

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Енергетичний аналіз системи холодопостачання
провізійних приміщень танкера-газовоза типу LNG»

Здобувача Заболотнікова Д.А.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ЕН- 142 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

Заболотнікова Дмитра Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Енергетичний аналіз системи холодопостачання
провізійних приміщень танкера-газовоза типу LNG

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: Танкер-газовоз типу LNG .
з екіпажем 18 осіб та автономністю 60 діб. Система холодопостачання провізійних камер.
Транспортний маршрут судна: Перська затока → Велика Британія.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Актуальність теми. Технічні рішення системи холодопостачання провізійних камер
досліджуваного газовоза LNG. Визначення ємності провізійних камер дійсної судової холодильної
установки Розрахунок ізоляційної конструкції провізійних камер. Розрахунок теплоприпливів у
провізійні камери Тепловий розрахунок холодильної машини. Аналіз можливості підвищення
енергетичної ефективності холодильної установки провізійних камер. . Перевірочний розрахунок
Повітроохолоджувача. Перевірочний розрахунок конденсатора.
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 _____ Заболотніков Д.А.

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)

Дмитро ЗАБОЛОТНИКОВ
(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 _____
Заболотніков Д.А.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Заболотніков Д. А. «Енергетичний аналіз системи холодопостачання провізійних приміщень танкера-газовоза типу LNG»

Зберігання харчових продуктів на борту морського судна протягом тривалих рейсів є одним із базових санітарно-гігієнічних та правових зобов'язань судновласника. Надійність і енергетична ефективність холодильної установки провізійних камер набуває особливої актуальності в умовах посилення вимог ІМО щодо скорочення викидів парникових газів та регуляторних обмежень на холодоагенти. У роботі досліджено суднову холодильну установку провізійних камер типового газовоза LNG. Система працює на холодоагенті R407C та обслуговує п'ять провізійних камер з двома температурними рівнями кипіння: -25°C для камер зберігання риби та м'яса і -10°C для овочевої, молочної камер та тамбура. Виконано перевірний розрахунок ізоляційної конструкції огорожень та калориметричний розрахунок теплоприпливів для тропічних умов плавання — загальне теплове навантаження становить $Q_0 = 8$ кВт. Проведено тепловий розрахунок холодильної машини та оцінено термодинамічну досконалість дійсного циклу. Оскільки система виробляє холод на двох різних температурних рівнях, застосовано критерій термодинамічної досконалості, який коректно враховує термодинамічну цінність холоду різного потенціалу. Термодинамічна ефективність дійсного циклу становить $\eta_{\text{тд}} = 0,34$, ефективна потужність компресора $N_e = 7,78$ кВт, теплове навантаження на конденсатор $Q_k = 18,75$ кВт. Перевірний розрахунок повітроохолоджувача та кожухотрубного конденсатора підтвердив відповідність встановленого обладнання розрахунковим умовам.

Проаналізовано вплив температури забортної води на термодинамічну досконалість установки та запропоновано адаптивне керування уставкою байпасного клапана центрального теплообмінника залежно від поточної температури забортної води. Захід не потребує переобладнання — достатньо перепрограмування ПІ-контролера з використанням сигналу від наявного датчика температури забортної води. На маршруті Перська затока → Велика Британія потенційна економія становить 129,1 кВт·год за рейс, або 5,6% від базового споживання компресора (2321,8 кВт·год), з максимальним ефектом 14,2% на ділянці Гібралтар → Велика Британія.

Ключові слова: суднова холодильна установка, провізійні камери, газовоз LNG, R407C, термодинамічна досконалість, теплоприпливи, адаптивне керування, енергоефективність.

ABSTRACT

Dmytro Zabolotnikov «Energy analysis of the refrigeration system for provision chambers of an LNG tanker»

Food storage aboard a seagoing vessel during extended voyages represents one of the fundamental sanitary and legal obligations of the shipowner. The reliability and energy efficiency of provision chamber refrigeration plants are becoming increasingly relevant in the context of stricter IMO greenhouse gas emission reduction targets and tightening regulatory restrictions on refrigerants. This study investigates the refrigeration plant serving the provision chambers of a typical LNG tanker. The system operates on R407C refrigerant and serves five provision chambers at two evaporation temperature levels: -25°C for fish and meat storage, and -10°C for vegetables, dairy products, and the defrost vestibule. A verification calculation of the thermal insulation envelope and a calorimetric assessment of heat gains under tropical service conditions were conducted — the total thermal load is $Q_0 = 8$ kW. A thermodynamic analysis of the actual refrigeration cycle was performed. Since the plant produces refrigeration effect at two distinct temperature levels, the thermodynamic perfection coefficient was adopted as the performance criterion, rigorously accounting for the exergetic value of cooling at each temperature potential. The thermodynamic efficiency of the actual cycle was found to be $\eta_{td} = 0.34$, the effective compressor shaft power $N_e = 7.78$ kW, and the condenser heat rejection load $Q_k = 18.75$ kW. Verification calculations of the air cooler and shell-and-tube condenser confirmed that the installed equipment satisfies the design operating conditions.

The effect of seawater temperature on the thermodynamic perfection of the plant was investigated and an adaptive setpoint control strategy for the bypass valve of the central seawater cooler was developed, utilising the signal from the existing kingston temperature sensor. The proposed measure requires no hardware modifications — solely reprogramming of the existing PI-controller. For a representative Persian Gulf to Great Britain voyage, the potential electricity saving amounts to 129.1 kWh per voyage, equivalent to 5.6% of the baseline compressor energy consumption (2,321.8 kWh), with a peak reduction of 14.2% recorded on the Gibraltar to Great Britain passage.

Keywords: marine refrigeration plant, provision chambers, LNG tanker, R407C, thermodynamic perfection, heat gains, adaptive control, energy efficiency.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Актуальність теми	7
1.2 Огляд літератури	9
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	15
2.1 Технічні рішення системи холодопостачання провізійних камер досліджуваного газовеоза LNG	15
2.2 Визначення ємності провізійних камер дійсної судової холодильної установки	17
2.3 Розрахунок ізоляційної конструкції провізійних камер	19
2.4 Розрахунок теплоприпливів у провізійні камери	24
2.5 Тепловий розрахунок холодильної машини.....	32
2.6 Аналіз можливості підвищення енергетичної ефективності холодильної установки провізійних камер	41
2.7 Перевірочний розрахунок повітроохолоджувача	46
2.8 Перевірочний розрахунок розрахунок конденсатора.....	55
2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	62
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	63
ОХОРОНА ПРАЦІ	64
ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	73

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.7</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>Акрюшів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Заболотніков Д</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 ЕН-141</i>			

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Актуальність теми

Зберігання харчових продуктів на борту морського судна протягом тривалих рейсів є одним із базових санітарно-гігієнічних та правових зобов'язань судновласника. Міжнародна конвенція про працю в морському судноплаванні MLC 2006 (Регламент 3.2) [2] прямо закріплює відповідальність судновласника за якість харчування моряків і належні умови зберігання провізії. Холодильна установка провізійних камер є тією технічною системою, яка безпосередньо забезпечує виконання цих вимог, і від надійності її роботи залежить не лише продовольча безпека екіпажу, а й юридична відповідність судна міжнародним нормам.

Між тим умови експлуатації суднових холодильних установок принципово відрізняються від умов роботи стаціонарних систем. Правила класифікаційних товариств — членів IACS (Lloyd's Register, DNV, Germanischer Lloyd та ін.) [10,11,21] встановлюють, що апарати суднових установок мають надійно функціонувати при бортовому нахилі до 22,5° та одночасному диференті до 7,5°. Для компресорів морського виконання це означає конструктивне виконання з підвищеним картером — для забезпечення безперервного функціонування масляного насоса при нахилах судна. Для конденсаторів — застосування мідно-нікелевих трубок з профілем повільного забруднення з боку морської води. Додаткова критична вимога — резервування: задані температурні режими у провізійних камерах мають підтримуватися при безперервній роботі протягом 24 годин при будь-якому вимкненому вузлі установки, а джерела електроживлення також підлягають резервуванню. Ці вимоги суттєво ускладнюють проектування системи порівняно з наземними аналогами і вимагають ретельного термодинамічного аналізу для підтвердження достатності холодопродуктивності.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

Поряд із технічними вимогами до надійності, суднові холодильні установки опинились у центрі двох великих регуляторних трансформацій — енергетичної та екологічної. З точки зору енергетики, стратегія ІМО зі скорочення викидів парникових газів від суднового транспорту [8] визначає жорсткі цілі з підвищення енергетичної ефективності суден. Здавалося б, частка холодильної установки провізійних камер у загальному енергобалансі судна є відносно невеликою порівняно з головним двигуном і пропульсивним комплексом. Проте загалом холодильні системи суден можуть споживати до 19% загальної встановленої потужності судна [33], а в абсолютному вираженні та в перспективі тривалого рейсу навіть незначна відносна економія по кожній складовій дає відчутний економічний результат. Режим роботи холодильних установок багато в чому визначають загальну ефективність енергозбереження машинного комплексу судна.

З точки зору екологічної регуляторики, ситуація з холодоагентами для суднових систем є особливо складною. Кігалійська поправка до Монреального протоколу (2016 р.) [9] поширила міжнародні обмеження на гідрофторвуглеці (HFC), і у поєднанні з вимогами МАРПОЛ це призвело до заборони HCFC-холодоагентів на нових суднах з 2020 р. Регламент ЄС щодо фторованих парникових газів No 517/2014 [31] (чинний для суден під прапором країн ЄС) запровадив поступове скорочення квот на постачання HFC: до 2030 р. — на 79% відносно базового рівня 2009–2012 рр. Починаючи з 2025 р. новий Регламент ЄС No 2024/573 забороняє використання будь-яких HFC з $GWP \geq 2500$ навіть для обслуговування діючих установок [32]. Холодоагент R407C (суміш R-32/R-125/R-134a, $GWP = 1774$) наразі залишається допустимим, однак він також потрапляє під поступові обмеження за Кігалійською поправкою, що зумовлює необхідність детального вивчення ефективності установок на цьому холодоагенті як вихідного орієнтиру для майбутнього переходу на альтернативи з нижчим GWP.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

Наведені чинники є взаємопов'язаними: ефективність встановленої холодильної установки визначає як відповідність вимогам надійності, так і витрати енергії протягом усього терміну експлуатації судна, а вибір холодоагенту впливає і на термодинамічні характеристики, і на перспективи подальшої експлуатації в умовах посилення екологічного регулювання. Саме тому детальний аналіз дійсного термодинамічного циклу діючої суднової холодильної установки провізійних камер є необхідною основою для обґрунтування заходів з підвищення енергетичної ефективності та підготовки до майбутнього переходу на холодоагенти з нижчим потенціалом глобального потепління.

1.2 Огляд літератури

Проектування та розрахунок суднових холодильних установок провізійних камер спираються на добре відому методологічну базу, закладену у підручниках [1,12,28,34]. У цих джерелах описані конструктивні особливості обладнання морського виконання, методи розрахунку теплоприпливів через суднові огороження, підходи до підбору і перевірного розрахунку теплообмінних апаратів. Разом з тим сучасні наукові дослідження демонструють суттєвий прогрес у порівнянні з традиційними підходами — як у методах аналізу ефективності, так і в технічних рішеннях.

Ключовим питанням в аналізі реальних суднових холодильних установок є коректний вибір критерію ефективності. У роботі [18] виконано термодинамічний аналіз реальної суднової холодильної установки круїзного лайнера з холодоагентом R407F, де для оцінки такої системи паралельно застосовано метод циклів та ентропійно-статистичний метод. Встановлено, що найбільша питома частка зовнішніх незворотностей — 25,64 % — зосереджена в конденсаторі в зоні зняття перегріву пари; отримано розподіл незворотних втрат по елементах установки. Результати цього дослідження є прямим

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		9

методологічним орієнтиром для аналізу, що виконується в даній роботі для установки на R407C із двома температурними рівнями кипіння.

Інші підходи присвячені використанню ежекторних та ежекторно-компресійних схем у суднових системах холодопостачання з утилізацією відпрацьованої теплоти.

У роботі [19] запропоновано комбіновану ежекторно-компресійну систему для провізійних камер із використанням теплоти охолоджувальної води циліндрів головного двигуна температурного рівня 85–95 °С. Перевагою роботи є спроба зменшити електричне навантаження провізійної холодильної установки за рахунок вторинного теплового ресурсу судна. Однак практична реалізація такої схеми є складною. На відміну від традиційної провізійної установки, де кілька температурних рівнів можуть забезпечуватися одним компресором і регуляторами тиску випаровування, запропонована система передбачає поєднання компресійного контуру, ежекторного вузла, додаткових теплообмінників, контуру утилізації теплоти та засобів автоматики. Це ускладнює регулювання, резервування, технічне обслуговування, забезпечення запасними частинами та сертифікаційне обґрунтування обладнання відповідно до вимог до суднових установок [22].

Додатковим обмеженням є режимна чутливість ежектора. Ежектор має фіксовану геометрію сопла, камери змішування та дифузора, тому його ефективна робота можлива лише в обмеженій області режимів. Використання двох ежекторів різної геометрії частково розширює робочий діапазон, але не усуває самої проблеми. Воно лише формує декілька фіксованих зон ефективної роботи. Для суднової провізійної установки, яка повинна стабільно підтримувати температури при зміні температури забортної води, навантаження головного двигуна, теплового навантаження камер і умов плавання, така схемна залежність є суттєвим практичним недоліком.

У роботі [21] розглянуто ежекторні технічні рішення для отримання від'ємних температур на судні. Автори аналізують двоступеневу ежекторну

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

машину для льодогенератора і каскадну парокомпресійно-ежекторну схему для провізійних камер. За розрахунковими результатами, каскадна схема може мати вищий показник $COP_{mechTot}$ порівняно з традиційною компресійною машиною. Проте цей результат не можна трактувати як безумовне підтвердження вищої термодинамічної досконалості ежекторної системи.

Критерій $COP_{mechTot}$ враховує сумарну електричну потужність насосів, вентиляторів, компресорів та допоміжних агрегатів, але теплота, що підводиться до генератора ежекторної машини, не входить до знаменника як енергетичний ресурс. Такий підхід може бути корисним для оцінювання зменшення електричного навантаження, однак він не дає повної термодинамічної характеристики системи. З позицій другого закону термодинаміки відпрацьована теплота не є нейтральним ресурсом, оскільки має власний температурний потенціал. Тому її повне виключення з критерію ефективності обмежує фізичний зміст $COP_{mechTot}$.

Окреме методологічне обмеження пов'язане з тим, що в багатотемпературних холодильних системах сумарна холодопродуктивність об'єднує теплові потоки різного температурного потенціалу. Для провізійних камер це принципово важливо, оскільки холод для морозильного відділення і холод для охолоджувальних камер не є термодинамічно рівноцінними. Їх арифметичне додавання у чисельнику COP або $COP_{mechTot}$ відповідає лише балансу за першим законом термодинаміки. Такий показник не характеризує якість термодинамічного перетворення і не дозволяє оцінити ступінь досконалості дійсного циклу.

У роботі [20] запропоновано ежекторну холодильну машину для кондиціонування повітря судна з акумулятором теплоти. У цій схемі теплота від утилізаційного котла використовується як джерело енергії для ежекторної машини, а тепловий акумулятор призначений для підтримання роботи системи в порту. Така ідея є цікавою для утилізаційного кондиціонування повітря, але її практичне використання на судні пов'язане з істотними обмеженнями.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
						11
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Акумулятор теплоти займає корисний об'єм, збільшує масу системи і ускладнює компоновання обладнання в умовах обмеженого машинного простору. Для судна це не другорядне питання, оскільки маса, габарити, доступність для обслуговування, можливість ремонту та наявність сертифікованих запасних частин безпосередньо впливають на експлуатаційну придатність технічного рішення.

Крім того, працездатність такої схеми залежить від експлуатаційного профілю судна. При коротких рейсах і регулярних переходах теплота може накопичуватися та використовуватися в періоди стоянки. Однак при тривалих стоянках, затримках у порту, ремонті або арешті судна запас теплоти в акумуляторі стає обмеженим ресурсом. У такому випадку для підтримання роботи системи знову необхідне додаткове джерело теплоти, наприклад допоміжний котел, що знижує практичну цінність заявленої утилізації. Отже, робота [20] є корисною як приклад розвитку утилізаційних систем кондиціонування повітря, але запропонована схема має суттєві компоновочні, режимні та експлуатаційні обмеження для реального судна.

