холодопродуктивність q_0 . Проте ефективність різних холодоагентів відрізняється, оскільки збільшення холодопродуктивності не завжди пропорційне зростанню витрат енергії на стискання.

Найнижчі значення питомої холодопродуктивності мають R404A та R1234yf. Для R404A при питомій роботі компресора $l_a = 42,3$ кДж/кг питома холодопродуктивність становить лише $q_0 = 102,7$ кДж/кг. Аналогічний результат демонструє R1234yf ($q_0 = 107$ кДж/кг при $l_a = 40$ кДж/кг). Це свідчить про відносно невелику кількість холоду, яка виробляється з одиниці маси холодоагенту.

R507 займає проміжне положення. При практично такій самій питомій роботі компресора, як у R404A (42,6 кДж/кг), його питома холодопродуктивність дещо вища і становить 111,5 кДж/кг. Таким чином, R507 забезпечує невелике покращення порівняно з базовим холодоагентом.

Холодоагент R134a характеризується більш вигідним співвідношенням між виробництвом холоду та роботою компресора. При $l_a = 49,2 \text{ кДж/кг}$ він забезпечує $q_0 = 141,5 \text{ кДж/кг}$, що приблизно на 38 % більше, ніж у R404A.

Найвищі значення питомої холодопродуктивності серед досліджуваних фреонових холодоагентів демонструють R407C, R407F та R410A. Для них значення q_0 становлять відповідно 151; 158,5 та 156,3 кДж/кг. При цьому для досягнення таких показників потрібна більша питома робота компресора (57–60 кДж/кг).

Особливо варто відзначити R407F, який розташований вище за всі інші фреонові холодоагенти. При питомій роботі компресора 57 кДж/кг він забезпечує найбільшу питому холодопродуктивність 158,5 кДж/кг. Це свідчить про більш ефективне використання маси холодоагенту порівняно з R404A, R507 та R134a. З графіку Рис видно, що R404A має одну з найнижчих питомих холодопродуктивностей, тоді як R407F, R410A та R407C забезпечують значно більшу кількість холоду з одиниці маси холодоагенту. Найкращий результат серед досліджуваних фреонових альтернатив демонструє R407F, який поєднує високу питому холодопродуктивність із відносно помірною питомою роботою компресора. Тому з точки зору термодинамічної ефективності циклу R407F можна розглядати як одну з найбільш перспективних замінів R404A для суднової холодильної установки.

Холодоагент	q_0 кДж_кг	l_a кДж_кг	M_a кг_с	COP_e	N_e кВт
{'R404A' }	102.7	42.3	0.0438	1.6	2.82
{'R507' }	111.5	42.6	0.0404	1.7	2.65
{'R407F' }	158.5	57	0.0284	1.765	2.55
{'R407C' }	151	57.2	0.0298	1.654	2.72
{'R134a' }	141.5	49.2	0.0318	1.69	2.66
{'R717' }	1078	367	0.00417	1.97	2.29
{'R410A' }	156.3	60	0.0288	1.72	2.62
{'R1234yf' }	107	40	0.0421	1.654	2.72

Рис. 2.3.12 Результати розрахунку у MATLAB

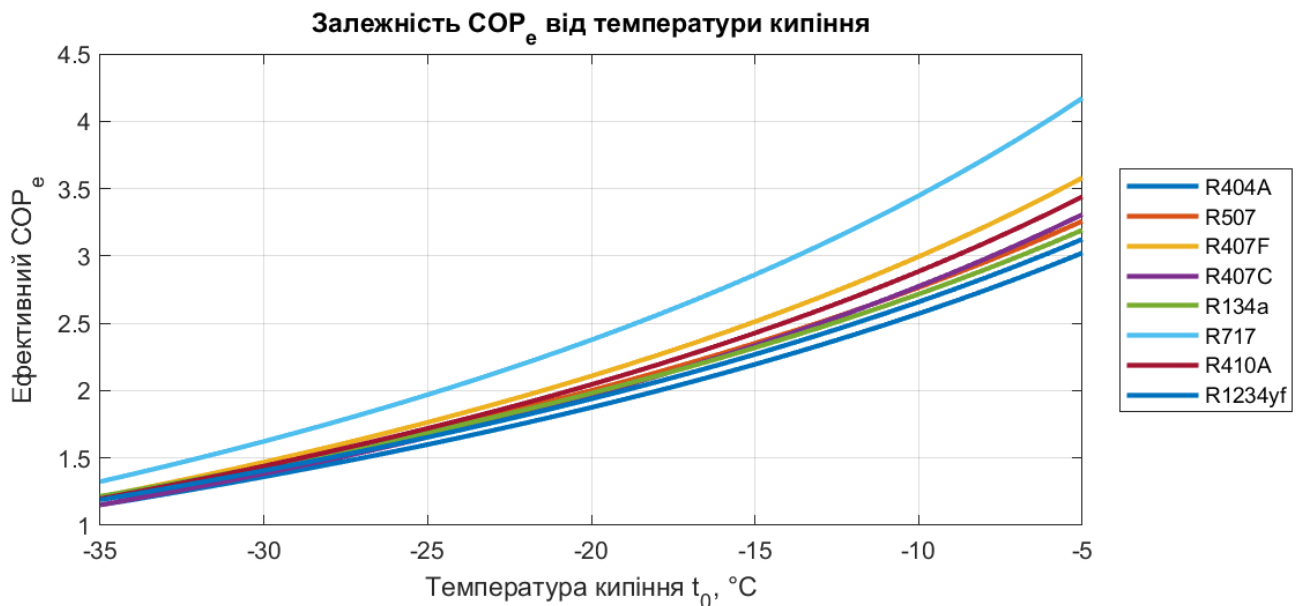


Рис.2.3.13 Залежність ефективного коефіцієнта перетворення COP_e від температури кипіння

На графіку Рис.2.3.13 показано вплив температури кипіння холодоагенту t_0 на ефективний коефіцієнт перетворення COP_e для різних холодоагентів у діапазоні від -35 °C до -5 °C. Для всіх досліджуваних холодоагентів спостерігається однакова загальна тенденція: зі збільшенням температури кипіння значення COP_e безперервно зростає.

Це пояснюється тим, що при підвищенні температури кипіння зменшується різниця між температурами конденсації та випаровування, тобто знижується ступінь стискання компресора. Внаслідок цього зменшується робота, необхідна для стискання холодоагенту, а холодильна машина виробляє більшу кількість холоду на одиницю спожитої енергії.

Найвищі значення ефективного коефіцієнта перетворення в усьому досліджуваному діапазоні демонструє **R717 (аміак)**. При температурі кипіння -35 °C його значення COP_e становить близько 1,35, а при підвищенні температури до -5 °C зростає до понад 4,1. Таким чином, аміак забезпечує найкращу енергетичну ефективність серед усіх розглянутих холодоагентів.

Серед фреонових холодоагентів найкращі результати демонструє **R407F**. У всьому діапазоні температур його крива розташована вище за криві інших

фреонів. При температурі кипіння $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ значення COP_e досягає приблизно 3,6, що свідчить про високий рівень енергоефективності.

Близькі результати демонструють **R410A** та **R407C**. Їхні криві практично паралельні, а значення COP_e при температурі кипіння $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ перевищують 3,3. Це вказує на хороші енергетичні характеристики даних холодоагентів при низькотемпературному охолодженні.

Холодоагент **R134a** займає проміжне положення між R407C та R1234yf. Його ефективність помітно вища, ніж у базового R404A, особливо при підвищених температурах кипіння.

Найнижчі значення COP_e серед розглянутих холодоагентів мають **R404A** та **R1234yf**. Їхні криві проходять нижче за інші фреонові альтернативи практично на всьому діапазоні температур. Це означає, що для виробництва однакової холодопродуктивності вони потребують більших витрат енергії.

