

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Розроблення низькотемпературного енергоефективного рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування»

Здобувача Капкаєва С.В.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ХМ- 741 групи

Керівник доц. Соколовська-Єфименко В.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Морозюк Л.І
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій СИМОНЕНКО**

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В.С. МАРТИНОВСЬКОГО

Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Капкаєва Сергія Валерійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення низькотемпературного енергоефективного
рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування
керівник роботи к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 31 жовтня 2025 року № 613-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи: Рефрижераторний контейнер типу «super freezer reefer»
типорозміру 20 TEU. для морського транспортування патагонського кликача. Температурний режим
у вантажному просторі контейнера $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$. Транспортний маршрут Пуерто-Монтт — Лос-
Анджелес. Необмежений район плавання.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Актуальність теми. Аналіз існуючих науково-технічних досліджень. Опис об'єкта проектування
та прийняті конструктивні рішення рефрижераторного контейнера. Розрахунок теплоізоляції
рефрижераторного контейнера. розрахунок теплоприпливів. Енергетичний розрахунок каскадної
холодильної машини з підбором компресорного обладнання. Порівняльна екологічна оцінка
варіантів каскадної холодильної машини. Тепловий розрахунок повітроохолоджувача.
Розрахунок конденсатора-випарника. Розрахунок магістральних трубопроводів.
Загальні висновки. Охорона праці. Розрахунок вартості наукового дослідження.

5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (12 слайдів)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Охорона праці | проф. Л.І.Морозюк | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання _____ 01.12.2025 _____

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Капкаєв С.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1 | Вивчення технічного завдання | 1 день | |
| 2 | Огляд і вивчення літератури | 6 днів | |
| 3 | Розробка математичної моделі об'єкта | 2 дні | |
| 4 | Адаптація методів дослідження до практичного застосування | 3 дні | |
| 5 | Теплові і конструктивні розрахунки | 20 днів | |
| 6 | Розробка графічних моделей | 9 днів | |
| 7 | Аналіз результатів досліджень | 4 дні | |
| 8 | Оформлення пояснювальної записки | 5 днів | |
| 9 | Обговорення та затвердження результатів роботи | 2 дні | |
| 10 | Підготовка матеріалів роботи до захисту | 2 дні | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Сергій КАПКАЄВ _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вікторія СОКОЛОВСЬКА- _____
(прізвище та ініціали)

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

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Здобувач-дипломник

Капкаєв С.В _____
(ПІБ)

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Капкаєв С. В.

«Розроблення низькотемпературного енергоефективного рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування»

Робота присвячена комплексному проектуванню низькотемпературного рефрижераторного контейнера типу «super freezer reefer» для морського транспортування патагонського кликача, високовартісної промислової риби преміального сегменту світового ринку морепродуктів, з підтриманням температурного режиму $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ в умовах необмеженого району плавання. Основні райони промислу патагонського кликача розташовані у субантарктичних акваторіях Південного океану, а головними ринками збуту є Японія та США, що зумовлює необхідність тривалих міжконтинентальних перевезень з дотриманням жорстких вимог до температурного режиму. Актуальність роботи обумовлена стрімким зростанням світового ринку холодової логістики, посиленням екологічних вимог ІМО та Кігалійської поправки до Монреальського протоколу щодо скорочення викидів парникових газів від судових холодильних установок, а також відсутністю комплексних інженерних рішень для транспортування продукції при температурах нижче -50°C . Виконано розрахунок теплоізоляції огорожувальних конструкцій контейнера типорозміру 20 TEU. Середньозважений коефіцієнт теплопередачі огорожень задовольняє вимоги Угоди АТР для транспортних засобів з посиленою теплоізоляцією. Визначено теплоприпливи для характерних ділянок транспортного маршруту Пуерто-Монт та Лос-Анджелес з урахуванням сонячної радіації та теплонадходжень від електродвигунів вентиляторів. Розрахункова холодопродуктивність системи становить $Q_0 = 2,0$ кВт. Розроблено каскадну холодильну машину для двох варіантів пар холодоагентів: R507A/R23 та R744/R23. Методом параметричної оптимізації встановлено оптимальну температуру конденсатора-випарника $t_{к-в} = -13^{\circ}\text{C}$. За результатами порівняльного енергетичного аналізу для базового проектування обрано схему R507A/R23 з коефіцієнтом перетворення COP = 0,69 та ефективною потужністю $\Sigma Ne = 2,90$ кВт. Виконано порівняльну екологічну оцінку за показником TEWI. Встановлено що схема R507A/R23 має нижчий кліматичний вплив 217 328 кг CO₂-екв за 15 років експлуатації порівняно з 236 803 кг CO₂-екв для схеми R744/R23. Непрямі викиди від споживання електроенергії складають понад 91% від загального TEWI, що підтверджує пріоритетність підвищення енергетичної ефективності системи над заміною холодоагенту. Виконано тепловий і конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів та магістральних трубопроводів системи.

Ключові слова: рефрижераторний контейнер, каскадна холодильна машина, глибоке заморожування, холодоагент, TEWI, морське транспортування, теплоізоляція.

ABSTRACT

Serhii Kapkaiev

Development of a Low-Temperature Energy-Efficient Refrigerated Container for Deep-Frozen Cargo Transportation

This study addresses the comprehensive design of a low-temperature refrigerated container of the «super freezer reefer» type for maritime transportation of Patagonian toothfish, a high-value premium seafood commodity, maintaining a temperature regime of $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ under unrestricted navigation conditions. The main fishing grounds for Patagonian toothfish are located in the subantarctic waters of the Southern Ocean, while Japan and the United States represent the primary target markets, necessitating long-distance intercontinental shipments with strict temperature control requirements. The relevance of this work is driven by the rapid growth of the global cold chain logistics market, increasingly stringent environmental regulations of the IMO and the Kigali Amendment to the Montreal Protocol regarding greenhouse gas emissions from marine refrigeration systems, and the lack of comprehensive engineering solutions for cargo transportation at temperatures below -50°C . The thermal insulation of the enclosing structures of a 20 TEU container was calculated. The weighted average heat transfer coefficient of the enclosures satisfies the requirements of the ATP Agreement for vehicles with reinforced insulation. Heat gains were determined for characteristic sections of the Puerto Montt to Los Angeles transport route, accounting for solar radiation and fan motor heat loads. The design cooling capacity of the system is $Q_0 = 2.0 \text{ kW}$. A cascade refrigeration system was developed for two refrigerant pair configurations: R507A/R23 and R744/R23. Parametric optimization established the optimal condenser-evaporator temperature of tC-E = -13°C . Based on comparative energy analysis, the R507A/R23 configuration was selected for baseline design, achieving a coefficient of performance COP = 0.69 and effective power consumption $\Sigma Ne = 2.90 \text{ kW}$. A comparative environmental assessment using the Total Equivalent Warming Impact indicator was performed in accordance with EN 378-1:2016. The R507A/R23 configuration demonstrated a lower climate impact of 217,328 kg CO₂-eq over 15 years of operation compared to 236,803 kg CO₂-eq for the R744/R23 configuration. Indirect emissions from electricity consumption account for over 91% of the total TEWI, confirming that improving system energy efficiency is a more effective environmental strategy than refrigerant substitution alone. Thermal and structural design calculations were performed for the heat exchangers and refrigerant pipelines of the system.

Keywords: *refrigerated container, cascade refrigeration system, deep freezing, refrigerant, TEWI, maritime transportation, thermal insulation.*

ЗМІСТ

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА | 7 |
| 1.1 Актуальність теми..... | 7 |
| 1.2 Аналіз існуючих науково-технічних досліджень | 11 |
| РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА | 15 |
| 2.1 Опис об'єкта проектування та прийняті конструктивні рішення рефрижераторного контейнера | 15 |
| 2.2 Розрахунок теплоізоляції рефрижераторного контейнера | 18 |
| 2.3 Розрахунок теплоприпливів рефрижераторного контейнера..... | 23 |
| 2.4 Енергетичний розрахунок каскадної холодильної машини | 25 |
| 2.5 Порівняльна екологічна оцінка варіантів каскадної холодильної машини | 36 |
| 2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача | 42 |
| 2.7 Розрахунок конденсатора -випарника..... | 49 |
| 2.8 Розрахунок магістральних трубопроводів..... | 53 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 57 |
| РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ | 59 |
| РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ НАУЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ..... | 66 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 71 |

| | | | | | | | | | | |
|------------------|-------------|---------------------|---------------|-------------|---------------------------------|--|--|-------------|-------------|----------------|
| | | | | | <i>КРБ.КТ.1.613-03.2.1</i> | | | | | |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА | | | <i>Літ.</i> | <i>Арк.</i> | <i>Акрушів</i> |
| <i>Розроб.</i> | | <i>Капкаєв С.В.</i> | | | | | | 6 | 76 | |
| <i>Перевір.</i> | | <i>Соколовська-</i> | | | | | | | | |
| <i>Реценз.</i> | | <i>Ефименко В.В</i> | | | | | | | | |
| <i>Н. Контр.</i> | | | | | | | | | | |
| <i>Затверд.</i> | | | | | <i>ІХКТЕ, зр ХМ-741</i> | | | | | |

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Актуальність теми

Холодовий ланцюг є критичною інфраструктурою сучасної глобальної економіки, що забезпечує збереження якості та безпеки температурочутливих вантажів на всіх етапах руху — від виробника до кінцевого споживача. Стрімке зростання міжнародної торгівлі преміальними харчовими продуктами, біофармацевтичними препаратами та біомедичними матеріалами формує принципово нові вимоги до холодового ланцюга: традиційного діапазону заморожування -18°C вже недостатньо, а попит на ультранизкотемпературну логістику в діапазоні $-50^{\circ}\text{C} \div -80^{\circ}\text{C}$ і нижче демонструє стійке зростання [3, 4].

Масштаб проблеми є глобальним. За даними ФАО, внаслідок недостатньої холодильної інфраструктури щороку втрачається 526 млн. тонн продовольства — близько 12% від загального обсягу світового виробництва [1], а ці втрати відповідальні за 8–10% світових викидів парникових газів [2]. Обсяг харчів, що гинуть лише через відсутність ефективного холодового ланцюга, міг би прогодувати близько 1 млрд. людей. У відповідь на цей виклик світовий ринок холодової логістики стрімко зростає: з 293,58 млрд. дол. США у 2023 році він прогнозовано досягне 862,33 млрд. дол. США до 2032 року з середньорічним темпом зростання 13% [3]. При цьому сегмент глибокого та ультранизкотемпературного заморожування (нижче -20°C) демонструє найвищий темп зростання — 8,5% на рік — зумовлений одночасним зростанням попиту з боку харчової промисловості, фармацевтики та біомедицини [4].

Номенклатура продукції глибокого заморожування, для якої підтримання температур від -50°C до -80°C і нижче є абсолютною технологічною вимогою, надзвичайно широка. До першої групи належать преміальні морепродукти та риба — жирні види риб: тунець блакитноперий та жовтоперий, лосось, палтус, меч-риба, а також морський їжак, восьминіг і кальмар преміального класу. При температурі -62°C уся вода в клітинах продукту повністю кристалізується і

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 7 |

будь-яке мікробне розкладання припиняється, що забезпечує збереження якості впродовж тривалого часу [5]. На практиці для ультранизькотемпературного зберігання і транспортування таких морепродуктів застосовуються режими від -50°C до -60°C [6]. Дослідження [7, 8] підтверджують, що зберігання м'яса блакитного тунця при -55°C порівняно з -18°C дає суттєво кращі показники водоутримуючої здатності, вмісту солерозчинних білків, рівня окиснення ліпідів та кольору м'яса протягом 12 і більше місяців. Поряд із преміальними морепродуктами до цієї групи належить м'ясо мармурових порід — яловичина Вагю, Чорний Ангус — яке для збереження мармуровості та соковитості при тривалому транспортуванні на міжконтинентальних маршрутах потребує зберігання при -30°C ... -45°C .

До другої групи належать біофармацевтичні препарати та вакцини нового покоління. Вакцина Pfizer-BioNTech проти COVID-19 вимагає зберігання від -60°C до -80°C , вакцина Moderna — від -50°C до -15°C ; вірусні вектори для генної терапії і чутливі білкові препарати також потребують цього діапазону на терміни від місяців до кількох років [9]. Понад 85% сучасних біологічних препаратів потребують управління холододим ланцюгом, а за оцінками Всесвітньої організації охорони здоров'я, через порушення температурного режиму втрачається до 50% вакцин від загального обсягу виробництва [10]. До третьої групи належать біологічні зразки та матеріали клінічних досліджень — зразки крові і плазми, тканини, ДНК/РНК-матеріали і клітинні культури, для довгострокової стабільності яких необхідний діапазон від -70°C до -93°C [11].

Морський транспорт є домінуючим способом міжнародного переміщення зазначених вантажів, а рефрижераторні контейнери — основним технічним засобом його реалізації. Протягом останніх двох десятиліть спеціалізовані судна-рефрижератори майже повністю поступилися місцем рефрижераторним контейнерам: контейнер як уніфікована одиниця вантажу забезпечує безперешкодне перевантаження між суднами, залізничним та автомобільним транспортом без порушення температурного режиму, що є принциповою

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 8 |

перевагою для організації безперервного холодового ланцюга. Загальна місткість рефрижераторних контейнерів у світовому флоті зростає з 4 306 000 одиниць (TEU) у 2024 році до 7 142 800 одиниць до 2030 року. При цьому серед ключових тенденцій ринку — зростаючий попит саме на контейнери класу super freezer reefer (-60°C і нижче) для перевезень преміальних морепродуктів та фармацевтичної продукції [12].

Ключовою технологічною проблемою є те, що стандартні рефрижераторні контейнери розраховані на діапазон від -30°C до $+25^{\circ}\text{C}$. Транспортування продукції глибокого заморожування при -50°C ... -60°C і нижче потребує принципово інших технічних рішень. Досягнення таких температур в одноступеневому парокомпресійному циклі є неможливим через надмірно високий ступінь стискання та різке падіння ефективності компресора. Тому в спеціалізованих низькотемпературних рефрижераторних контейнерах застосовується каскадна холодильна машина — система з двох окремих холодильних контурів, з'єднаних проміжним теплообмінником-конденсатором-випаровувачем, де верхній контур відводить теплоту в навколишнє середовище, а нижній — безпосередньо охолоджує вантажний простір [13]. Саме така архітектура є загальновизнаним стандартом для температур нижче -40°C [14].

Енергоефективність є одним із ключових аспектів проектування таких систем. Стандартний рефрижераторний контейнер споживає від 96 до 139 кВт·год електроенергії на добу [15], що у 3–5 разів перевищує добове споживання середнього домогосподарства. Рефрижераторні контейнери у портових терміналах відповідають за 30–35% усього споживання електроенергії терміналу [16], а кожен додатковий рефрижераторний контейнер на борту судна збільшує навантаження на суднові дизель-генератори приблизно на 4,38 кВт [17]. Для низькотемпературних контейнерів ці значення є суттєво вищими, оскільки коефіцієнт перетворення каскадної машини при -50°C ... -60°C не перевищує 0,8–1,0 [14] — порівняно з 2,5–3,5 у стандартних системах. В умовах постійного зростання вартості суднового палива та посилення вимог до

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 9 |

декарбонізації морського транспорту підвищення енергоефективності низькотемпературних рефрижераторних систем є першочерговим завданням.

Невід'ємним виміром цієї проблеми є екологічний аспект. Холодоагенти, що традиційно застосовуються в ультранизькотемпературних каскадних системах, — R508B (потенціал глобального потепління, ПГП = 13 396), R23 (ПГП = 14 700), R507A (ПГП = 3 985) — є потужними парниковими газами [18]. Кігалійська поправка до Монреальського протоколу, прийнята у 2016 році і чинна з 2019 року, зобов'язує розвинені країни скоротити виробництво і споживання гідрофторвуглеців (ГФВ) на 85% до 2036 року; повна реалізація поправки здатна запобігти підвищенню глобальної температури на 0,3–0,5°C до кінця XXI ст. [19]. Стратегія Міжнародної морської організації (ІМО) зі скорочення викидів парникових газів від суден 2023 року запроваджує цільові рамки нульових нетто-викидів до 2050 року з проміжними орієнтирами –20% до 2030 року та –70% до 2040 року [20], а у квітні 2025 року ІМО схвалила перший у світі юридично обов'язковий механізм ціноутворення на викиди для суден [21]. За таких умов вибір холодоагентів з мінімально можливим ПГП стає не лише бажаним, а регуляторно обов'язковим критерієм проектування.

Таким чином, розроблення низькотемпературного енергоефективного рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування є актуальним комплексним інженерним завданням, що поєднує проектування теплоізоляційних огорожень, розробку каскадної холодильної машини, вибір екологічно прийнятних холодоагентів і конструктивне компонування в обмеженому габариті морського транспортного засобу відповідно до вимог міжнародних регламентів і потреб глобальної холодової логістики.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 10 |

1.2 Аналіз існуючих науково-технічних досліджень

Аналіз сучасної науково-технічної літератури дозволив систематизувати існуючі підходи до проектування низькотемпературних рефрижераторних систем та визначити основні напрями досліджень у даній галузі.

Фундаментальний внесок у вивчення енергоспоживання рефрижераторних контейнерів зробило дослідження [22], у якому вперше комплексно проаналізовано реальне питоме споживання інтегрованих рефрижераторних контейнерів у морському транспортуванні — встановлено базове значення 2,7 кВт/TEU та показано суттєву залежність від температурного режиму й кліматичної зони. Дослідження динаміки температурного режиму вантажу в умовах відмови холодильного агрегату [23] показало, що правильно спроектована теплоізоляція забезпечує збереження допустимого температурного режиму протягом 4–6 годин після відмови системи — критичний показник для оцінки надійності холодового ланцюга. Вплив орієнтації контейнера відносно сонця на теплонадходження та енергоспоживання досліджено у роботах [24, 25]: різниця у споживанні між найбільш та найменш сприятливим азимутом може сягати 15%, що є особливо важливим для портових терміналів тропічних регіонів — типових для маршрутів транспортування морепродуктів. Реальне повнонавантажене функціонування холодильної системи рефрижераторного контейнера з порівнянням розрахункових та експериментальних даних підтверджено у роботі [26], що підтвердило адекватність чисельних моделей. У напрямі вдосконалення теплоізоляції корпусу перспективним є застосування вакуумних ізоляційних панелей у поєднанні з пінополіуретаном: результати досліджень [27, 28] демонструють можливість зниження коефіцієнта теплопередавання огорожень на 15–25%, що безпосередньо зменшує навантаження на холодильну машину.

У сфері низькотемпературних і ультранизькотемпературних холодильних систем комплексний огляд конфігурацій та холодоагентів для діапазону від

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 11 |

–50°C до –90°C виконано у роботі [14]. Встановлено, що традиційні пари R23/R404A та R508B/R507A забезпечують найвищі значення коефіцієнта перетворення в цьому діапазоні, однак характеризуються надвисоким ПГП; підкреслено, що дослідження низькоПГП-альтернатив для ультранизькотемпературних застосувань є недостатніми порівняно зі стандартними температурними рівнями. Термодинамічний порівняльний аналіз каскадних систем із природними та синтетичними парами холодоагентів для температур від –50°C до –70°C виконано у роботі [29]: пара R290/R170 (пропан/етан) забезпечує значення коефіцієнта перетворення, порівнянне з традиційними синтетичними парами, за суттєво нижчого екологічного впливу. Натурне випробування каскадного агрегату на природній парі R290–R170 для досягнення температур до –86°C [30] підтвердило стабільне функціонування системи при температурі навколишнього середовища від 16°C до 32°C та температурі заморожування від –60°C до –86°C — діапазон, характерний для морського транспортування. Нову конфігурацію каскадної системи з подвійним допоміжним контуром досліджено у роботі [31]: показано зниження споживання енергії на 24–40% порівняно з традиційною каскадною схемою. Аналіз двоступеневих каскадних конфігурацій з ежекторами [32] демонструє, що зі зростанням температурного ліфту від +10°C до +40°C при кипінні –80°C коефіцієнт перетворення знижується на 39%, що підкреслює важливість розрахунку саме для конкретних умов морського застосування. Питання оптимізації компресорного обладнання для ультранизькотемпературних каскадних систем з акцентом на морські застосування розглянуто у роботі [33].