Таким чином, роботи [19–21] демонструють перспективність використання вторинної теплоти у суднових системах холодопостачання, однак не усувають ключових практичних і методологічних питань. Ежекторний вузол має проблемну режимну стійкість, а комбіновані схеми з додатковими теплообмінниками, контурами утилізації теплоти, акумуляторами та розширеною автоматикою істотно ускладнюють суднову систему з погляду компоновки, резервування, обслуговування, запасних частин і сертифікаційного обґрунтування. Крім того, $COP_{mechTot}$ може бути корисним допоміжним показником електричного енергоспоживання, але він не враховує повною мірою термодинамічну цінність вторинної теплоти та різнопотенційність холодильних навантажень. Тому для реальної суднової установки з кількома температурними рівнями більш обґрунтованим є застосування критеріїв другого закону термодинаміки, зокрема коефіцієнта термодинамічної досконалості та аналізу

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

втрат у елементах циклу. Саме цей підхід, реалізований у роботі [18], покладено в методологічну основу даного дослідження.

Питання моніторингу та оцінювання ефективності суднових холодильних установок в умовах реальної експлуатації розглянуто у [22], де запропоновано алгоритм на основі спостерігачів стану, що не потребує зупинки установки — суттєва перевага в морських умовах. Порівняльний аналіз альтернативних холодоагентів для суднових систем [23] підтверджує, що R407C і R407F залишаються найбільш поширеними в діючому флоті, хоча обидва підлягають обмеженням за Кігалійською поправкою; при цьому частка R22 та R134a у загальному споживанні становить 96 %. Комбінована система холодопостачання на холодоагентах з низьким GWP [24] і огляд вуглеводнів як перспективних робочих тіл для суднових установок [25] свідчать: попри технічну привабливість природних холодоагентів, масовий перехід на них у суднових провізійних системах стримується вимогами до пожежобезпеки та сумісності з обладнанням. Огляд для пасажирських суден [26] і аналіз перспектив утилізаційних систем для газозовів [27] доповнюють цю картину, підкреслюючи, що HFC-установки залишаться в експлуатації ще тривалий час, а отже їхнє детальне термодинамічне дослідження має практичну цінність.

Наявні дослідження загалом охоплюють або теоретичні методи аналізу циклів, або нові альтернативні технічні рішення, рідко поєднуючи перевірений розрахунок реального обладнання з оцінюванням термодинамічної досконалості в умовах конкретних режимних обмежень морського плавання. Саме це поєднання є предметом даної роботи.

Метою роботи є аналіз технічних рішень суднової холодильної установки провізійних камер та оцінювання термодинамічної досконалості її дійсного циклу на прикладі типового газозова LNG.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати перевірний розрахунок ізоляційної конструкції та калориметричний розрахунок теплоприпливів у провізійні камери;
- виконати енергетичний розрахунок холодильної машини та оцінити термодинамічну досконалість дійсного циклу;
- виконати перевірний розрахунок теплообмінних апаратів;
- проаналізувати вплив температури забортної води на термодинамічну досконалість установки.

Об'єктом дослідження є суднова холодильна установка провізійних камер типового газовежа LNG.

Предметом дослідження є термодинамічні та теплообмінні процеси в елементах холодильної установки.

Методи дослідження: чисельне моделювання процесів в елементах суднової холодильної установки. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Фактологічну основу становлять підручники, навчальні посібники, інструкції по експлуатації судна, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

Структура роботи

Бакалаврська робота складається з двох розділів, розділу з охорони праці та економічних показників, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 76 сторінках, включаючи 9 рисунків, 13 таблиць, список інформаційних джерел з 39 найменувань.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Технічні рішення системи холодопостачання провізійних камер досліджуваного газозова LNG

Об'єктом дослідження є танкер-газовоз LNG дедвейтом 93321т. Екіпаж судна становить 18 осіб, автономність — 60 діб.

Система холодопостачання обслуговує блок із чотирьох провізійних камер та суміжного теплоізольованого тамбуру (№5), що використовується для розморожування м'яса та м'ясопродуктів. Усі приміщення розташовані в єдиному блоці по лівому борту житлової надбудови над головною палубою.

Камера №1 — овочева (овочі, картопля, фрукти), температурний режим: $t_k = +3^{\circ}C$; камера №2 – камера для зберігання риби: $t_k = -20^{\circ}C$; камера №3: м'ясна камера з температурним режимом $t_k = -20^{\circ}C$; камера №4 — молочні продукти та яйця — $t_k = +3^{\circ}C$; камера №5 охолоджувальний тамбур — $t_{max} = +3^{\circ}C$.

Ізоляційна конструкція огорожень виконана у вигляді металевих сендвіч-панелей з наповнювачем із пінополіуретану. Між панелями та корпусом надбудови передбачений повітряний зазор завтовшки 250мм; панелі кріпляться до перебірок надбудови болтовими з'єднаннями. Внутрішня поверхня корпусу надбудови додатково ізолювана базальтовими плитами PAROC Marine Slab 130 товщиною 25 мм.

Холодопостачання камер забезпечується індивідуальною холодильною системою на холодоагенті R407C. До складу системи входять: компресорно-конденсаторний агрегат з відкритим поршнеvim компресором морського виконання, оливовідокремлювач, горизонтальний кожухотрубний конденсатор, регенеративний теплообмінник, терморегулювальні вентиля та запірно-регулювальна арматура з приладами автоматики. В кожній камері встановлено повітроохолоджувачі безпосереднього охолодження. Компресорно-

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		15

конденсаторний агрегат розміщений на четвертій палубі машинного відділення; відповідно до вимог морського реєстру всі його елементи дубльовані.

Оскільки камери мають різні температурні рівні, термодинамічний цикл холодильної машини реалізовано з двома температурами кипіння. Холодоагент від повітроохолоджувачів вищотемпературних камер дроселюється у всмоктувальну лінію до нижчого тиску циклу; сумарна масова витрата через компресор дорівнює сумі витрат крізь усі повітроохолоджувачі.

Конденсатор виготовлений з мідно-нікелевих труб морського виконання й охолоджується дистильованою водою системи оборотного водопостачання. Охолодження дистилату відбувається в пластинчастому теплообміннику, спільному з контуром охолодження головного двигуна.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		16

2.2 Визначення ємності провізійних камер дійсної судової холодильної установки

Провізійні камери служать для зберігання харчових продуктів, призначених для харчування суднової команди. Ємність провізійних камер повинна бути достатня для забезпечення продуктами суднового складу на весь період рейсу і залежить від кількості людей на судні і допустимого терміну відновлення продуктів.

Камера №1- камера зберігання овочів (картопля, фрукти).

Камера №2-зберігання риби.

Камера №3 м'ясна камера зберігання.

Камера №4- зберігання молочних продуктів.

Камера №5-охолоджувальний тамбур.

Геометричні розміри камер обумовлені існуючими конструкціями:

Будівельна висота камер: $h_{\text{бюд}} = 2,200 \text{ м.}$

Вантажна висота камер: $h_{\text{вант}} = h_{\text{бюд}} - 1 = 2,200 - 1 = 1,2 \text{ м}$

Будівельна площа камер:

$$F_{\text{бюд}} = L_{\text{кам}} \cdot B_{\text{кам}}, \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

Будівельна площа камери №1 $F_{\text{бюд}1} = 12,98 \text{ м}^2$;

Будівельна площа камери №2 $F_{\text{бюд}2} = 8,55 \text{ м}^2$;

Будівельна площа камери №3 $F_{\text{бюд}3} = 11,34 \text{ м}^2$;

Будівельна площа камери №4

Будівельна площа тамбура №5

Маса зберігання вантажу:

$$m_{\text{пр}} = g_{\text{пр}} \cdot m \cdot \tau \text{ кг}, \quad (2.2)$$

де $g_{\text{пр}}$, кг – добові норми витрат маси продуктів на одну людину,

m – кількість людей на судні,

τ – термін відновлення продуктів.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

екіпаж – $m = 18$ чол.

автономність – $\tau = 60$ діб.

Камера №1 (Овочі, картопля, фрукти)

$g_{np} = 0,4$ кг для овочів;

$g_{np} = 0,4$ кг для картоплі;

$g_{np} = 0,2$ кг для фруктів;

$m_{np1} = (0,4 + 0,2 + 0,4) \cdot 18 \cdot 60 = 1080$ кг.

Камера №2 (риба та рибопродукти)

$g_{np} = 0,15$ кг;

$m_{np2} = (0,15) \cdot 18 \cdot 60 = 162$ кг.

Камера №3

$g_{np} = 0,3$ кг для м'яса і м'ясопродуктів.

$m_{np3} = 0,3 \cdot 18 \cdot 60 = 324$ кг.

Камера №4

$g_{np} = 0,25$ кг для молочних продуктів

$m_{np} = 0,25 \cdot 18 \cdot 60 = 270$ кг

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		18

2.3. Розрахунок ізоляційної конструкції провізійних камер

Ізоляційна конструкція провізійних камер виконує подвійну функцію: забезпечує задані теплові умови зберігання продуктів і відповідає вимогам пожежної безпеки. Вимоги до матеріалів та конструкцій, що застосовуються для теплоізоляції суднових охолоджуваних приміщень, регламентуються правилами та резолюціями ІМО, нормами класифікаційних товариств і відповідними нормативними документами [1, 12, 34].

Умови морської експлуатації — вібрації, знакозмінні температури, морська волога, мікробіологічне середовище — висувають широкий перелік вимог до теплоізоляційних матеріалів. Оскільки жоден матеріал не задовольняє всі вимоги одночасно, вибір конструкції зумовлюється пріоритетними критеріями залежно від типу судна та кліматичного району плавання [12, 28]:

- низький коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К) — висока теплозахисна здатність;
- мала об'ємна маса ρ , кг/м³ — обмеження суднового навантаження;
- механічна міцність та пружність — стійкість до вібрацій і деформацій корпусу;
- морозостійкість — витривалість до знакозмінних температурних навантажень;
- вогнестійкість та негорючість — відповідність вимогам SOLAS та ІМО;
- мала вологоємність і гігроскопічність — збереження теплозахисних властивостей в умовах морського клімату;
- стійкість до корозії, мікроорганізмів та гризунів;
- технологічність монтажу й довговічність в умовах обмеженого доступу для обслуговування.

Найбільш ефективними є матеріали з дрібними закритими порами: вони не потребують додаткової пароізоляції та стійкі до зволоження. Для ізоляції провізійних камер застосовано металеві сендвіч-панелі з наповнювачем із пінополіуретану (PIU), що характеризуються високою жорсткістю при вигині,

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		19

відсутністю "теплових мостів" і відповідністю протипожежним вимогам ІМО [1, 34].

За характером взаємодії із металевим набором корпусу ізоляційні конструкції поділяються на три типи: ті, що не перетинаються набором; нормальні (що перекривають набір); обхідні. Оскільки провізійні камери розташовані над головною палубою у зоні надбудови, ізоляція бічних перебірок виконана за першим типом — ізолювання гладких металевих поверхонь без прорізання набору.

Відповідно до суднових інструкцій судна провізійні камери мають однакову товщину ізоляційних шарів, які надано у таблиці 2.1.

Бічні перебірки (лівобортова, правобортова, носова та кормова) формуються зовнішньою сталеву конструкцією надбудови, повітряним зазором і сендвіч-панеллю з PIU. У повітряному зазорі виникає природна конвекція, вплив якої враховується через нормативний еквівалентний термічний опір. Склад і теплофізичні властивості шарів — таблиця 2.1.

Таблиця 2.1 – Шари ізоляційної конструкції бічних перебірок та їх теплофізичні властивості

№	Найменування шару	Товщина δ , мм	λ , Вт/(м·К)
1	Зовнішній сталевий лист надбудови	5	52
2	Базальтова плита PAROC Marine Slab 130	25	0,037
3	Повітряний зазор	250	—
4	Зовнішня обшивка сендвіч-панелі (сталь)	0,7	52
5	Пінополіуретан (PIU)	125	0,035
6	Внутрішня обшивка сендвіч-панелі (сталь)	0,7	52

Коефіцієнти теплопередавання розраховується за формулою Пекле для плоскої стінки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зов}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}}, \text{ Вт/м}^2\text{К}, \quad (2.3)$$

де δ_i - товщина елемента багат шарової стінки, м;

λ_i коефіцієнт теплопровідності відповідного шару, Вт / (м² К);

$\alpha_{зов}, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тепловіддавання ,біля поверхнь провізійних камер.

Коефіцієнт теплопередавання перебірки лівого борту:

$$k_{зс}^c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зов}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{ум}}}}, \text{ де} \quad (2.4)$$

$\alpha_{зов} = 23 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ – коефіцієнти тепловіддавання зовнішній поверхні кладових;

$\alpha_{ум} = 9 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ – коефіцієнти тепловіддавання внутрішніх поверхній кладових схову з повітряним охолодженням;

$$k_{изл} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{5 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{25 \cdot 10^{-3}}{0,037} + \frac{250 \cdot 10^{-3}}{0,024} + \frac{125 \cdot 10^{-3}}{0,035} + \frac{1,4 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{1}{9}} = 0,08 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Отриманий коефіцієнт теплопередавання збільшуємо на 40% для врахування впливу кріпильних деталей:

$$k_{изл} = 0,08 \cdot 1,4 = 0,1122 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Коефіцієнт теплопередавання кормової перебірки та носової перебірки мають такіж значення.

Ізоляція палуби та підволоку є неоднорідною в поперечному перерізі: між дерев'яними брусами розміщено ізоляційний матеріал (рис. 2.1). Тому застосовується метод паралельних теплових потоків, при якому розрахунковий переріз поділяється на дві зони [12, 28]:

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

- Зона I — ділянка з дерев'яним брусом (сосна вздовж волокон, $\lambda = 0,4$ Вт/(м·К)); частка площі $F_I = C/S = 60/800 = 0,075$;
- Зона II — ділянка між брусами, заповнена пінополіуретаном ($\lambda = 0,035$ Вт/(м·К)); частка площі $F_{II} = (S-C)/S = 0,925$.

Геометричні параметри конструкції (рисунок 2.2): крок бруска $S = 800$ мм, ширина бруска $C = 60$ мм, товщина ізоляційного шару $\delta_{iz} = 150$ мм, товщина дошки $\delta_d = 60$ мм.

Дерев'яна зашивка та бруски - сосна уздовж волокон:

Щільність - $\rho = 500$ кг / м³

Теплоємність = 2,3 кДж / (кгК)

Таблиця 2.2 – Шари теплоізоляційної конструкції палуби і підволоку I зони

№	Найменування шару	Товщина δ , мм	λ , Вт/(м·К)
1	Сталевий лист	1	52
2	Дерев'яний брус (сосна вздовж волокон)	150	0,4
3	Дерев'яна дошка	60	0,4
4	Пароізоляція (руберойд)	1	0,17
5	Сталевий лист	1	52

Таблиця 2.3 – Шари ізоляційної конструкції палуби та підволоку (Зона II — суцільний РІУ)

№	Найменування шару	Товщина δ , мм	λ , Вт/(м·К)
1	Сталевий лист	1	52
2	Пінополіуретан (РІУ)	125	0,035
3	Дерев'яна дошка	60	0,4
4	Пароізоляція (руберойд)	1	0,17
5	Сталевий лист	1	52

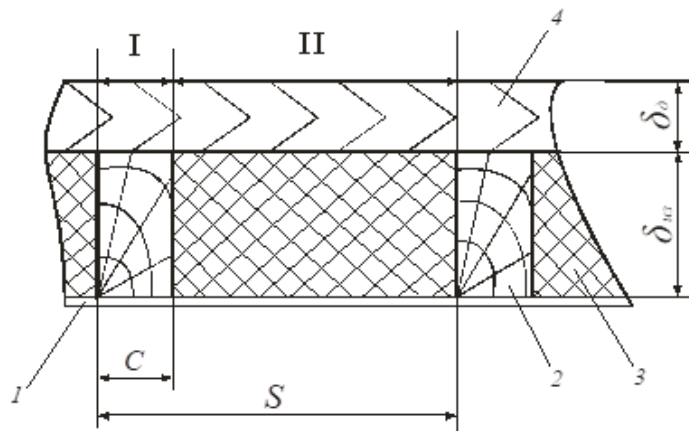


Рисунок 2.1 – Ізоляційна конструкція палуби та підволоку провізійних камер 1 – металева обшивка; 2 – підкріплені дерев'яні бруски; 3 – ізоляційний матеріал; 4 – дерев'яна зашивка ізоляції

Коефіцієнти теплопередавання розраховується за формулою 2.3, де

$\alpha_{зов} = \alpha_{вн} = \infty$ - коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тепловіддавання.