Особливу увагу привертає форма кривих. Усі залежності мають нелінійний характер: при температурах кипіння від $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до приблизно $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ зростання COP_e відбувається відносно повільно, тоді як при подальшому підвищенні температури кипіння швидкість зростання помітно збільшується. Це відповідає термодинамічним закономірностям холодильного циклу та наближенню його ефективності до циклу Карно при зменшенні температурного напору.

Отримані результати показують, що підвищення температури кипіння є одним із найефективніших способів збільшення енергоефективності холодильної установки незалежно від типу холодоагенту. Найвищі значення COP_e забезпечує R717, який значно перевершує всі інші холодоагенти. Серед фреонових альтернатив найбільш ефективним є R407F, тоді як базовий холодоагент R404A демонструє найнижчі показники ефективності. Це підтверджує доцільність переходу від R404A до сучасніших холодоагентів з вищими енергетичними характеристиками.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

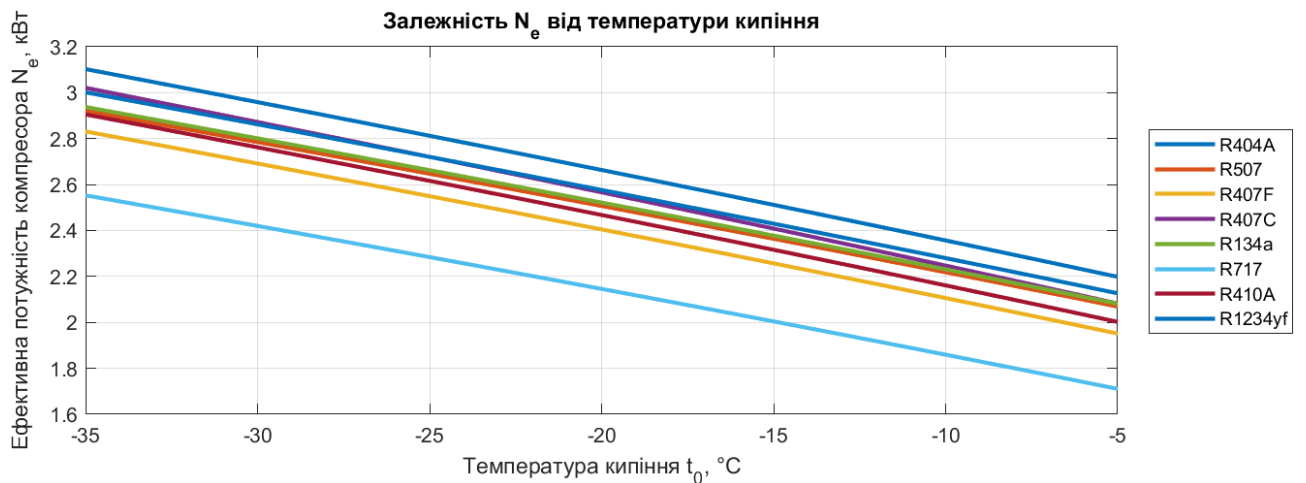


Рис.2.3.14 Залежність ефективної потужності компресора N_e від температури кипіння

На графіку Рис.2.3.14 наведено зміну ефективної потужності компресора N_e залежно від температури кипіння t_0 для різних холодоагентів у діапазоні від -35 °C до -5 °C. На відміну від попереднього графіка для коефіцієнта перетворення COP_e , тут спостерігається зворотна тенденція: зі збільшенням температури кипіння необхідна потужність компресора зменшується для всіх холодоагентів.

Це пояснюється тим, що при підвищенні температури кипіння зменшується ступінь стискання компресора та різниця між тисками кипіння і конденсації. Внаслідок цього компресор виконує меншу роботу для забезпечення тієї самої холодопродуктивності, а отже, споживає менше енергії.

Найнижчі значення ефективної потужності компресора у всьому досліджуваному діапазоні демонструє **R717 (аміак)**. При температурі кипіння -35 °C потужність компресора становить приблизно 2,55 кВт, а при підвищенні температури до -5 °C зменшується до близько 1,72 кВт. Це підтверджує високі енергетичні переваги аміачного циклу, які були виявлені під час аналізу коефіцієнтів перетворення.

Серед фреонових холодоагентів найкращі результати показує **R407F**. Його крива розташована нижче за інші фреонові альтернативи практично на всьому діапазоні температур. Потужність компресора зменшується приблизно з 2,83 кВт

при $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до 1,98 кВт при $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це свідчить про найменші витрати енергії серед усіх досліджуваних фреонових холодоагентів.

Дещо вищі значення потужності мають **R410A** та **R507**, які демонструють близькі результати та займають проміжне положення між R407F і базовим R404A. Вони забезпечують певне зниження енергоспоживання компресора, проте поступаються R407F.

Холодоагенти **R407C** та **R134a** мають дуже близькі характеристики і демонструють практично однакову залежність потужності компресора від температури кипіння. Їхні значення дещо нижчі за R404A, що свідчить про покращення енергоефективності порівняно з базовим варіантом.

Найбільші значення потужності компресора серед фреонових холодоагентів має **R1234yf**. Його крива проходить вище за всі інші фреонові альтернативи. При температурі кипіння $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ потужність компресора перевищує 3,1 кВт, а при $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ залишається близько 2,2 кВт. Це свідчить про більші енергетичні витрати порівняно з іншими альтернативними холодоагентами.

Базовий холодоагент **R404A** також демонструє відносно високі значення ефективної потужності компресора. У всьому діапазоні температур його крива розташована вище більшості альтернативних холодоагентів, що підтверджує його нижчу енергоефективність.

Важливо відзначити, що всі залежності мають майже лінійний характер. Це свідчить про стабільний вплив температури кипіння на енергоспоживання компресора в досліджуваному діапазоні. Підвищення температури кипіння на кожні $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводить до помітного зниження необхідної потужності компресора незалежно від типу холодоагенту.

Графік показує, що підвищення температури кипіння сприяє зменшенню енергоспоживання компресора для всіх холодоагентів. Найменшу ефективну потужність компресора забезпечує **R717**, що підтверджує його найкращі енергетичні характеристики. Серед фреонових альтернатив найбільш економічним є **R407F**, який потребує найменших витрат потужності для

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечення заданої холодопродуктивності. Базовий холодоагент **R404A** поступається більшості сучасних альтернатив за показником енергоефективності, що підтверджує доцільність його заміни на більш ефективні холодоагенти в суднових холодильних установках.

Як резюме потрібно відмітити, проведений порівняльний аналіз показав, що заміна холодоагенту R404A на сучасні альтернативні холодоагенти дозволяє підвищити енергетичну ефективність суднової провізійної холодильної установки та знизити експлуатаційні витрати. За результатами теплового розрахунку та аналізу побудованих характеристик встановлено, що всі досліджувані холодоагенти забезпечують вищі значення коефіцієнтів перетворення та меншу ефективну потужність компресора порівняно з базовим холодоагентом R404A.

Найкращі термодинамічні показники продемонстрував холодоагент **R717 (аміак)**. Для нього отримано максимальні значення теоретичного та ефективного коефіцієнтів перетворення ($COP_t = 2,94$ та $COP_e = 1,97$), мінімальну ефективну потужність компресора ($N_e = 2,29$ кВт) та найменшу масову витрату холодоагенту ($M_a = 0,00417$ кг/с). Крім того, аналіз розрахункових характеристик показав, що зі збільшенням температури кипіння саме R717 забезпечує найбільше зростання холодопродуктивності та найвищу енергоефективність. Разом з тим його використання на судах обмежується токсичністю, вибухонебезпечністю та підвищеними вимогами до безпеки експлуатації.