У сфері енергоефективності та вибору екологічно прийнятних холодоагентів значний інтерес становить дослідження [18], де виконано комплексний 4Е-аналіз (енергетичний, ексергетичний, екологічний та економічний) каскадних систем для ультранизькотемпературного зберігання тунця в Японії. Показано, що пара R170/циклобутен перевершує традиційну пару R23/R404A за коефіцієнтом перетворення на 15,5%, за ексергетичною

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 12 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

ефективністю на 12,4%, досягає до 8% річної економії енергії та скорочує викиди CO₂ до 47%. Ексергетичний аналіз двоступеневих каскадних систем [34] показав, що незворотні втрати у теплообмінниках — насамперед у конденсаторі-випаровувачі та повітроохолоджувачі — становлять до 60% загальних ексергетичних втрат, що обґрунтовує пріоритет якісного теплового розрахунку теплообмінного обладнання. Методологічну основу таких розрахунків складають класичні вітчизняні роботи [35–38]. Особливості проектування судових холодильних установок з урахуванням вимог морського реєстру і специфіки умов експлуатації розглянуто у роботах [39, 40].

Аналіз літератури показав, що більшість досліджень присвячені або стандартним рефрижераторним контейнерам із температурним рівнем до –30°C, або ультранизькотемпературним стаціонарним установкам. Питання комплексного проектування низькотемпературного рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування при –50°C...–60°C — з урахуванням теплоізоляційних огорожень морського транспортного засобу, обґрунтування пари холодоагентів, термодинамічної оптимізації каскадного циклу та відповідності сучасним екологічним вимогам ІМО і Кігалійської поправки — залишаються недостатньо дослідженими у вигляді єдиної розрахунково-конструктивної задачі. Усунення цієї прогалини є метою цього дослідження.

Метою роботи є розроблення низькотемпературного енергоефективного рефрижераторного контейнера для транспортування продукції глибокого заморожування з підтриманням температурного режиму –50°C ± 1°C в умовах необмеженого району плавання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– виконати розрахунок теплоізоляції та теплоприпливів рефрижераторного контейнера для умов необмеженого району плавання;

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 13 |

– виконати енергетичний розрахунок каскадної холодильної машини для підтримання заданого температурного режиму з підбором компресорного обладнання;

– виконати порівняльний енергетичний аналіз та екологічну оцінку розробленої системи відповідно до вимог ІМО і Кігалійської поправки.

– виконати тепловий та конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів системи.

Об'єктом дослідження є низькотемпературний рефрижераторний контейнер.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси в каскадній холодильній машині контейнера та теплофізичні характеристики його огорожувальних конструкцій.

Методи дослідження: чисельне моделювання на основі рівнянь класичної термодинаміки та теплопередавання; параметрична оптимізація; графоаналітичний метод; порівняльний аналіз.

Фактологічну основу складають міжнародні нормативно-правові акти та технічні стандарти у сфері холодильної техніки та морського транспортування; підручники та посібники з технічної термодинаміки і холодильної техніки; технічна документація та каталоги виробників холодильного обладнання; експлуатаційні посібники рефрижераторних контейнерів.

Структура роботи

Бакалаврська робота складається з двох глав, охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 78 сторінках, включаючи 12 рисунків, 24 таблиць, список інформаційних джерел з 53 найменувань.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 14 |

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Опис об'єкта проектування та прийняті конструктивні рішення рефрижераторного контейнера

Об'єктом проектування є низькотемпературний рефрижераторний контейнер типу «super freezer reefer», призначений для морського транспортування продукції глибокого заморожування при температурному режимі до -50°C . Як основний вантаж розглядається патагонський кликач (*Dissostichus eleginoides*) — високовартісна промислова риба преміального сегменту світового ринку морепродуктів.

Вибір даного виду продукції обумовлений високими вимогами до стабільності температурного режиму під час тривалих морських перевезень, а також необхідністю забезпечення мінімальних змін структури, кольору та смакових характеристик м'яса після розморожування. Для транспортування патагонського кликача приймається температурний режим $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$, який забезпечує довготривале збереження якості продукції під час міжконтинентальних морських перевезень.

Основними районами промислу патагонського кликача є субантарктичні райони Південної Атлантики та Південного океану. Після вилову риба проходить первинну обробку та шокове заморожування безпосередньо на борту рибпромислових суден, після чого транспортується у спеціалізованих контейнерах типу super freezer reefer до логістичних центрів Японії, США та країн Європейського Союзу. Тривалість морського транспортування може перевищувати 4–6 тижнів, тому забезпечення стабільного температурного режиму є вирішальним чинником логістичного ланцюга.

Для підтримання температурного режиму нижче -50°C у сучасних контейнерних холодильних установках застосовуються каскадні холодильні машини. Такі системи складаються з двох незалежних холодильних

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 15 |

контурів — високотемпературного та низькотемпературного — з'єднаних через проміжний теплообмінник-конденсатор-випарник.

Застосування одноступінчастих парокомпресійних схем при температурах кипіння близько -60°C є технічно недоцільним через надмірне збільшення ступеня стиску, критичне підвищення температури нагнітання компресора та різке зниження холодопродуктивності системи. У зв'язку з цим каскадна схема є найбільш ефективним і практично реалізованим рішенням для транспортних холодильних систем наднизькотемпературного діапазону.

Особливістю експлуатації super freezer контейнерів є необхідність компенсації зміни тиску всередині вантажного об'єму при швидкому охолодженні повітря. Для запобігання виникненню надлишкового розрідження та деформації кузова контейнера застосовуються вакуумні клапани, які забезпечують автоматичне підсмоктування зовнішнього повітря при зниженні температури у вантажному просторі.

Для забезпечення стабільної роботи випарника при температурах до -60°C у холодильній установці застосовується система гарячого газового відтаювання. Така система дозволяє ефективно видаляти іній з поверхні випарника без суттєвого підвищення температури вантажу та забезпечує стабільну роботу холодильного обладнання під час тривалої експлуатації.

Конструкція контейнера приймається відповідно до стандарту ISO 668 для 20-футових контейнерів типу TEU із зовнішніми габаритами $6058 \times 2438 \times 2591$ мм. Стандартний типорозмір обрано як найбільш поширений у глобальній контейнерній логістиці, що забезпечує повну сумісність із діючою портовою та судновою інфраструктурою без додаткових обмежень щодо штабелювання та розміщення на борту. Холодильний агрегат розміщується у торцевій частині контейнера в межах стандартного габариту, що дозволяє забезпечити сумісність контейнера з існуючими системами перевантаження та транспортування. Огороджувальні конструкції виконані

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 16 |

у вигляді сендвіч-панелей із теплоізоляцією з пінополіуретану товщиною 100 мм для стін і стелі та 120 мм для підлоги.

Середній коефіцієнт теплопередавання огорожень задовольняє вимогу $K_{cp} \leq 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ відповідно до Угоди АТР для транспортних засобів з посиленою теплоізоляцією. Розрахункова температура зовнішнього повітря приймається $+34^\circ\text{C}$ відповідно до умов необмеженого району плавання, температура у вантажному об'ємі контейнера — $-50^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.

Електроживлення установки здійснюється від трифазної мережі змінного струму. Управління та контроль температурного режиму реалізуються автоматизованою мікропроцесорною системою керування з функціями реєстрації параметрів роботи та дистанційного моніторингу.

У дослідженні розглядаються два варіанти пар холодильних агентів для каскадної машини. Перший варіант — традиційна схема R507A/R23, що широко застосовується у низькотемпературних холодильних установках. Другий варіант — система на базі R744 (CO₂) у верхньому каскаді та R23 у нижньому каскаді. Порівняльний аналіз двох варіантів дозволяє оцінити можливість зниження екологічного впливу холодильного обладнання: CO₂ характеризується потенціалом глобального потепління $GWP = 1$, тоді як R507A має $GWP \approx 17\,500$, що робить його заміну актуальним завданням відповідно до вимог F-gas Regulation Європейського Союзу.

Таким чином, прийнята схема контейнера та каскадної холодильної машини дозволяє забезпечити температурний режим -50°C в умовах тривалого морського транспортування продукції глибокого заморожування та створює основу для подальшого порівняльного аналізу енергетичних і екологічних характеристик різних пар холодильних агентів.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 17 |

2.2 Розрахунок теплоізоляції рефрижераторного контейнера

Вихідні дані та опис конструкції

Основний район промислу патагонського китача — субантарктичні акваторії Південного океану, передусім зони CCAMLR 48.3 (Фолклендські острови), 58.5.1 (о. Кергелен) та 58.4.2 (о. Маккуорі).

Після первинної обробки та шокового заморожування безпосередньо на борту рибпромислових суден продукція транспортується рефрижераторними контейнерами до логістичних центрів Японії та США.

Розрахунковий транспортний маршрут: порт завантаження Пуерто-Монтт (Чилі) → Панамський канал → Лос-Анджелес (США) або Токіо (Японія). Тривалість рейсу — до 25 діб. Для транспортування обрано контейнеровоз типу sub-Panamax — клас суден, що є основою флоту для даного маршруту і розрахована крейсерська швидкість якого становить 18 вузлів. Контейнер відповідає стандарту ISO 668:2020, типорозмір 20 TEU [1].

Конструкція теплоізоляції розроблена відповідно до вимог Угоди АТР (редакція 2021р.) [2], яка для транспортних засобів класу IN (посилена ізоляція) встановлює $K_{ср} \leq 0,40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура зберігання вантажу: $t_{\text{кам}} = -50^\circ\text{C}$ [7].

Огородження кузова виконано у вигляді тришарових сендвіч-панелей. Розрахунок ведеться по зонах окремо, оскільки товщина ізоляційного шару підлоги (120 мм) відрізняється від даху та стінок (100 мм), що дає різні значення коефіцієнтів теплопередачі. Усереднення по всіх поверхнях виконується на завершальному кроці.

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до повітря в контейнері приймається за умови примусової конвекції від вентилятора

повітроохолоджувача: $\alpha_{\text{вн}} = 19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 18 |

Коефіцієнт тепловіддачі із зовнішнього боку залежить від швидкості обтікання контейнера повітрям. Прийнято швидкість вимушеного обтікання контейнера, еквівалентну крейсерській швидкості судна:

$$W = 18 \cdot 1852 / 3600 = 9,26 \text{ м/с.}$$

$$\alpha_n = 2.32 + 11.6 \cdot \sqrt{W} = 2.32 + 11.6 \cdot \sqrt{9.26} = 37.6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.1)$$

Коефіцієнт теплопередавання огорожень

Сумарний термічний опір огороження визначається за виразом:

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (2.2)$$

де

δ_i — товщина шару, м;

λ_i — коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/(м·К).

Тоді коефіцієнт теплопередавання визначається як:

$$K = \frac{1}{R_{\Sigma}}. \quad (2.3)$$

Склад сендвіч-панелі даху та бокових стінок наведено в таблиці 2.1 та на рисунку 2.1.

Таблиця 2.1 — Конструкція огороження даху та бокових стінок рефрижераторного контейнера

| № шару | Найменування та матеріал шару | δ_i , м | λ_i , Вт/(м·К) |
|--------|-------------------------------|----------------|------------------------|
| 1 | Зовнішній сталевий лист | 0,002 | 52,0 |
| 2 | Брус з фанери (лакований) | 0,012 | 0,12 |
| 3 | Сталь з полімерним покриттям | 0,001 | 52,0 |
| 4 | Теплоізоляційні плити ППУ | 0,100 | 0,025 |
| 5 | Сталь з полімерним покриттям | 0,001 | 52,0 |
| 6 | Харчова нержавіюча сталь | 0,001 | 52,0 |

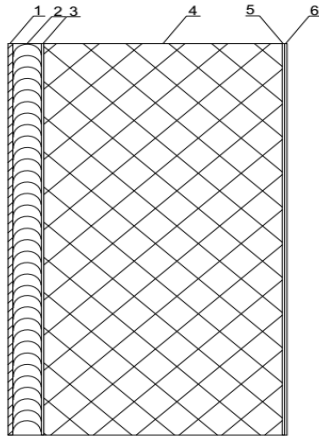


Рисунок 2.1 — Конструкція сендвіч-панелі даху та бокових стінок

Для даху та бокових стінок контейнера:

$$K_{кр} = \frac{1}{\frac{1}{37,6} + \frac{5 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{12 \cdot 10^{-3}}{0,12} + \frac{0,1}{0,025} + \frac{1}{19}} = 0,241 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Для бокових стінок, що мають ідентичну конструкцію, приймаємо:

$$K_{ст} = K_{кр} = 0,241 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Для торцевої поверхні з холодильною установкою враховано додаткові теплові містки, спричинені введеннями трубопроводів, кабельних комунікацій та металевих елементів кріплення. У рамках інженерного розрахунку коефіцієнт теплопередавання прийнято на 15 % більшим:

$$K_{ст1} = 0,241 \cdot 1,15 = 0,277 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт теплопередавання підлоги:

Підлога контейнера має потовщений шар ізоляції (120мм замість 100мм), оскільки зазнає більших механічних навантажень при завантаженні-розвантаженні, і для неї передбачено алюмінієвий Т-подібний настил. Склад конструкції наведено в таблиці 2.2 та на рисунку 2.2.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 20 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

Таблиця 2.2 — Конструкція огороження підлоги рефрижераторного контейнера

| № шару | Найменування та матеріал шару | δ_i , м | λ_i , Вт/(м·К) |
|--------|----------------------------------------|----------------|------------------------|
| 1 | Зовнішній сталевий лист | 0,002 | 52,0 |
| 2 | Брус з фанери (лакований) | 0,012 | 0,12 |
| 3 | Сталь з полімерним покриттям | 0,001 | 52,0 |
| 4 | Теплоізоляційні плити ППУ | 0,120 | 0,025 |
| 5 | Сталь з полімерним покриттям | 0,001 | 52,0 |
| 6 | Алюмінієвий Т-подібний профіль настилу | 0,003 | 221,0 |

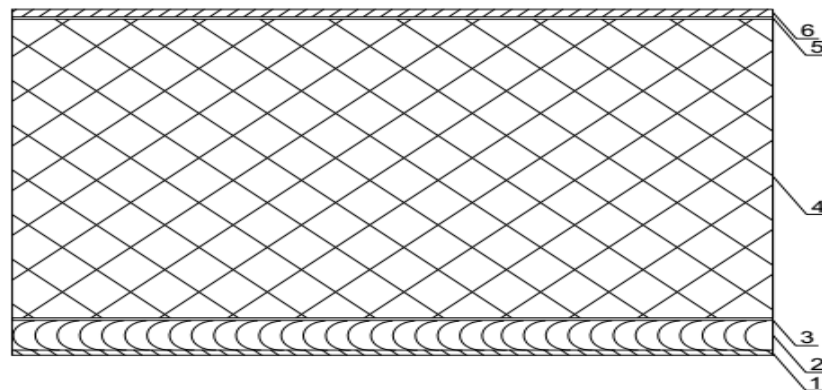


Рисунок 2.2 — Конструкція сендвіч-панелі підлоги

$$K_{пл} = \frac{1}{\frac{1}{37,6} + \frac{4 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{12 \cdot 10^{-3}}{0,12} + \frac{0,120}{0,025} + \frac{3 \cdot 10^{-3}}{221} + \frac{1}{19}} = 0,201 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Внутрішні розміри контейнера визначаються з урахуванням товщини теплоізоляції та конструктивних елементів:

$$L_{вн} = 6058 - 2 \cdot 100 - 52 = 5806 \text{ мм} = 5,806 \text{ м}$$

$$B_{вн} = 2438 - 2 \cdot 100 - 34 = 2204 \text{ мм} = 2,204 \text{ м}$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 21 |

$$H_{\text{вн}} = 2591 - 100 - 120 - 36 = 2335 \text{ мм} = 2,335 \text{ м}$$

Розрахункові площі поверхонь:

$$F_{\text{кр}} = F_{\text{підл}} = 5,806 \cdot 2,204 = 12,80 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{бок}} = 5,806 \cdot 2,335 = 13,56 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{торц}} = 2,204 \cdot 2,335 = 5,15 \text{ м}^2.$$

Середній зважений коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$K_{\text{ср}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр.}} + K_{\text{ст}} \cdot 2 \cdot F_{\text{бок.стен}} + K_{\text{ст1}} \cdot F_{\text{торца}} + K_{\text{ст}} \cdot F_{\text{торц}} + K_{\text{пл}} \cdot F_{\text{під}}}{2 \cdot F_{\text{бок.стен}} + 2 \cdot F_{\text{торц}} + 2 \cdot F_{\text{під}}} \quad (2.4)$$

$$K_{\text{ср}} = 0,236 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Пінополіуретан у процесі тривалої морської експлуатації поглинає вологу та старіє, що призводить до зниження теплоізоляційних властивостей.

З урахуванням коефіцієнта старіння:

$$K_{\text{ср}} = 0,236 \cdot 1,06 = 0,250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Отримане значення задовольняє вимоги АТР для класу ІN:

$$K_{\text{ср}} = 0,250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) < 0,40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 22 |

2.3 Розрахунок теплоприпливів рефрижераторного контейнера

Вихідні дані та обґрунтування розрахункового режиму.

Для контейнерів типу super freezer різниця температур між зовнішнім середовищем і вантажним простором перевищує 80 К, що суттєво підвищує роль теплової ізоляції та герметичності огорожувальних конструкцій порівняно зі стандартними рефрижераторними контейнерами температурного класу $-18\dots-25^{\circ}\text{C}$.

Відповідно до АТР для розрахунку приймаємо:

$T_{\text{зов}} = +34^{\circ}\text{C}$ — температура зовнішнього повітря;

$t_{\text{кам}} = -50^{\circ}\text{C}$ — температура у вантажному просторі.

Температурний перепад: $\Delta t = 34 - (-50) = 84\text{K}$.

Теплоприплив через кожну поверхню визначається окремо, оскільки коефіцієнти теплопередачі для різних зон неоднакові.

Теплоприплив через огороження визначаються як:

$$Q_1 = K_{cp} \cdot F \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{кам}}). \quad (2.5)$$

Теплоприплив через бокові стінки (дві стінки, кожна площею $F_{\text{бок}} = 13,56 \text{ м}^2$):

$$Q_{\text{бок}} = 0,250 \cdot 2 \cdot 13,56 \cdot 84 = 569,5 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через торцеві поверхні (два торці, кожен $F_{\text{торц}} = 5,15 \text{ м}^2$):

$$Q_{\text{торц}} = 0,250 \cdot 2 \cdot 5,15 \cdot 84 = 216,3 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через підлогу та дах (по одній поверхні, $F = 12,80 \text{ м}^2$):

$$Q_{\text{під,дах}} = 0,250 \cdot 2 \cdot 12,80 \cdot 84 = 537,6 \text{ Вт.}$$

Сумарний теплоприплив через огороження:

$$Q_1 = Q_{\text{бч}} + Q_{\text{торц}} + Q_{\text{під,дах}} = 1323,4 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від сонячної радіації

Розрахунок виконано для стаціонарного найбільш несприятливого режиму сонячного опромінення, що відповідає проходженню тропічної зони Панамського каналу.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 23 |

$$Q_{сол} = \sum \frac{K_{сп}}{a_n} \cdot F_i \cdot q_n \cdot \varepsilon_p, \quad (2.6)$$

де $q^H = 721 \text{ Вт/м}^2$ — інтенсивність прямої сонячної радіації для вертикальних поверхонь в необмеженому районі плавання;

$q_n = 1047 \text{ Вт/м}^2$ — для горизонтальних поверхонь (дах);

$\varepsilon_p = 0,4$ — коефіцієнт поглинання сонячної радіації для гладкої поверхні білого кольору.