Для розрахунку суднової ізоляції тепловий опір з зовнішньої та внутрішньої сторони не враховуються, так як вони невеликі у порівнянні із загальним термічним опором.

Коефіцієнт теплопередавання I зони:

$$k_{isl} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{150 \cdot 10^{-3}}{0,4} + \frac{60 \cdot 10^{-3}}{0,4} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,17} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52}} = 1,88 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередавання II зони:

$$k_{isll} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{125 \cdot 10^{-3}}{0,035} + \frac{60 \cdot 10^{-3}}{0,4} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,17} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{52}} = 0,27 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Зважений коефіцієнт теплопередавання горизонтального огородження:

$$k_{iz} = \frac{k_{isl} \cdot C + k_{isll} \cdot (S - C)}{S} = \frac{1,88 \cdot 0,06 + 0,27 \cdot (0,8 - 0,06)}{0,8} = 0,39 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Результуючі значення коефіцієнтів теплопередавання:

$$k_{пероб} = 0,112 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k_{підволок} = k_{палуби} = 0,39$$

2.4. Розрахунок теплоприпливів у провізійні камери

Теплоприпливи крізь огорожувальні конструкції є одним із ключових параметрів, що визначають теплове навантаження на холодильну установку. Величина теплоприпливу залежить від геометричних розмірів огорожень, різниці температур між зовнішнім середовищем та внутрішнім об'ємом камери, а також від теплофізичних характеристик ізоляційної конструкції — зокрема, коефіцієнтів теплопередавання окремих типів огорожень. Крім того, для судових умов необхідно враховувати лінійні теплоприпливи через кріпильні елементи та конструктивні стики.

Теплоприпливи крізь огорожувальні конструкції визначаються як сума теплових потоків, зумовлених різницею температур між зовнішньою поверхнею огорожі та внутрішнім повітрям камери, а також додаткового теплоприпливу від сонячної радіації на зовнішні поверхні та покриття:

$$Q_{огор} = k \cdot F \cdot (t_{зое} - t_{ног}), \text{ Вт}, \quad (2.4)$$

де k — коефіцієнт теплопередавання ізоляційної конструкції огорожі, Вт/(м²·К);

F — площа огороження, м²;

$t_{зое}$ — температура зовнішнього середовища або суміжного приміщення, °С;

$t_{ног}$ — температура повітря всередині охолоджуваного приміщення, °С.

Район плавання судна — необмежений. Відповідно до норм ІМО для тропічних умов прийнято: температура забортної води — 32°С, температура навколишнього повітря — 45°С.

Камера №1 — зберігання овочів, картоплі та фруктів

Для визначення теплоприпливів через кожний елемент огорожі камери №1 використовуються значення коефіцієнтів теплопередавання, отримані в підрозділі 2.3, а також розрахункові площі відповідних поверхонь.

Носова перебірка (суміжне приміщення з однаковою температурою, $t_{зое} = 3^\circ\text{C}$).

$F = 3,425 \cdot 2,20 = 7,5 \text{ м}^2$ - площа носової переборки.

$Q_{огор} = 0,112 \cdot 7,5 \cdot (5) = 4,2 \text{ Вт}$.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		24

Кормова перебірка (зовнішнє повітря, $t_{306} = 45^{\circ}\text{C}$).

$F = 3,425 \cdot 2,20 = 7,5 \text{ м}^2$ - площа кормової переборки.

$$Q_{огор} = 0,112 \cdot 7,5 \cdot (45 - 3) = 35,28 \text{ Вт.}$$

Перебірка правого борту (суміжне приміщення, $t_{306} = 18^{\circ}\text{C}$)

$F = 3,790 \cdot 2,2 = 8,33 \text{ м}^2$ - площа перебірки правого борту;

$$Q_{огор} = 0,1122 \cdot 8,338 \cdot (18 - 3) = 14,032 \text{ Вт.}$$

Перебірка лівого борту (зовнішнє повітря, $t_{306} = 45^{\circ}\text{C}$).

$F = 3,790 \cdot 2,2 = 8,33 \text{ м}^2$ - площа перебірки лівого борту;

$$Q_{огор} = 0,1122 \cdot 8,338 \cdot (45 - 3) = 39,291 \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від сонячної радіації.

Коефіцієнт тепловіддавання від зовнішнього повітря до огорожі визначається з урахуванням швидкості судна $\omega_c = 19,5 \text{ уз} = 10,03 \text{ м/с}$:

$$Q_{c.p} = \frac{k}{\alpha_{306}} \cdot q_{306} \cdot \varepsilon_p \cdot F, \text{ Вт,} \quad (2.5)$$

де α_{306} – коефіцієнт тепловіддавання від зовнішнього повітря до огорожі, Вт / (м²К);

$$\alpha_{306} = 12 + 10 \cdot \sqrt{\omega_c} = 12 + 10 \cdot \sqrt{10,5} = 44,4, \text{ Вт / (м}^2\text{К);} \quad (2.6)$$

$q_{306} = 720 \text{ Вт / м}^2$ — інтенсивність сонячної радіації на вертикальній поверхні в необмеженому районі плавання.

$\varepsilon_p = 0,4$ - коефіцієнт поглинання сонячної радіації для поверхонь, пофарбованих у білий колір;

$F = 8,33 \text{ м}^2$ -поверхня, схильна до сонячної радіації.

$$Q_{c.p} = \frac{0,1122}{44,4} \cdot 720 \cdot 0,4 \cdot 8,33 = 8,01 \text{ Вт.}$$

Підволок (суміжне приміщення — друга палуба надбудови, $t_{306} = 18^{\circ}\text{C}$)

$F = 3,90 \cdot 3,425 = 12,98 \text{ м}^2$ - площа підволокла;

$$Q_{огор} = k \cdot F \cdot (t_n - t_g) = 0,39 \cdot 12,98 \cdot (18 - 3) = 75,93 \text{ Вт.}$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		25

Головна палуба — підлога камери (під камерою розташоване машинне відділення, $t_{\text{зог}} = 35^{\circ}\text{C}$).

$F = 3,90 \cdot 3,425 = 12,98 \text{ м}^2$ - площа підлоги

$Q_{\text{озор}} = k \cdot F \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{г}}) = 0,39 \cdot 12,98 \cdot (35 - 3) = 161,99 \text{ Вт};$

Загальні теплоприпливи в охолоджуване приміщення камери №1

$$Q_1 = \sum Q_{\text{озор}} + Q_{\text{с.р}} \quad (2.7)$$

$$Q_1 = 4,2 + 35,28 + 14,02 + 39,5 + 75,93 + 161,99 + 8,01 = 338,743 \text{ Вт}$$

Результати розрахунків теплоприпливів через огорожі в інші камери зводимо в таблицю 2.4

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		26

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків теплоприпливів через огорожі в провізійні камери

Камера №1 (зберігання овочів), $t_{ноє} = +3^{\circ}C$						
Найменування огорожі приміщення	F, m^2	$k, Вт/(m^2 K)$	$t_{зов}, ^{\circ}C$	$Q_{с.р}, Вт$	$\Delta t, ^{\circ}C$	$Q_{огор}, Вт$
Носова перебірка	7,5	0,1122	3		5	4,2
Кормова перебірка	7,5	0,1122	45		42	35,34 3
Перебірка правого борту	8,33	0,1122	18		15	14,02
Перебірка лівого борту	8,33	0,1122	45	8,01	42	39,25
Підволок	12,98	0,39	18		15	75,93
Палуба	12,98	0,9	35		32	161,9 9
Загальні теплоприпливи від огорож: $Q_1 = 338,743Вт$						
Камера №2 (зберігання риби), $t_{ноє} = -20^{\circ}C$						
Носова перебірка	4,18	0,1122	-20		5	2,344
Кормова перебірка	4,18	0,1122	3		23	10,78 6
Перебірка правого борту	9,9	0,1122	3		23	25,54
Перебірка лівого борту	9,9	0,1122	45	8,74	65	72,2
Підволок	8,55	0,39	18		38	126,7
Палуба	8,55	0,39	35		55	116,7 07
Загальні теплоприпливи від огорож: $Q_1 = 363,017Вт$						
Камера №3 (зберігання м'яса) $t_{ноє} = -20^{\circ}C$						
Носова перебірка	7,81	0,1122	18		38	33,29
Кормова перебірка	7,81	0,1122	+3		23	20,15
Перебірка правого борту	7,029	0,1122	+3		23	18,13
Перебірка лівого борту	7,029	0,1122	+45	6,205	65	51,26
Підволок	11,34	0,39	18		38	168,0 5
Палуба	11,34	0,39	35		55	243,2 4
Загальні теплоприпливи від огорож: $Q_1 = 540,327Вт$						

Камера №4 (для молочних продуктів) $t_{нов} = +3^{\circ}C$

Носова перебірка	4,972	0,1122	18		15	8,36
Кормова перебірка	4,972	0,1122	3		5	2,789 2
Перебірка правого борту	7,029	0,1122	18		15	11,82
Перебірка лівого борту	7,029	0,1122	-20		5	3,94
Підволок	7,22	0,39	18		15	50,68
Палуба	7,22	0,39	35		32	90,10 56

Загальні теплоприпливи від огорож: $Q_1 = 167,69 \text{ Вт}$

Камера №5 (охолоджувальний тамбур) $t_{нов} = 3^{\circ}C$

Найменування огорожі приміщення	$F, \text{ м}^2$	$k, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$	$t_{зов}, ^{\circ}C$	$Q_{c.p}, \text{ Вт}$	$\Delta t, ^{\circ}C$	$Q_{огор}, \text{ Вт}$
Носова перебірка	5,522	0,1122	3		5	1,858 7
Кормова перебірка (1)	3,08	0,1122	3		5	1,727 86
Кормова перебірка (2)	8,294	0,1122	18		15	16,75 0
Перебірка правого борту (1)	4,40	0,1122	18		15	7,405 2
Перебірка правого борту (2)	5,522	0,1122	18		15	3,09
Перебірка лівого борту	9,932	0,1122	-20		5	5,571
Підволок	12,17	0,39	18		15	71,19
Палуба	12,17	0,39	35		32	166,1 2

Загальні теплоприпливи від огорож: $Q_1 = 273,71 \text{ Вт}$

Теплоприпливи від вантажів при холодильній обробці

Під час завантаження камер продукти надходять за температурою, вищою від температури зберігання, і в процесі охолодження до заданого режиму відводиться теплота, що є додатковим навантаженням на холодильну машину. Кількість тепла, що підлягає відведенню за одиницю часу (Вт) при охолодженні вантажу, визначається формулою:

$$Q_2 = \frac{1000 \cdot m_{ван} \cdot (h_{ван}^{поч} - h_{ван}^{кінц})}{3600 \cdot \tau}, \text{ Вт} \quad (2.8)$$

де, $m_{ван}$ — маса вантажу, що піддається термообробці, т;

$h_{ван}^{поч}, h_{ван}^{кінц}$ — ентальпії, що відповідають початковій і кінцевій температурам продукту, кДж/кг;

τ — тривалість холодильної обробки продукту.

Теплоприпливи від тари:

$$Q_{2m} = \frac{m_m \cdot c_m \cdot (t_{над} - t_{охол})}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт} \quad (2.9)$$

де m_m - маса тари, т.

c_m — питома теплоємність матеріалу тари, Дж/(кг·К);

$t_{над}$ — температура тари при надходженні вантажу, °С;

$t_{охол}$ — температура тари після охолодження вантажу, °С.

Камера №1 зберігання (овочі, картопля, фрукти)

$m_{np1} = 432$ кг - маса овочів;

$m_{np2} = 432$ кг - маса картоплі;

$m_{np2} = 108 / 108$ - маса фруктів (яблука/ апельсини);

$h_{ван}^{поч} = 302$ кДж/кг — ентальпія фруктів, що надходять на холодильну обробку;

$h_{ван}^{кінц} = 282,85$ кДж/кг — ентальпія фруктів, при середній їх по об'єму кінцевої температурі;

$\Delta h = h_{ван}^{поч} - h_{ван}^{кінц} = 302 - 282,85 = 19,15$ кДж/кг – тепло відведене у процесі охолодження фруктів;

$\Delta h = h_{ван}^{поч} - h_{ван}^{кінц} = 18,33$ кДж/кг – тепло відведене у процесі охолодження овочів;

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		29

$\Delta h = h_{ван}^{ноч} - h_{ван}^{кінц} = 19,05 \text{ кДж/кг}$ — тепло відведене у процесі охолодження картоплі;

$$Q_2 = \frac{1000 \cdot (7918 + 8229,6 + 4136,4)}{18000} = 1126,8 \text{ Вт.}$$

Приймаємо, що овочі та фрукти зберігаються у картонних коробках:

$m_m = 108 \text{ кг}$ — маса тари.

$c_m = 1,460 \text{ Дж / кг} \cdot \text{К}$.

$t_{над} = 8^0 \text{ C}$; $t_{охол} = 3^0 \text{ C}$.

$$Q_{2m} = \frac{108 \cdot 1,46 \cdot (8 - 3) \cdot 1000}{5 \cdot 3600} = 43,8 \text{ Вт}.$$

Вентиляція провізійних камер для даного судна не передбачена. $Q_3 = 0$.

Експлуатаційні теплоприпливи

Експлуатаційні теплоприпливи Q_4 враховують тепловиділення від освітлення, людей, що перебувають у камері, електродвигунів повітроохолоджувачів та теплоприплив при відкриванні дверей:

$$Q_4 = Q_{освіт} + Q_l + Q_{ел} + Q_{ог}, \text{ Вт} \quad (2.10)$$

Кількість тепла від електроосвітлення:

$$Q_{освіт} = 3,1 \cdot F, \text{ Вт} \quad (2.11)$$

Тепловиділення від людей, що працюють у приміщенні:

$$Q_l = 350 \cdot n_l, \text{ Вт}, \quad (2.12)$$

де

n_l — кількість людей, що працюють в даному приміщенні.

Тепловиділення від електродвигунів повітроохолоджувачів:

$$Q_{ел} = 1,2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m_{ог}, \text{ Вт} \quad (2.13)$$

$m_{ог} = 0,12$ — коефіцієнт, обумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності,

Кількість тепла, що надходить в приміщення при відкриванні дверей:

$$Q_{ог} = B \cdot F_{пол}, \text{ Вт}, \quad (2.14)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		30

де B — питома теплота при відкриванні дверей, віднесений до 1 м^2 площі статі.
 $\text{Вт} / \text{м}^2$.

Для камери зберігання №1

$$Q_{осв} = 3,1 \cdot 12,99 = 40,269 \text{ Вт};$$

$$Q_{л} = 350 \cdot 1 = 350 \text{ Вт};$$

$$Q_{эл} = 1,2 \cdot (338,743 + 1126,8 + 43,8) \cdot 0,12 = 217,34 \text{ Вт};$$

$$Q_{ов} = B \cdot F_{пол} = 11,6 \cdot 12,99 = 150,684 \text{ Пн.}$$

$$Q_4 = 40,269 + 350 + 217,34 + 150,84 = 758,449 \text{ Вт.}$$

Додатково для камери №1 враховуються тепловиділення Q_5 плодів та овочів у процесі дихання:

$$Q_5 = m_{пр} \cdot (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_{збер}), \text{Вт}, \quad (2.15)$$

де q_n , $q_{збер}$ — питомі тепловиділення плодів при температурах надходження та зберігання відповідно, Вт/т .

$$m_{пр1} = 432 \text{ кг - маса овочів} \Rightarrow q_n = 64,5 \text{ Вт/т}; q_{збер} = 43,5 \text{ Вт/т};$$

$$m_{пр2} = 432 \text{ кг- маса картоплі}; \Rightarrow q_n = 25 \text{ Вт/т}; q_{збер} = 23 \text{ Вт/т};$$

$$m_{пр2} = 108 / 108 - \text{ маса фруктів (яблука/ апельсини)} \Rightarrow q_n = 45,5 / 66,5 \text{ Вт/т};$$

$$q_{збер} = 23 / 31,5 \text{ Вт/т}$$

$$Q_5 = 19,6992 + 10,022 + 2,727 + 3,78 = 36,2282$$

Для розрахунку навантаження на компресор усі види теплоприпливів ураховуються у повному обсязі.