Серед фреонових холодоагентів найбільш перспективним виявився **R407F**. За результатами розрахунків він забезпечує найвище значення ефективного коефіцієнта перетворення серед усіх фреонових альтернатив ($COP_e = 1,765$), найнижчу ефективну потужність компресора ($N_e = 2,55$ кВт) та економію енергоспоживання близько 10 % порівняно з R404A. Крім того, R407F характеризується високою питомою холодопродуктивністю ($q_0 = 158,5$ кДж/кг) та відносно невеликою масовою витратою холодоагенту.

Холодоагенти **R410A** та **R407C** також показали високі значення питомої холодопродуктивності та коефіцієнтів перетворення. Особливо слід відзначити

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R410A, який має найбільшу питому об'ємну холодопродуктивність ($q_v = 1895$ кДж/м³), що дозволяє зменшити необхідну об'ємну продуктивність компресора. Однак його використання супроводжується підвищеними робочими тисками.

Холодоагенти **R507** та **R134a** забезпечують певне покращення енергетичних показників порівняно з R404A, проте поступаються R407F та R410A за рівнем енергоефективності. Холодоагент **R1234yf** демонструє близькі до R404A термодинамічні характеристики, але має екологічну перевагу завдяки низькому потенціалу глобального потепління.

Таким чином, результати дослідження свідчать, що для модернізації суднової провізійної холодильної установки найбільш доцільним холодоагентом з точки зору поєднання енергоефективності, холодопродуктивності та можливості практичного впровадження є **R407F**. У випадку відсутності обмежень щодо безпеки найкращі техніко-економічні показники забезпечує **R717**, який має найвищу термодинамічну ефективність серед усіх розглянутих холодоагентів. Загалом проведений аналіз підтвердив доцільність відмови від використання R404A та переходу на більш ефективні й екологічно безпечні альтернативні холодоагенти.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.21</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

РОЗДІЛ III. Економічна частина

3.1 Економічне обґрунтування модернізації суднової провізійної холодильної установки та матриця Ансоффа

У результаті проведеного теплового розрахунку та порівняльного аналізу альтернативних холодоагентів встановлено, що найбільш доцільною заміною холодоагенту R404A є холодоагент R407F. Його застосування дозволяє зменшити споживання електроенергії компресором та підвищити енергоефективність суднової провізійної холодильної установки.

Згідно з результатами розрахунків:

- для R404A електрична потужність компресора становить

$$N_{\text{ел,404A}} = 3,32 \text{кВт}$$

- для R407F

$$N_{\text{ел,407F}} = 3,00 \text{кВт}$$

Економія електричної потужності становить

$$\Delta N = N_{\text{ел,404A}} - N_{\text{ел,407F}}$$

$$\Delta N = 3,32 - 3,00 = 0,32 \text{кВт}$$

або

$$\Delta N = \frac{3,32 - 3,00}{3,32} \times 100 = 9,64\%$$

Отже, модернізація дозволяє знизити споживання електроенергії компресором майже на 10 %.

Річна економія електроенергії. Для суднових холодильних установок характерний цілодобовий режим роботи.

Прийmemo:

$$\tau = 8760 \text{год/рік}$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Тоді річна економія електроенергії становить

$$E = \Delta N \cdot \tau$$

$$E = 0,32 \cdot 8760 = 2803 \text{кВт*год}$$

Вартість заощадженої електроенергії. Для суднових дизель-генераторів собівартість виробництва електроенергії становить приблизно

$$C_{\text{ел}} = 0,25 \text{дол./кВт*год}$$

Тоді річний економічний ефект від економії електроенергії дорівнює

$$E_{\text{гр}} = E \cdot C_{\text{ел}}$$

$$E_{\text{гр}} = 2803 \cdot 0,25 = 700,8 \text{дол./рік}$$

або

$$E_{\text{гр}} = 700,8 \times 41 = 28733 \text{ грн/рік}$$

(при курсі 41 грн/дол.)

Витрати на модернізацію

Модернізація передбачає:

- заміну холодоагенту;
- заміну мастила компресора;
- налаштування ТРВ;
- вакуумування та заправку системи.

Таблиця 3.1.1 Орієнтовні витрати:

Стаття витрат	Вартість, грн
Холодоагент R407F	7000
Компресорне мастило	2500
Монтажні роботи	4000
Пусконаладжувальні роботи	3000
Разом	16500

Термін окупності модернізації

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Термін окупності визначається за формулою

$$T = \frac{K}{E_{\text{гр}}}$$

Де K – капітальні витрати на модернізацію.

$$T = \frac{16500}{28733} = 0,57 \text{ року} \approx 7 \text{ місяців}$$

Економічний ефект за п'ять років експлуатації

$$E_5 = 5 \cdot E_{\text{гр}} - K$$

$$E_5 = 5 \cdot 28733 - 16500 = 127165 \text{ грн}$$

Проведене економічне обґрунтування показало, що заміна холодоагенту R404A на R407F дозволяє знизити електроспоживання компресора на 9,64 %, що забезпечує річну економію електроенергії близько 2800 кВт·год. За умов безперервної роботи суднової провізійної холодильної установки річний економічний ефект становить близько 28,7 тис. грн. При орієнтовних витратах на модернізацію 16,5 тис. грн термін окупності складає приблизно 7 місяців. Отримані результати свідчать про технічну та економічну доцільність модернізації установки шляхом переходу на холодоагент R407F.

Вихідні дані для розрахунку Матриці Ансоффа з економічними показниками

Базовий варіант: R404A

Модернізований варіант: R407F

$$N_{\text{ел},R404A} = 3,32 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{ел},R407F} = 3,00 \text{ кВт}$$

$$Q_0 = 4,5 \text{ кВт}$$

$$\tau = 8760 \text{ год/рік}$$

$$C_{\text{ел}} = 0,25 \text{ дол./кВт·год}$$

$$K = 16500 \text{ грн}$$

Курс: 41 грн/дол.

Економія потужності:

$$\Delta N = 3,32 - 3,00 = 0,32 \text{ кВт}$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta N_{\%} = \frac{0,32}{3,32} \cdot 100 = 9,64\%$$

Річна економія електроенергії:

$$E = 0,32 \cdot 8760 = 2803,2 \text{ кВт*год/рік}$$

Річний економічний ефект:

$$E_{\text{грн}} = 2803,2 \cdot 0,25 \cdot 41 = 28732,8 \text{ грн/рік}$$

Термін окупності:

$$T = \frac{16500}{28732,8} = 0,57 \text{ року}$$

$$T \approx 7 \text{ місяців}$$

Таблиця 3.1.2 Матриця Ансоффа з економічними показниками

	Існуючі послуги / існуюче обладнання	Нові технічні рішення / модернізація
Існуючий ринок: рефрижераторні та контейнерні судна	<p>Проникнення на ринок Покращення експлуатації існуючої установки на R404A без заміни холодоагенту. Ефект обмежений технічним обслуговуванням. Орієнтовна економія: 2–3 %. $N_{\text{ел}} = 3,32 \text{ кВт}$ $\Delta N \approx 0,07\text{--}0,10 \text{ кВт}$ $E \approx 613\text{--}876 \text{ кВт*год/рік}$ Економія: 6,3–9,0 тис. грн/рік</p>	<p>Розвиток продукту Заміна R404A на R407F у діючій судновій провізійній холодильній установці. $N_{\text{ел},R404A} = 3,32 \text{ кВт}$ $N_{\text{ел},R407F} = 3,00 \text{ кВт}$ $\Delta N = 0,32 \text{ кВт}$ $\Delta N = 9,64\%$ $E = 2803,2 \text{ кВт*год/рік}$ Річна економія: 28,7 тис. грн/рік Витрати: 16,5 тис. грн Окупність: 0,57 року / 7 місяців</p>
Новий ринок: інші типи суден та морські об'єкти	<p>Розвиток ринку Використання такого рішення на інших суднах: пасажирських, риболовних, танкерах, офшорних платформах. Для 5 установок:</p>	<p>Диверсифікація Створення комплексної енергоефективної системи: заміна холодоагенту, цифровий контроль, оптимізація компресора, контроль температури</p>

Такий варіант забезпечує зменшення електричної потужності компресора з **3,32 кВт до 3,00 кВт**, тобто на **0,32 кВт** або **9,64 %**. За умови цілодобової роботи установки річна економія електроенергії становить **2803,2 кВт·год**, що відповідає економічному ефекту **28,7 тис. грн/рік**. При капітальних витратах **16,5 тис. грн** термін окупності модернізації становить приблизно **7 місяців**.