Теплоприплив через дах від сонця:

$$Q_{сол(дах)} = (0,245 / 37,6) \cdot 12,80 \cdot 1047 \cdot 0,4 = 34,9 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через торці від сонця:

$$Q_{сол(торці)} = 2 \cdot (0,245/37,6) \cdot 5,15 \cdot 721 \cdot 0,4 = 19,3 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через бокові стінки від сонця:

$$Q_{сол(бок)} = 2 \cdot (0,245/37,6) \cdot 13,56 \cdot 721 \cdot 0,4 = 50,9 \text{ Вт.}$$

$$\Sigma Q_{сол} = 34,9 + 50,9 + 19,3 = 107 \text{ Вт.}$$

Загальний теплоприплив з урахуванням сонячної радіації:

$$Q_1^{сум} = Q_1 + \Sigma Q_{сол} = 1323,4 + 107 = 1430,4 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від електродвигунів вентиляторів повітроохолоджувача

За відсутності паспортних даних конкретної моделі повітроохолоджувача теплоприплив від електродвигунів вентиляторів прийнято орієнтовно на рівні 20 % від теплоприпливу через огородження.

$$Q_{ел} = 0,2 \cdot Q_1^{сум} = 0,2 \cdot 1430,4 = 286 \text{ Вт} \quad (2.7)$$

Сумарна потрібна холодопродуктивність холодильної машини для забезпечення температурного режиму зберігання патагонського кликача $t_{кам} = -50^\circ\text{C}$ в умовах необмеженого району плавання при $t_{зов} = +34^\circ\text{C}$ (норматив АТР):

$$\Sigma Q_0 = Q_1^{сум} + Q_{ел} = 1430,4 + 286 = 1716,4 \text{ Вт.} \quad (2.8)$$

Для оцінки запасу холодопродуктивності виконано порівняння сумарних теплоприпливів для характерних ділянок маршруту. У розрахунку змінною

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 24 |

величиною є температура зовнішнього повітря, тоді як сонячну радіацію прийнято для найбільш несприятливого тропічного режиму.

Таблиця 2.3 — Теплоприпливи для характерних ділянок маршруту Пуерто-Монт — Лос-Анджелес

| Район / ділянка маршруту | $t_{\text{зов}}, ^\circ\text{C}$ | $\Delta t, \text{K}$ | $\Sigma Q_0, \text{Вт}$ |
|--------------------------------------------------|----------------------------------|----------------------|-------------------------|
| Тихий океан (південна частина, район Чилі) | 26 | 76 | 1566 |
| Тихий океан (північна частина, до Лос-Анджелеса) | 28 | 78 | 1603 |
| Карибське море / зона Панамського каналу | 32 | 82 | 1679 |
| Розрахунковий режим за Угодою АТР | 34 | 84 | 1717 |

З таблиці 2.3 видно, що найбільші фактичні теплоприпливи відповідають зоні Панамського каналу, де температура зовнішнього повітря досягає $+32^\circ\text{C}$. Нормативний режим АТР з температурою $+34^\circ\text{C}$ дає $\Sigma Q_0 = 1,72 \text{ кВт}$, що приблизно на 2,3 % вище за фактичний режим Панамського каналу.

Для подальшого проектного розрахунку каскадної холодильної машини прийнято номінальну холодопродуктивність $Q_0 = 2,0 \text{ кВт}$, що забезпечує необхідний експлуатаційний запас холодопродуктивності в умовах нерівномірності теплових навантажень, відкривання дверей контейнера та можливих відхилень зовнішніх кліматичних умов.

2.4 Енергетичний розрахунок каскадної холодильної машини

Для підтримання заданого температурного режиму у вантажному просторі рефрижераторного контейнера на рівні -50°C розроблено каскадну холодильну машину.

Досліджуються та порівнюються два варіанти пар холодоагентів.

Варіант 1 — R507A у верхньому каскаді (ВК) і R23 у нижньому каскаді (НК); Варіант 2 — R744 у надкритичному циклі у верхньому каскаді і R23 у нижньому каскаді.

Вхідні дані для розрахунку циклів каскадної холодильної машини надано в табл.2.4

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 25 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

Таблиця 2.4 — Вхідні дані для розрахунку циклів каскадної холодильної машини

| Параметр | Значення | Одиниця |
|------------------------------------------------------------|----------|---------|
| Холодопродуктивність машини, Q_0 | 2,0 | кВт |
| Температура у вантажному просторі, t_k | -50 | °С |
| Температура кипіння НК, $t_0^{НК}$ | -60 | °С |
| Температура конденсації ВК (Вар. 1, R507A), $t_k^{ВК}$ | +44 | °С |
| Тиск у газовому охолоджувачі ВК (Вар. 2, R744), $p_2^{ВК}$ | 85 | бар |
| Діапазон температур у конденсаторі-випаровувачі, $t_{в-к}$ | -5...-20 | °С |
| Розрахункова температура зовнішнього повітря, $t_{зов}$ | +34 | °С |

На рисунках 2.3–2.4 наведені принципові схеми каскадної холодильної машини, а на рисунках 2.5–2.6 — відповідні термодинамічні цикли у діаграмах ($T-s$).

Каскадна холодильна машина складається з двох самостійних одноступневих холодильних контурів — нижнього та верхнього каскадів, тепловий зв'язок між якими здійснюється через спільний теплообмінний апарат — конденсатор-випарник (К-В).

Нижній каскад є однаковим для обох схем і включає компресор нижнього каскаду (КНК), конденсатор-випарник (К-В), регенеративний теплообмінник (РТО НК), дросельний вентиль (ДВ НК) та повітроохолоджувач (В).

Верхній каскад Варіанту 1 включає компресор верхнього каскаду (КВК), повітряний конденсатор (КД), дросельний вентиль (ДВ ВК).

У Варіанті 2 конструкція верхнього каскаду загалом залишається аналогічною, однак замість повітряного конденсатора використовується газовий охолоджувач (ГО), оскільки цикл R744 працює у надкритичному режимі при тисках, вищих за критичний тиск CO_2 .

У нижньому каскаді холодоагент R23 кипить у повітроохолоджувачі при температурі $t_0^{НК} = -60^\circ\text{C}$, стискається у компресорі КНК та конденсується у К-В.

У верхньому каскаді холодоагент кипить у К-В, після стискання у компресорі відводить теплоту у навколишнє середовище через конденсатор або газовий охолоджувач, після чого дроселюється та знову надходить до К-В.

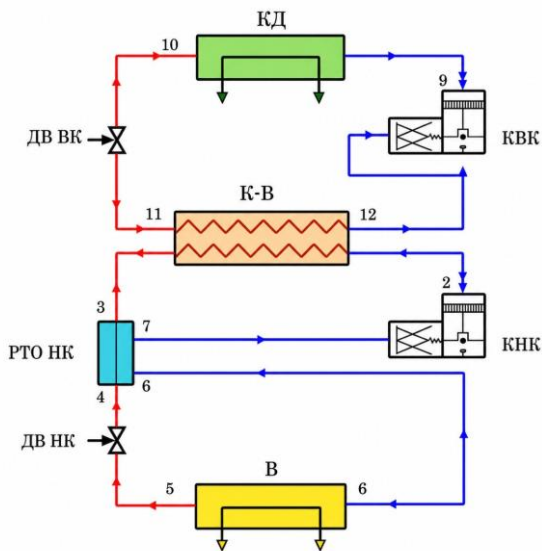


Рисунок 2.3 – Принципова схема каскадної холодильної машини.
Варіант 1

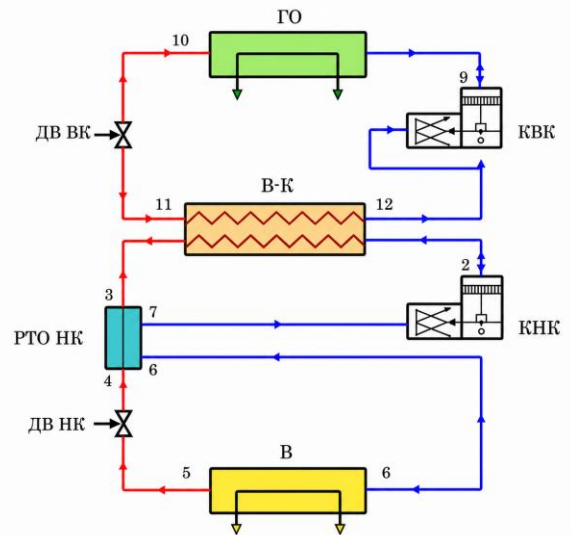


Рисунок 2.4 – Принципова схема каскадної холодильної машини.
Варіант 2

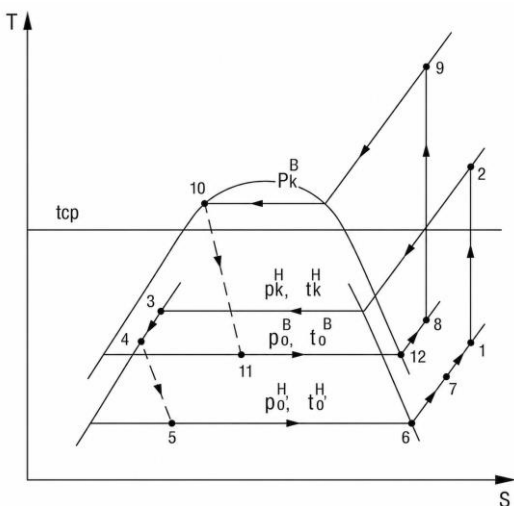


Рисунок 2.5 – Цикли каскадної холодильної машини, в діаграмі станів (Т-s) Варіант 1

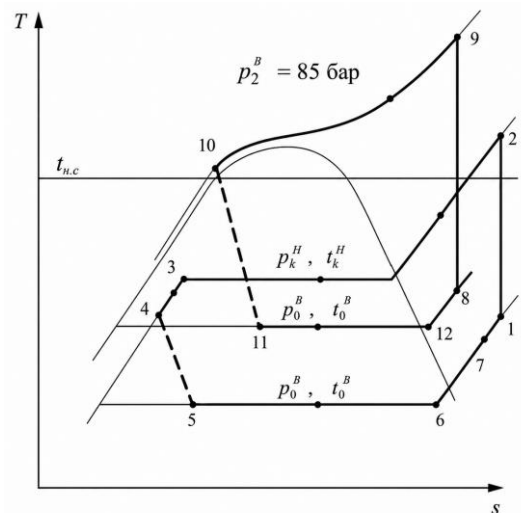


Рисунок 2.6 – Цикли каскадної холодильної машини, в діаграмі станів (Т-s) Варіант 2

| | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата |

На основі прийнятої принципової схеми каскадної холодильної машини та побудованих термодинамічних циклів розроблена математична модель теплового розрахунку.

При побудові математичної моделі прийняті такі допущення:

1) процес стиснення холодоагенту у компресорах є ізентропним;
 2) процес дроселювання у дроселювальних пристроях є ізентальпійним;
 3) теплообмін між каскадами у конденсаторі-випарнику описується рівнянням теплового балансу без урахування теплових втрат у навколишнє середовище;

4) розрахунок ведеться для стаціонарного режиму роботи при незмінних температурах кипіння та конденсації у відповідних апаратах;

5) течії у трубопроводах є адіабатними, тиск у кожному апараті є сталим.

На основі прийнятих допущень математична модель включає наступні рівняння.

Питома масова холодопродуктивність машини:

$$q_0 = h_6 - h_5, \text{ (кДж/кг);} \quad (2.9)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність НК:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \text{ (кДж/м}^3\text{);} \quad (2.10)$$

Питома адіабатна робота стиснення у компресорах НК та ВК відповідно:

$$w_a^{HK} = h_2 - h_1, \text{ (кДж/кг);} \quad (2.11)$$

$$w_a^{BK} = h_9 - h_8, \text{ (кДж/кг);} \quad (2.12)$$

Масова витрата холодоагенту в нижньому каскаді та в верхньому каскаді (з рівняння теплового балансу К-В):

$$M_a^{HK} = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ (кг/с).} \quad (2.13)$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 28 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

$$M_a^{BK} = \frac{M_a^{HK} \cdot (h_2 - h_3)}{h_{12} - h_{11}}, \text{ кг/с} \quad (2.14)$$

Коефіцієнти подавання компресорів низькотемпературного (НК) і високотемпературного (ВК) каскадів визначаються за емпіричними залежностями з урахуванням часткових коефіцієнтів подавання — об'ємного λ_c та температурного λ_w :

$$\lambda^{HK} = \lambda_c^{HK} \cdot \lambda_w^{HK}, \quad (2.15)$$

$$\lambda_c^{HK} = 1 - 0.02 \cdot \left[\left(\frac{P_\kappa^{HK}}{P_0^{HK}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.16)$$

$$\lambda_c^{BK} = 1 - 0.02 \cdot \left[\left(\frac{P_\kappa^{BK}}{P_0^{BK}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.17)$$

$$\lambda_w^{HK} = \frac{T_0^{HK} + \theta}{T_\kappa^{HK} \cdot \alpha + \theta \cdot \beta}. \quad (2.18)$$

$$\lambda_w^{BK} = \frac{T_0^{BK} + \theta}{T_\kappa^{BK} \cdot \alpha + \theta \cdot \beta}. \quad (2.19)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресорів НК і ВК:

$$V_\partial^{HK} = M_a^{HK} \cdot \nu_1, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.20)$$

$$V_\partial^{BK} = M_a^{BK} \cdot \nu_8, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.21)$$

Теоретична продуктивність продуктивність компресорів НК і ВК:

$$V_h^{HK} = \frac{V_\partial^{HK}}{\lambda^{HK}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.22)$$

$$V_h^{BK} = \frac{V_\partial^{BK}}{\lambda^{BK}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.23)$$

Сумарна теоретична об'ємна продуктивність компресорів:

$$\Sigma V_h = V_h^{HK} + V_h^{BK}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.24)$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 29 |

Адіабатна потужність компресорів НК і ВК:

$$N_a^{HK} = M_a^{HK} \cdot w_a^{HK}, \text{ кВт.} \quad (2.25)$$

$$N_a^{BK} = M_a^{BK} \cdot w_a^{BK}, \text{ кВт.} \quad (2.26)$$

Індикаторний ККД компресорів НК і ВК:

$$\eta_i^{HK} = \lambda_w^{HK} + b \cdot (t_0^{HK}) \quad (2.27)$$

$$\eta_i^{BK} = \lambda_w^{BK} + b \cdot (t_0^{BK}) \quad (2.28)$$

Індикаторна потужність компресорів НК і ВК:

$$N_i^{HK} = \frac{N_a^{HK}}{\eta_i^{HK}}, \text{ кВт;} \quad (2.29)$$

$$N_i^{BK} = \frac{N_a^{BK}}{\eta_i^{BK}}, \text{ кВт;} \quad (2.30)$$

Потужність механічних втрат на тертя компресорів НК і ВК:

$$N_{mp}^{HK} = P_{mp} \cdot V_h^{HK} \text{ кВт;} \quad (2.31)$$

$$N_{mp}^{BK} = P_{mp} \cdot V_h^{BK} \text{ кВт;} \quad (2.32)$$

Ефективна потужність компресорів НК і ВК:

$$Ne^{HK} = N_{mp}^{HK} + N_i^{HK}, \text{ кВт;} \quad (2.33)$$

$$Ne^{BK} = N_{mp}^{BK} + N_i^{BK}, \text{ кВт;} \quad (2.34)$$

Сумарна ефективна потужність компресорів НК і ВК:

$$\Sigma Ne = Ne^{HK} + Ne^{BK}, \text{ кВт;} \quad (2.35)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{oiü} = \frac{Q_0}{\Sigma Ne}. \quad (2.36)$$

Теплове навантаження конденсатора:

$$Q_k = Q_0 + \Sigma Ne \text{ кВт} \quad (2.37)$$

Для двох варіантів пар холодоагентів — R507A/R23 та R744/R23 — виконано тепловий розрахунок каскадної холодильної машини.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 30 |

Параметри холодоагентів у високотемпературному та низькотемпературному каскадах визначалися за допомогою програмного комплексу REFPROP.

Для базового режиму при температурі у конденсаторі-випорнику: $t_{B-K} = -10^{\circ}\text{C}$ у таблицях 2.5–2.7 наведено значення температур, тисків, ентальпій та питомих об'ємів у характерних точках циклів.

Таблиця 2.5 — Параметри вузлових точок НК (R23): $t_0^{\text{НК}} = -60^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{к}}^{\text{НК}} = -5^{\circ}\text{C}$

| Параметр / Одиниця | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Тиск p , бар | 3,1 | 21,79 | 21,79 | 21,79 | 3,1 | 3,1 | 3,1 |
| Температура t , $^{\circ}\text{C}$ | -20 | +79,7 | -5 | -22 | -60 | -60 | -25 |
| Ентальпія h , кДж/кг | 363,4 | 428,5 | 191,7 | 165,9 | 165,9 | 334,0 | 359,0 |
| Питомий об'єм v , м ³ /кг | 0,091 | 0,017 | — | — | — | — | — |

Таблиця 2.6 — Параметри вузлових точок ВК (R507A): $t_0^{\text{ВК}} = -15^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{к}}^{\text{ВК}} = +44^{\circ}\text{C}$

| Параметр / Одиниця | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|----------------------------------------|--------|-------|-------|-------|-------|
| Тиск p , бар | 3,804 | 20,68 | 20,68 | 3,804 | 3,804 |
| Температура t , $^{\circ}\text{C}$ | +5 | +74,9 | +44 | -15 | -15 |
| Ентальпія h , кДж/кг | 372,0 | 410,7 | 258,1 | 258,1 | 357,0 |
| Питомий об'єм v , м ³ /кг | 0,0566 | 0,011 | — | — | — |

Таблиця 2.7 — Параметри вузлових точок ВК (R744): $p_2^{\text{В}} = 85$ бар

| Параметр / Одиниця | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|----------------------------------------|--------|-------|-------|-------|-------|
| Тиск p , бар | 22,9 | 85,0 | 85,0 | 22,9 | 22,9 |
| Температура t , $^{\circ}\text{C}$ | -10 | +90,5 | +34 | -15 | -15 |
| Ентальпія h , кДж/кг | 442,7 | 501,3 | 303,0 | 303,0 | 436,2 |
| Питомий об'єм v , м ³ /кг | 0,0171 | — | — | — | — |

Основним параметром, що визначає узгодження роботи нижнього та верхнього каскадів, є температурний рівень конденсатора-випарника $t_{\text{к-в}}$ — середня температура в апараті (К-В), що знаходиться між температурою конденсації холодоагенту нижнього каскаду $t_{\text{кНК}}$ та температурою кипіння холодоагенту верхнього каскаду $t_0^{\text{ВК}}$, тобто $t_0^{\text{ВК}} < t_{\text{к-в}} < t_{\text{к}}^{\text{ВК}}$.