Сумарні теплоприпливи в камеру №1

$$\sum Q_{(i)} = 338,743 + 1126,8 + 43,8 + 758,449 + 36,2286 = 2304,022 \text{ Вт.}$$

Розрахунки для камер зводимо в таблицю 2.5

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		31

Таблиця 2.5 – Зведена таблиця теплоприпливів по камерах.

Камера	Q ₁ , Вт	Q ₂ , Вт	Q ₄ , Вт	Q ₅ , Вт	Q _Σ , Вт
№1 (овочі)	338,74	1170,6	758,45	36,23	2304,02
№2 (риба)	363,02	307,44	582,49	—	1252,95
№3 (м'ясо)	540,33	569,88	690,18	—	1800,38
№4 (молоко)	167,69	125,83	540,28	—	833,80
№5 (тамбур)	273,71	—	1376,40	—	1650,11
Разом	—	—	—	—	8000

Загальне теплове навантаження на холодильну машину, що необхідно враховувати при тепловому розрахунку, становить $Q_{\Sigma} \approx 8000$ Вт. Отримані результати використовуються для подальшого теплового розрахунку холодильної машини в підрозділі 2.5.

2.5. Тепловий розрахунок холодильної машини

Для охолодження провізійних камер на судні встановлено одноступеневу парокомпресійну холодильну машину, що працює на холодоагенті R407C з повітряною системою охолодження камер. Принципова схема машини наведена на рисунку 2.2.

До складу холодильної машини входять такі елементи: компресор (1), оливовідокремлювач (2), конденсатор (3), фільтр-осушувач (4), регенеративний теплообмінник (5), терморегулюючі вентилі — ТРВ (6), повітроохолоджувачі провізійних камер (7), регулятор тиску кипіння (Evaporator Pressure Regulator) — EPR (8).

Провізійні камери мають різні температурні режими зберігання, тому їх об'єднано у дві групи з різними температурами кипіння холодоагенту. До низькотемпературної групи належать камера №2 (риба) та камера №3 (м'ясо) з температурою кипіння $t_0 = -25^{\circ}\text{C}$. До високотемпературної групи належать камера №1 (овочі), камера №4 (молоко) та камера №5 (тамбур) з температурою кипіння $t_{01} = -10^{\circ}\text{C}$. Такий поділ дозволяє обслуговувати всі п'ять камер одним компресором без застосування двоступеневого стиснення.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		32

Для реалізації роботи на двох температурних рівнях на всмоктувальній лінії від високотемпературних камер встановлено EPR. EPR являє собою автоматичний клапан прямої дії: його чутливий елемент реагує на тиск з боку випарників камер №1, 4, 5 і утримує його не нижче заданої уставки P_{01} , що відповідає $t_{01} = -10^{\circ}\text{C}$, незалежно від нижчого тиску всмоктування компресора P_0 ($t_0 = -25^{\circ}\text{C}$). Якщо тиск з боку випарника намагається впасти нижче уставки під дією компресора, клапан прикривається і створює необхідний перепад тиску між двома рівнями в єдиній всмоктувальній лінії. З термодинамічної точки зору процес у EPR є ізоентальпним дроселюванням пари з тиску P_{01} до тиску P_0 .

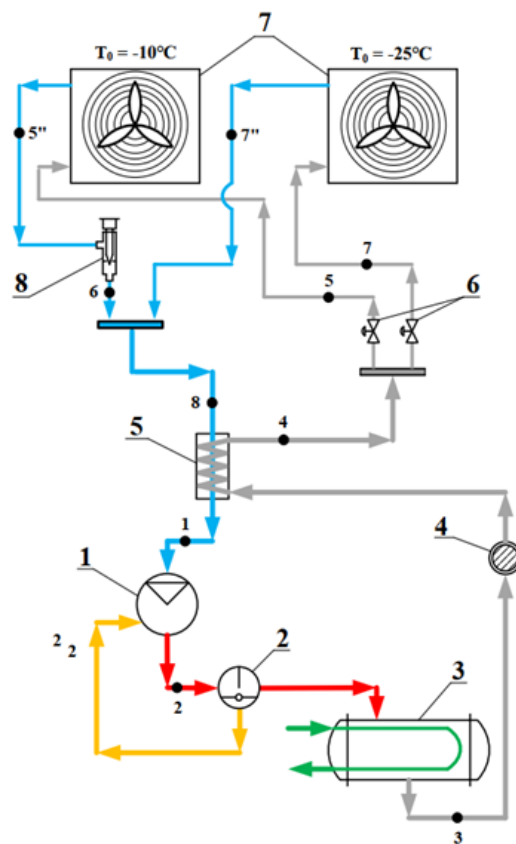


Рисунок 2.2 – Принципова схема холодильної машини

- 1–компресор; 2– оливовідокремлювач; 3– конденсатор;
 4– фільтр осушувач , 5– регенеративний теплообмінник; 6 –ТРВ;
 7 – повітроохолоджувачі; 8 – регулятор тиску кипіння(EPR).

На судні застосовано непряму централізовану систему відведення теплоти від конденсатора холодильної машини через замкнений контур дистильованої води оборотного водопостачання (рис. 2.3, 2.4). Така схема є стандартною для сучасних суднових установок — забортна вода не контактує безпосередньо з конденсатором, що виключає корозію та засолення теплообмінних поверхонь і забезпечує стабільність параметрів конденсації протягом усього рейсу незалежно від поточної температури забортної води.

Система складається з двох контурів (рис. 2.3). Перший — зовнішній контур забортної морської води: забортна вода подається насосами з кінгстону, проходить через центральний теплообмінник (1) та теплообмінник головного ДВС (2) і скидається за борт. Витрата забортної води регулюється байпасним клапаном (рис. 2.4) для підтримання температури дистилату на рівні 34°C. Другий — внутрішній замкнений контур дистильованої води: дистилат охолоджується в (1) до $t_d = 34^\circ\text{C}$ і подається паралельно до теплообмінника головного ДВС (2), де охолоджує масло та наддувне повітря двигуна, та до теплообмінників суднових систем (3), до яких підключено і конденсатор холодильної машини. Після відведення теплоти дистилат повертається до (1).

Постійність температури дистилату на виході з центрального теплообмінника забезпечується регулюванням витрати забортної води через байпасну лінію (рис. 2.4) — температура дистилату підтримується на рівні 34°C незалежно від поточної температури забортної води.

Для необмеженого району плавання температура забортної води в тропіках: $t_{36} = 36^\circ\text{C}$. Температура дистилату на вході в конденсатор: $t_d = 34^\circ\text{C}$.

Температура точки роси (dew point) холодоагенту визначається з умови забезпечення мінімального температурного напору між дистилатом і холодоагентом на вході в конденсатор $\Delta t_k = 6\text{ K}$:

Температура конденсації: $t_k = t_d + \Delta t_k = 34 + 6 = 40^\circ\text{C}$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		34

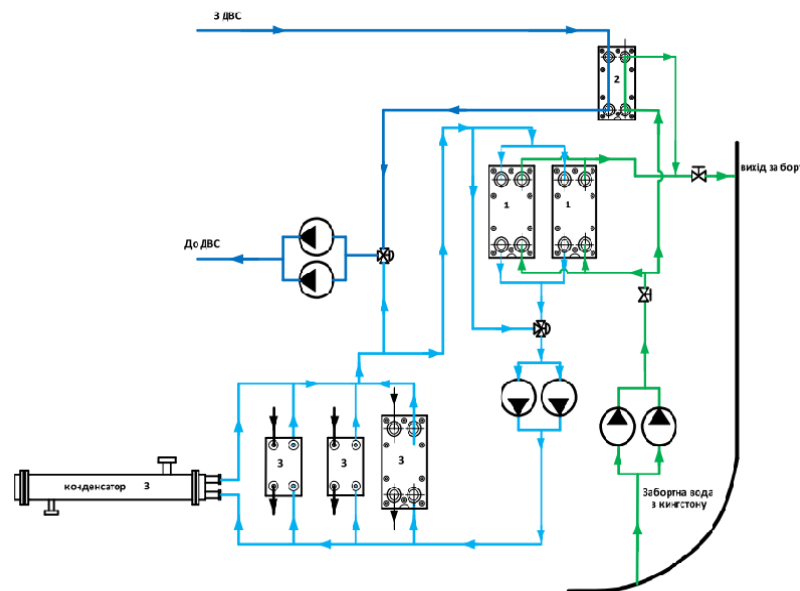


Рисунок 2.3 – Принципова схема відведення тепла на судні

1 – теплообмінник заборотної води; 2 – теплообмінник головного ДВС;

3 – теплообмінники суднових систем

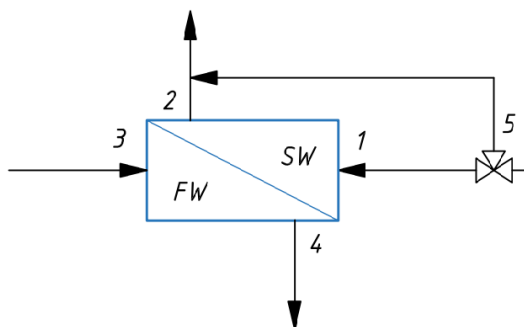


Рисунок 2.4 – Центральний теплообмінник заборотної води.

Відповідно до суднових інструкцій до складу холодильної машини входить поршневий компресор фірми "BITZER" марки: 4N.2(морського виконання).

Характеристика компресора: 4N.2:

Об'ємна продуктивність - $V_h = 67.7 \text{ м}^3 / \text{год.}$

Кількість циліндрів: / Діаметр / Хід поршня – 4 / 60мм / 57мм.

Вага-77кг.

Тип оливи: BSE55при $t_2 > 55^{\circ}\text{C.}$

Напруга мотора – (440В РВ-3-60Гц).

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		35

Регулювання продуктивності: -100% ... 50%.

З'єдн. муфта (К) для низьких тем. КК425 [$<22\text{kW}$]

Шків двигуна (S) 190, 210, 230 mm

Привідні ремені 3 x SPA

Підігрівач оливи в картері 100 Вт.

Вихідні дані для теплового розрахунку:

Температура кипіння для низькотемпературних камер: $t_0 = -25^\circ\text{C}$;

Температура кипіння для високотемпературних камер: $t_{02} = -10^\circ\text{C}$.

Температура конденсації: $t_k^{\text{max}} = 40^\circ\text{C}$.

Формуємо термодинамічний цикл холодильної машини в діаграмі $\lg(p) - h$ і $(T-s)$ (рис 2.5а, 2.5б) і визначаємо параметри в вузлових точках циклу (табл. 2.6)

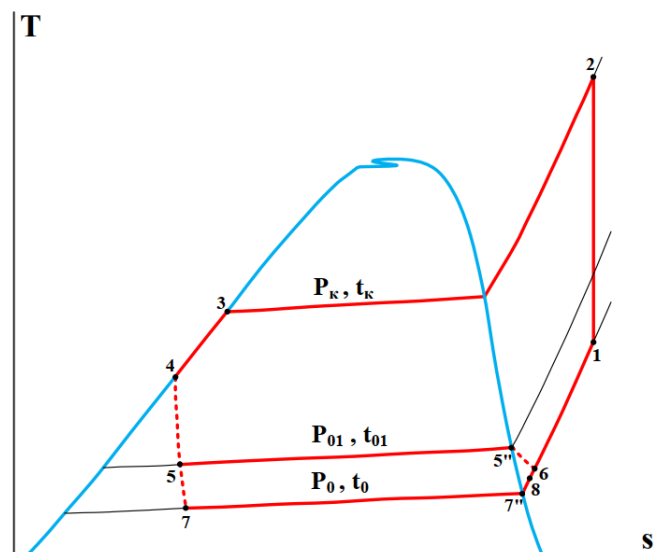


Рисунок 2.5а – Термодинамічний цикл холодильної машини в діграмі $(T-s)$

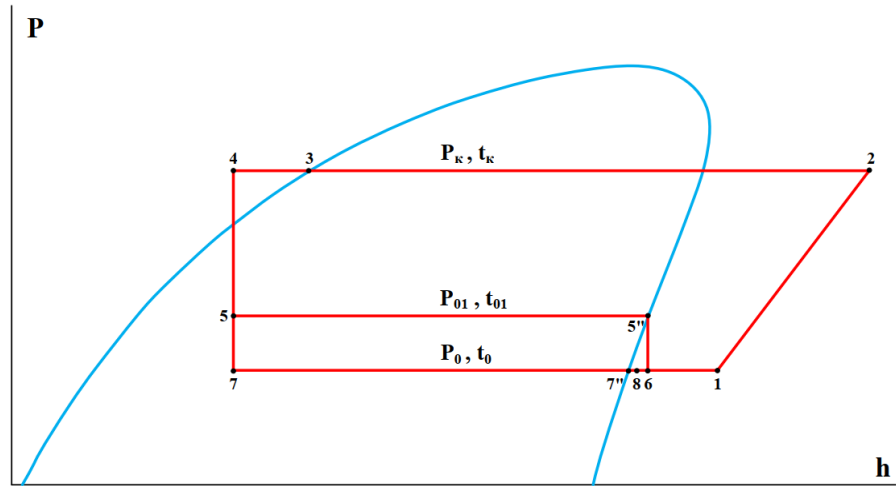


Рисунок 2.56 — Термодинамічний цикл дійсної холодительної машини наданий в діграммі ($lgp-h$)

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		37

Таблиця 2.6 – Термодинамічні параметри в вузлових точках циклу

№ Точки	Тиск, P бар	Температура, t °C	Ентальпія, h , кДж/кг	Об'єм, v , кг/м ³
1	1,7345	25	437,97	0,16118
2	15,413	112,99	505,59	0,022
3	15,413	34,9	252,19	0,00091
4	15,413	12,920	218,16	0,00083
5	3,1978	-10	218,16	
5''	3,1978	-10	404,49	
6	1,7345	-15,203	404,49	
7''	1,7345	-25	396,39	
7	1,7345	-25	218,16	
8	1,7345	-20	404,44	

Питомі характеристики циклу

Питома масова холодопродуктивність повітроохолоджувачів низькотемпературних камер №2, 3:

$$q_0 = h_{7''} - h_7 = 396,39 - 218,16 = 178,23 \text{ кДж / кг}; \quad (2.16)$$

Питома масова холодопродуктивність повітроохолоджувачів високотемпературних камер №1, 4, 5:

$$q_{02} = h_{5''} - h_5 = 404,49 - 218,16 = 186,33 \text{ кДж / кг}; \quad (2.17)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність компресора:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{178,23}{0,16118} = 1105,78 \text{ (кДж / м}^3\text{)}; \quad (2.18)$$

Питома робота адіабатного стиснення в компресорі:

$$w = h_2 - h_1 = 505,59 - 437,97 = 67,62 \text{ (кДж / кг)}; \quad (2.19)$$

Питома теплота, відведена в конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3 = 505,59 - 252,19 = 253,4 \text{ (кДж / кг)}. \quad (2.20)$$

Масові витрати холодоагенту

Масова витрата холодоагенту крізь повітроохолоджувачі камер №2, 3:

$$M_{a(2,3)} = \frac{Q_{0(2,3)}}{q_0} = \frac{4}{178,23} = 0,0224 \text{ (кг / с);} \quad (2.21)$$

Масова витрата холодоагенту крізь повітроохолоджувачі камер №1, 4, 5:

$$M_{a(1,4,5)} = \frac{Q_{0(1,4,5)}}{q_{01}} = \frac{5}{186,33} = 0,0268 \text{ (кг / с);} \quad (2.22)$$

Сумарна масова витрата через компресор (після змішування потоків у точці 8):

$$\sum M_a = M_{a(2,3)} + M_{a(1,4,5)} = 0,0224 + 0,02688 = 0,0493 \text{ (кг / с);} \quad (2.23)$$

Коефіцієнт подавання компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w, \quad (2.24)$$

де λ_c коефіцієнт подавання, що враховує вплив «мертвого простору»

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,02 \cdot \left(\frac{15,413}{1,7345} - 1 \right) = 0,8422, \quad (2.25)$$

де

c - відносна величина «мертвого простору», що залежить від типу компресора

$c = 0,015 \dots 0,05$;

m - Показник політропи розширення

λ'_w коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах:

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = \frac{248 + 50}{313 \cdot 1,12 + 0,5 \cdot 50} = 0,7934 \quad (2.26)$$

$\theta = t_1 - t_{03} = 20$, - повний перегрів на всмоктуванні в компресор;

$\alpha = 1,12, \beta = 0,5$

Таким чином, $\lambda = 0,8422 \cdot 0,7934 = 0,668$.