Отже, модернізація за напрямом «розвиток продукту» є технічно та економічно обґрунтованою.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ IV. Охорона праці

Нормативно-правове забезпечення та міжнародні вимоги до суднових холодильних установок.

Під час проектування та експлуатації суднових холодильних установок необхідно враховувати міжнародні морські конвенції, екологічні норми, класифікаційні правила та стандарти безпеки. Основними міжнародними організаціями, що регулюють вимоги до суднових холодильних систем, є International Maritime Organization (IMO), International Organization for Standardization (ISO), ASHRAE та класифікаційні товариства Lloyd's Register, DNV і Bureau Veritas. Одним із головних міжнародних документів є Конвенція MARPOL 73/78, яка встановлює вимоги щодо запобігання забрудненню морського середовища із суден [1]. Додаток VI MARPOL регламентує використання озоноруйнівних речовин у холодильних системах та забороняє навмисні викиди холодоагентів в атмосферу [2]. Згідно з вимогами MARPOL Annex VI Regulation 12, судна повинні вести облік обладнання, що містить озоноруйнівні речовини, а також журнал витрат і заправки холодоагентів [2].

Відповідно до вимог Європейського Союзу та Монреальського протоколу, використання HCFC-холодоагентів, зокрема R22, поступово обмежується через їх негативний вплив на озоновий шар [3]. Сучасні тенденції розвитку морських холодильних систем передбачають перехід до холодоагентів із низьким показником глобального потепління (GWP), таких як R744 (CO₂), R717 (NH₃) та R1234yf [4]. Особливу увагу міжнародні стандарти приділяють безпеці використання токсичних і легкозаймистих холодоагентів. Згідно з правилами Lloyd's Register, холодильні установки з аміаком повинні розташовуватись у герметичних приміщеннях із незалежною вентиляцією та системами аварійного виявлення витоків [5]. Для машинних приміщень із токсичними або легкозаймистими холодоагентами передбачаються окремі вимоги щодо вентиляції, газоаналізаторів та аварійної сигналізації [5].

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Важливим міжнародним стандартом є ISO 5149 «Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements», який визначає вимоги до безпечного проєктування, монтажу та експлуатації холодильних систем [6]. Даний стандарт регламентує допустимі концентрації холодоагентів, класифікацію небезпечних зон та вимоги до систем аварійного захисту.

Сучасні екологічні вимоги ІМО спрямовані також на зниження викидів парникових газів та підвищення енергоефективності суден. У 2025 році ІМО схвалила нову систему Net-Zero Framework для скорочення викидів CO₂ у міжнародному судноплаванні [7]. У зв'язку з цим судові холодильні установки повинні забезпечувати мінімальне енергоспоживання та зменшення втрат холодоагенту. Для транспортування небезпечних речовин та роботи із холодильними агентами на судах також застосовується IMDG Code (International Maritime Dangerous Goods Code), який встановлює правила зберігання, маркування та перевезення небезпечних вантажів і технічних газів [8].

Токсичність застосовуваних речовин.

Фреон R407F - це трикомпонентна зеотропна суміш R32/R125/R134a. Концентрація компонентів 30%/30%/30%. Молекулярна вага 82, нормальна температура кипіння -43,6°C .

За стандартом ASHRAE 34 холодоагент **R407F належить до класу безпеки A1:**

- **A** — низька токсичність;
- **1** — відсутність поширення полум'я (негорючий).

Тому R407F вважається одним із найбезпечніших фторвмісних холодоагентів з погляду токсичності та пожежної безпеки. Нетоксичний і невибухонебезпечний. Має низьку температуру нагнітання при стискуванні в компресорах. Володіє хорошими (в порівнянні з іншими хладагентами) теплофізичними і термодинамічними характеристиками. Хімічно нейтральний до більшості конструкційних матеріалів.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При нормальній експлуатації холодоагент не становить небезпеки. Однак при витіку можливі:

- витіснення кисню з повітря в закритих приміщеннях;
- запаморочення, головний біль, задуха при високих концентраціях;
- обмороження шкіри та очей при контакті з рідким холодоагентом..

Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухопожежної і пожежної небезпеки.

Приміщення фреонового машинного відділення рефрижераторного судна по вибухонебезпеці відносяться до категорії Д . Машинне відділення відповідно до вимог Морського реєстра розміщуються над трюмом.

Машинне відділення відокремлене від інших приміщень стінами, що не згорають, і перекриттями.

Машинне відділення має два входи, максимально віддалених один від одного. Двері відкриваються у бік виходу.

Для екстреної зупинки компресора і іншого устаткування зовні машинного відділення поряд з виходом встановлюється аварійний вимикач, що знеструмлює устаткування. При цьому передбачено автоматичне включення аварійної вентиляції.

Окрім робочого освітлення приміщення машинного відділення має аварійне освітлення від незалежного джерела струму, яке включається при відключенні основного джерела освітлення.

Методи визначення місць витіку фреону.

Витік фреону - одна з найпоширеніших проблем в роботі практично будь-якого пристрою, що охолоджує. Незалежно від того, в якому устаткуванні сталася неполадка, пошук витіку фреону є вельми трудомістким і копітким процесом. Під таким простим словом "витік" ховається розгерметизація холодильного контура, яка в разі невчасного усунення може привести до поломки кліматичної техніки .

Існує декілька способів виявлення витіку:

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Найкращий спосіб – намилювання – найбільш простий і доступний. Холодильна траса, місця стиків і вигинів, намилюються мильним розчином;
2. У контур вводять спеціальну рідину, що світиться в ультрафіолетовому світлі;
3. Використовують електронний течієшукач, здатний реагувати на хладагент.
4. В деяких випадках для точнішого визначення місця витoku всі вищеперелічені способи використовують в комплексі.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки.

Заправка холодильної установки хладагентом виробляється через передбачені для цієї мети заправні вентиля. Як вони можуть використовуватися або вентиля компресорів з відповідним штуцером, або спеціальні вентиля. Хладагент заправляється в установку, як правило, в рідкому стані через рідинний трубопровід. Проте невеликі установки, які містять мало хладагента, часто заправляються хладагентом в газовій фазі через всмоктуючи магістраль. В установках, що працюють з перегрівом, заправний вентиль найчастіше встановлений на рідинній магістралі між рідинним ресівером і терморегулюючим вентилем, точніше, перед осушувачем так, щоб затримати можливі сліди волога, яка може знаходитися в хладагенті. Для установок із затопленими випарниками заправний вентиль може знаходитися або там же, де він розташовується в установках, що працюють з перегрівом, або між терморегулюючим вентилем і віддільником рідини. У останньому випадку доцільно встановлювати перед заправним вентилем осушувач.

Заповнення холодильної установки хладагентом може вироблятися або безпосередньо з балона з хладагентом, або за допомогою заправного циліндра, що заздалегідь заповнюється (наприклад, в майстерні) хладагентом в кількості, точно відповідній необхідному для заправки установки, причому величина заправки зазвичай вказана на маркувальній табличці установки.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електробезпека під час експлуатації холодильної установки

Суднова провізійна холодильна установка належить до електротехнічного обладнання підвищеної небезпеки, оскільки в процесі її роботи використовуються електродвигуни компресорів, вентилятори випарників, соленоїдні клапани, електронагрівачі системи відтаювання, контрольно-вимірювальні прилади та шафи автоматичного керування.