Саме цей параметр встановлює термодинамічний стик між каскадами і безпосередньо впливає на масові витрати холодоагентів, продуктивність компресорів та загальні масогабаритні показники холодильної машини. Різниця температур ($t_k^{HK} - t_{e-k}$) та ($t_{e-k} - t_o^{BK}$) визначають рушійну силу теплообміну в К-В і, відповідно, перерозподіл теплового навантаження між каскадами.

Фізична природа впливу t_{e-k} на роботу машини визначається протилежними тенденціями навантаження на кожен з каскадів. При підвищенні t_{e-k} зростає різниця ($t_{e-k} - t_o^{BK}$), що збільшує теплове навантаження на верхній каскад — зростають Ma^{BK} і Vh^{BK} ; водночас різниця ($t_k^{HK} - t_{e-k}$) зменшується, що знижує навантаження на нижній каскад — зменшуються Ma^{HK} і Vh^{HK} . При зниженні t_{e-k} спостерігається зворотна картина: навантаження на верхній каскад скорочується, натомість зростає Ma^{HK} і Vh^{HK} через зниження густини пари R23 при глибших температурах кипіння. Ця взаємна протидія двох каскадів обумовлює існування єдиного оптимального значення t_{e-k} , якому відповідає глобальний мінімум сумарної теоретичної об'ємної продуктивності компресорів ΣVh .

Важливість точного визначення оптимального t_{e-k} обумовлена специфічними вимогами, що висуваються до системи холодопостачання рефрижераторного контейнера: весь компресорний відсік із допоміжним обладнанням повинен розміщуватися у жорстко фіксованому габариті торцевої стінки контейнера, не зменшуючи вантажного об'єму. За таких умов теоретична об'ємна продуктивність компресора Vh є найбільш прямим критерієм оцінки його масогабаритних характеристик, оскільки саме Vh визначає робочий об'єм циліндрів і, відповідно, розміри та масу компресора. З цих міркувань задача проектування каскадної холодильної машини рефрижераторного контейнера формулюється як задача параметричної оптимізації температурного рівня конденсатора-випарника за критерієм мінімуму сумарної теоретичної об'ємної продуктивності компресорів обох каскадів ΣVh при заданих

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 32 |

холодопродуктивності, температурному режимі охолоджуваного об'єму та кліматичних умовах експлуатації.

Оптимізація виконана методом прямого параметричного перебору у діапазоні $t_{\theta-k}$ від -5 до -20°C з термодинамічним розрахунком повного набору характеристик циклу на кожному кроці для обох варіантів холодоагентів.

Результати параметричного розрахунку зведено в таблицях 2.8 і 2.9.

Таблиця 2.8 — Результати теплового розрахунку при різних $t_{\theta-k}$ Варіант 1

| Характеристика | $t_{\theta-k} = -5^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -10^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -13^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -15^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -20^{\circ}\text{C}$ |
|---------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| q_o , кДж/кг | 164,37 | 168,10 | 170,00 | 172,17 | 176,37 |
| q_v , кДж/м ³ | 1748,6 | 1847,3 | 1876,4 | 1934,5 | 2027,2 |
| w_a^{HK} , кДж/кг | 71,63 | 65,10 | 61,00 | 58,30 | 51,70 |
| w_a^{BK} , кДж/кг | 34,30 | 38,70 | 56,06 | 57,51 | 47,00 |
| M_a^{HK} , кг/с | 0,01217 | 0,01190 | 0,01176 | 0,01160 | 0,01130 |
| M_a^{BK} , кг/с | 0,02876 | 0,02850 | 0,02455 | 0,02430 | 0,02780 |
| $V_h^{HK} \times 10^3$, м ³ /с | 1,692 | 1,600 | 1,344 | 1,400 | 1,300 |
| $V_h^{BK} \times 10^3$, м ³ /с | 1,878 | 2,300 | 2,320 | 2,500 | 3,500 |
| $\Sigma Vh \times 10^3$, м ³ /с | 4,200 | 4,000 | 3,800 | 3,900 | 4,100 |

Таблиця 2.9 — Результати теплового розрахунку при різних $t_{\theta-k}$. Варіант 2:

| Характеристика | $t_{\theta-k} = -5^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -10^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -13^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -15^{\circ}\text{C}$ | $t_{\theta-k} = -20^{\circ}\text{C}$ |
|---------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| q_o , кДж/кг | 164,37 | 168,10 | 170,00 | 172,17 | 176,37 |
| w_a^{BK} , кДж/кг | 34,30 | 60,27 | 69,66 | 67,10 | 74,30 |
| M_a^{HK} , кг/с | 0,01200 | 0,01190 | 0,01176 | 0,01160 | 0,01134 |
| M_a^{BK} , кг/с | 0,02160 | 0,02110 | 0,02070 | 0,02030 | 0,01961 |
| $V_h^{HK} \times 10^3$, м ³ /с | 1,700 | 1,600 | 1,300 | 1,400 | 1,350 |
| $V_h^{BK} \times 10^3$, м ³ /с | 0,400 | 0,500 | 0,500 | 0,500 | 0,620 |
| $\Sigma Vh \times 10^3$, м ³ /с | 2,100 | 2,000 | 1,800 | 2,000 | 2,050 |

Результати параметричного аналізу наведено графічно на рисунку 2.7.

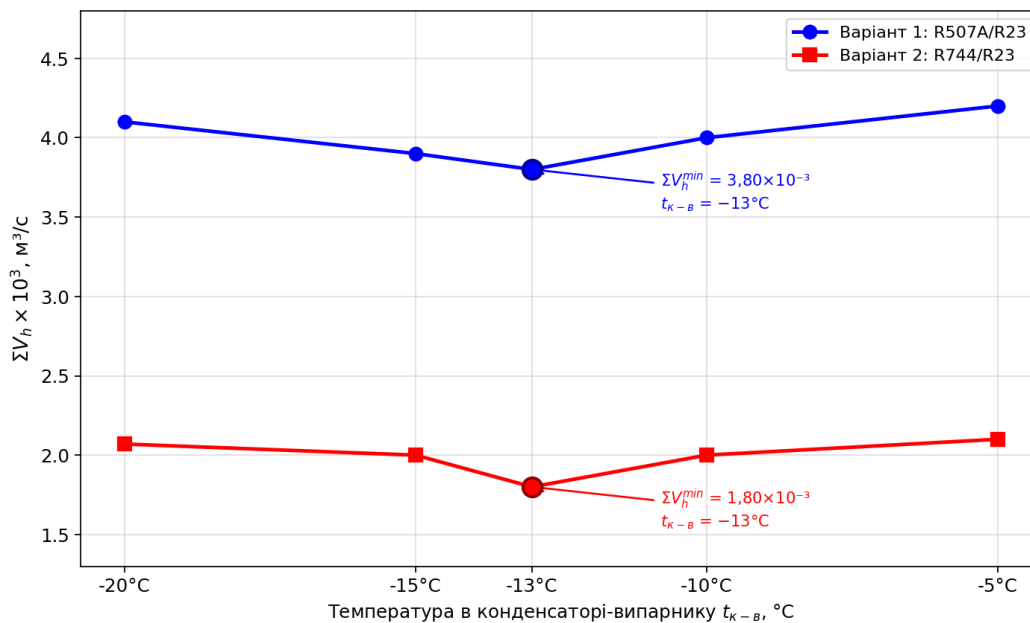


Рисунок 2.7 — Залежність $\Sigma V_h(t_{k-v})$ для двох варіантів каскадної холодильної машини

Результати параметричного розрахунку, наведені на рисунку 2.7, показують, що залежність $\Sigma V_h(t_{k-v})$ для обох варіантів має чітко виражений мінімум при $t_{k-v} = -13^\circ\text{C}$. Для варіанту 1 (R507A/R23) мінімальне значення становить $\Sigma V_{h,\min} = 3,80 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для варіанту 2 (R744/R23) — $\Sigma V_{h,\min} = 1,80 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. При відхиленні t_{k-v} від оптимального значення як у бік підвищення, так і у бік зниження ΣV_h зростає, що підтверджує існування єдиного оптимального температурного рівня конденсатора-випарника для кожного варіанту машини. Співвідношення мінімальних значень $\Sigma V_h(\text{Вар.1}) / \Sigma V_h(\text{Вар.2}) = 3,80 / 1,80 = 2,11$ свідчить про те, що каскадна машина з CO_2 у верхньому каскаді потребує компресори майже вдвічі меншого об'єму порівняно зі схемою на R507A, що є суттєвою перевагою при розміщенні обладнання в обмеженому габариті рефрижераторного контейнера.

Підбір компресорного обладнання виконується при оптимальному температурному рівні конденсатора-випарника $t_{k-v} = -13^\circ\text{C}$. Для комплектації машини обрано компресори BITZER серії ECOLINE — один із провідних світових виробників із сертифікацією для морського застосування (Marine),

продукція якого широко використовується у суднових рефрижераторних установках. Серія ECOLINE охоплює як компресори для субкритичних циклів на R507A і R23, так і спеціалізовану лінійку для транскритичних застосувань на CO₂ з допустимим тиском до 160 бар, що перебиває робочий тиск нагнітання Варіанту 2 (85 бар) з дворазовим запасом міцності, а належність обох компресорів до однієї серії одного виробника спрощує технічне обслуговування та забезпечення запасними частинами в умовах морської експлуатації.

Характеристики підібраних компресорів наведено у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 — Підібрані компресори BITZER та їх характеристики

| Параметр | НК: 2FES-3Y (R23) | БК Вар.1: 2EES-2Y (R507A) | БК Вар.2: 2MTE-4K (R744) |
|--------------------------------------------------|-------------------|---------------------------|--------------------------|
| Серія BITZER | ECOLINE | ECOLINE | ECOLINE транскрит. |
| V _h каталог, м ³ /год | 9,54 | 11,36 | 3,30 |
| V _h розрахункове, м ³ /год | 4,84 | 8,35 | 1,80 |
| Маса, кг | 47 | 67,5 | ≈ 75 |

Порівняльний аналіз підібраних компресорів показує, що компресор НК 2FES-3Y є найлегшим і найкомпактнішим (47 кг, V_h = 9,54 м³/год), що обумовлено відносно невисоким ступенем стиснення при роботі на R23. Компресори верхнього каскаду двох варіантів демонструють принципово різні характеристики: 2EES-2Y (R507A) має V_h = 11,36 м³/год і масу 67,5 кг, тоді як 2MTE-4K (CO₂) — V_h = 3,30 м³/год і масу ≈ 75 кг.

Таким чином, компресор БК на CO₂ є у 3,4 рази компактнішим за об'ємом циліндрів, однак на 7,5 кг важчим через товстостінний корпус, розрахований на надкритичний тиск. Сумарна маса компресорного відсіку Варіанту 1 становить 114,5 кг, Варіанту 2 — 122,0 кг, тобто різниця складає лише 7,5 кг або 6,5% на користь Варіанту 1, тоді як вииграш у сумарному об'ємі циліндрів Варіанту 2 становить більше ніж двократний.

З експлуатаційної точки зору обидва компресори серії ECOLINE є напівгерметичними, що виключає витік холодоагенту через сальникові ущільнення — критична вимога для суднових установок. Вбудована система

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 35 |

повернення масла через інжектори забезпечує надійне змащування при роботі на суднових кутах крену і диференту. Електродвигуни компресорів розраховані на живлення 380–420 В / 3 / 50 Гц і сумісні зі стандартними суднобудівними системами електропостачання, що дозволяє підключати рефрижераторний контейнер як до автономного дизель-генератора, так і до бортової електростанції судна.

2.5 Порівняльна екологічна оцінка варіантів каскадної холодильної машини

Каскадна холодильна машина рефрижераторного контейнера містить два холодоагенти з ненульовим потенціалом глобального потепління — R23 ($GWP_{100} = 14800$) та R507A ($GWP_{100} = 3985$) у Варіанті 1 або R744 ($GWP_{100} = 1$) у Варіанті 2. Відповідно до вимог Кігалійської поправки до Монреальського протоколу (2016) та резолюції ІМО МЕРС.342(77) щодо скорочення викидів парникових газів від морського судноплавства, проектування холодильного обладнання суднових рефрижераторних установок повинно супроводжуватись кількісною екологічною оцінкою.

Комплексним показником кліматичного впливу холодильної системи є TEWI (Total Equivalent Warming Impact — сукупний еквівалентний вплив на глобальне потепління), запроваджений стандартом EN 378-1 [43] «Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements», Annex C. Цей стандарт є нормативною основою проектування і оцінки холодильних машин у Європейському союзі і прийнятий як міжнародний інструмент оцінки в рамках реалізації вимог Кігалійської поправки. TEWI об'єднує в єдиному показнику прямі викиди парникових газів від витоку холодоагенту та непрямі викиди CO₂ від споживання електроенергії, виражаючи обидва складники в одиницях кг CO₂-еквіваленту за весь термін служби машини. Розрахунок виконується за методикою EN 378-1:2016 (Annex C) і включає два складники, що визначаються такими виразами:

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 36 |

$$TEWI = TEWI_{\text{пряме}} + TEWI_{\text{непряме}}, \text{ кг CO}_2\text{-екв.} \quad (2.38)$$

Прямі викиди від витoku холодоагенту визначаються як:

$$TEWI_{\text{пряме}} = GWP \cdot m \cdot (L \cdot N + \alpha), \text{ кг CO}_2\text{-екв,} \quad (2.39)$$

де

GWP — потенціал глобального потепління холодоагенту за 100 років відносно CO_2 (GWP_{100}), кг CO_2 -екв/кг;

m — маса заправки холодоагенту у відповідному контурі, кг;

$L = 0,05$ — річна норма витoku холодоагенту — частка від загальної маси заправки; прийнято 5%/рік відповідно до EN 378-1 для холодильних установок морського застосування;

$N = 15$ — розрахунковий термін служби холодильної машини ;

$\alpha = 0,10$ — частка холодоагенту, що безповоротно втрачається при утилізації машини і не підлягає відновленню, — 10% від маси заправки.

Непрямі викиди від споживання електроенергії визначаються як:

$$TEWI_{\text{непряме}} = Ne \cdot t \cdot N \cdot \beta, \text{ кг CO}_2\text{-екв,} \quad (2.40)$$

де

Ne — ефективна потужність машини, кВт — для Варіанту 1 ($COP = 0,69$)
 $Ne = 2,90$ кВт, для Варіанту 2 ($COP = 0,62$) $Ne = 3,23$ кВт;

$t = 7\,000$ — тривалість роботи машини на рік, год/рік — визначено з умов нормальної морської експлуатації рефрижераторного контейнера;

$\beta = 0,65$ — емісійний фактор електроенергії, кг CO_2 /кВт·год — питомі викиди CO_2 суднового малооборотного дизельного двигуна на важкому мазуті HFO 380 згідно з четвертим дослідженням ІМО щодо викидів парникових газів від морського судноплавства (IMO GHG Study 2020 [44]).

На стадії проектування, коли конструкція теплообмінних апаратів і трубопровідна обв'язка ще не розраховані остаточно, точне визначення маси заправки холодоагентів неможливе.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 37 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

Відповідно до нормативного методу [42], маса заправки холодоагенту на стадії проектування визначається за питомою нормою:

$$m = q \cdot Q_0, \text{ кг}, \quad (2.41)$$

де q — питома норма заправки, кг/кВт, що залежить від типу холодоагенту, температурного рівня циклу і складу обладнання схеми.

Зведені вихідні дані для розрахунку TEWI надано в табл.2.11

Таблиця 2.11 — Зведені вихідні дані для розрахунку TEWI

| Параметр | Познач. | Значення | Одиниця |
|----------------------------------------|----------|----------|-----------------------------|
| Термін служби | N | 15 | років |
| Річна норма витоку | L | 0,05 | 1/рік |
| Частка невідновленого хол-ту | α | 0,10 | — |
| Маса заправки R23 (НК) | mR23 | 1,3 | кг |
| Маса заправки R507A (BK, Вар.1) | mR507A | 0,9 | кг |
| Маса заправки R744 (BK, Вар.2) | mR744 | 0,6 | кг |
| Тривалість роботи на рік | t | 7 000 | год/рік |
| Емісійний фактор (судновий дизель HFO) | β | 0,65 | кг CO ₂ /кВт·год |
| Ефективна потужність, Варіант 1 | Ne1 | 2,90 | кВт |
| Ефективна потужність, Варіант 2 | Ne2 | 3,23 | кВт |

Результати розрахунку TEWI для двох варіантів надано в табл.2.12 і на рис.2.7

Таблиця 2.12 — Результати розрахунку TEWI для двох варіантів

| Складник TEWI | Варіант 1: R507A/R23, кг CO ₂ -екв | Варіант 2: R744/R23, кг CO ₂ -екв |
|------------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|
| $TEWI_{\text{прямє}}, R23$ (НК) | 16354 | 16354 |
| $TEWI_{\text{прямє}}, R507A / R744$ (BK) | 3049 | < 1 |
| $\Sigma TEWI_{\text{прямє}}$ | 19403 | 16355 |
| $TEWI_{\text{непрямє}}$ | 197925 | 220 448 |
| $TEWI_{\text{загальний}}$ | 217328 | 236803 |
| Частка $TEWI_{\text{прямє}}$ | 8,9% | 6,9% |
| Частка $TEWI_{\text{непрямє}}$ | 91,1% | 93,1% |

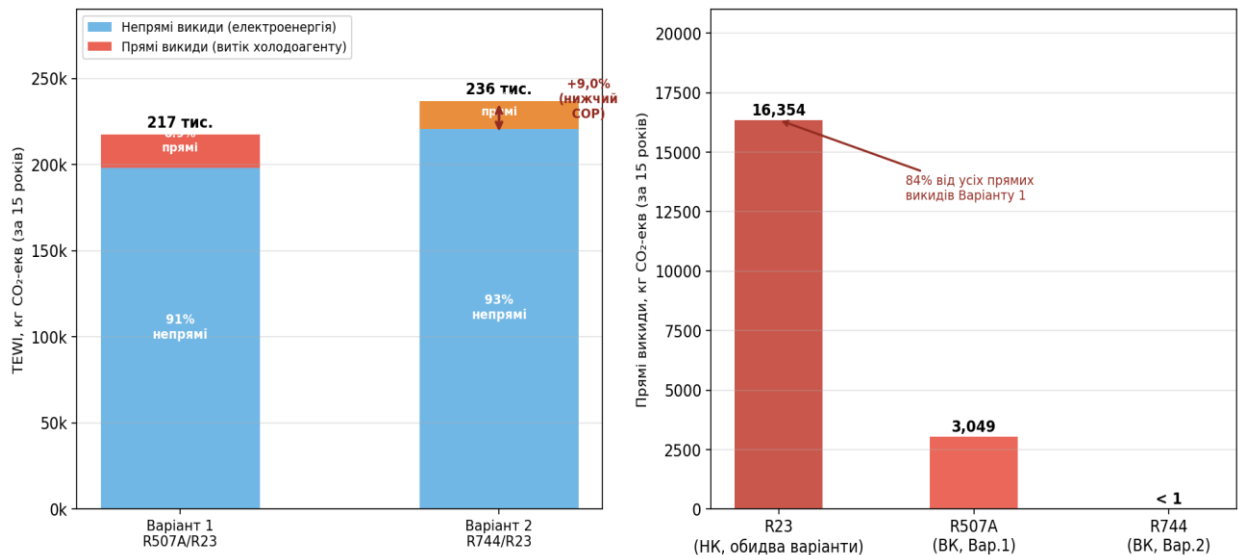


Рисунок 2.8 — Структура TEWI двох варіантів та внесок окремих холодоагентів у прямі викиди

Аналіз результатів, наведених у таблиці 2.12 і на рисунку 2.8, дозволяє сформулювати три принципових висновки щодо екологічних характеристик обох варіантів.