Дійсна холодопродуктивність компресора:

$$Q_{км} = V_h \cdot \lambda \cdot q_v = 0,0188 \cdot 0,668 \cdot 1105,78 = 13,88 \text{ кВт} \quad (2.27)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		39

$$V_d = V_h \cdot \lambda = 0,018 \cdot 0,668 = 0,012024 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.28)$$

Дійсна масова продуктивність компресора:

$$\sum M_a^* = \frac{V_d}{v_1} = \frac{0,0120}{0,16118} = 0,074 \text{ кг/с} \quad (2.29)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = \sum M_a^* \cdot w, \text{кВт} \quad (2.30)$$

$$N_a = 0,074 \cdot 67,62 = 5 \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт}$$

де η_i - індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda'_w + bt_0 = 0,7934 + 0,0025 \cdot (-25) = 0,7309; \quad (2.31)$$

t_0 -температура кипіння; $b = 0.0025$

$$N_i = \frac{5}{0,7309} = 6,846 \text{ кВт}. \quad (2.32)$$

Потужність тертя:

$$N_{mp} = V_h \cdot p_{imp}, \text{кВт}$$

где p_{imp} – середній індикаторний тиск тертя (2.33)

$$p_{imp} = 50 \text{ кПа}$$

$$N_{mp} = 0,0188 \cdot 50 = 0,94 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність компресора :

$$N_e = N_{mp} + N_i, \text{кВт} = 0,94 + 6,846 = 7,78 \text{ кВт}. \quad (2.34)$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = \sum M_a^* \cdot (h_2 - h_3) = 0,074 \cdot (505,59 - 252,19) = 18,75 \text{ кВт}. \quad (2.35)$$

Термодинамічна ефективність установки

Оскільки система виробляє холод на двох різних температурних рівнях, для коректної оцінки її ефективності доцільно використовувати критерій термодинамічної ефективності. Цей показник порівнює сумарну мінімальну

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		40

роботу, теоретично необхідну для виробництва холоду на кожному температурному рівні окремо, із реально витраченою роботою компресора, що дозволяє об'єктивно врахувати термодинамічну цінність холоду різного потенціалу.

Термодинамічна ефективність циклу:

$$\eta_{mo} = \frac{E_1 + E_2}{N_e}, \quad (2.36)$$

де E_1, E_2 – мінімальна робота оборотного циклу Карно для кожної групи камер, кВт;

Мінімальна робота для низькотемпературної групи ($T_0 = 248 \text{ К}$):

$$E_1 = Q_0 \cdot \left(\frac{T_k - T_0}{T_0} \right) = 4 \cdot \left(\frac{315 - 248}{248} \right) = 1,08 \text{ к Вт}. \quad (2.37)$$

Мінімальна робота для високотемпературної групи ($T_{01} = 263 \text{ К}$, $T_k = 313 \text{ К}$):

$$E_2 = Q_{01} \cdot \left(\frac{T_k - T_{01}}{T_{01}} \right) = 4 \cdot \left(\frac{315 - 263}{263} \right) = 0,79 \text{ кВт}. \quad (2.38)$$

$$\eta_{mo} = \frac{E_1 + E_2}{N_e} = \frac{1,08 + 0,79}{5,496} = 0,34.$$

Отримане значення $\eta_{mo} = 0,34$ є типовим для суднових холодильних установок з неазеотропним холодоагентом.

2.6. Аналіз можливості підвищення енергетичної ефективності холодильної установки провізійних камер

Як зазначено в підрозділі 2.5, розрахунок холодильної машини виконано для найбільш несприятливого теплового режиму відповідно до норм ІМО: $t_{3\delta} = 36^\circ\text{C}$, $t_\delta = 34^\circ\text{C}$, $t_k = 40^\circ\text{C}$. Температура дистилляту на вході в конденсатор підтримується постійною за допомогою байпасного триходового клапана центрального теплообмінника заборотної води (рис. 3, 4 підрозділу 2.5). При плаванні в помірних широтах температура заборотної води суттєво нижча — охолоджувальний потенціал заборотної води не використовується повністю,

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		41

оскільки байпас відкривається і частина холодної заборотної води обходить теплообмінник.

В дослідженнях [36, 37] показано, що адаптивне керування уставкою байпасного клапана центральної системи охолодження залежно від поточної температури заборотної води дозволяє суттєво скоротити споживання електроенергії протягом навігаційного рейсу. Це підтверджується і в роботі [38], де встановлено, що адаптивне керування насосами та байпасним клапаном забезпечує значно меншу витрату енергії порівняно зі стандартним керуванням з фіксованою уставкою. Таким чином, адаптивне керування уставкою байпасного клапана є ефективним методом підвищення енергоефективності та відповідає вимогам ІМО щодо скорочення викидів парникових газів [8].

Пропонований захід полягає в наступному. В існуючій системі автоматичного регулювання PI-контролер триходового байпасного клапана центрального теплообмінника заборотної води налаштований на фіксовану уставку температури дистилляту $t_{\delta} = 34^{\circ}\text{C} = \text{const}$. Пропонується перепрограмувати PI-контролер таким чином, щоб уставка автоматично розраховувалась за сигналом датчика температури заборотної води $t_{z\delta}$, що вже встановлений у кінгстонній скрині, за законом:

$$t_{\delta, \text{adan}} = t_{z\delta} - \Delta t_{\min(1)} \quad (\text{при } t_{z\delta} < 36^{\circ}\text{C}), \quad (2.39)$$

де $\Delta t_{\min(1)}$ — мінімальний температурний напір у центральному теплообміннику(1), що зберігається в усіх режимах.

При $t_{z\delta} = 36^{\circ}\text{C}$ уставка залишається незмінною $t_{\delta} = 34^{\circ}\text{C}$ і жодних змін у роботі системи не відбувається. Переобладнання не потрібне — змінюється лише програмне забезпечення контролера. Внаслідок зниження t_{δ} знижується і температура конденсації:

$$t_{\kappa, \text{adan}} = t_{\delta, \text{adan}} + \Delta t_{\kappa}, \quad (2.40)$$

що зменшує ступінь стиснення компресора і його ефективну потужність N_e .

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

Вихідні дані для розрахунку:

- сервісна швидкість судна: $v = 19,5$ вузлів;
- типовий маршрут: Перська затока \rightarrow Велика Британія;
- мінімальний температурний напір у центральному теплообміннику:
 $\Delta t_{\min(1)} = 2^{\circ}C$;
- мінімальний температурний напір у конденсаторі: $\Delta t_k = 6^{\circ}C$;
- теплове навантаження провізійних камер: $Q_0 = 8,041$ кВт = const;
- базова ефективна потужність компресора: $Ne_{\text{баз}} = 7,807$ кВт.

Маршрут розбито на чотири ділянки відповідно до кліматичних зон ІМО.

Час проходження ділянки:

$$\tau_i = \frac{L_i}{v}, \text{ год}, \quad (2.41)$$

де L_i — довжина ділянки, морських миль.

Відстані, час і температура заборотної води:

Перська затока \rightarrow Аден: $L_1 = 1500$ миль $\rightarrow \tau_1 = 1500/19,5 = 76,9$ год; $t_{36} = 36^{\circ}C$;

Аден \rightarrow Суецький канал: $L_2 = 1300$ миль $\rightarrow \tau_2 = 1300/19,5 = 66,7$ год; $t_{36} = 32^{\circ}C$;

Суецький канал \rightarrow Гібралтар: $L_3 = 1800$ миль $\rightarrow \tau_3 = 1800/19,5 = 92,3$ год; $t_{36} = 28^{\circ}C$;

Гібралтар \rightarrow Велика Британія: $L_4 = 1200$ миль $\rightarrow \tau_4 = 1200/19,5 = 61,5$ год; $t_{36} = 20^{\circ}C$.

Загальна відстань: $\Sigma L = 5800$ морських миль; загальний час рейсу: $\Sigma \tau = 297,4$ год.

Зниження потужності на кожній ділянці визначається як:

$$\Delta Ne_i = Ne_{\text{баз}} - Ne_{\text{адан}}, \text{ кВт} \quad (2.42)$$

Економія електроенергії на кожній ділянці визначається як:

$$\Delta E_i = \Delta Ne_i \cdot \tau_i, \quad \text{кВт} \cdot \text{год}. \quad (2.43)$$

Результати розрахунку по всіх ділянках зведено в таблицю 2.7.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
						43
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку потенційної економії електроенергії по ділянках маршруту (Перська затока → Велика Британія)

Ділянка маршруту	L , миль	τ , год	$t_{зб}$, °C	$t_{д,баз}$, °C	$t_{к,баз}$, °C	$t_{д,адап}$, °C	$t_{к,адап}$, °C	ΔNe , кВт	ΔE , кВт·год
Перська затока → Аден	1500	76,9	36	34	40	34	40	0,000	0,0
Аден → Суецький канал	1300	66,7	32	34	40	30	36	0,230	15,3
Суецький канал → Гібралтар	1800	92,3	28	34	40	26	32	0,493	45,5
Гібралтар → Велика Британія	1200	61,5	20	34	40	18	24	1,111	68,3
Разом	5800	297,4	—	—	—	—	—	—	129,1

Загальна економія за рейс:

$$\Delta E = \sum \Delta E_i = 0 + 15,3 + 45,5 + 68,3 = 129,1 \text{ кВт}\cdot\text{год.} \quad (2.44)$$

Порівняння температур конденсації і потужності компресора для базового та адаптивного режимів наведено на рисунку 2.6.

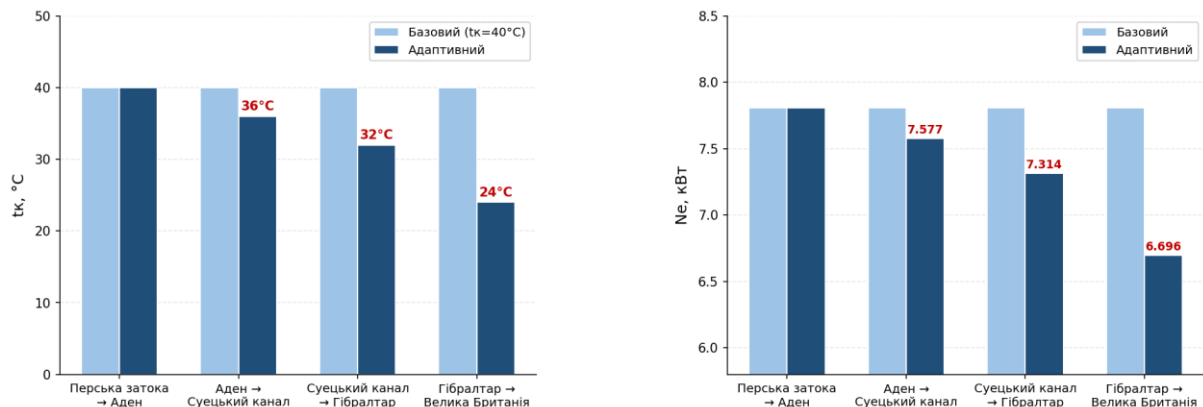


Рисунок 2.6 – Порівняння базового та адаптивного режимів керування байпасним клапаном по ділянках маршруту: а) температура конденсації t_k ; б) ефективна потужність компресора N_e

Рисунок 2.9 показує, що на першій ділянці ($t_{зб} = 36^\circ\text{C}$) обидва режими збігаються — адаптивна уставка не відрізняється від базової. На ділянці Аден → Суецький

канал адаптивне зниження t_k з 40 до 36°C дає зменшення потужності на 0,230 кВт (2,9%), на ділянці Суецький канал → Гібралтар зниження до 32°C — на 0,493 кВт (6,3%), а на ділянці Гібралтар → Велика Британія зниження до 24°C забезпечує максимальне зменшення N_e на 1,111 кВт (14,2%). Потенційна економія електроенергії по ділянках маршруту наведена на рисунку 2.7.

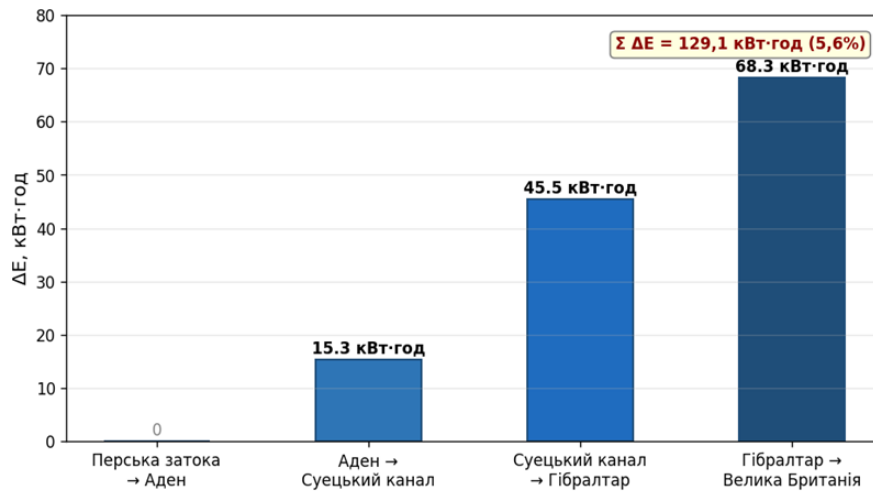


Рисунок 2.7 – Потенційна економія електроенергії по ділянках маршруту при адаптивному керуванні байпасним клапаном

Таким чином, при впровадженні адаптивного керування уставкою байпасного клапана центрального теплообмінника на типовому рейсі маршрутом Перська затока → Велика Британія (5800 морських миль, 12,4 діб) потенційна економія електроенергії становить 129,1 кВт·год за рейс, або 5,6% від базового споживання компресора (2 321,8 кВт·год). Максимальний ефект досягається на ділянці Гібралтар → Велика Британія: зниження t_k з 40 до 24°C зменшує N_e на 14,2% і дає 68,3 кВт·год економії (52,9% від загальної). Захід не потребує переобладнання системи — достатньо перепрограмування ПІ-контролера з введенням сигналу від наявного датчика температури забортної води. Отриманий результат узгоджується за порядком величин з даними [33], де встановлено економію 277,4 кВт·год за 11 діб при аналогічному підході на більшому судні.

2.7. Перевірочний розрахунок повітроохолоджувача

Метою перевірного розрахунку є підтвердження того, що встановлений на судні повітроохолоджувач забезпечує задану холодопродуктивність при нормованих умовах роботи. На відміну від проектного розрахунку, при перевіркому розрахунку конструктивні характеристики апарату (габарити, тип та геометрія оребрення, кількість труб, кількість рядів) відомі заздалегідь — вони беруться з суднової технічної документації та паспорту обладнання. Завданням розрахунку є визначення коефіцієнта теплопередавання та необхідної поверхні теплообміну, а потім порівняння розрахункової площі з фактичною площею апарату.

Розрахунок виконувався при наступних припущеннях: середні параметри повітря в повітроохолоджувачі рівні параметрам повітря в охолоджуваному приміщенні, температури кипіння холодильного агента і поверхні теплообмінної секції постійні.

Розрахунок проводимо для провізійної камери №1 (зберігання овочів).

Для повітроохолоджувача приймаємо такі вихідні дані:

$Q_0 = 2,5 \text{ кВт}$ - холодопродуктивність апарату;

$t_{\text{кам}} = 3^{\circ} \text{C}$ - температура у камері;

$t_0 = -10^{\circ} \text{C}$ - температура кипіння R407C.

Геометричні розміри і тип ребристої поверхні:

Оребрення з квадратними пластинчастими ребрами (РП):

$d_{\text{тр}} \times \delta_{\text{тр}} = (14 \times 1)$ - діаметр і товщина стінки труби;

$\delta_{\text{тр}} = 0,4 \text{ мм}$ товщина біля основи ребра;

$u_p = 6 \text{ мм}$ - крок ребра;

$A \times B = (75 \times 75) \text{ мм}$.

Швидкість повітря в "живому перетині" апарату: $\omega = 1,4 \text{ м / с}$.