Живлення установки здійснюється від трифазної суднової електромережі напругою:

$$U = 380 \text{ В}$$

При експлуатації холодильного обладнання можливі такі небезпечні ситуації:

- пошкодження ізоляції силових кабелів;
- пробій ізоляції обмоток електродвигунів;
- замикання на корпус обладнання;
- витік струму через вологі поверхні;
- дотик до струмоведучих частин;
- помилки персоналу під час технічного обслуговування.

Особливістю суднових умов експлуатації є підвищена вологість повітря, наявність конденсату та можливість потрапляння морської води на обладнання. Такі умови значно підвищують ризик ураження електричним струмом та прискорюють старіння ізоляційних матеріалів.

З метою забезпечення безпечної експлуатації холодильна установка обладнується системою захисного заземлення. Всі металеві неструмоведучі частини, які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, повинні бути надійно з'єднані із судновою системою заземлення.

Розрахунок заземлюючого пристрою.

Граничний допустимий опір заземлення в електроустановках з напругою до 1000 В не повинно перевищувати 4 Ом у будь-який час роки ($R \leq 4 \text{ Ом}$). При цьому струм, що проходить через тіло людини $I < 0.05 \text{ А}$.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Вибираємо тип і геометричні розміри заземлень: виносне – $l = 2.4$ м; $d = 35$ мм. Відстань між вертикальними заземленнями вибираємо рівним $L = 2,4$ м.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту – морської води:

$$\rho_{расч.} = 0,3 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

$R_{mp} = 1 \text{ Ом}$ – згідно Правил електроустановок Морського Регістра.

Опір одного вертикального заземлювача:

$$R_0 = \frac{\rho_{\text{даний}}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right), \text{ Ом},$$

де $d = 35$ мм, $l = 2,4$ м, $t = 1,2$ м

$$R_0 = \frac{0,3}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,4} \left(\ln \frac{2 \cdot 2,4}{0,035} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,2 + 2}{4 \cdot 1,2 - 2} \right) = 0,11 \text{ Ом}.$$

Кількість вертикальних заземлювачів

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{треб}}}$$

$$n_{расч.} = \frac{0,11}{1} = 0,11 \text{ шт}$$

Опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_s = \frac{R_0}{\eta \cdot n} = \frac{0,11}{0,85 \cdot 2} = 0,064 \text{ Ом},$$

де η – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів.

Визначимо довжину смуги (шини) при розміщенні заземлювачів в ряд:

$$L = (n - 1)l' = (2 - 1) \cdot 1 = 1 \text{ м}$$

Опір з'єднувальної смуги (шини):

$$R_r = \frac{\rho_p}{2\pi R \cdot L \cdot \eta} \ln \frac{L^2}{d \cdot t_0} = \frac{0,3}{0,85 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,035 \cdot 1} \ln \frac{1^2}{0,035 \cdot 1,2} = 5,67 \text{ Ом}.$$

Загальний опір системи заземлення:

$$R_{\text{непос}} = \frac{R_{\hat{a}} \cdot R_{\hat{r}}}{R_{\hat{a}} + R_{\hat{r}}} = \frac{0,064 \cdot 5,67}{0,064 + 5,67} = 0,063 \text{ Ом}.$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$R_{\text{сист}} < R_{\text{треб}}$$

Пожежна безпека

Пожежна безпека є одним із найважливіших аспектів експлуатації суднових холодильних установок, оскільки виникнення пожежі на судні може призвести не лише до пошкодження обладнання, але й до загрози життю екіпажу, втрати вантажу та втрати судном морехідності. Особливу небезпеку становить те, що машинні приміщення холодильних установок є замкненими просторами, де одночасно розміщуються електрообладнання, мастильні матеріали, трубопроводи холодоагенту та системи автоматичного керування.

Хоча холодоагент R407F належать до класу безпеки A1 за ISO 817 і є негорючими, це не виключає можливості виникнення пожежі в холодильному машинному приміщенні. Основними джерелами займання можуть бути:

- короткі замикання в електрообладнанні;
- перегрів електродвигунів компресорів;
- пошкодження електричної ізоляції;
- займання мастильних матеріалів;
- виконання вогневих робіт;
- перегрів нагнітальних трубопроводів;
- несправність систем електричного відтаювання випарників.

У нормальному режимі роботи температура нагнітального трубопроводу після компресора може досягати:

$$T_{\text{нагн}} = 70 - 100^{\circ}\text{C}$$

а при аварійних режимах — перевищувати допустимі значення. Це створює потенційну небезпеку займання масляних відкладень або ізоляційних матеріалів.

Особливу увагу необхідно приділяти електрообладнанню, оскільки електродвигуни компресорів та нагрівачі системи відтаювання є джерелами значних тепловиділень. При пошкодженні ізоляції можливе виникнення електричної дуги, яка є однією з найпоширеніших причин пожеж у суднових електроустановках.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Засоби пожежогасіння. Для локалізації та ліквідації можливих загорянь машинне приміщення холодильної установки повинно бути забезпечене первинними засобами пожежогасіння.

До складу протипожежного оснащення рекомендується включати:

- порошковий вогнегасник масою заряду не менше 5 кг;
- вуглекислотний вогнегасник;
- систему автоматичної пожежної сигналізації;
- систему аварійного освітлення;
- засоби аварійного зв'язку.

Порошкові вогнегасники є універсальними та можуть застосовуватися для гасіння:

- електрообладнання;
- мастильних матеріалів;
- кабельних трас;
- механічного обладнання.

Вуглекислотні вогнегасники особливо ефективні для гасіння електрообладнання, оскільки не залишають слідів на електричних компонентах та не пошкоджують елементи автоматики.

Система пожежної сигналізації. Відповідно до вимог SOLAS та правил класифікаційних товариств машинне приміщення повинно бути обладнане автоматичною системою виявлення пожежі.

Система повинна забезпечувати:

- раннє виявлення диму;
- контроль температури приміщення;
- подачу звукового сигналу;
- передачу сигналу на центральний пост керування судном.

Своєчасне виявлення загоряння значно зменшує ризик розвитку пожежі та дозволяє екіпажу оперативно вжити заходів щодо її ліквідації.

Розрахунок кількості спринклерних розеток для внутрішнього автоматичного пожежогасіння

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Норми витрати води на внутрішнє пожежогасіння для виробничих будівель визначаються в розрахунку двох струменів по 2.5 л/с на кожний струмінь.

Витрата води на спринклерні установки встановлюється за нормами в середньому 0,1 л/с на 1 м² підлоги (відповідно до Правил Морського Регістра).

При включенні спринклерних установок одночасно подається сигнал тривоги. Площа підлоги, що захищається одним спринклером не перевищує 12 м².

Кількість спринклерних розеток

$$n_p = \frac{S}{S'} = \frac{56}{12} = 4,67$$

де S = 56 м² – площа приміщень трюму та машинного відділення;

S' = 12 м² – площа підлоги, що захищається спринклером.

Витрата води G_a спринклерною системою:

$$G_a = \frac{F \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} = \frac{156 \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} = 56,16 \text{ м}^3/\text{Год}.$$

Виробнича санітарія. Розрахунок виробничого освітлення.

Однією з вимог охорони праці, для забезпечення безпечної роботи у виробничому приміщенні, являється відповідне виробниче освітлення. Правильно спроектоване і виконане освітлення на будь-якому підприємстві забезпечує можливість правильної виробничої діяльності.