Незалежно від варіанту схеми, складник $TEWI_{непряме}$ від споживання електроенергії складає 91–93% від загального показника $TEWI$. Це фундаментальна особливість малих каскадних машин з відносно невеликою масою заправки холодоагентів і тривалою цілодобовою роботою суднового дизель-генератора.

Наслідком є те, що підвищення енергетичної ефективності машини — зростання COP — є значно більш дієвим інструментом зниження $TEWI$, ніж заміна холодоагенту верхнього каскаду.

Холодоагент нижнього каскаду R23 з високим GWP формує прямі викиди $TEWI_{пряме} = 16354$ кг CO₂-екв, що складає 84% від усіх прямих викидів Варіанту 1. Цей складник є однаковим для обох варіантів. Заміна R507A на R744 у верхньому каскаді усуває лише 3049 кг CO₂-екв прямих викидів, що відповідає 16% від їх загальної суми, тоді як головна екологічна проблема системи залишається невирішеною в обох варіантах.

Нижчий коефіцієнт перетворення Варіанту 2 ($COP = 0,62$ проти $COP = 0,69$ у Варіанті 1) збільшує ефективну потужність на $0,33$ кВт і відповідно $TEWI_{непряме}$ на 22523 кг CO_2 -екв за 15 років. Ця величина в $7,4$ рази перевищує економію від усунення прямих викидів R507A (3049 кг CO_2 -екв). Внаслідок цього загальний $TEWI$ Варіанту 2 є на $9,0\%$ вищим порівняно з Варіантом 1 — 236803 проти 217328 кг CO_2 -екв. Цей результат показує, що термодинамічна ефективність циклу є не менш значущим екологічним чинником, ніж GWP холодоагенту. Автоматичної екологічної переваги від переходу на природні холодоагенти не існує — вона реалізується лише за умови збереження або підвищення COP системи.

З точки зору енергетичної ефективності Варіант 1 (R507A/R23) характеризується дійсним коефіцієнтом перетворення $COP = 0,69$, що фізично означає: на кожен кіловат виробленого холоду машина споживає $1/0,69 = 1,45$ кВт електричної потужності. При $Q_0 = 2,0$ кВт ефективна потужність становить $Ne = Q_0/COP = 2,0/0,69 \approx 2,90$ кВт. Для Варіанту 2 $COP = 0,62 \rightarrow Ne = 2,0/0,62 \approx 3,23$ кВт. Порівняльні значення COP і Ne для обох варіантів наведено на рисунку 2.9.

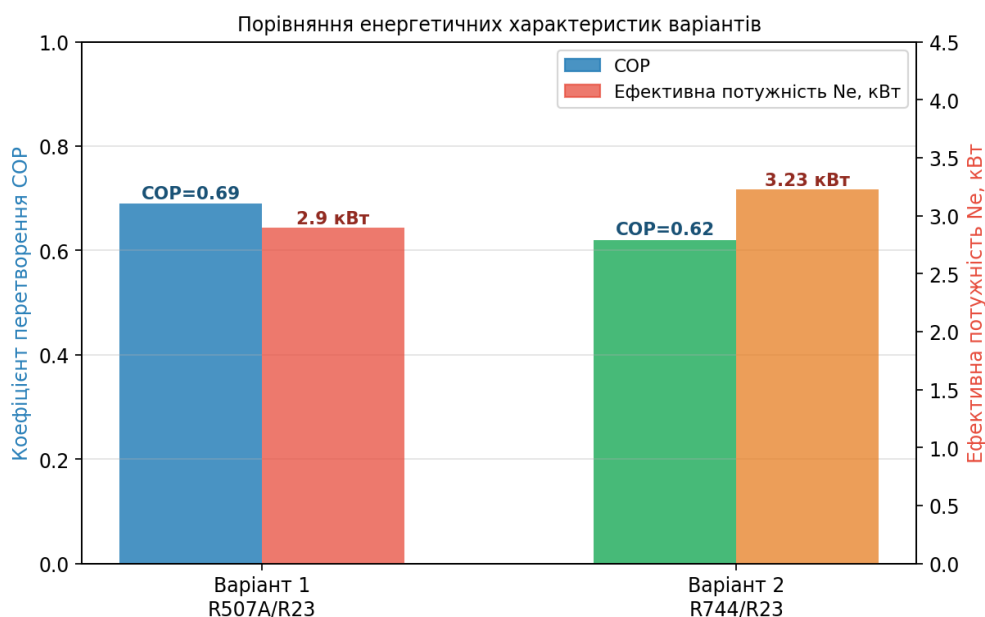


Рисунок 2.9 — Коефіцієнт перетворення COP та ефективна потужність Ne двох варіантів

Нижчий COP Варіанту 2 обумовлений термодинамічними особливостями надкритичного циклу CO₂. У субкритичному циклі R507A (Варіант 1) конденсація відбувається при сталій температурі +44°C — ізотермний процес відведення теплоти забезпечує мінімальну середню температуру «гарячого» джерела і, відповідно, максимальну ефективність оберненого циклу Карно. У надкритичному циклі CO₂ (Варіант 2) процес охолодження у газовому охолоджувачі при $p_2^B = 85$ бар проходить без фазового переходу з неперервним зниженням температури від +90,5°C до +34°C — середня температура відведення теплоти є вищою, що і знижує COP. Ця термодинамічна особливість є невід'ємною характеристикою надкритичного циклу і не може бути усунена без зміни параметрів циклу.

Для базового проектування прийнято Варіант 1 — схема R507A/R23 з компресорами BITZER 2FES-3Y (НК) та 2EES-2Y (БК) при оптимальній температурі конденсатора-випарника $t_{к-в} = -13^\circ\text{C}$. Прийнята схема забезпечує: холодопродуктивність $Q_0 = 2,0$ кВт; температуру у вантажному просторі -50°C при $t_{нар} = +34^\circ\text{C}$; ефективну потужність $\Sigma Ne \approx 2,90$ кВт; $COP \approx 0,69$; TEWI за 15 років ≈ 217 тис. кг CO₂-екв. Схема є технологічно відпрацьованою, працює при максимальному тиску 20,68 бар і може обслуговуватись у будь-якому порту світу без спеціального обладнання. Варіант 2 (R744/R23) розглядається як перспективний напрям розвитку в міру вдосконалення термодинамічної ефективності надкритичних циклів CO₂ відповідно до вимог Кігалійської поправки та стратегії ІМО. Стратегічним напрямом зниження TEWI для обох варіантів є пошук низькотемпературного холодоагенту з $GWP < 1\ 000$ як альтернативи R23 у нижньому каскаді.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 41 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача

Для проєктованого повітроохолоджувача приймаємо такі вихідні дані¹:

| Параметр | Позначення / одиниця | Значення |
|---------------------------------|----------------------------------|----------|
| Холодопродуктивність апарата | Q_0 , кВт | 2,0 |
| Температура кипіння R23 | t_0 , °C | -60 |
| Температура повітря на вході | $t_{\text{вх.п}}$, °C | -50 |
| Температура повітря на виході | $t_{\text{вих.п}}$, °C | -51 |
| Масова витрата R23 ¹ | $M_{\text{НК}}$, кг/с | 0,01190 |
| Зовнішній діаметр труби | $d_{\text{зов}}$, мм | 10 |
| Внутрішній діаметр труби | $d_{\text{вн}}$, мм | 8 |
| Товщина стінки труби | $\delta_{\text{тр}}$, мм | 1 |
| Товщина ребра | $\delta_{\text{ор}}$, мм | 0,2 |
| Крок ребра | $u_{\text{р}}$, мм | 4 |
| Крок між трубами | $A \times B$, мм | 30×30 |
| Матеріал ребер — алюміній | $\lambda_{\text{а}}$, Вт/(м·К) | 180 |
| Матеріал труби — мідь | $\lambda_{\text{тр}}$, Вт/(м·К) | 345 |

¹У розрахунку повітроохолоджувача прийнято масову витрату холодоагенту при температурі конденсатора-випарника $t_{\text{в-к}} = -10^\circ\text{C}$ як найближче табличне значення до оптимального режиму, що забезпечує незначний запас продуктивності апарата.

Середньологарифмічний температурний напір в апараті

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} = \frac{10 - 9}{\ln\frac{10}{9}} = \frac{1}{0.105} = 9.5^\circ\text{C}, \quad (2.42)$$

де

Більший і менший температурні напори:

$$\theta_1 = t_{\text{вх.п}} - t_0 = -50 - (-60) = 10^\circ\text{C};$$

$$\theta_2 = t_{\text{вих.п}} - t_0 = -51 - (-60) = 9^\circ\text{C}.$$

Геометричні характеристики оребреного теплопередавального елемента

Приймається оребрення з квадратними пластинчастими ребрами (тип РП). Характеристики розраховуються для одного елемента — відрізка труби між двома суміжними ребрами завдовжки $u = u_{\text{р}} = 4$ мм.

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = 2 \cdot (A \times B - 0.785 \cdot d_{\text{зов}}^2), \text{ м}^2 \quad (2.43)$$

| | | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|--|---------------------|------|
| | | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | | 42 |

$$f_p = 2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - 0,785 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2) = 1,643 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{mp} = \pi \cdot d_{зов} (u - \delta_{op}), \text{ м}^2, \quad (2.44)$$

$$f_{mp} = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} (4 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) = 1,1309 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Внутрішня поверхня труби оребреного елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u, \text{ м}^2 \quad (2.45)$$

$$f_{вн} = \pi \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 1,0053 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня оребреного елемента:

$$f_{зов} = f_p + f_{mp}, \quad (2.46)$$

$$f_{зов} = 1,643 \cdot 10^{-3} + 1,1309 \cdot 10^{-4} = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні:

$$\beta = \frac{f_{зов}}{f_{вн}} = \frac{1,77 \cdot 10^{-3}}{1,0053 \cdot 10^{-4}} = 17,6. \quad (2.47)$$

Ступінь оребрення теплообмінної поверхні:

$$\phi = \frac{f_{зов}}{\pi \cdot d_{зов} \cdot u} = \frac{1,77 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = 14,08. \quad (2.48)$$

Умовна ступінь оребрення:

$$\beta_n = \frac{f_{зов}}{f_{mp}} = \frac{1,77 \cdot 10^{-3}}{1,1309 \cdot 10^{-4}} = 15,65 \quad (2.49)$$

Мінімальний живий переріз одного оребреного елемента:

$$f_{жс} = (S_1 - d_{зов}) \cdot (u_p - \delta_p), \text{ м}^2, \quad (2.50)$$

де $S_1 = B = 30$ мм — крок пучка труб.

$$f_{жс} = (30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (4 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) = 7,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Теплофізичні властивості повітря надано в табл.2.13

При середній температурі повітря $\bar{t}_n = (-50 + (-51))/2 = -50,5^\circ\text{C}$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 43 |

Таблиця 2.14 — Теплофізичні властивості повітря

| Властивість | Позн. | Одиниця | Значення |
|-----------------------|---------------|-------------------|----------------------|
| Теплопровідність | $\lambda_{п}$ | Вт/(м·К) | $2,04 \cdot 10^{-2}$ |
| Кінематична в'язкість | $\nu_{п}$ | м ² /с | $9,23 \cdot 10^{-6}$ |
| Критерій Прандтля | $Pr_{п}$ | — | 0,728 |
| Густина | $\rho_{п}$ | кг/м ³ | 1,584 |
| Питома теплоємність | $c_{п}$ | кДж/(кг·К) | 1,013 |

Еквівалентний гідравлічний діаметр міжреберного каналу:

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(S_1 - d_{зоб}) \cdot (u - \delta_p)]}{[(S_1 - d_{зоб}) + (u - \delta_p)]}, \text{ м.} \quad (2.51)$$

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) \cdot (4 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})]}{[(30 \cdot 10^{-3} - 10 \cdot 10^{-3}) + (4 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]} = 6,39 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Швидкість повітря у живому перерізі $\omega = 6$ м/с.

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu_n} = \frac{6 \cdot 6,39 \cdot 10^{-3}}{9,23 \cdot 10^{-6}} = 4152. \quad (2.52)$$

Критерій Нуссельта для пучка труб з пластинчастими ребрами:

$$Nu = 0,0839 \cdot Re^{0,63} \cdot (L_p / d_{екв})^{-0,02},$$

де $L_p = B = 30 \cdot 10^{-3}$ м — ширина ребра по ходу руху повітря.

$$Nu = 0,0839 \cdot 4151^{0,63} \cdot \left(\frac{30 \cdot 10^{-3}}{6,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,02} = 15,48.$$

Коефіцієнт тепловіддавання від повітря до зовнішньої ребреної поверхні:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{d_{екв}} = \frac{15,48 \cdot 2,04 \cdot 10^{-2}}{6,4 \cdot 10^{-3}} = 49,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (2.53)$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{th(mh')}{mh'} \quad (2.54)$$

Для квадратних пластинчастих ребер приведений радіус:

$$\rho = 1,28 \cdot \left[\frac{B}{d_{зоб}} \right] \cdot \left[\frac{A}{B} - 0,2 \right]^{0,5} = 1,28 \cdot \left[\frac{30}{10} \right] \cdot \left[\frac{30}{30} - 0,2 \right]^{0,5} = 3,43 \text{ м.} \quad (2.55)$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 44 |

Умовна висота ребра:

$$h' = 0,5 \cdot d_{\text{зов}} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho), \text{ м.} \quad (2.56)$$

$$h' = 0,5 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (3,43 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 3,43) = 0,0173 \text{ м.}$$

Параметр m :

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\kappa}}{\delta_p \cdot \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 49,4}{0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 180}} = 52,4 \text{ м}^{-1} \quad (2.57)$$

Безрозмірний комплекс:

$$m \cdot h' = 52,35 \cdot 0,0173 = 0,912 \quad (2.58)$$

$$E = \frac{th(0,912)}{0,912} = 0,791.$$

Коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі по висоті ребра:

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot m h' = 1 - 0,058 \cdot 0,9 = 0,94. \quad (2.59)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддавання, віднесений до повної зовнішньої поверхні ребреного елемента:

$$\alpha_{\text{пр.зов}} = \alpha_{\kappa} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_{\kappa} + f_{\text{мп}}) / f_{\text{зов}}. \quad (2.60)$$

де $c_{\kappa} = 0,86$ — коефіцієнт контактного термічного опору між ребром і трубою для мідних труб з алюмінієвими ребрами.

$$\alpha_{\text{пр.зов}} = 49,34 \cdot \left(\frac{1,643 \cdot 10^{-3} \cdot 0,795 \cdot 0,94 \cdot 0,86 + 1,1309 \cdot 10^{-4}}{1,77 \cdot 10^{-3}} \right) = 33,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони кипіння R23 в трубі (α_a)

Холодоагент R23 кипить при $t_0 = -60^\circ\text{C}$ при малій масовій швидкості. За таких умов визначальним є нуклеатне кипіння. Застосовується кореляція Купера [28]:

$$\alpha_a = 55 \cdot \left(\frac{p_0}{p_{\text{кр}}} \right)^{0,12} \cdot \left(-\lg \left(\frac{p_0}{p_{\text{кр}}} \right) \right)^{0,55} \cdot M^{0,5} \cdot q_f^{0,6}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.61)$$

де $M = 70$ г/моль — молярна маса R23; q_f — питомий тепловий потік на внутрішню поверхню труби, Вт/м².

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 45 |

Оскільки α_a залежить від q_f , а $q_f = \alpha_a \cdot \theta_a$, розрахунок ведеться ітераційно. Для кожного заданого θ_a тепловий потік з боку кипіння:

$$\alpha_a = 0,296 \cdot q_f^{0,6} = 0,296 \cdot \alpha_a^{0,6} \cdot \theta_a^{0,6}.$$

Результати розрахунку q_a при різних θ_a (кипіння R23) зведено до таблиці 2.15:

Таблиця 2.15 — Результати розрахунку q_a при різних θ_a

| $\theta_a, ^\circ\text{C}$ | $\alpha_a, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $q_a, \text{Вт}/\text{м}^2$ |
|----------------------------|---------------------------------------------------|-----------------------------|
| 0,5 | 20 | 10 |
| 1,0 | 82 | 82 |
| 1,5 | 187 | 280 |
| 2,0 | 335 | 670 |
| 2,5 | 527 | 1 317 |
| 3,0 | 763 | 2 288 |
| 3,5 | 1 043 | 3 650 |
| 4,0 | 1 368 | 5 470 |
| 4,5 | 1 737 | 7 817 |
| 5,0 | 2 151 | 10 757 |

Тепловий потік від повітря до стінки труби, віднесений до внутрішньої поверхні:

$$q_{n(np)} = \alpha_{np.зов} \cdot \beta \cdot \theta_n, \text{Вт}/\text{м}^2 \quad (2.62)$$

де $\theta_n = t_n - t_{cm}$ — температурний напір з боку повітря, $^\circ\text{C}$.

Результати розрахунку q_v при різних θ_n зведено до таблиці 2.16:

Таблиця 2.16 — Результати розрахунку q_v при різних θ_n

| $\theta_n, ^\circ\text{C}$ | $\alpha_{np.зов} \cdot \beta, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $q_{n(np)}, \text{Вт}/\text{м}^2$ |
|----------------------------|----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| 1,0 | 579 | 579 |
| 2,0 | 579 | 1 157 |
| 3,0 | 579 | 1 736 |
| 4,0 | 579 | 2 314 |
| 5,0 | 579 | 2 893 |
| 6,0 | 579 | 3 471 |
| 7,0 | 579 | 4 050 |

Умова рівноваги: $\theta_a + \theta_n = \theta_m = 9,5^\circ\text{C}$. Точка перетину кривих (рис. 2.10) дає шукане значення q_f .