Матеріал ребер-алюміній, $\lambda_a = 180 \text{ Вт / м}^2 \text{К}$.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		46

Товщина інею: $\delta_i = 1\text{мм}$.

Коефіцієнт теплопровідності інею: $\lambda_i = 0,25\text{Вт} / \text{м}^2\text{К}$.

Глибина охолодження повітря в апараті: $\Delta t_{\text{в}} = 5^{\circ}\text{C}$, знаходимо температурний напір: $\theta_{\text{м}} = 10,29^{\circ}\text{C}$,

тоді $t_{\text{вх.пов}} = 3^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{вих.пов}} = -2^{\circ}\text{C}$.

$t_{\text{сер.пов}} = 0,5 \cdot (3 - 2) = 0,5^{\circ}\text{C}$;

Величина середньої температури поверхні інею: t_i ,

$t_{\text{р.т}} < t_i < t_{\text{сер.п}}$, тоді $t_i = t_{\text{сер.п}} - (0.1 \dots 0.9) \cdot \theta_{\text{м}} = 0,5 - (0,728 \cdot 10,29) = -7^{\circ}\text{C}$.

Будуємо процес стану повітря в повітроохолоджувачі і за допомогою (H-d) діаграми для вологого повітря знаходимо параметри повітря:

Таблиця 2.8 – Параметри стану повітря в повітроохолоджувачі

φ %	t_i $^{\circ}\text{C}$				$d_i \cdot 10^{-3}$; кг / кг				h ; кДж / кг		
	$t_{\text{кам}}$	t_1	t_2	t_i	$d_{\text{кам}}$	$d_{\text{кам}}''$	d_2	d_i''	$h_{\text{кам}}$	h_2	h_3
90	+3	3	-2	-7	4.22	2.08	2.98	2.08	13.6	5.44	-1.86

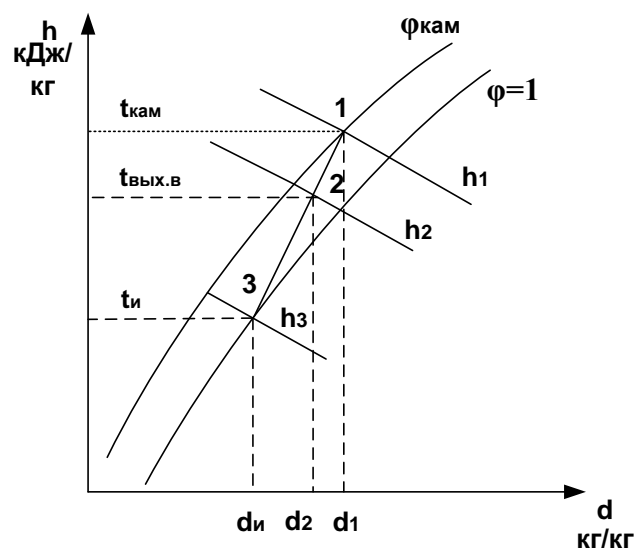


Рисунок 2.8 – Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі.

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередаємого елемента:

де: f_p - зовнішня поверхня ребра, m^2 .

$$f_p = 2 \cdot (A \times B - 0,785 \cdot d_{зоб}^2), m^2 \quad (2.45)$$

$$f_p = 2 \cdot (75 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 10^{-3} - 0,785 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2) = 0,0109 m^2.$$

f_{mp} - зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами, m^2

$$f_{mp} = \pi \cdot d_{зоб} \cdot (u - \delta_{op}), \quad (2.46)$$

$$f_{mp} = \pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3}) = 2,46 \cdot 10^{-4} m^2.$$

$f_{вн}$ - внутрішня поверхня труби ребристого елемента; m^2

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u, \quad (2.47)$$

$$f_{вн} = \pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 2,261 \cdot 10^{-4} m^2.$$

$f_{зоб}$ - повна зовнішня поверхня ребристого елемента, m^2

$$f_{зоб} = f_p + f_{mp}, \quad (2.48)$$

$$f_{зоб} = 0,0109 + 2,46 \cdot 10^{-4} = 0,0111 m^2.$$

Коефіцієнт β і ступінь оребрення теплообмінної поверхні:

$$\beta = \frac{f_{зоб}}{f_{вн}} = \frac{0,0111}{2,261 \cdot 10^{-4}} = 49 \quad (2.49)$$

$$\phi = \frac{f_{зоб}}{\pi \cdot d_{зоб} \cdot u} = \frac{0,011}{\pi \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 41 \quad (2.50)$$

Геометричні характеристики поверхні інею осів на ребристому елементі:

$$\begin{aligned} f_{pi} &= 2 \left[A \cdot B - 0,785 \cdot (d_{н} + 2\delta_{н})^2 \right] = \\ &= 2 \cdot \left[75 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 10^{-3} - 0,785 (14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3})^2 \right] = 0,010 m^2. \end{aligned}$$

Внішня поверхня інею на трубi між двома суміжними ребрами:

$$\begin{aligned} f_{mpi} &= \pi \cdot (d_{зоб} + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{op} + \delta_i)] = \\ &= \pi \cdot (14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) \cdot [6 \cdot 10^{-3} - (0,4 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3})] = 2,3 \cdot 10^{-4} m^2 \end{aligned} \quad (2.51)$$

Повна поверхня інею на ребрі:

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		48

$$f_{\text{зов.і}} = f_{\text{рі}} + f_{\text{трі}} = 0,01 + 2,3 \cdot 10^{-4} = 0,01023 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta^i = \frac{f_{\text{зові}}}{f_{\text{вн}}} = \frac{0,01023}{2,261 \cdot 10^{-4}} = 45,24 \quad (2.52)$$

Мінімальний «живий» переріз одного ребристого елемента, м²

$$f_{\text{ж}} = (S_1 - d_{\text{зов}} - 2 \cdot \delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2 \cdot \delta_i); \quad (2.53)$$

$$f_{\text{ж}} = (75 \cdot 10^{-3} - 14 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3}) \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3}) = 2,124 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

де

S_1 - крок пучків труб при коридорному розташуванні:

$$S_1 = S_2 = A = B = 75 \text{ мм}.$$

Температура кипіння робочого тіла $t_0 = -10^0 \text{ C}$

Визначаємо теплофізичні властивості вологого повітря при середній температурі повітря $t_{\text{ср.п}} = 0,5^0 \text{ C}$:

λ - коефіцієнт теплопровідності повітря: $\lambda = 2,44 \cdot 10^{-2} \text{ Вт / (К)}$;

ν - кінематична в'язкість повітря: $\nu = 13,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Критерій Прандтля: $Pr = 0,707$

Щільність повітря: $\rho_{\text{п}} = 1,293 \text{ кг / м}^3$.

Коефіцієнт конвективного тепловіддавання від повітря до зовнішньої оребреної поверхні:

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{u} \quad (2.54)$$

де число Нуссельта розраховуємо за формулою для коридорного пучка труб з пластинчастими ребрами:

$$Nu = C \cdot Re^{\tau} \cdot \left(\frac{L_p}{d_{\text{екв}}} \right)^m, \quad (2.55)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		49

де L_p - ширина однієї пластини (ребра) по ходу руху повітря; в даному випадку

$$L_p = A = B = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр, м

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot [(S_1 - d_{\text{зов}}) \cdot (u - \delta_p)]}{[(S_1 - d_{\text{зов}}) + (u - \delta_p)]} \quad (2.56)$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot [(75 \cdot 10^{-3} - 14 \cdot 10^{-3}) \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3})]}{[(75 \cdot 10^{-3} - 14 \cdot 10^{-3}) + (6 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3})]} = 0,0102 \text{ м}$$

де $Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}$ - число Рейнольдса,

$d_{\text{зов}}$ - зовнішній діаметр труби, вибираємо $d_n = 0,14$ м,

u - крок ребер,

$$Re = \frac{1,402 \cdot 0,0102}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 1077,1;$$

$$Nu = 0,407 \cdot 1077,1^{0,498} \cdot \left(\frac{75 \cdot 10^{-3}}{0,0102} \right)^{-0,193} = 8,96$$

$$\alpha_{\kappa} = \frac{8,96 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{6,0 \cdot 10^{-3}} = 36,44 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коефіцієнт вологовипадання:

$$\xi = 1 + \frac{d_{\text{кам}} \phi_{\text{кам}} - d_i''}{t_{\text{кам}} - t_i} \cdot \frac{r - h_i}{c_p}, \quad (2.57)$$

$d_{\text{кам}}$, d_i'' - відповідно, вологовміст насиченого повітря при $t_{\text{кам}}$ і t_i ($\phi_{\text{кам}} = 100\%$).

r - прихована теплота фазового переходу

h_i - ентальпія інею.

$$h_i = -1,86 \text{ кДж / кг};$$

c_p' - теплоємність вологого повітря, приймаємо

$$c_p' = 1,006 + 1,87 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} = 1,12 \text{ кДж / кг}$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		50

$$\xi = 1 + \frac{4,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 2,08 \cdot 10^{-3}}{3 + 7} \cdot \frac{2501 + 1,86}{1,012} = 1,42;$$

Коефіцієнт тепловіддавання з урахуванням вологовипадіння:

$$\alpha_{\Pi} = \alpha_k \cdot \xi \quad (2.58)$$

$$\alpha_n = 36,44 \cdot 1,42 = 51,7 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

Приведений коефіцієнт тепловіддавання з урахуванням термічного опору шару інею:

$$\alpha_{np} = \frac{1}{(1/\alpha_{\Pi} + \delta_{ин}/\lambda_{ин})}, \quad (2.59)$$

де $\delta_{ин}$ - товщина шару інею, $\delta_{ин} = 0.001$ м;

$\lambda_{ин} = 0.11 \dots 0.25$ - теплопровідність інею, приймаємо $\lambda_{ин} = 0.11$ Вт / (м·К).

$$\alpha_{np} = \frac{1}{(1/51,7 + 1 \cdot 10^{-3}/0,11)} = 35,17 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{\text{th}(mh')}{mh'}, \quad (2.60)$$

де h' - умовна висота ребра:

$$h' = 0,5 \cdot d_{зоб} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho), \text{ М, при } A = B \Rightarrow \rho = \frac{1,15 \cdot B}{d_{зоб}}, \quad (2.61)$$

$$\rho = \frac{1,15 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}} = 6,16;$$

таким чином, $h' = 0,5 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot (6,16 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 6,16) = 0,0591$ м;

m - безрозмірний комплекс:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{np}}{\delta_p \cdot \lambda_p}}; \quad (2.61)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 35,17}{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 180}} = 31,25 \text{ 1/м};$$

$$m \cdot h' = 31,25 \cdot 0,059 = 1,84 \text{ м}; \quad (2.62)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		51

$$E = \frac{th(1,84)}{1,84} = 0,516$$

Умовний коефіцієнт тепловіддавання, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{np.n} = \alpha_{np} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + f_{mp}) / f_{зов}, \text{ Вт / м}^2 \quad (2.63)$$

де c_k – коефіцієнт, що враховує контактний термічний опір між ребром та трубою;

$c_k = 0,86$ – для мідних труб з пластинчастими алюмінієвими ребрами;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддавання по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 1,84 = 0,89.$$

Таким чином,

$$\alpha_{np.зов} = 35,17 \cdot \left(\frac{0,0109 \cdot 0,516 \cdot 0,89 \cdot 0,86 + 2,46 \cdot 10^{-4}}{0,0111} \right) = 14,41 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коефіцієнт тепловіддавання з боку холодильного агента для R407C:

$$\alpha_a = 32 \cdot q_{F_{вн}}^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,47}, \quad (5.64)$$

де $\omega \cdot \rho$ - масова швидкість холодильного агента у трубі повітроохолоджувача, приймається за графіком [1]

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{F_{вн}} = \alpha_n (t_{сер.п} - t_i) \cdot \beta_i, \quad (2.65)$$

$$q_{F_{вн}} = 49,9 \cdot (7,5) \cdot 45 = 16841 \text{ Вт / м}^2;$$

$$\alpha_a = 32 \cdot 16841^{0,15} \cdot 1500^{0,47} = 4284 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коефіцієнт теплопередавання повітроохолоджувача віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$k_{зов}^i = \frac{1}{\left(1/\alpha_{пр.зов} + \beta_i/\alpha_a + \phi \cdot \delta_{тр} / \lambda_{тр} \right)},$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		52

$$k_{306}^i = \frac{1}{\left(1/14,14 + 41 \cdot 1 \cdot 10^{-3} / 380 + 45 / 4284\right)} = 12,29 \text{ Вт / (м}^2 \text{ К)}; \quad (2.66)$$

Щільність теплового потоку, віднесений до поверхні інею:

$$q_{F_{306}} = k_{306}^i \cdot (t_{\text{сер.п}} - t_0). \quad (2.67)$$

$$q_{F_{306}} = 12,29 \cdot (0,5 + 10) = 129,045 \text{ Вт / м}^2;$$

Коефіцієнт теплопередавання повітроохолоджувача віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею:

$$k_{306} = \frac{\kappa_{306}^i \cdot \beta^{306}}{\beta^i} = \frac{12,29 \cdot 49}{45,24} = 13,31 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.68)$$

Визначаємо зовнішню поверхню повітроохолоджувача:

$$F_{306} = \frac{Q_0}{k_{306} (t_{\text{кам}} - t_0)} = \frac{2,500}{13,31 \cdot (3 + 10)} = 14,4 \text{ м}^2. \quad (2.69)$$

Внутрішня площа апарату:

$$F_{\text{вн}} = \frac{F_{306}}{\beta} = \frac{14,4}{49} = 0,294 \text{ м}^2. \quad (2.70)$$

Компунувальний розрахунок повітроохолоджувача

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_n = \frac{Q_0}{\rho_n \cdot (h_1 - h_2) \cdot 10^3} = \frac{2500}{1,293 \cdot (13,6 - 5,44) \cdot 10^3} = 0,23 \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (2.71)$$

Діаметр вентилятора: $D_6 = 200 \text{ мм}$.

Мінімальний «живий» перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообмінній поверхні:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_n}{\omega} = \frac{0,236}{1,4} = 0,1685 \text{ м}^2. \quad (2.72)$$

Довжина усіх труб в апараті:

$$\sum L = \frac{F_{\text{вн}}}{f_{\text{вн}}} = \frac{0,294}{0,0376} = 7,82 \text{ м}. \quad (2.73)$$

Кількість труб у фронтальному перерізі: $z = 6$ штук.

Довжина апарата: $l = 0,8 \text{ м}$.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		53

Довжина труб у фронтальному перерізі:

$$L = l \cdot z = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \text{ м.} \quad (2.74)$$

Ширина апарату:

$$H = z \cdot S_1 = 6 \cdot 75 \cdot 10^{-3} = 0,450 \text{ м.} \quad (2.75)$$

Кількість труб по ходу повітря (розрахункова):

$$z'_{np} = \frac{\sum L}{L} = \frac{7,8}{4,8} = 2 \text{ шт.} \quad (2.76)$$

Дійсна кількість труб по ходу повітря: $z_{np} = 5$ секції.

Глибина секції:

$$B = S_1 \cdot z_{np} = 75 \cdot 10^{-3} \cdot 5 = 0,375 \text{ мм} \quad (2.77)$$

Аеродинамічний розрахунок повітроохолоджувача

Аеродинамічний опір обребреного пучка потоку повітря:

$$\Delta P = A \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1.76}, \quad (2.78)$$

де

$$A = 0,0113; d_{\text{екв}} = 0,0102 \text{ м}; \omega \cdot \rho = 1,4 \cdot 1,293 = 1,81;$$

$$\Delta P = 0.0113 \cdot \left(\frac{75 \cdot 10^{-3}}{0,0102} \right) \cdot (1,81)^{1.76} = 0,23 \text{ Па.}$$

За результатами перевірного розрахунку визначена необхідна зовнішня поверхня повітроохолоджувача $F_{\text{зог}} = 14,4 \text{ м}^2$. Конструктивні параметри встановленого апарату згідно із судовою документацією ($z = 6$ труб у фронтальному перерізі, $z_{np} = 5$ рядів по ходу повітря, $l = 0,8 \text{ м}$) відповідають розрахунковим значенням. Таким чином, підтверджено достатність встановленого повітроохолоджувача для забезпечення заданої холодопродуктивності камери №1 ($Q_0 = 2,5 \text{ кВт}$) при розрахункових умовах.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		54

2.8. Перевірочний розрахунок розрахунок конденсатора

Конденсатор охолоджується дистильованою водою оборотного водопостачання.