Розрахунок ведемо методом світлового потоку:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot \kappa \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ лм}$$

де E_n – мінімальна нормована освітленість, приймаємо $E_n = 200$ лк,

S – площа приміщення, S = 56 м²,

κ – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, $\kappa = 1,4$,

z – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, z = 1,1

Розрахуємо приблизну кількість світильників

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N = \frac{A \cdot B}{L_k^2} = \frac{14 \cdot 4}{2^2} = 14 \text{ шт} \quad (13.14)$$

де A, B – розміри приміщення, м; L_k – відстань між центрами світильників, м; η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, який залежить від к.к.д. і кривої розподілу сили світла світильника, коефіцієнта віддзеркалення стелі ($\rho_{\text{п}}=50\%$) і стін ($\rho_{\text{с}}=30\%$), висоти підвісу світильника і розміри приміщення.

Значення коефіцієнта η визначаємо по таблицях залежно від коефіцієнтів віддзеркалення стелі і стін і показника приміщення i , визначуваного з відношення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)},$$

де A – довжина машинного відділення, $A = 4$ м; B – ширина машинного відділення, $B = 14$ м; H_p – висота світильників над розрахунковою поверхнею $H_p = 3$ м;

$$i = \frac{56}{3 \cdot (14 + 4)} = 1,04$$

Тоді приймаємо $\eta = 0,29$.

$$\Phi = \frac{200 \cdot 56 \cdot 1,1 \cdot 1,4 \cdot 100}{14 \cdot 0,29} = 440 \text{ лм.}$$

Відповідно до виконаного розрахунку вибираємо лампу Б-220-230-40 зі світловим потоком 440 лм.

Електрична потужність всієї освітлювальної системи

$$D = N \cdot n \cdot P_{\text{л}} = 14 \cdot 1 \cdot 40 = 560 \text{ Вт,}$$

Де N – кількість світильників; n – кількість ламп в одному світильнику; P – потужність однієї лампи.

Для перевірки правильності вибору марки лампи визначимо відхилення дійсного світлового потоку від розрахункового

$$\Delta = \frac{\Phi_{\text{д}} - \Phi_{\text{р}}}{\Phi_{\text{д}}} \cdot 100 \% = \frac{460 - 440}{460} \cdot 100 \% = 4,3 \%$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Phi_{\delta}=460$ лм – розрахунковий світловий потік одного світильника.

Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату.

Машинне відділення обладнане припливно-витяжною вентиляцією, розраховано на наступну кратність обміну повітря в годину: приплив 3, витяг 4.

Окрім цього, машинне відділення має аварійну вентиляцію (витяжну), розраховану на восьмикратний обмін повітря в годині. При цьому використання аварійної вентиляції як робоча не допустимо. Справність аварійної вентиляції перевіряється щодня.

Запобігання накопиченню в повітрі приміщення шкідливих речовин, а також створення заданих метеорологічних умов, у виробничому приміщенні забезпечується вентиляцією. Вона досягається видаленням з приміщення забрудненого повітря (витяжна вентиляція) і подачею в нього свіжого повітря (припливна вентиляція). У загальному випадку ці кількості повітря мають бути рівні. Можливості вентиляції по відведенню тепла з приміщення обмежені температурою зовнішнього повітря. За способом переміщення повітря розрізняють природну і штучну вентиляцію, а також змішану.

Для проектованої установки необхідний пристрій аварійної вентиляції, оскільки можливий раптовий вступ в повітря великих кількостей шкідливих речовин (при витоку хладагента).

Визначимо потрібну продуктивність припливного вентилятора

$$V_{en} = \frac{V_{mo} \cdot n_v}{3600}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де V_{mo} – внутрішній об'єм машинного відділення (м^3);

$n_v = 2$ – кратність циркуляції припливної вентиляції.

$$V_{en} = \frac{V_{mo} \cdot n_v}{3600} = \frac{220 \cdot 3}{3600} = 0,183 \text{ м}^3/\text{с} \text{ або } 659 \text{ м}^3/\text{год}$$

Потужність електродвигуна вентилятора визначається по формулі:

$$N = \frac{k \cdot V_{en} \cdot H}{\eta}, \text{ кВт.}$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де H – аеродинамічний опір, змінюється в межі $200 \div 500$ Па. Для розрахунку приймаємо $H = 300$ Па.

$\eta_{aai} = 0,6$ – ККД вентилятора;

$k = 1,5$ – коефіцієнт запасу.

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вен} \cdot \eta_{прив}} = \frac{1,5 \cdot 659 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,153 \text{ кВт}$$

Обираємо з каталогу електродвигун марки АДМ63А4Тр $N_{ном} = 0,25$ кВт

Визначимо потрібну продуктивність витяжного вентилятора

$$V_{вв} = \frac{V_{мо} \cdot n_{в}}{3600} = \frac{220 \cdot 4}{3600} = 0,244 \text{ м}^3/\text{с або } 880 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вен} \cdot \eta_{прив}} = \frac{1,5 \cdot 880 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,203 \text{ кВт}$$

Обираємо електродвигун марки АДМ63А4Тр $N_{iii} = 0,25$ кВт

Визначимо потрібну продуктивність аварійного вентилятора

$$V_{ва} = \frac{V_{мо} \cdot n_{в}}{3600} = \frac{220 \cdot 8}{3600} = 0,489 \text{ м}^3/\text{с або } 1760 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вен} \cdot \eta_{прив}} = \frac{1,5 \cdot 1760 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,6 \cdot 0,9} = 0,406 \text{ кВт}$$

Обираємо електродвигун марки АДМ2П 80А6 $N_{iii} = 0,55$ кВт.

Перша допомога при ураженні електричним струмом.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все необхідно швидко звільнити потерпілого від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити струму, що постраждав від дії, можна декількома способами.

Найбільш простий спосіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучих частини, відкинути від нього дрiт i так далi При напрузi вище 1000 В застосовують тi ж способи, але при цьому обов'язково застосовують dieлектричнi рукавички, боти.

Пiсля звiльнення струму, що постраждав вiд дiї, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на мiсцi.

Заходи першої медичної допомоги залежать вiд його стану. Якщо потерпiлий в свiдомостi, але до цього був в непритомностi або нетривалий час знаходився пiд впливом струму, йому необхідно створити повний спокiй. За вiдсутностi свiдомостi, але що зберiгся диханнi слiд укласти потерпiлого на м'яку пiдстилку, забезпечити приплив свiжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпiлий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання i масаж серця. За вiдсутностi ознак життя, тобто за вiдсутностi дихання серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпiлого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання i масаж серця.

Для забезпечення безпеки людей вiд дiї електричного струму застосовують заземлення – стiкання струму в землю через провiдник, що знаходиться в безпосередньому контактi з водою.

Перша допомога при ураженнi фреоном

Потерпiлий наслiдком отруєння парами амiаку або фреону мусить бути винесений на свiже повітря або у чисте тепле примiщення. У разi необхідностi слiд негайно застосувати штучне дихання.

Необхiдно звiльнити потерпiлого вiд одягу, який заважає диханню, змiнити забруднений одяг, надати йому повний спокiй.

Зробити iнгаляцiю теплою парою (крiзь паперову трубку) з чайника, у якому мiститься 1–2%-ний розчин лимонної кислоти у гарячiй водi.

Дати випити мiцний чай, каву, лимонад або 2%-ний розчин молочної кислоти.

Рекомендується в усiх випадках отруєння вдихання кисню протягом 30–45 хвилин, зiгрiвання потерпiлого (обкласти грiлками). У випадку глибокого сну та

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата		

можливого зниження больової чутливості слід при цьому дотримуватись обережності, щоб не спричинити опіків.

За наявності ознак подразнення носоглотки її слід полоскати 2%-ним розчином соди або водою. Незалежно від стану потерпілий повинен бути направлений до лікаря.

При спостереженні явищ ядухи, кашлю потерпілого слід транспортувати у лежачому положенні.