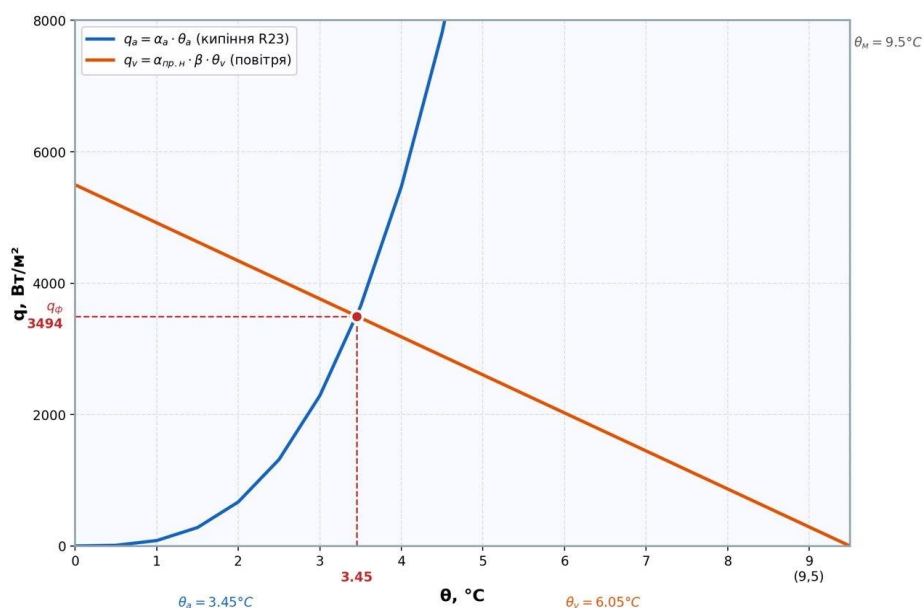


Рисунок 2.10 — Графоаналітичний метод визначення питомого теплового потоку у повітроохолоджувачі

З рисунку 2.10 визначаємо:

$$q_{\phi} = 3494 \text{ Вт/м}^2 \quad \theta_a = 3,45^{\circ}\text{C} \quad \theta_n = 6,05^{\circ}\text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони кипіння R23 у точці перетину:

$$\alpha_a = 0,296 \cdot 3494^{0,67} = 1013 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)} \quad (2.63)$$

Коефіцієнт теплопередавання, віднесений до внутрішньої поверхні оребреної труби:

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пр.зов}} \cdot \beta} + \frac{1}{\alpha_a} + \phi \cdot \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}. \quad (2.64)$$

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{33,1 \cdot 17,5} + \frac{1}{1013} + 14 \cdot \frac{1 \cdot 10^{-3}}{345}} = 363 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Площа внутрішньої поверхні та компонування апарата:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{k_{\text{вн}} \cdot \theta_m} = \frac{2000}{363 \cdot 9,5} = 0,58 \text{ м}^2. \quad (2.65)$$

Об'ємна витрата рециркуляційного повітря:

$$V_n = \frac{Q_0}{c_n \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})} = \frac{2}{1,013 \cdot 1} = 1,97 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.66)$$

Мінімальний живий переріз апарата:

$$F_{жс} = \frac{V_n}{w} = \frac{1,97}{6} = 0,32 \text{ м}^2. \quad (2.67)$$

Кількість оребрених елементів у фронтальному перерізі:

$$n_{жс} = \frac{F_{жс}}{f_{жс}} = \frac{0,32}{7,6 \cdot 10^{-5}} = 4210 \text{ шт.} \quad (2.68)$$

Кількість ребер на 1 м погонний труби:

$$k_p = \frac{1}{u_p} = \frac{1000}{4} = 250 \text{ шт.} \quad (2.69)$$

Довжина труб у фронтальному перерізі:

$$L_\phi = \frac{n_{жс}}{k_p} = \frac{4210}{250} = 16,8 \text{ м.} \quad (2.70)$$

Приймаємо кількість труб у фронтальному перерізі $z = 18$:

$$l = \frac{L_\phi}{z} = \frac{16,8}{18} = 0,93. \text{ конструктивно } l = 1,2 \text{ м.} \quad (2.71)$$

$$H = z \cdot S_l = 18 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 0,540 \text{ м} \quad (2.72)$$

Загальна довжина трубок в апараті:

$$\Sigma L = F_{вн} / (\pi d_{вн}) = 0,580 / (\pi 8 \cdot 10^{-3}) = 23,1 \text{ м} \quad (2.73)$$

Кількість рядів по глибині:

$$z'_{np} = \Sigma L / L_\phi = 23,1 / 16,8 = 1,37; \text{ приймаємо } z_{np} = 4. \quad (2.74)$$

$$B = S_l z_{np} = 30 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 0,120 \text{ м.}$$

За розрахованими параметрами підбирається серійний апарат Güntner GHF 050.2H/37-ENS5.E для роботи при $t_0 = -60^\circ\text{C}$:

| Технічна характеристика | Значення |
|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| Тип апарата | Güntner GHF 050.2H/37-ENS5.E |
| Q_0 при $\Delta T_1 = 10 \text{ К}$, $t_0 = -60^\circ\text{C}$ | 2,1–2,3 кВт |
| Зовнішня поверхня F_n | $\geq 10,0 \text{ м}^2$ |
| Матеріал трубок / ребер | Мідь / Алюміній |
| Вентилятори | $2 \times \text{Ø}250 \text{ мм}$, $N = 2 \times 0,11 \text{ кВт}$ |
| Габарити (Д×В×Г), мм | 1200×540×120 |
| Маса | $\approx 18 \text{ кг}$ |

2.7 Розрахунок конденсатора -випарника

Конденсатор - випарник (К-В) є сполучним теплообмінним апаратом між нижнім та верхнім каскадами холодильної машини. В апараті одночасно відбуваються: конденсація R23 (НК) на зовнішній поверхні змійовика та кипіння R507A (ВК) всередині змійовика.

Конструкція — циліндричний корпус із коаксіальним порожнистим витіснювачем (сердечником) та навитим трубчастим змійовиком.

Вихідні дані для розрахунку:

$t_0^{BK} = -15^{\circ}\text{C}$ — температура кипіння агента верхнього каскаду в апараті;

$t_k^{HK} = -5^{\circ}\text{C}$ — температура конденсації агента нижнього каскаду;

$M_a^{HK} = 0,01190$ кг/с — масова витрата R23;

$M_a^{BK} = 0,02850$ кг/с — масова витрата R507A;

$h_2 = 428,5$ кДж/кг — ентальпія R23 після компресора НК (т. 2);

$h_3 = 191,7$ кДж/кг — ентальпія R23 рідина після К-В (т. 3);

$h_{12} = 357,0$ кДж/кг — ентальпія R507A пара після К-В (т. 12);

$h_{11} = 258,1$ кДж/кг — ентальпія R507A рідина на вході К-В (т. 11);

$d_{308} \times \delta = 10 \times 1$ мм — зовнішній діаметр і товщина стінки труби змійовика;

$\lambda_{ст} = 16,0$ Вт/(м·К) — теплопровідність нержавіючої сталі 12Х18Н10Т.

Обидва процеси є ізотермними фазовими переходами (конденсація при $t_k = \text{const}$, кипіння при $t_0 = \text{const}$), тому середній температурний напір:

$$\theta_m = t_k^{HK} - t_0^{BK} = -15 + 25 = 10^{\circ}\text{C} \quad (2.75)$$

Теплове навантаження К-В визначається за теплотою конденсації R23:

$$Q_{к-в} = M_a^{HK} (h_2 - h_3) = 0,01190 (428,5 - 191,7) \cdot 10^3 = 2818 \text{ Вт} \quad (2.76)$$

Властивості R23 (рідина) при $t_k^{HK} = -5^{\circ}\text{C}$:

$r = 197,5$ кДж/кг — теплота конденсації;

$\rho = 1090$ кг/м³ — густина рідини;

$\lambda = 0,095$ Вт/(м·К) — теплопровідність рідини;

$\mu = 1,85 \cdot 10^{-4}$ Па·с — динамічна в'язкість рідини.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 49 |

Параметри R507A при $t_0^{BK} = -15^\circ\text{C}$:

$P_{гпр} = p_0/p_{кр} = 3,804/37,5 = 0,1014$ — приведений тиск;

$M = 98,86$ г/моль — молярна маса R507A.

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони конденсації R23 (α_k)

R23 конденсується на зовнішній поверхні горизонтальних витків зміювика.

Для ламінарної плівкової конденсації (формула Нуссельта):

$$\alpha_{k(23)} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{r_a \cdot \rho_a^2 \cdot \lambda_a^3 \cdot g \cdot 10^3}{\mu_a \cdot d_{зоб} \cdot \theta_a}} = 2884 \cdot \theta_k^{-0,25}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.77)$$

Тепловий потік з боку конденсації:

Результати розрахунку q_k при різних значеннях θ_k зведено в таблицю 2.17:

Таблиця 2.17 — Результати розрахунку q_k при різних θ_k

| $\theta_k, ^\circ\text{C}$ | $\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $q_k, \text{Вт}/\text{м}^2$ |
|----------------------------|---------------------------------------------------|-----------------------------|
| 1,0 | 4143 | 4 143 |
| 2,0 | 3484 | 6 968 |
| 3,0 | 3148 | 9 445 |
| 4,0 | 2930 | 11 719 |
| 5,0 | 2771 | 13 854 |
| 6,0 | 2647 | 15 884 |
| 7,0 | 2547 | 17 831 |

R507A кипить всередині горизонтального зміювика у режимі нуклеатного кипіння:

$$\alpha_a = 55 \cdot \left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,12} \cdot \left(-\lg\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)\right)^{0,55} \cdot M^{0,5} \cdot q_f^{0,6}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$\alpha_a = 0,3257 \cdot q_f^{0,67}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.78)$$

Тепловий потік з боку кипіння:

$$q_a = \alpha_a(q_a) \theta_a \quad (2.79)$$

Рівняння (2.79) є неявним і розв'язується ітераційно. Результати зведено в таблицю 2.18:

Таблиця 2.18 — Результати розрахунку q_a при різних θ_a

| $\theta_a, ^\circ\text{C}$ | $\alpha_a, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | $q_a, \text{Вт}/\text{м}^2$ |
|----------------------------|---------------------------------------------------|-----------------------------|
| 1,0 | 78 | 78 |
| 2,0 | 320 | 640 |
| 3,0 | 729 | 2188 |
| 4,0 | 1 308 | 5230 |
| 5,0 | 2 057 | 10285 |
| 6,0 | 2 979 | 17869 |
| 7,0 | 4 073 | 28509 |

Для знаходження фактичного питомого теплового потоку q_ϕ будемо дві криві в координатах (θ, q)

Умова рівноваги: $\theta_a + \theta_k = \theta_m = 10^\circ\text{C}$. Точка перетину кривих (рис. 2.11) дає шукане значення q_ϕ .

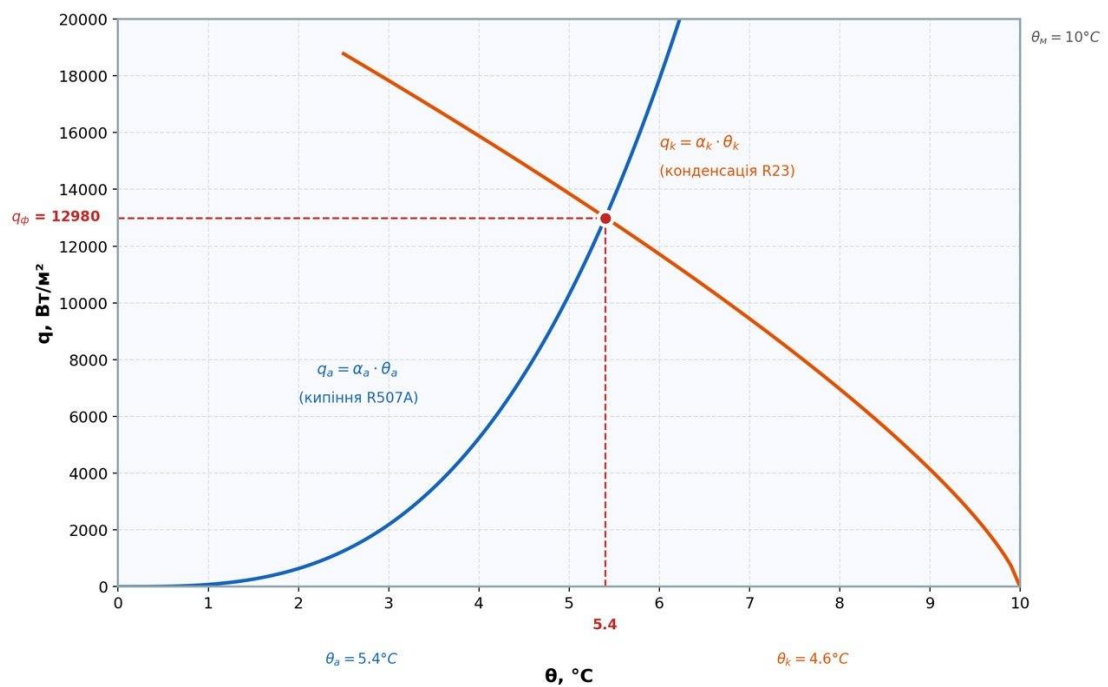


Рисунок 2.11 — Графоаналітичний метод визначення питомого теплового потоку у конденсаторі-випарнику

З рисунку 2.11 визначаємо: $q_\phi = 12980 \text{ Вт}/\text{м}^2$ $\theta_a = 5,4^\circ\text{C}$ $\theta_k = 4,6^\circ\text{C}$

Коефіцієнти тепловіддавання у точці перетину:

$$\alpha_a = 0,3257 \cdot 12980^{0,67} = 2404 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$\alpha_{k(23)} = 2884 \cdot 4,6^{-0,25} = 2832 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередавання, віднесений до внутрішньої поверхні труби змійовика:

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{d_{\text{вн}}}{\alpha_{\text{к(23)}} \cdot d_{\text{зов}}} + \frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{ср}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.80)$$

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{8}{2832 \cdot 10} + \frac{1}{2404} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{16} + \frac{8}{9}} = 1326 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площа теплопередавальної поверхні:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к-в}}}{k_{\text{вн}} \cdot \theta_m} = \frac{2818}{1326 \cdot 10} = 0,213 \text{ м}^2. \quad (2.81)$$

Конструктивний розрахунок змійовика

Приймається середній діаметр намотування змійовика $d_{\text{зм}} = 120$ мм, що забезпечує компактне розміщення апарата в холодильному агрегаті.

Загальна довжина трубки змійовика визначається з умови забезпечення розрахованої площі внутрішньої поверхні:

$$\Sigma L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{0,213}{\pi \cdot 0,008} = 8,47 \text{ м}. \quad (2.82)$$

Довжина одного витка змійовика при прийнятому середньому діаметрі намотування:

$$l_{\text{вит}} = \pi \cdot d_{\text{зм}} = \pi \cdot 0,120 = 0,377 \text{ м}. \quad (2.83)$$

Загальна кількість витків змійовика:

$$n_{\text{вит}} = \frac{\Sigma L}{l_{\text{вит}}} = \frac{8,47}{0,377} = 22,5 \text{ м}, \text{ приймаємо } n = 23 \text{ витки}.$$

Крок навивки змійовика приймається рівним зовнішньому діаметру труби плюс технологічний зазор 2 мм між витками:

$$t = d_{\text{зов}} + 2 = 10 + 2 = 12 \text{ мм}. \quad (2.84)$$

Висота (довжина) корпусу апарата визначається кількістю витків та кроком навивки:

$$H_{\text{корп}} = n \cdot t = 23 \cdot 12 = 276 \text{ мм} \quad (2.85)$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 52 |

Зовнішній діаметр корпусу визначається з умови розміщення змійовика з зазором 15 мм між крайнім витком і стінкою корпусу з кожного боку:

$$D_{\text{корп}} = d_{\text{зм}} + 2 \cdot (d_{\text{зов}} + 15) = 120 + 50 = 170 \text{ мм} . \quad (2.86)$$

Приймаємо стандартну трубу: $D_{\text{корп}} = 168 \times 4,5$ мм (зовнішній $d = 168$ мм).

Зовнішній діаметр корпусу визначається з умови розміщення змійовика з зазором 15 мм між крайнім витком і стінкою корпусу з кожного боку.

За розрахованим діаметром приймається найближча стандартна труба $\times 168 \times 4,5$ мм зі сталі 12X18H10T (зовнішній діаметр $d = 168$ мм, товщина стінки 4,5 мм), що відповідає розрахунковому значенню з відхиленням менше 2%.

Габарити апарата: $\times 168 \times 276$ мм.

2.8 Розрахунок магістральних трубопроводів

Магістральні трубопроводи каскадної холодильної машини виконані з мідних безшовних труб за стандартом EN 12735-1 (дюймовий ряд), що є загальноприйнятою практикою для суднових холодильних установок. Мідь забезпечує стійкість до холодоагентів R23 і R507A, добру теплопровідність, технологічність пайки та відповідає вимогам Морського реєстру.

Розрахунковий діаметр кожної лінії визначається з умови допустимої швидкості руху холодоагенту:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{V}{\omega}} \quad (2.87)$$

де V — об'ємна витрата холодоагенту, $\text{м}^3/\text{с}$;

ω — розрахункова швидкість, $\text{м}/\text{с}$.

Об'ємна витрата для парової лінії:

$$V = M_a v \quad (2.88)$$

де M_a — масова витрата холодоагенту, $\text{кг}/\text{с}$; v — питомий об'єм пари у відповідній точці циклу, $\text{м}^3/\text{кг}$.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 53 |

Об'ємна витрата для рідинної лінії:

$$V = M_a / \rho \quad (2.89)$$

де ρ — густина рідкого холодоагенту, кг/м³.

Допустимі швидкості руху холодоагенту прийняті відповідно до рекомендацій ASHRAE Handbook Refrigeration:

Таблиця 2.19 — Допустимі швидкості руху холодоагенту

| Тип лінії | ω , м/с |
|----------------------|----------------|
| Всмоктувальна (пара) | 8–15 |
| Нагнітальна (пара) | 10–20 |
| Рідинна | 0,5–1,5 |

Трубопроводи нижнього каскаду (R23)

Масова витрата R23: $M_a^{HK} = 0,01190$ кг/с.