Максимальне теплове навантаження на апарат	$Q_{кд} = 18,75 \text{ кВт.}$
Температура конденсації (середня)	$\bar{t}_к = 37,45^\circ \text{С.}$
Температура води на вході в апарат	$t_{w1} = 34^\circ \text{С.}$
Температура води на виході з апарату	$t_{w2} = 36^\circ \text{С.}$
Внутрішній діаметр апарату	$D_{вн} = 216 \text{ мм.}$
Довжина апарату	$L = 1000 \text{ мм.}$
Кількість ходів по воді:	$z = 4.$
Загальне число труб в апараті	$n = 56 \text{ шт.}$

В конденсаторі використовуються мідно-нікелеві трубки з накатними ребрами наступної геометрії:

$d_{вн} = 10,6 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр труби;

$d_{западин} = 14,1 \text{ мм}$ - діаметр западин;

$d_{зов} = 16 \text{ мм}$ - зовнішній діаметр труби;

$u = 1,34 \text{ мм}$ - крок між ребрами;

$\beta = 3,5$ - коефіцієнт оребрення;

Профіль оребрення надано на рис.2.9

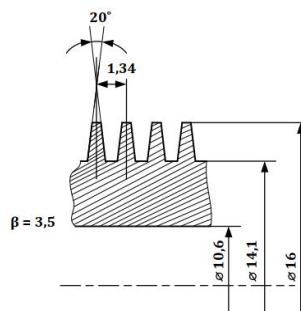


Рисунок 2.9 – Конструкція зовнішнього оребрення труб у конденсаторі

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		55

Визначаємо середню логарифмічну різницю температур:

$$\Theta_m = \frac{(t_w^{ex} - t_w^{in})}{\ln \frac{(\bar{t}_k - t_w^{ex})}{(\bar{t}_k - t_w^{in})}}, \quad (2.79)$$

$$\Theta_m = \frac{(36 - 34)}{\ln \frac{(37,45 - 34)}{(37,45 - 36)}} = \frac{2}{0,866} = 2,307^\circ \text{C}$$

де

\bar{t}_k – середня температура конденсації холодильного агенту, °C

t_w^{ex}, t_w^{in} – температура води на вході і виході з конденсатора, °C

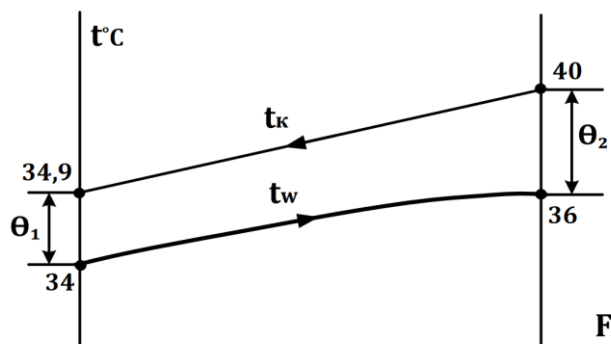


Рисунок 2.10 – Схема руху потоків робочих середовищ в кожухотрубному конденсаторі, с використанням холодогента R407C.

Масова витрата води в апараті:

$$G_w^F = \frac{Q_k}{c_p^w \cdot \Delta t_w}, \text{ кг / с} \quad (2.80)$$

$$G_w^F = \frac{18,75}{4,174 \cdot 2} = \frac{18,75}{8,348} = 2,24, \text{ кг/с.}$$

c_p^w - теплоємність води при Δt_w^{cp} , КДж / кг·

Δt_w^{cp} - різниця температур води на виході та вході в апарат, °C

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

Теплофізичні властивості води в діапазоні температур: $t = 35^\circ\text{C}$

$\rho_w = 995,7 \text{ кг/м}^3$ - густина води; кг/м^3 ;

$\lambda = 0,6265 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\nu = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\text{Pr} = 4,865$ - критерій Прандтля.

Швидкість руху води в трубах визначимо, з урахуванням конструктивних характеристики конденсатора:

$$\omega_w = \frac{4 \cdot G_w^F}{\pi \cdot (d_{\text{вн}})^2 \cdot \rho_w \cdot n} = \frac{4 \cdot 2,246}{3,14 \cdot (10,6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 995,7 \cdot 14} = 1,82 \text{ м/с.} \quad (2.81)$$

Визначаємо режим руху води:

$$\text{Re} = \frac{\omega_w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_w} \quad (2.82)$$

$$\text{Re} = \frac{1,82 \cdot 10,6 \cdot 10^{-3}}{0,732 \cdot 10^{-6}} = 26439,08.$$

Визначаємо критерій Нусельта:

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot 26439,08^{0,8} \cdot 4,865^{0,43} = 143,041. \quad (2.83)$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддавання з боку води:

$$\alpha_w = \frac{\text{Nu}_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{вн}}} = \frac{143,041 \cdot 62,65 \cdot 10^{-2}}{14,6 \cdot 10^{-3}} = 6138,047 \text{ Вт / м}^2. \quad (2.84)$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддавання з боку агента R407C.

Теплофізичні властивості холодильного агенту R407C.

Зовнішня площа одного ребристого елемента:

$$F_{\text{зов}} = \beta \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,5 \cdot \pi \cdot 10,6 \cdot 10^{-3} = 0,11 \text{ м}^2/\text{м.} \quad (2.85)$$

Внутрішня площа одного ребристого елемента:

$$F_{\text{вн}} = \frac{F_{\text{зов}}}{\beta} = \frac{0,11}{3,5} = 0,0333 \text{ м}^2/\text{м.} \quad (2.86)$$

Висота ребра:

$$h = 0,5 \cdot (D - d) = 0,5 \cdot (16 \cdot 10^{-3} - 14,1 \cdot 10^{-3}) = 0,00095 \text{ м.} \quad (2.87)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

Приведена висота ребра:

$$h_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_{вист}^2 - d_{заступн}^2}{d_{вист}} \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{(16 \cdot 10^{-3})^2 - (14,1 \cdot 10^{-3})^2}{16 \cdot 10^{-3}} \right) = 0,00357 \text{ м.} \quad (2.88)$$

Ефективність ребра (для низьких накатних ребер) $E=1$

Теплофізичні властивості холодильного агента (рідини) при середній температурі конденсації: $\bar{t}_{R407C} = 37,45^\circ \text{C}$.

кДж/кг - прихована теплота пароутворення агента;

$\rho'_{(407C)} = 932 \text{ кг/м}^3$ - густина рідкого агента;

$\lambda'_{(407C)} = 0,08 \text{ Вт/мК}$ - теплопровідність рідкого агента;

$\mu'_{(407C)} = 1,27 \cdot 10^{-4} \text{ Па/с}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Коефіцієнт тепловіддавання з боку холодильного агента, який віднесено до внутрішньої поверхні оребреної труби:

$$\alpha_a = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{r_{(407C)} \cdot (\rho'_{(407C)})^2 \cdot (\lambda'_{(407C)})^3 \cdot g}{\mu'_{(407C)} \cdot d_{зан}}} \cdot n^{(-1/6)} \cdot \phi_p \cdot \beta \cdot (t_k - t_{cm})^{(-1/4)}. \quad (2.89)$$

Коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних поверхнях оребрених труб.

$$\phi_p = 1,3 \cdot \frac{F_e}{F_{зов}} \cdot E^{3/4} \cdot \left(\frac{d_{запад}}{h_1} \right)^{1/4} + \frac{F_z}{F_{зов}}. \quad (2.90)$$

Поверхня вертикальних ділянок ребер:

$$F_e = \frac{\pi \cdot (d_{вист}^2 - d_{запад}^2)}{2 \cdot u \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\pi \cdot ((16 \cdot 10^{-3})^2 - (14,1 \cdot 10^{-3})^2)}{2 \cdot 1,34 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \frac{20}{2}} = 0,068 \text{ м/м.} \quad (2.91)$$

Поверхня горизонтальних ділянок труби

$$F_z = F_{зов} - F_e = 0,11 - 0,0333 = 0,1438 \text{ м/м.} \quad (2.92)$$

$$\phi_p = 1,3 \cdot \frac{0,0333}{0,11} \cdot 1^{3/4} \cdot \left(\frac{14,1 \cdot 10^{-3}}{0,00357} \right)^{1/4} + \frac{0,1438}{0,11} = 1,86.$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

$$\alpha_a = 15127,37 \cdot (t_k - t_{cm})^{(-1/4)}$$

Густина теплового потоку з боку води до стінки труби:

$$q_{w(F_{вн})} = \frac{(t_{cm} - t_w)}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \quad (2.93)$$

$$q_{w(F_{вн})} = \frac{\theta_w}{\frac{1}{6138,026} + 13.3 \cdot 10^{-6}} = 5674,762 \cdot \theta_w$$

$$\theta_w = (t_{cm} - t_w)$$

Термічний опір стінки труби:

$$\frac{\delta_{mp}}{\lambda_{mp}} = \frac{1.55 \cdot 10^{-3}}{116} = 13.3 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{W \cdot K} \quad (2.94)$$

Густина теплового потоку з боку холодильного агента до стінки труби:

$$q_{a(F_{вн})} = \alpha_a \cdot \theta_a = 15127,37 \cdot \theta_a^{0,75}, \text{ де}$$

$$\theta_a = (t_k - t_{cm})$$

Густина теплового потоку віднесена до внутрішньої поверхні апарату визначимо графоаналітичним методом.

Переймаючись значенням θ_a і θ_w , будемо графіки залежності питомої густини теплового потоку.

Таблиця 2.9 – Дані для розрахунку щільності теплового потоку в конденсаторі

θ_a	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
θ_w	0,25	0,5	0,75	1	2	3
$q_{a(F_{вн})}$	5348,33	8994,2	12191	15127	20503	25441
$q_{w(F_{вн})}$	1534,51	3069	4603,5	6138,0	12276	18414

За графіка визначаємо, що питома теплового потоку $q_f = 6350 \text{ Вт} / \text{м}^2$.

Визначаємо площу внутрішньої поверхні апарату.

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\kappa}}{q_f} = \frac{18,75 \cdot 10^3}{6350} = 2,95, \text{ м}^2 \quad (2.95)$$

Сумарна довжина труб в апараті

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{2,95}{3,14 \cdot 10,6 \cdot 10^{-3}} = 88,5, \text{ м} \quad (2.96)$$

Розраховуємо середнє число труб в одному ході.

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43}, \text{ шт}$$

$$n = \frac{4 \cdot 2,246}{3,14 \cdot (10,6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 995,77 \cdot 1,82} = 14 \text{ шт} \quad (2.97)$$

Приймаємо число ходів по воді 4, тоді загальне кількість труб:

$$n_p = n \cdot z = 14 \cdot 4 = 56 \text{ шт}$$

Крок труб по горизонталі: $S_1 = 1,5 \cdot d_n = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм}$.

Кількість труб по діагоналі: $m = 9$.

Внутрішній діаметр обичайки.

$$D_{\text{вн}} = m \cdot S_1, \text{ м}, \quad D_{\text{вн}} = 9 \cdot 24 = 216 \text{ мм}$$

За результатами перевірного розрахунку отримано: внутрішній діаметр корпусу $D_{\text{вн}} = 216 \text{ мм}$, загальна кількість труб $n_p = 56 \text{ шт}$. Ці значення повністю відповідають конструктивним характеристикам встановленого конденсатора згідно із судовою документацією. Таким чином, підтверджено достатність теплообмінної поверхні апарату для відведення максимального теплового навантаження при розрахункових умовах роботи.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

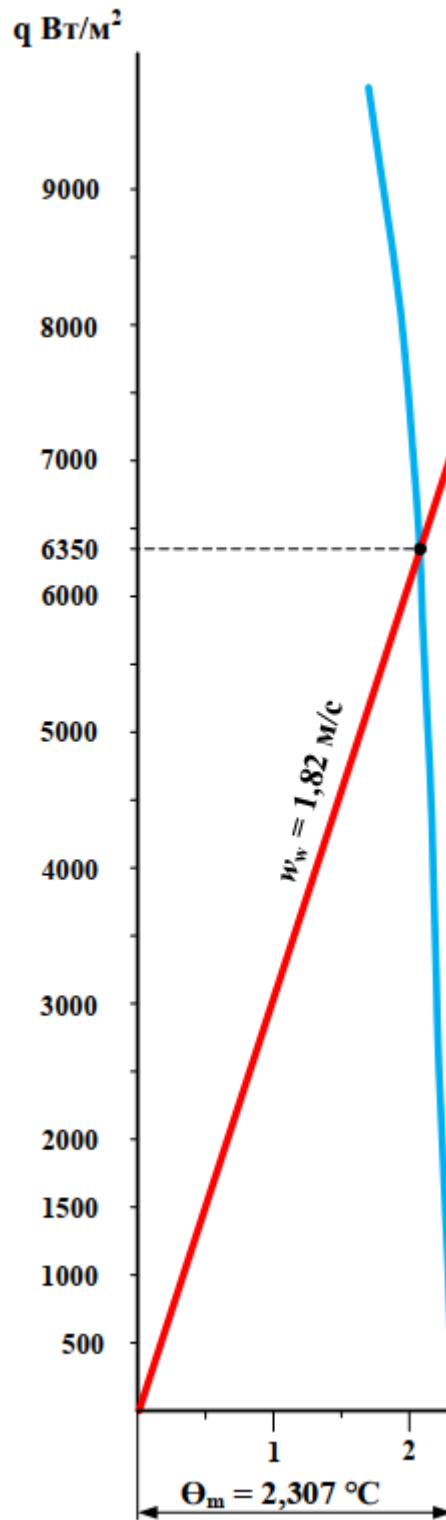


Рисунок 2.11 – Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в конденсаторі.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

2.9. Розрахунок магістральних трубопроводів

Діаметр труби визначається за формулою:

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}}, \quad (2.98)$$

де V_p – об'ємна витрата робочої речовини; $\text{м}^3/\text{с}$;

ω – швидкість руху робочої речовини, $\text{м}/\text{с}$.

В системі перебуває R407C, використані трубки з міді.

Відповідно до судових інструкцій:

$d_{mp(\text{всм})} = 35 \text{ мм}$ – діаметр трубопроводу на всмоктуванні в компресор;

$d_{mp(\text{н})} = 28 \text{ мм}$ – діаметр трубопроводу на нагнітанні з компресора;

$d_{mp(\text{рід})} = 16,8 \text{ мм}$ – діаметр трубопроводу на виході з конденсатора;

$$V_{p(\text{всм})} = \sum M^* \cdot v_1 = 0,074 \cdot 0,16118 = 0,011927 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{p(\text{н})} = \sum M^* \cdot v_2 = 0,074 \cdot 0,022 = 0,001628 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{p(\text{рід})} = \sum M^* \cdot v_2 = 0,074 \cdot 0,00091 = 0,00006734 \text{ м}^3/\text{с};$$

Швидкість пари на всмоктуванні в компресор:

$$\omega_{\text{всм}} = \frac{4 \cdot V_{p(\text{всм})}}{\pi \cdot (d_{mp(\text{всм})})^2} = \frac{4 \cdot 0,011927}{\pi \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2} = 12,39 \text{ м}/\text{с}.$$

Швидкість пари у нагнітальному трубопроводі:

$$\omega_{\text{наг}} = \frac{4 \cdot V_{p(\text{наг})}}{\pi \cdot d_{mp(\text{наг})}^2} = \frac{4 \cdot 0,001628}{\pi \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2} = 2,64 \text{ м}/\text{с}.$$

Швидкість рідини у трубопроводі на виході з конденсатора:

$$\omega_{\text{рід}} = \frac{4 \cdot V_{p(\text{рід})}}{\pi \cdot d_{mp(\text{рід})}^2} = \frac{4 \cdot 0,00006734}{\pi \cdot (16,5 \cdot 10^{-3})^2} = 0,314 \text{ м}/\text{с}.$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

ВИСНОВКИ

У роботі проведено комплексний енергетичний аналіз системи холодопостачання провізійних камер типового танкера-газовоза LNG, в результаті отримано такі висновки:

1. Ізоляційна конструкція провізійних камер із сендвіч-панелей з пінополіуретаном забезпечує нормативні коефіцієнти теплопередавання для всіх типів огорожень, що підтверджує відповідність теплозахисту вимогам класифікаційних товариств IACS при бортових нахилах до $22,5^\circ$ та диференті до $7,5^\circ$.
2. Перевірний розрахунок теплоприпливів підтвердив достатність холодопродуктивності встановленої холодильної машини ($Q_0 = 8,041$ кВт, $N_e = 7,78$ кВт) для підтримання заданих температурних режимів у всіх п'яти провізійних камерах; коефіцієнт термодинамічної досконалості дійсного циклу становить $\eta = 0,422$.
3. Виявлено системне невикористання охолоджувального потенціалу заборотної води при плаванні поза тропічними широтами — фіксована уставка $t_d = 34^\circ\text{C} = \text{const}$ призводить до того, що байпасний клапан частково обходить центральний теплообмінник навіть при $t_{3б} = 20^\circ\text{C}$.
4. Запропоновано адаптивний закон керування байпасним клапаном $t_d = t_{3б} - 2^\circ\text{C}$, що реалізується виключно перепрограмуванням існуючого ПІ-контролера без будь-якого переобладнання системи та знижує температуру конденсації з 40°C до 24°C на холодних ділянках маршруту.
5. Розрахунок по маршруту Перська затока → Велика Британія (5800 морських миль, 297,4 год) показав потенційну економію $\Delta E = 129,1$ кВт·год за рейс (5,6% від базового споживання) — максимальний ефект досягається на ділянці Гібралтар → Велика Британія, де зниження температури конденсації з 40°C до 24°C зменшує потужність компресора на 1,111 кВт (14,2%).