При потраплянні аміаку або фреону в очі необхідно промити очі сильним струменем чистої води. Після цього до лікарського огляду слід одягнути темні захисні окуляри. Не можна бинтувати очі та накладати на них пов'язку.

У разі потрапляння на шкіру аміаку або фреону необхідно спочатку спрямувати на уражену поверхню струмінь чистої води. Потім уражену кінцівку занурити в теплу (35–40°C) воду на 5–10 хвилин, а при ураженні значної поверхні тіла — зробити загальну ванну.

Після ванни висушити шкіру, прикладаючи до неї рушник, що добре поглинає вологу (розтирання неприпустиме).

Накласти на уражену поверхню мазеву пов'язку або нанести на неї мазь Вишневського, чи пеніцилінову. Якщо мазі відсутні — можна скористатись вершковим (несолоним) маслом або соняшниковою олією.

Якщо на шкірі з'явилися пухирі – їх ні в якому разі не можна розтинати, слід накласти на них мазеву пов'язку.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі виконано дослідження та розробку суднової холодильної установки рефрижераторного судна на прикладі побутової холодильної системи, призначеної для забезпечення необхідних температурних режимів у провізійних камерах. На основі проведених досліджень, розрахунків та аналізу отримано такі основні результати:

1. Проведено аналіз сучасних суднових холодильних установок та встановлено, що підвищення енергоефективності холодильних систем є одним із ключових напрямів розвитку суднового холодильного обладнання в умовах зростання вимог до економічності та екологічної безпеки морських перевезень.
2. Досліджено конструкцію та принцип роботи побутової холодильної установки рефрижераторного судна, визначено склад основного обладнання та особливості її функціонування в умовах автономної експлуатації судна.
3. Виконано тепловий розрахунок суднової провізійної холодильної установки на холодоагенті R404A при холодопродуктивності 4,5 кВт та температурі в камері $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. За результатами розрахунку отримано електричний коефіцієнт перетворення $\text{COP}_{\text{ел}} = 1,355$ та електричну потужність компресора 3,32 кВт.
4. Проведено порівняльний аналіз роботи установки на альтернативних холодоагентах R507, R407F, R407C, R134a, R717, R410A та R1234yf. Встановлено, що всі досліджувані холодоагенти забезпечують кращі енергетичні показники порівняно з базовим холодоагентом R404A.
5. Визначено, що найкращі термодинамічні характеристики має холодоагент R717, для якого отримано максимальні значення коефіцієнтів перетворення ($\text{COP}_{\text{е}} = 1,97$; $\text{COP}_{\text{ел}} = 1,67$), мінімальну ефективну потужність компресора (2,29 кВт) та найменшу масову витрату

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагенту (0,00417 кг/с). Разом з тим його використання обмежується підвищеними вимогами до безпеки експлуатації.

6. Серед фреонових холодоагентів найбільш перспективним виявився R407F, який забезпечує найвище значення ефективного коефіцієнта перетворення ($COP_e = 1,765$), зниження електричної потужності компресора до 3,0 кВт та економію енергоспоживання близько 9,6 % порівняно з R404A.
7. Аналіз побудованих характеристик показав, що підвищення температури кипіння призводить до зростання холодопродуктивності та коефіцієнтів перетворення, а також до зниження потужності компресора для всіх досліджуваних холодоагентів. Найкращі показники в усьому діапазоні температур продемонстрували R717 та R407F.
8. Виконано економічне обґрунтування модернізації холодильної установки шляхом заміни холодоагенту R404A на R407F. Встановлено, що річна економія електроенергії становить близько 2800 кВт·год, річний економічний ефект – 28,7 тис. грн, а термін окупності модернізації не перевищує 7 місяців.
9. Розроблено принципову схему модернізованої суднової провізійної холодильної установки та запропоновано технічні рішення щодо підвищення її енергоефективності та надійності.
10. Розроблено комплекс заходів з охорони праці та безпечної експлуатації холодильного обладнання, спрямованих на забезпечення надійної роботи системи та безпеки обслуговуючого персоналу.

Таким чином, поставлена мета магістерської роботи досягнута. Запропонована модернізація суднової побутової холодильної установки із застосуванням холодоагенту R407F є технічно та економічно обґрунтованою, дозволяє підвищити енергоефективність системи, знизити експлуатаційні витрати та покращити екологічні показники роботи холодильного обладнання рефрижераторного судна.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ASHRAE. (2010). *2010 ASHRAE Handbook—Refrigeration (SI)*. [Marine Refrigeration Systems Overview](#) — електронний ресурс. Дата звернення: 28.05.2026.
2. Hafner, I. A., Gabriellii, C. H., & Widell, K. (2019). *Refrigeration units in marine vessels*. Nordic Council of Ministers. [Refrigeration Units in Marine Vessels](#) — TemaNord 2019:527. Nordic Council of Ministers. Дата звернення: 28.05.2026.
3. Ялама, В. В., Хмельнюк, М. Г., Яковлева, О. Ю., & Трандафілов, В. В. (2022). Modern refrigeration solutions for maritime sector and marine refrigeration transport. *Холодильна Техніка Та Технологія*, 58(4), 184–194. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2568>
4. Maritime Refrigeration Technology Hub. Freezing – Cooling – Heating – Ventilation <https://maritimereftechhub.no/freezing-cooling-heating-ventilation/>? Дата звернення: 28.05.2026.
5. Голяк В.К. Суднові холодильні машини та установки. — Одеса : Фенікс, 2008. — 420 с.
6. ASHRAE Handbook — Refrigeration [Електронний ресурс]. — Режим доступу: [ASHRAE Refrigeration Handbook](#)(дата звернення: 22.05.2026).
7. Dossat R.J., Horan T.J. Principles of Refrigeration. — Pearson Education, 2002. — 600 р.
8. Industrial Refrigeration Handbook / W.F. Stoecker. — McGraw-Hill, 1998. — 1400 р.
9. IMO. SOLAS Consolidated Edition. — London : IMO Publishing, 2020.
10. MARPOL 73/78. International Convention for the Prevention of Pollution from Ships. — IMO Publishing, 2017.
11. ISO 5149: Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements. — Geneva : ISO, 2014.
12. MARPOL Annex VI – Regulation 12. Ozone-depleting substances [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.imorules.com/GUID-41B59339-67B9-46D8-8A73-9D6D1416503C.html> (дата звернення: 28.05.2026).
13. Annex VI Regulations for the prevention of air pollution from ships [Електронний ресурс]. – Режим доступу:https://puc.overheid.nl/doc/PUC_1352_14/2/ (дата звернення: 28.05.2026).

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Refrigeration Units in Marine Vessels [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.academia.edu/70641652/Refrigeration_units_in_marine_vessels (дата звернення: 28.05.2026).

15. Lloyd’s Register Rules – Refrigerating machinery and refrigerant storage [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.imorules.com/LRSHIP_PT6_CH3_3.html (дата звернення: 28.05.2026).

16. ISO 5149: Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.iso.org/standard/5149.html> (дата звернення: 28.05.2026).

17. IMO approves net-zero regulations for global shipping [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.imo.org/en/mediacentre/pressbriefings/pages/imo-approves-netzero-regulations.aspx> (дата звернення: 28.05.2026).

18. International Maritime Dangerous Goods Code (IMDG Code) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/International_Maritime_Dangerous_Goods_Code (дата звернення: 28.05.2026).

19. Refrigeration Units in Marine Vessels [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.academia.edu/70641652/Refrigeration_units_in_marine_vessels (дата звернення: 28.05.2026).

20. Marine Refrigeration Chapter PDF [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://fa.remecco.com/wp-content/uploads/2024/12/SI_R14_Ch26.pdf (дата звернення: 28.05.2026).

21. Refrigerated Cargo Ships Overview [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.britannica.com/technology/refrigerated-cargo-ship> (дата звернення: 28.05.2026).