Всмоктувальна лінія

$$V_{вс}^{HK} = 1,083 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_{всм}^{роз} = 1,13 \sqrt{\frac{1,083 \cdot 10^{-3}}{10}} = 11,74 \text{ мм}.$$

Приймається стандартна мідна труба 5/8" за EN 12735-1:

Труба 5/8": $d_{зов} = 15,88$ мм; $\delta = 1,0$ мм; $d_{вн} = 13,88$ мм

Фактична швидкість:

$$\omega_{всм}^{фак} = \frac{4 \cdot 1,083 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,01388^2} = 7,2 \text{ м/с}.$$

Нагнітальна лінія НК (пара R23, від компресора КНК до К-В)

питомий об'єм $v_2 = 0,017$ м³/кг; $V_{наг}^{HK} = M_a^{HK} v_2 = 0,01190 = 2,023 \cdot 10^{-4}$ м³/с

$$d_{наг}^{роз} = 1,13 \sqrt{\frac{2,023 \cdot 10^{-4}}{15}} = 4,14 \text{ мм}.$$

Приймається стандартна мідна труба 1/4" за EN 12735-1:

Труба 1/4": $d_{зов} = 6,35$ мм; $\delta = 0,8$ мм; $d_{вн} = 4,75$ мм

Фактична швидкість:

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 54 |

$$\omega_{\text{наг}}^{\text{фак}} = \frac{4 \cdot 2,023 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,00475^2} = 11,4 \text{ м/с.}$$

Рідинна лінія НК (рідкий R23, від К-В до дросельного вентиля НК)

$$\rho_3 = 1090 \text{ кг/м}^3.$$

$$V_p^{\text{НК}} = M_a^{\text{НК}} / \rho_3 = 0,01190 / 1090 = 1,092 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$d_p^{\text{роз}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,092 \cdot 10^{-5}}{1}} = 3,73 \text{ мм.}$$

Приймається стандартна мідна труба 1/4" за EN 12735-1:

Труба 1/4": $d_{\text{зов}} = 6,35 \text{ мм}$; $\delta = 0,8 \text{ мм}$; $d_{\text{вн}} = 4,75 \text{ мм}$

Фактична швидкість:

$$\omega_p^{\text{фак}} = \frac{4 \cdot 1,092 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,00475^2} = 0,62 \text{ м/с.}$$

Трубопроводи верхнього каскаду (R507A)

Масова витрата R507A: $M_a^{\text{БК}} = 0,02850 \text{ кг/с.}$

Всмоктувальна лінія ВК (пара R507A, від К-В до компресора КВК)

питомий об'єм $\nu_8 = 0,0566 \text{ м}^3/\text{кг.}$

$$V_{\text{вс}}^{\text{БК}} = M_a^{\text{БК}} \nu_8 = 0,02850 \cdot 0,0566 = 1,613 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$d_{\text{всм}}^{\text{роз}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,613 \cdot 10^{-3}}{10}} = 14,33 \text{ мм.}$$

Приймається стандартна мідна труба 5/8" за EN 12735-1:

Труба 5/8": $d_{\text{зов}} = 15,88 \text{ мм}$; $\delta = 1,0 \text{ мм}$; $d_{\text{вн}} = 13,88 \text{ мм}$

Фактична швидкість:

$$\omega_{\text{всм}}^{\text{фак}} = \frac{4 \cdot 1,613 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,01388^2} = 10,7 \text{ м/с.}$$

Нагнітальна лінія ВК (пара R507A, від компресора КВК до конденсатора)

питомий об'єм $\nu_9 = 0,011 \text{ м}^3/\text{кг.}$

$$V_{\text{наг}}^{\text{БК}} = M_a^{\text{БК}} \cdot \nu_9 = 0,02850 \cdot 0,011 = 3,135 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

| | | | | | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | лист |
| | | | | | | | | | | 55 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | | | | | |

$$d_{наг}^{роз} = 1,13 \sqrt{\frac{3,135 \cdot 10^{-4}}{15}} = 5,6 \text{ мм.}$$

Приймається стандартна мідна труба 3/8" за EN 12735-1:

Труба 3/8": $d_{зов} = 9,52 \text{ мм}$; $\delta = 0,8 \text{ мм}$; $d_{вн} = 7,92 \text{ мм}$

Фактична швидкість:

$$\omega_{наг}^{фак} = \frac{4 \cdot 3,135 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,00792^2} = 6,4 \text{ м/с.}$$

Рідинна лінія ВК (рідкий R507A, від конденсатора до дросельного вентиля ВК)

$$\rho_{10} = 1140 \text{ кг/м}^3. V_p^{BK} = M_a^{BK} / \rho_{10} = 0,02850 / 1140 = 2,500 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$d_p^{роз} = 1,13 \sqrt{\frac{2,5 \cdot 10^{-5}}{1}} = 5,64 \text{ мм.}$$

Приймається стандартна мідна труба 3/8" за EN 12735-1:

Труба 3/8": $d_{зов} = 9,52 \text{ мм}$; $\delta = 0,8 \text{ мм}$; $d_{вн} = 7,92 \text{ мм}$

Фактична швидкість:

$$\omega_p^{фак} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,00792^2} = 0,51 \text{ м/с.}$$

Таблиця 2.20 — Зведена таблиця магістральних трубопроводів

| Лінія | Хол. | $V, \text{ м}^3/\text{с}$ | $d_{розр}, \text{ мм}$ | Труба | $d_{зов} \times \delta, \text{ мм}$ | $\omega^{факт}, \text{ м/с}$ | Матеріал |
|----------------|-------|---------------------------|------------------------|-------|-------------------------------------|------------------------------|---------------|
| Всм. НК | R23 | $1,08 \cdot 10^{-3}$ | 11,74 | 5/8" | 15,88×1,0 | 7,2 | Мідь EN 12735 |
| Нагнітальна НК | R23 | $2,02 \cdot 10^{-4}$ | 4,14 | 1/4" | 6,35×0,8 | 11,4 | Мідь EN 12735 |
| Рідинна НК | R23 | $1,09 \cdot 10^{-5}$ | 3,73 | 1/4" | 6,35×0,8 | 0,62 | Мідь EN 12735 |
| Всм. ВК | R507A | $1,61 \cdot 10^{-3}$ | 14,33 | 5/8" | 15,88×1,0 | 10,7 | Мідь EN 12735 |
| Нагнітальна ВК | R507A | $3,14 \cdot 10^{-4}$ | 5,16 | 3/8" | 9,52×0,8 | 6,4 | Мідь EN 12735 |
| Рідинна ВК | R507A | $2,50 \cdot 10^{-5}$ | 5,64 | 3/8" | 9,52×0,8 | 0,51 | Мідь EN 12735 |

Всі фактичні швидкості знаходяться в межах допустимих значень.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 56 |

ВИСНОВКИ

У роботі виконано комплексне проектування низькотемпературного рефрижераторного контейнера типу super freezer reefer для морського транспортування патагонського кликача при температурному режимі $-50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ в умовах необмеженого району плавання.

1. Розраховано теплоізоляцію огорожувальних конструкцій контейнера 20 TEU з пінополіуретановою ізоляцією товщиною 100 мм (стіни і дах) та 120 мм (підлога). Середньозважений коефіцієнт теплопередачі $K_{cp} = 0,250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ задовольняє вимогу Угоди АТР для класу IN. Сумарна потрібна холодопродуктивність для розрахункового режиму $t_{зоб} = +34^{\circ}\text{C}$ складає $\Sigma Q_o = 1,72 \text{ кВт}$; для проектування прийнято $Q_o = 2,0 \text{ кВт}$.

2. Методом параметричної оптимізації за критерієм мінімуму сумарної теоретичної об'ємної продуктивності компресорів встановлено оптимальну температуру конденсатора-випарника $t_{к-в} = -13^{\circ}\text{C}$. Для прийнятої схеми R507A/R23 дійсний коефіцієнт перетворення $\text{COP} = 0,69$, ефективна потужність $\Sigma Ne = 2,90 \text{ кВт}$. Підібрано компресори BITZER ECOLINE 2FES-3Y для нижнього каскаду та 2EES-2Y для верхнього каскаду з морською сертифікацією.

3. Порівняльна екологічна оцінка за показником TEWI показала, що схема R507A/R23 має сукупний кліматичний вплив 217 328 кг CO_2 -екв за 15 років експлуатації, що на 9% нижче ніж альтернативна схема R744/R23 (236803 кг CO_2 -екв). Встановлено що непрямі викиди від споживання електроенергії складають понад 91% від загального TEWI — отже енергетична ефективність системи є вирішальним екологічним чинником.

4. Виконано тепловий і конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів. Повітроохолоджувач — Güntner GHF 050.2H/37-ENS5.E, габарити $1200 \times 540 \times 120 \text{ мм}$, $k_{вн} = 363 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Випарник-конденсатор — змішувиковий апарат зі сталі 12X18H10T: 23 витки, $d_{зм} = 120 \text{ мм}$, корпус $\text{Ø}168 \times 276 \text{ мм}$, $k =$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 57 |

1326 Вт/(м²·К). Магістральні трубопроводи виконані з мідних труб за EN 12735-1 дюймового ряду (1/4", 3/8", 5/8").

5. Встановлено що заміна холодоагенту верхнього каскаду R507A на природний CO₂ не забезпечує екологічної переваги в умовах суднової експлуатації через нижчий COP надкритичного циклу R744. Стратегічним напрямом зниження екологічного впливу системи є підвищення енергетичної ефективності каскадної машини та пошук низькоГВП-альтернативи холодоагенту R23 нижнього каскаду з GWP = 14 800 як основного джерела прямих викидів системи.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 58 |

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Рефрижераторні контейнери типу super freezer reefer перевозяться на борту морських контейнеровозів, розміщуються на люкових кришках або верхній палубі і підключаються до суднової електромережі 380 В / 50 Гц для живлення вбудованого холодильного агрегату. Відповідальність за їх технічне обслуговування в рейсі покладається на екіпаж судна — старшого помічника і електромеханіка, які працюють безпосередньо з агрегатом, що містить холодоагенти R23 і R507A під тиском до 28 бар при криогенних температурах до -60°C . Додаткову гостроту питанням безпеки надає те, що відповідно до MARPOL Annex VI Regulation 12 [45] кожне судно валовою місткістю понад 400 GT зобов'язане вести журнал обліку речовин з високим GWP, а R23 (GWP = 14 800) і R507A (GWP = 3 985) прямо підпадають під ці вимоги — їх навмисний або аварійний витік є не лише небезпекою для екіпажу, але й порушенням міжнародного екологічного законодавства. Ці фактори у сукупності визначають підвищені вимоги до безпеки праці.

Нормативно-правова база

Безпечна експлуатація рефрижераторних контейнерів на борту морського судна регулюється ієрархічною системою міжнародних конвенцій, стандартів і національного законодавства. На міжнародному рівні основу становить Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі SOLAS-74 з поправками [46] — Глава II-1 регулює конструкцію та електрообладнання судна, Глава VI встановлює вимоги до перевезення вантажів у рефрижераторних умовах. Міжнародна конвенція STCW-78/95 з Манільськими поправками 2010 р. [47] встановлює кваліфікаційні вимоги до персоналу, що обслуговує холодильне обладнання судна. Міжнародний кодекс управління безпекою ISM Code зобов'язує судновласника розробити і підтримувати процедури безпечного обслуговування холодильного обладнання в рамках системи управління безпекою судна (СУБ).

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 59 |

MARPOL Annex VI Regulation 12 [45] безпосередньо регулює поведження з озоноруйнуючими речовинами і речовинами з високим потенціалом глобального потепління на борту судна: встановлює вимоги до ведення журналу обліку холодоагентів, забороняє їх навмисний викид в атмосферу і вимагає рекуперації при технічному обслуговуванні. Резолюція ІМО МЕРС.342(77) [48] конкретизує вимоги до скорочення викидів парникових газів від судових холодильних установок. Кігалійська поправка до Монреальського протоколу (2016) [19] встановлює графік поетапного скорочення виробництва і споживання ГФУ, до яких відносяться обидва холодоагенти проектованої машини.

На рівні технічних стандартів застосовуються ISO 1496-2:2018 [49] — вимоги до конструкції і характеристик рефрижераторних контейнерів та EN 378-1:2016+A1:2020 [43] — вимоги безпеки для холодильних систем і теплових насосів, що включають методика розрахунку TEWI і вимоги до рекуперації холодоагентів. На національному рівні діють Закон України «Про охорону праці» № 2694-ХІІ [50], НПАОП 0.00-1.76-15 «Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем» [51] та НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» [52].

Організація безпечної експлуатації рефрижераторних контейнерів на борту судна

Відповідальність за безпечну експлуатацію рефрижераторних контейнерів розподіляється між посадовими особами судна відповідно до їх функціональних обов'язків. Старший помічник капітана несе загальну відповідальність за збереження рефрижераторного вантажу, контролює підключення контейнерів до мережі перед виходом у рейс і веде рефрижераторний лист (Reefer Check List) — обов'язковий документ вантажної документації. Електромеханік відповідає за технічний стан холодильних агрегатів, виконує підключення силових кабелів, перевіряє показання датчиків тиску і температури та усуває несправності. Вахтовий помічник на містку

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 60 |

приймає сигнали тривоги від системи централізованого моніторингу рефконтейнерів і викликає відповідний персонал при відхиленні параметрів.

Перед виходом у рейс електромеханік виконує перевірку кожного підключеного рефконтейнера: цілісність силового кабелю і надійність підключення, задана температура і режим роботи агрегату, показання датчиків тиску в обох каскадах, відсутність ознак витоку холодоагенту. Усі посадкові особи, що беруть участь в обслуговуванні рефконтейнерів, зобов'язані пройти цільовий інструктаж з безпеки при роботі з холодильними агентами відповідно до вимог STCW і процедур СУБ судна.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

При обслуговуванні холодильного агрегату рефрижераторного контейнера на членів екіпажу діють три групи небезпечних і шкідливих виробничих факторів: хімічні, фізичні та організаційні.

Хімічні фактори обумовлені властивостями холодоагентів R23 і R507A. Обидва холодоагенти відносяться до класу безпеки A1 за ASHRAE — вони нетоксичні і незаймісті при нормальних умовах. Проте їх відносна щільність значно перевищує щільність повітря (2,37 і 3,9 відповідно), тому при витоку вони накопичуються в нижніх точках — в нішах палуби, кабельних каналах і в нижній частині компресорного відсіку контейнера. При досягненні концентрації понад 5% об'ємних обидва холодоагенти витісняють кисень і спричиняють задуху без будь-яких попередніх симптомів — це особливо небезпечно при роботі в нижній частині агрегату або при обслуговуванні контейнерів у нижніх ярусах штабеля. Гранично допустима концентрація кожного з холодоагентів у повітрі робочої зони становить 1 000 мг/м³ відповідно до НПАОП 0.00-1.76-15 [51]. Рідка фаза R23 при температурі кипіння $-82,1^{\circ}\text{C}$, а R507A при $-46,7^{\circ}\text{C}$ спричиняють тяжкі кріогенні опіки при безпосередньому контакті зі шкірою. При контакті обох холодоагентів з відкритим вогнем або електричною дугою при температурі вище 250°C вони

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 61 |

термічно розкладаються з утворенням фтористого водню HF з ГДК = 0,5 мг/м³ — гостротоксичної речовини, що ушкоджує дихальні шляхи.

Фізичні фактори включають підвищений тиск у холодоагентних контурах (до 28 бар), криогенні температури трубопроводів нижнього каскаду (до -60°C), а також небезпеку ураження електричним струмом напругою 380 В при підключенні або обслуговуванні агрегату. Організаційні фактори пов'язані з роботою на висоті при обслуговуванні контейнерів у верхніх ярусах штабеля (до 4–5 м над палубою) і роботою в умовах морського клімату — вплив вітру і вологості суттєво підсилює охолодження тіла (ефект wind chill).

Електробезпека при підключенні та обслуговуванні агрегату

Рефрижераторний контейнер підключається до суднової розподільної колонки кабелем з напругою 380 В / 3 фази / 50 Гц. Ця напруга відноситься до класу підвищеної небезпеки, тому до підключення допускається виключно електромеханік, що має відповідну кваліфікаційну групу з електробезпеки згідно з НПАОП 40.1-1.21-98 [52]. Силовий кабель повинен мати перетин жил не менше 4 мм² на кожну фазу, штепсельне з'єднання відповідати стандарту ІЕС 60309 зі ступенем захисту не нижче IP44, корпус контейнера обов'язково заземлюється через захисний провідник РЕ кабелю.

При будь-якому технічному обслуговуванні, що потребує відкриття електричних шаф або розкриття з'єднань, обов'язково застосовується процедура LOTO (Lockout/Tagout): вимикається живлення на розподільній колонці, встановлюється замок і попереджувальна табличка «Не вмикати — працюють люди», відсутність напруги перевіряється індикатором. Повторне підключення виконується тільки після завершення всіх робіт і перевірки правильності збирання. При роботі на відкритій палубі в умовах підвищеної вологості застосовуються діелектричні рукавиці класу 00 (до 500 В).

Безпека при роботі з холодоагентами

До обслуговування холодильного агрегату допускаються особи, що пройшли цільовий інструктаж і мають кваліфікацію з роботи з холодоагентами

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 62 |

відповідно до EN 378-4 [43] і вимог STCW [47]. Будь-яке обслуговування, що передбачає розтин холодоагентного контуру, виконується за нарядом-допуском із переліком засобів індивідуального захисту і методів ізоляції системи. При роботах у зоні можливого витоку обов'язково застосовуються ізолювальний дихальний апарат SCBA з тривалістю захисної дії не менше 30 хвилин, кріогенні рукавиці при контакті з трубопроводами нижнього каскаду, захисні окуляри при роботі зі з'єднаннями під тиском та термозахисний одяг при тривалій роботі в вантажному просторі контейнера при -50°C .

Перед початком ремонтних робіт система ізолюється відсічними клапанами, холодоагент відкачується сертифікованою установкою рекуперації до нульового надлишкового тиску, відсутність залишків підтверджується переносним течешукачем. Після ремонту система випробовується на герметичність тиском сухого азоту, евакуюється вакуумним насосом до залишкового тиску не більше 0,3 мбар і лише після цього заправляється холодоагентом. При заправці використовується виключно сертифікований холодоагент і синтетичне поліефірне мастило BSE32 — змішування з мінеральними оливами категорично забороняється. Маса заправленого холодоагенту і виконані роботи фіксуються в судновому журналі обліку відповідно до вимог MARPOL Annex VI [1] і Кігалійської поправки [19].

Пожежна безпека

Холодоагенти R23 і R507A є нетоксичними і незаймистими при нормальних умовах (клас A1 за ASHRAE) і не утворюють горючих сумішей з повітрям. Безпосередня пожежна небезпека від холодоагентів є мінімальною. Однак при їх контакті з відкритим вогнем або електричною дугою при температурі вище 250°C відбувається термічне розкладання з утворенням фтористого водню HF і хлористого водню HCl — гостротоксичних продуктів з різким запахом. Тому виконання будь-яких вогневих робіт поблизу трубопроводів і з'єднань холодоагентних контурів без попередньої рекуперації системи категорично забороняється.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 63 |

Джерелами пожежної небезпеки в холодильному агрегаті є електропроводка і контактні з'єднання при перевантаженні або короткому замиканні, обмотки електродвигунів компресорів при перегріві внаслідок неправильного підключення фаз, а також ізоляція силового кабелю при механічних пошкодженнях. Захист забезпечується автоматичним вимикачем і тепловим захистом на розподільній колонці, а також вбудованим термісторним захистом від перегріву в компресорах. Для гасіння пожежі в районі розміщення рефконтейнерів застосовуються вогнегасники CO₂ або порошкові — застосування водяного струменевого гасіння на електрообладнання під напругою категорично забороняється.

Дії персоналу при аварійному витокі холодоагенту

При спрацюванні датчика витокі, різкому падінні тиску в одному з каскадів або виявленні видимого обмерзання з'єднань персонал діє відповідно до процедур СУБ судна. Вахтовий помічник або особа, що виявила витік, негайно залишає зону забруднення, оголошує аварійну тривогу і повідомляє капітана та старшого помічника. Старший помічник організовує огороження небезпечної зони, за можливості дистанційно вимикає аварійний контейнер через систему моніторингу і контролює виклик електромеханіка. Самостійне усунення витокі без засобів захисту категорично забороняється.

Електромеханік вдягає SCBA і криогенні рукавиці та у складі бригади не менше двох осіб (один спостерігач залишається зовні з підтримкою зв'язку) входить до зони витокі. Він перекриває відсічні клапани несправного контуру, натискає кнопку аварійного зупину агрегату і переносним течешукачем визначає місце витокі. Після локалізації виконується рекуперація залишків холодоагенту сертифікованою установкою. Після ліквідації витокі зона вентильюється до концентрації нижче 25% ГДК, що підтверджується переносним газоаналізатором. Складається акт про аварійний витік із зазначенням причини і маси втраченого холодоагенту — документ

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 64 |

підписується капітаном і фіксується в судновому журналі відповідно до вимог MARPOL Annex VI [45].

Мікроклімат і умови праці

При роботі всередині вантажного простору контейнера при температурі -50°C тривалість безперервного перебування обмежується залежно від категорії термозахисного одягу згідно з ISO 11079 [53]. При обслуговуванні агрегату на відкритій палубі необхідно враховувати вплив вітру і вологості морського клімату, що суттєво підсилюють тепловіддачу від тіла людини (ефект wind chill) — при швидкості вітру 15 м/с і температурі зовнішнього повітря $+34^{\circ}\text{C}$ ризик теплового удару є реальним так само, як і при роботі в умовах штормової погоди взимку. При обслуговуванні контейнерів у верхніх ярусах штабеля (висота до 4–5 м над палубою) обов'язкові страхувальний пояс і каска, а робоча зона огорожується.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 65 |

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Планування кваліфікаційної роботи бакалавра здійснюється за допомогою стрічкового графіка (діаграми Ганта) — одного з найпоширеніших інструментів календарного планування та контролю виконання робіт, запропонованого американським інженером Генрі Лоуренсом Гантом (Henry L. Gantt, 1861–1919) на початку ХХ століття. Стрічковий графік є графічною моделлю, яка у наочній формі відображає перелік робіт, їх послідовність, тривалість та розподіл між виконавцями. По горизонтальній осі відкладається час (робочі дні), по вертикальній — перелік стадій роботи. Тривалість кожної стадії позначається горизонтальною кольоровою смугою відповідно до часових меж її виконання.

Перевагами стрічкового графіка є: простота побудови та сприйняття; наочне відображення змісту, послідовності та тривалості робіт; можливість чіткого розподілу обов'язків між здобувачем та науковим керівником; зручність контролю виконання на кожному етапі.

Загальний термін виконання кваліфікаційної роботи складає 3 місяці — з 23 березня по 29 травня 2026 року. У зв'язку з воєнним станом в Україні офіційні святкові дні скасовані, тому розрахунок ведеться виходячи з п'ятиденного робочого тижня без урахування святкових днів. Загальна кількість робочих днів за цей період становить 50.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 66 |

Таблиця 4.1 – Дані для формування стрічкового графіка

| № | Назва стадії | Трудомісткість (студент / керівник), дні | Тривалість, роб. дні |
|----|----------------------------------------------|------------------------------------------------|-------------------------|
| 1 | Розробка та затвердження технічного завдання | 0 / 1 | 1 |
| 2 | Вивчення технічного завдання | 1 / 0 | 1 |
| 3 | Огляд і вивчення літератури | 4 / 6 | 6 |
| 4 | Розробка математичної моделі об'єкта | 2 / 0 | 2 |
| 5 | Вибір методу дослідження | 0 / 1 | 1 |
| 6 | Адаптація методів дослідження | 2 / 0 | 2 |
| 7 | Теплові і конструктивні розрахунки | 20 / 0 | 20 |
| 8 | Розробка креслень і графічних моделей | 9 / 0 | 9 |
| 9 | Розробка додаткової інформації | 4 / 0 | 4 |
| 10 | Попередня перевірка виконання роботи | 0 / 4 | 4 |
| 11 | Оформлення пояснювальної записки | 5 / 2 | 5 |
| 12 | Обговорення та затвердження результатів | 1 / 1 | 2 |
| 13 | Підготовка матеріалів до захисту | 2 / 1 | 2 |
| | Разом: | 50 / 16 | 50 |

На підставі даних таблиці 1 складено стрічковий графік виконання роботи (рисунок 4.1).

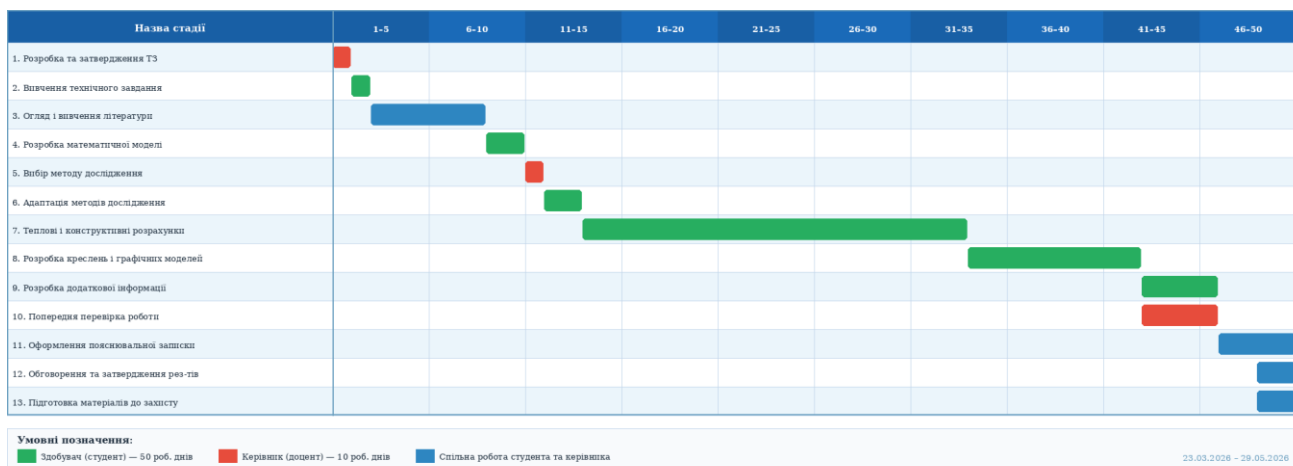


Рисунок 4.1 – Стрічковий графік виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра (23.03–29.05.2026)

Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на кваліфікаційну роботу являє собою вартісну оцінку всіх ресурсів, залучених у процесі її виконання: матеріалів, енергоносіїв та праці виконавців. Витрати групуються за економічним змістом за такими елементами: матеріальні витрати; витрати на оплату праці; інші прямі витрати. Ціни прийнято станом на 2026 рік.

Матеріальні витрати

До матеріальних витрат (Вм) відносяться вартість канцелярських товарів, носіїв інформації та витратних матеріалів для друку. Витрати на електроенергію (Вел) визначаються за тарифом для побутових споживачів у 2026 році — 4,32 грн/кВт·год.

Таблиця 4.2 – Перелік матеріальних витрат

| Назва | Од. | К-сть | Ціна, грн | Сума, грн |
|---------------------------------|-----|-------|-----------|-----------|
| Канцелярські товари | шт. | 5 | 200,00 | 1 000,00 |
| USB флеш-накопичувач 32 ГБ | шт. | 1 | 550,00 | 550,00 |
| Картридж для лазерного принтера | шт. | 1 | 650,00 | 650,00 |
| Разом матеріальні витрати, Вм | | | | 2200,00 |

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_v \quad (4.1)$$

де, N – енергоспоживання обладнання кВт/год; $c_{ел} = 4,32$ – вартість 1 кВт.год, гривень; $\tau_{г}$ – час використання обладнання під час робіт, год.

Для виконання роботи використовувався персональний комп'ютер потужністю 0,35 кВт (50 днів по 6 год) та принтер потужністю 0,01 кВт (50 днів по 0,1 год).

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 4,32 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 4,32 \cdot 0,1 \cdot 50 = 453,82 \text{ грн.} \quad (4.2)$$

Загальна сума матеріальних витрат:

$$\sum B = B_{м} + B_{ел} = 2200 + 453,82 = 2653,82 \text{ грн.} \quad (4.3)$$

Витрати на заробітну плату

Посадовий оклад доцента у 2026 році встановлений відповідно до Постанови КМУ від 02.01.2026 № 4: оклад за ЄТС (19-й тарифний розряд) 11 867,00 грн \times 1,4 = 16 613,80 грн (підвищення за Постановою КМУ № 1749). Стипендія студента становить 2 270,00 грн (мінімальна академічна стипендія, чинна до вересня 2025 р.).

Виходячи з витрат часу (керівник — 10 робочих днів, студент — 50 робочих днів при розрахунковій кількості 22 робочих дні на місяць):

$$Z_{кер} = \frac{16613,80}{22} \cdot 10 = 7571,73 \text{ грн.} \text{ – зарплата керівника.}$$

$$Z_{ст} = \frac{2270}{22} \cdot 50 = 5159,09 \text{ грн.} \text{ – зарплата студента.}$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 12710,82 + 1906,62 = 14617,44 \text{ грн.} \quad (4.4)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 12710,82 \cdot 0,15 = 1906,62 \text{ грн.} \quad (4.5)$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 12710,82 + 1906,62 = 14617,44 \text{ грн.} \quad (4.5)$$

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| | | | | | | 69 |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | |

Таблиця 4.3 – Розрахунок витрат на оплату праці

| Показник | Розрахунок | Сума, грн |
|----------------------------------------------|-------------------------|-----------|
| Посадовий оклад доцента (на місяць), грн | $11867 \times 1,4$ | 16613,80 |
| Стипендія студента (на місяць), грн | мінімальна акад. | 2270,00 |
| Зарплата керівника $Z_{кер}$ (10 роб. днів) | $16613,80/22 \times 10$ | 7551,73 |
| Стипендія студента $Z_{ст}$ (50 роб. днів) | $2270,00/22 \times 50$ | 5159,09 |
| Сума основних витрат на зарплату, ΣZ | $Z_{кер} + Z_{ст}$ | 12710,82 |
| Додаткова заробітна плата $Z_{дод}$ (15%) | $\Sigma Z \times 0,15$ | 1906,62 |
| Фонд оплати праці $\Phi_{зн}$ | $\Sigma Z + Z_{дод}$ | 14617,44 |

Загальні прями витрати:

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 14617,44 + 2653,82 = 17271,26 \text{ грн} \quad (4.6)$$

Таблиця 4.4 – Зведена таблиця витрат

| Назва витратних позицій | Сума, грн | Відсоток, % |
|-----------------------------------------|-----------|-------------|
| Матеріальні витрати, ΣB | 2653,82 | 15.37 |
| Витрати на заробітну плату, $\Phi_{зн}$ | 14617,44 | 84.63 |
| Загальна вартість, $\Sigma B_{пр}$ | 17271,26 | 100,00 |

Орієнтована вартість виконання кваліфікаційної роботи бакалавра становить 17271 грн (з урахуванням діючих тарифів та посадових окладів станом на 2026 рік).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ФАО. Охолодження ланцюга, скорочення втрат. URL: <https://www.fao.org/energy/news-and-events/news/news-details/cooling-the-chain--cutting-the-waste/en> (дата звернення: 15.03.2026).
2. UNEP. Food loss and waste. URL: <https://www.unep.org/topics/food-systems/food-loss-and-waste> (дата звернення: 15.03.2026).
3. Fortune Business Insights. Cold Chain Logistics Market Size, Share & Growth Report, 2032. URL: <https://www.fortunebusinessinsights.com/cold-chain-logistics-market-106305> (дата звернення: 15.03.2026).
4. Mordor Intelligence. Cold Chain Logistics Market Size & Share Outlook to 2030. URL: <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/cold-chain-logistics-market> (дата звернення: 15.03.2026).
5. Cargo Handbook. Fish, frozen. URL: https://www.cargohandbook.com/Fish,_frozen (дата звернення: 15.03.2026).
6. Cryo Systems. Cold storage for seafood. 2023. URL: <https://cryosystems.com/project/cold-storage-for-seafood> (дата звернення: 15.03.2026).
7. Wang J., Zhang H., Xie J., Yu W., Sun Y. Effects of Frozen Storage Temperature on Water-Holding Capacity and Physicochemical Properties of Muscles in Different Parts of Bluefin Tuna. *Foods*. 2022. Vol. 11(15). Art. 2315. DOI: 10.3390/foods11152315.
8. Botta J. R., Kennedy C., Squires B. Effects of Chilled Storage, Freezing Rates, and Frozen Storage Temperature on Lipid Oxidation in Meat Blocks from Cultured Bluefin Tuna (*Thunnus thynnus*). *Journal of Aquatic Food Product Technology*. 2016. DOI: 10.1080/10498850.2014.883516.
9. Farrar Scientific. FDA Cold Storage Requirements for Biopharmaceutical Manufacturing. URL: <https://www.farrarscientific.com/blog/fda-cold-storage-requirements-for-biopharmaceutical-manufacturing> (дата звернення:

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 71 |

15.03.2026).

10. PharmaSource. Cold Chain Management: A Comprehensive Guide. 2025. URL: <https://pharmasource.global/content/guides/category-guide/cold-chain-management-a-comprehensive-guide> (дата звернення: 15.03.2026).

11. BioLife Solutions. Understanding Temperature Ranges in Biological Storage. 2024. URL: <https://www.biolifesolutions.com/blog/news/biological-material-storage-temperatures-ranges-explained> (дата звернення: 15.03.2026).

12. IndexBox. Refrigerated Containers Market Forecast to 2035. 2026. URL: <https://www.indexbox.io/blog/refrigerated-containers-market-demand-to-accelerate-through-2035> (дата звернення: 15.03.2026).

13. Farrar Scientific. Understanding Cascade Refrigeration for Ultra-Low Storage. 2025. URL: <https://www.farrarscientific.com/blog/understanding-cascade-refrigeration> (дата звернення: 20.04.2026).

14. Llopis R., Nebot-Andrés L., Sánchez D., Catalán-Gil J., Cabello R. Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2020. Vol. 111. P. 484–506. DOI: 10.1016/j.rser.2019.05.049.

15. IDENTEC Solutions. Eco-Friendly Refrigeration and the Pursuit of Sustainable Cold Chains. 2025. URL: <https://www.identecsolutions.com/news/eco-friendly-refrigeration-and-the-pursuit-of-sustainable-cold-chains> (дата звернення: 5.04.2026).

16. Van Duin J. H. R. та ін. Factors causing peak energy consumption of reefers at container terminals. Journal of Shipping and Trade. 2019. Vol. 4. Art. 6. DOI: 10.1186/s41072-019-0040-y.

17. Yeh C.-K., Lin C., Shen H.-C. та ін. Impact of reefers on container ship power demand. Sustainable Ships. 2026. URL: <https://www.sustainable-ships.org/stories/2026/reefer-power-demand-container-ships> (дата звернення: 25.04.2026).

18. Butt S. S., Miyazaki T., Higashi Y., Thu K. Achieving sustainability in

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 72 |

ultra-low temperature (ULT) cold storage using low-GWP refrigerants: A case for the tuna industry in Japan. *Energy*. 2025. Vol. 316. Art. 134532. DOI: 10.1016/j.energy.2025.134532.

19. UNEP Ozone Secretariat. Kigali Amendment to the Montreal Protocol. 2016. URL: <https://www.ozone.unep.org/kigali-amendment-overview> (дата звернення: 8.05.2026).

20. IMO. 2023 IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships. MEPC 80. 2023. URL: <https://www.imo.org/en/ourwork/environment/pages/2023-imo-strategy-on-reduction-of-ghg-emissions-from-ships.aspx> (дата звернення: 28.03.2026).

21. IMO. IMO approves net-zero regulations for global shipping. MEPC 83. April 2025. URL: <https://www.imo.org/en/mediacentre/pressbriefings/pages/imo-approves-netzero-regulations.aspx> (дата звернення: 5.05.2026).

22. Fitzgerald W. B., Howitt O. J., Smith I. J., Hume A. Energy use of integral refrigerated containers in maritime transportation. *Energy Policy*. 2011. Vol. 39(4). P. 1885–1896. DOI: 10.1016/j.enpol.2010.12.015.

23. Kan A., Wang T., Zhu W. та ін. The characteristics of cargo temperature rising in reefer container under refrigeration-failure condition. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 123. P. 1–8. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.12.007.

24. Budiyanto M. A., Shinoda T. Effect of azimuth angle on the energy consumption of refrigerated container. *Energy Procedia*. 2019. Vol. 156. P. 201–206. DOI: 10.1016/j.egypro.2018.11.136.

25. Budiyanto M. A., Sunaryo, Fernanda H., Shinoda T. Energy efficiency on the reefer container storage yard; an analysis of thermal performance of installation roof shade. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 257. Art. 012042. DOI: 10.1088/1757-899X/257/1/012042.

26. Jolly P. G., Tso C. P., Wong Y. W., Ng S. M. Simulation and measurement on the full-load performance of a refrigeration system in a shipping container. *International Journal of Refrigeration*. 2000. Vol. 23(2). P. 112–126. DOI:

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 73 |

10.1016/S0140-7007(99)00044-4.

27. Kan A. та ін. Thermal behavior investigation on marine reefer container envelopes embedded with vacuum insulation panel. Thermal Science and Engineering. 2025. Vol. 8(2). Art. 11631. DOI: 10.24294/tse.v8i2.11631.

28. Wang J. Thermal performance and sustainability assessment of refrigerated container with vacuum insulation panel envelope at different design forms. Thermal Science and Engineering. 2025. Vol. 8(2). Art. 11632. DOI: 10.24294/tse.v8i2.11632.

29. Yılmaz B., Mançuhan E., Yılmaz D. Theoretical analysis of a cascade refrigeration system with natural and synthetic working fluid pairs for ultra low temperature applications. Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi. 2020. Vol. 40(1). P. 141–153.

30. Li J. та ін. An ultralow-temperature cascade refrigeration unit with natural refrigerant pair R290–R170: Performance evaluation under different ambient and freezing temperatures. Energy and Built Environment. 2023. DOI: 10.1016/j.enbenv.2023.10.005.

31. Liu J., Liu Y., Yu J., Yan G. A novel ultra-low temperature cascade refrigeration with dual auxiliary loop to enhance thermal performance. Scientific Reports. 2025. Vol. 15. Art. 22634. DOI: 10.1038/s41598-025-08462-9.

32. Udriou C.-M., Mota-Babiloni A., Giménez-Prades P., Barragán-Cervera Á., Navarr o-Esbrí J. Two-stage cascade configurations based on ejectors for ultra-low temperature refrigeration with natural refrigerants. International Journal of Thermofluids. 2023. Vol. 17. Art. 100287. DOI: 10.1016/j.ijft.2023.100287.

33. Feng X., Wu Y., Du Y., Qi D. Optimization and performance improvement of ultra-low temperature cascade refrigeration system based on the isentropic efficiency curve of single-screw compressor. Energy. 2024. Vol. 298. Art. 131227. DOI: 10.1016/j.energy.2024.131227.

34. Blanco Ojeda F. W. A. та ін. Energy and exergy analysis of a two-stage cascade vapor compression refrigeration system with modified system configuration.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 74 |

International Journal of Refrigeration. 2024. Vol. 167. P. 269–279. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.08.001.

35. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Іванов О. П. Теплообмінні апарати холодильних установок. Л.: Машинобудування, 1973. 376 с.

36. Кошкін М. М. Теплові конструктивні розрахунки холодильних машин. Л.: Машинобудування, 1976. 463 с.

37. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин і теплових насосів. Одеса: Студія «Негоціант», 2006. 712 с.

38. Богданов С. М., Іванов О. П., Купріянов А. В. Холодильна техніка. Властивості речовин: Довідник. М.: Агропромвидав, 1985. 208 с.

39. Загоруйко В. А., Голиков А. А. Судова холодильна техніка. К.: Наукова думка, 2002. 607 с.

40. Колієв І. Д. Судові холодильні установки. Одеса: Фенікс, 2009. 264 с.

41. Маакс В., Еккерт Г.-Ю., Кошпен Ж.-Л. Підручник з холодильної техніки / пер. з фр. М.: МГУ, 1988. 1142 с.

42. ASHRAE Handbook — Refrigeration. SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 2022. Chapter 1: Halocarbon Refrigeration Systems; Chapter 2: Refrigerant System Chemistry.

43. EN 378-1:2016+A1:2020. Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria. Annex C: Method for the calculation of TEWI. CEN, Brussels, 2020.

44. ІМО. Fourth IMO GHG Study 2020. International Maritime Organization, London, 2021. 524 p.

45. MARPOL Annex VI, Regulation 12 — Ozone depleting substances. International Maritime Organization, London, 2021.

46. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), 1974, as amended. IMO, London, 2020.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 75 |

47. International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW), 1978, as amended (Manila Amendments 2010). IMO, London, 2011.

48. IMO Resolution MEPC.342(77). 2021 Revised Guidelines for Administration of the Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP). IMO, London, 2021.

49. ISO 1496-2:2018. Series 1 freight containers — Specification and testing — Part 2: Thermal containers. ISO, Geneva, 2018.

50. Закон України «Про охорону праці» № 2694-XII від 14.10.1992 з поправками. Верховна Рада України, 1992.

51. НПАОП 0.00-1.76-15. Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем. Мінсоцполітики України, 2015.

52. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. Держнаглядохоронпраці України, 1998.

53. ISO 11079:2007. Ergonomics of the thermal environment — Evaluation of cold environments — Determination of required clothing insulation (IREQ). ISO, Geneva, 2007.

| | | | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КРБ.КТ.1.613-03.2.1 | лист |
| Змін. | лист | № докум. | підпис | Дата | | 76 |