22. The Hybrid Reefer/Container Vessel CARMEL ECOFRESH [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/reefer-vessel> (дата звернення: 28.05.2026).

23. IMO – Air Pollution and Energy Efficiency [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Air-Pollution.aspx> (дата звернення: 28.05.2026).

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

24. Salmani, A. A. (2021a, May 21). Marine refrigeration system: Vapour Compression Cycle. *BrightMariner*. <https://brightmariner.com/marine-refrigeration-system-vapour-compression-cycle/>

25. Dhil Engineering @ DhilReefer. ASSEMBLING A REFRIGERATION SYSTEM / Diagram [Electronic resource]. – 2017. – Access mode: [DhilReefer Blog](#) – Date of access: 16.11.2025

26. Knowledge of Sea. Refrigerated Containers [Electronic resource]. – 2023. – Access mode: [Knowledge of Sea – Refrigerated Containers](#) – Date of access: 16.11.2025.

27. Reefer/container vessel CARMEL ECOFRESH [Electronic resource] // [Wärtsilä Encyclopedia of Marine and Energy Technology](#). – Access mode: <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/reefer-container-vessel-carmel-ecofresh> (дата звернення: 16.11.2025).

28. Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs in marine vessels [Electronic resource]. – Copenhagen: Nordic Council of Ministers, 2018. – Available at: Nordic Council PDF (accessed: 16.11.2025).

29. *Freon 404a. Thermodynamic Properties (SI Units)*. (2019). Freon.com. <https://www.freon.com/es/-/media/files/freon/freon-404a--thermodynamic-properties-si.pdf?>

30. SWEP, *Technical Handbook for Refrigerant Applications*, реальный холодильный цикл у log p-h діаграмі. Available at: https://echangeur-a-plaques.fr/wpcontent/uploads/2023/08/AXINTRA_SWEP_RefrigerantHandbook_EN.pdf? (accessed: 16.11.2025).

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

ДОДАТОК 1

Суднова холодильна установка рефрижираторного судна (Reefer/container vessel) для підтримання температурного режиму у провізійних камерах. Призначення та схема установки. Розглянута базова холодильна установка призначена для охолодження провізійних камер: м'ясо-рибної, молочної, овочевої та проміжного приміщення. Система працює за схемою **одноступеневого парокомпресійного холодильного циклу прямого випаровування з холодоагентом R-404A.**

Таблиця Д1 Прийняті розрахункові дані

Параметр	Позначення	Значення
Холодоагент	—	R-404A
Розрахункова холодопродуктивність	Q_0	4.5 kW
Температура в м'ясо-рибній камері	t_{mf}	-18 °C
Температура в молочної камері	t_d	+3 °C
Температура в овочевій камері	t_v	+3 °C
Температура в проміжному приміщенні	t_l	+10 °C*
Температура кипіння холодоагенту	t_0	-25 °C
Температура конденсації	t_k	+40 °C
Перегрів пари на вході в компресор	Δt_{sh}	5 K
Переохолодження рідини після конденсатора	Δt_{sc}	5 K

* Оскільки проміжне приміщення (тамбур) не обладнане окремим випарником та охолоджується за рахунок теплообміну між зворотною паровою холодоагенту від овочевої камери і повітрям приміщення, розрахункова температура тамбура приймається: $t_l = +10^\circ\text{C}$. Дане значення відповідає типовим температурним режимам проміжних приміщень суднових провізійних холодильних установок і забезпечує зниження теплопритоків до холодильних камер при відкриванні дверей.

Установка складається з двох компресорів, двох конденсаторів з охолодженням морською водою, розподільного колектора рідкого холодоагенту, терморегулювальних вентилів, соленоїдних клапанів та випарників у холодильних камерах. Один компресор працює як основний, другий знаходиться у резерві.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.21	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Суднова провізійна холодильно установка прямого розширення

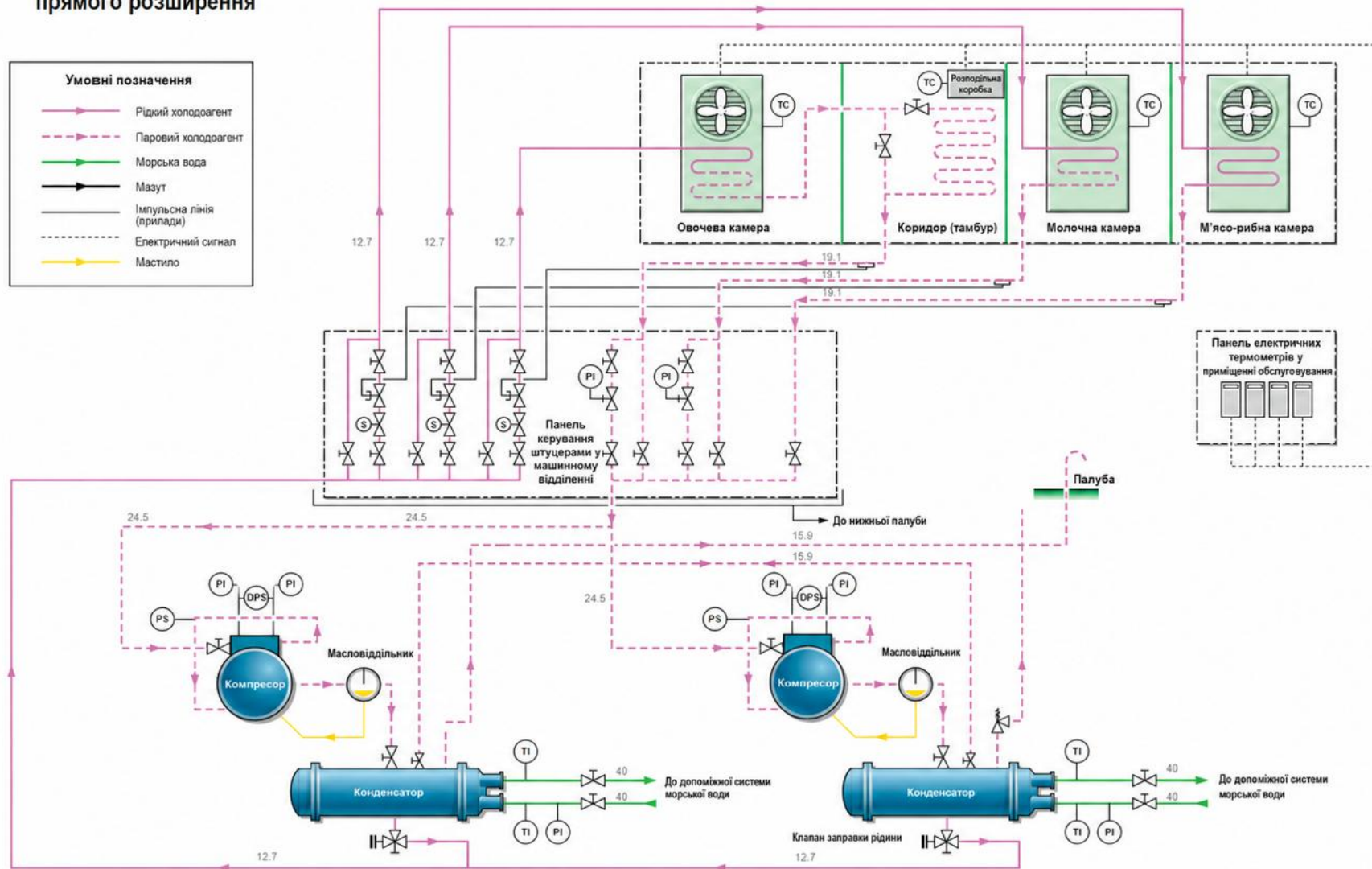


Рис.Д1. Суднова ПКХМ холодильна установка рефрижаторного судна (Reefer/container vessel) для підтримання температурного режиму у провізійних камерах