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

ОХОРОНА ПРАЦІ

Організація безпечної праці на морських суднах регламентується Міжнародною конвенцією про працю в морському судноплавстві MLC 2006, Міжнародною конвенцією SOLAS-74 з поправками, Кодексом безпечної практики для суднового персоналу (Резолюція ІМО А.1047(27)), а також національним законодавством України про охорону праці та правилами технічної експлуатації суднових холодильних установок [1]. Відповідальність за безпечну організацію робіт у машинному відділенні несе старший механік. Безпосереднє керівництво роботами з обслуговування холодильної установки провізійних камер покладається на другого механіка.

Технічне обслуговування холодильної установки провізійних камер виконується в межах суднової системи планово-попереджувального обслуговування під відповідальністю механічної служби. Результати оглядів, виявлені несправності, роботи з ремонту компресора, конденсатора, арматури, автоматики та трубопроводів повинні фіксуватися у відповідних суднових журналах або електронній системі технічного обслуговування. Такий порядок забезпечує простежуваність технічного стану установки та підтверджує виконання вимог безпечної експлуатації обладнання.

Операції, пов'язані з холодоагентом, повинні документуватися окремо. Відповідно до MARPOL Annex VI Regulation 12, на суднах ведеться перелік обладнання, що містить озоноруйнівні речовини, а для перезаряджуваних систем — журнал обліку таких речовин; у ньому фіксуються заправлення, дозаправлення, ремонт, технічне обслуговування, витоки, видалення речовини з системи та передача її на берегові приймальні споруди. Навмисний випуск таких речовин в атмосферу не допускається, а демонтоване обладнання або вилучений холодоагент мають передаватися до відповідних приймальних засобів.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		64

Особливості умов праці в машинному відділенні судна

Умови праці в машинному відділенні морського судна суттєво відрізняються від берегових аналогів і характеризуються рядом специфічних небезпечних чинників. По-перше, судно постійно перебуває в русі: бортова хитавиця до 22,5° і диферент до 7,5° (відповідно до вимог класифікаційних товариств — членів IACS) створюють ризик падіння і травмування персоналу, а також несанкціонованого переміщення незакріпленого обладнання та інструменту. По-друге, машинне відділення є обмеженим замкнутим простором з підвищеним рівнем шуму (до 110 дБА від головного двигуна та допоміжних механізмів), вібрацією, підвищеною температурою і вологістю. По-третє, персонал знаходиться далеко від берегових медичних служб, тому кожен член екіпажу зобов'язаний знати прийоми першої долікарської допомоги. Відповідно до вимог SOLAS, глава II-1, машинне відділення газозова LNG належить до приміщень категорії «А» — приміщень, що містять теплові двигуни внутрішнього згорання. Усі конструктивні елементи, переборки та закриття мають відповідати нормам вогнестійкості класу «А-60»: зберігати структурну цілісність і непроникність для диму і полум'я протягом не менше 60 хвилин стандартного вогневого випробування.

Вимоги безпеки при обслуговуванні холодильної установки

До роботи з холодильною установкою допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд, навчання з охорони праці та мають допуск до роботи з холодоагентами і електроустановками згідно з вимогами MLC 2006.

Перед початком будь-яких ремонтних робіт необхідно: зробити запис у судовому журналі обліку робіт підвищеної небезпеки; зупинити компресор штатною процедурою; відключити електроживлення приводного двигуна на ГРЩ і вивісити табличку «Не вмикати — працюють люди» (зняти табличку має право лише та особа, яка її вивісила); при необхідності розтину контуру — відсмоктати холодоагент до атмосферного тиску і переконатися в цьому за манометрами.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		65

Безпека при роботі з холодоагентом R407C

R407C є негорючою зеотропною сумішшю R-32/R-125/R-134a (23/25/52%), ODP = 0, GWP = 1774. При витокі у замкнених приміщеннях витісняє кисень і може спричинити задиху без явних ознак. При контакті з відкритим полум'ям або нагрітими поверхнями вище 250°C розкладається з утворенням токсичних продуктів — фтористого водню та галогенідів. Забороняється застосовувати відкрите полум'я для пошуку витоків. Для виявлення витоків застосовуються електронні детектори або опресування сухим азотом. Змішування холодоагентів з повітрям (киснем) для опресування — неприпустиме. Розкривати апарати та трубопроводи дозволяється лише у захисних окулярах, після відсмоктування холодоагенту та зниження тиску до атмосферного. Забороняється розкривати апарати з температурою стінок нижче -35°C. Ремонт обладнання під тиском у системі — заборонено.

Електробезпека

Компресор BITZER 4N.2 приводиться електродвигуном 440 В (трифазна, 60 Гц, до 22 кВт). Корпус агрегату заземлений на корпус судна. До виконання робіт на електрообладнанні живлення відключається на ГРЩ і перевіряється відсутність напруги. Переносні електроінструменти мають подвійну ізоляцію та своєчасно випробуються (1 раз на рік, 3,5 кВ, 1 хв).

Вимоги пожежної безпеки

У машинному відділенні забороняється курити і застосовувати відкрите полум'я без дозволу на вогневі роботи. Судно обладнане стаціонарною системою газового пожежогасіння МВ відповідно до SOLAS, гл. II-2. Аварійне вимкнення вентиляції МВ здійснюється з ходового містка. Зварювальні та паяльні роботи виконуються під керівництвом другого механіка з усіма протипожежними заходами.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		66

Засоби індивідуального захисту

При обслуговуванні установки застосовуються: захисні окуляри або щиток обличчя — при розкритті контуру; кріостійкі рукавички — при контакті з холодоагентом та холодними трубопроводами; діелектричні рукавички — при роботах поблизу електрообладнання; спецодяг і спецвзуття з нековзною підошвою — постійно; при роботах у замкнених просторах або значних виотах — ізолюючий дихальний апарат. При переміщенні по відкритій палубі під час шторму — рятувальний жилет, каска, запобіжний пояс. Переміщення під час шторму — лише за розпорядженням капітана, групою не менше двох осіб.

Перша долікарська допомога при ураженні холодоагентом

При задусі від парів R407C (головний біль, запаморочення): негайно вивести на свіже повітря; при зупинці дихання — штучне дихання до прибуття лікаря; інгаляція кисню 30–45 хвилин. При обмороженні шкіри: занурити у теплу воду 35–45°C на 5–10 хвилин; осушити не розтираючи; мазева пов'язка (мазь Вишневського); бульбашки не розкривати. При потраплянні в очі: промивати струменем чистої води не менше 15 хвилин; темні захисні окуляри; пов'язок не накладати; негайно до лікаря. При подразненні слизових — полоскання 2%-ним розчином питної соди.

Аптечка першої допомоги в МВ має містити: нашатирний спирт; валеріанові краплі; двовуглекислу соду; мазь Вишневського або пеніцилінову мазь; темні захисні окуляри; стерильні серветки, вату, бинти; дерев'яні лопатки; балон з медичним киснем і маскою.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		67

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.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

Таблиця 3.1 – 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 3.1).

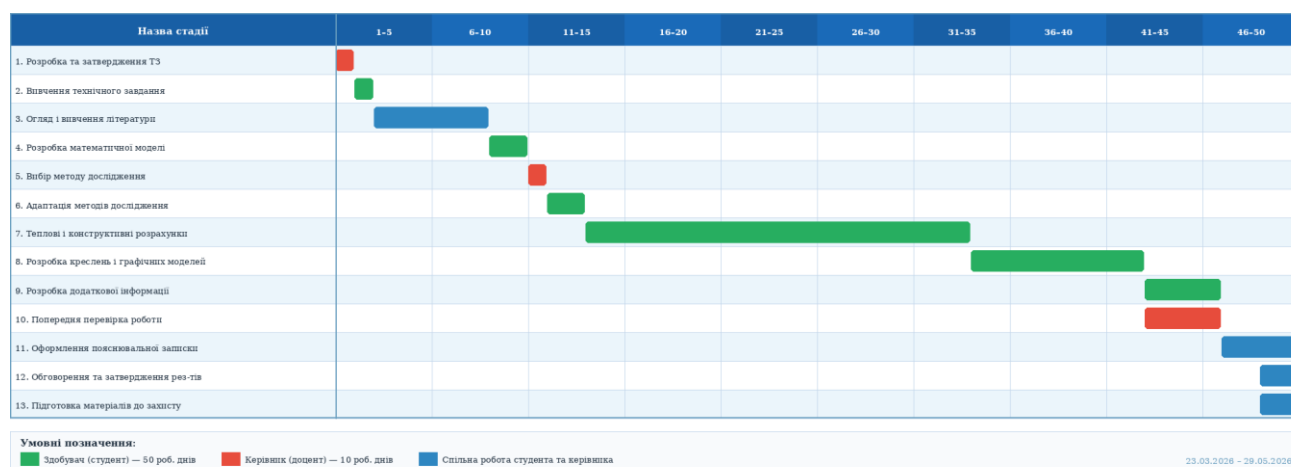


Рисунок 3.1 – Стрічковий графік виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра (23.03–29.05.2026)

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 (B_m) відносяться вартість канцелярських товарів, носіїв інформації та витратних матеріалів для друку. Витрати на електроенергію (B_{el}) визначаються за тарифом для побутових споживачів у 2026 році — 4,32 грн/кВт·год.

Таблиця 3.2 – 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, B_m				2200,00

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_g \quad (1)$$

де, N – енергоспоживання обладнання кВт/год; $c_{el} = 4,32$ – вартість 1 кВт.год, гривень; τ_g – 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:

$$B_{el} = 0,35 \cdot 4,32 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 4,32 \cdot 0,1 \cdot 50 = 453,82 \text{ грн.}$$

Загальна сума матеріальних витрат:

$$\sum B = B_m + B_{el} = 2200 + 453,82 = 2653,82 \text{ грн.}$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		70

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 × 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:

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

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

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

Фонд оплати праці:

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

Таблиця 3.3 – Розрахунок витрат на оплату праці

Показник	Розрахунок	Сума, грн
Посадовий оклад доцента (на місяць), грн	11867 × 1,4	16613,80
Стипендія студента (на місяць), грн	мінімальна акад.	2270,00
Зарплата керівника $Z_{кер}$ (10 роб. днів)	16613,80/22×10	7551,73
Стипендія студента $Z_{ст}$ (50 роб. днів)	2270,00/22×50	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 прямі витрати:

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

Таблиця 3.4 – 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).

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		72

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Колієв І. Д. Судові холодильні установки. Одеса: Фенікс, 2009. 264 с.
2. ILO. Maritime Labour Convention, 2006 (MLC, 2006), Regulation 3.2: Food and Catering. Geneva: ILO, 2006. URL: <https://www.ilo.org/international-labour-standards/maritime-labour-convention-2006>
3. Wärtsilä Encyclopedia of Marine Technology. Provision stores. URL: <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/provision-stores> (дата звернення: 15.03.2026).
4. Systems for accommodation area of a ship. Marine Insight. 2024. URL: <https://www.marineinsight.com/guidelines/different-systems-in-ships-accommodation-area-explained/> (дата звернення: 20.03.2024).
5. Vessel domestic refrigeration system explained. Chief Engineer Log. 2022. URL: <https://chiefengineerlog.com/2022/05/29/vessel-domestic-refrigeration-system-explained/> (дата звернення: 24.05.2026).
6. UK Maritime and Coastguard Agency. Merchant Shipping Notice MSN 1845(M): Provision of food and water for seafarers. London: MCA, 2014. URL: https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5e83508786650c743d2f6d69/MSN_1845_MLC_Food_and_Water.pdf
7. Key guidelines for food handling onboard. Safety4Sea. 2024. URL: <https://safety4sea.com/key-guidelines-for-food-handling-onboard/> (дата звернення: 12.03.2026).
8. ІМО. Resolution МЕРС.304(72): Initial IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships. London: IMO, 2018.
9. Kigali Amendment to the Montreal Protocol (Resolution UNEP/OzL.Pro.28/12). Nairobi: UNEP, 2016. URL: <https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol/kigali-amendment>
10. Refrigerants in marine refrigeration and air conditioning systems — compliance with MARPOL Convention. Maritime Education. URL: <https://maritimemeducation.com/refrigerants-in-marine-refrigeration-and-air-conditioning-systems-compliance-with-marpol-convention/> (дата звернення: 10.04.2026).
11. Холодоагенти: класифікація, властивості, заміщення та екологічні тенденції. EVROPROM, 2025. URL: <https://evroprom.com/ua/novosti-i-stati-ua/holodoagenti-klasifikacziya-vlastivosti-zamishhennya-ta-ekologichni-tendenczi%D1%97/> (дата звернення: 10.11.2025).
12. Загоруйко В. О., Голіков О. А. Суднова холодильна техніка: підручник. К.: Наук. думка, 2002. 607 с.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		73

13. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. Теплообмінні апарати холодильних установок. Л.: Машинобудування, 1973. 376 с.
14. Какас S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC Press, 2002. 520 p. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781420053746>
15. Драганов Б. Х. та ін. Теплотехніка: підручник. 2-е вид. К.: ІНКОС, 2005. 400 с. URL: <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ-cnv.BibRecord.750091>
16. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин і теплових насосів. Одеса: Студія «Негоціант», 2006. 712 с.
17. Редько А. О., Безродний М. К. та ін. Низькопотенційна енергетика: навч. посіб. Харків: Друкарня Мадрид, 2016. 412 с. URL: <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ-cnv.BibRecord.152557>
18. Morosuk L., Sokolovska-Yefymenko V., Ierin V., Yefymenko O., Moshkatiuk A. Thermodynamic analysis of a real marine refrigeration system for cruise ship «Scarlet Lady». *Refrigeration Engineering and Technology*. 2022. Vol. 58, No. 2. P. 80–91. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2384>
19. Shestopalov K., Khliyeva O., Ierin V., Konstantinov O., Khliiev N., Gao N., Kozminykh M. Novel marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system: technical possibilities and environmental advantages. *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 158. P. 202–215. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.006>
20. Khliyeva O. Marine heat-driven ejector refrigeration machine for air-conditioning system with thermal energy storage unit. *Naše More*. 2024. Vol. 71, No. 2. P. 62–71. URL: <http://hrcak.srce.hr/nase-more>
21. Shestopalov K., Khliyeva O., Ierin V., Stukalenko O. Analysis of the energy efficiency of technical solutions of the heat-driven ship ejector refrigeration machine for obtaining sub-zero temperatures. *Energy Technologies & Resource Saving*. 2024. No. 4. URL: <https://etars-journal.org/index.php/journal/article/view/406>
22. GL Rules for Classification and Construction. I Ship Technology, 1 Seagoing Ships, 2 Machinery Installations. Hamburg: Germanischer Lloyd, 2009. URL: <https://armcol.org/wp-content/uploads/2024/08/3246.-GL-Rules-for-Classification-and-Construction.pdf>
23. Алгоритм оцінки енергетичної ефективності суднової холодильної установки за допомогою спостерігачів стану повного порядку. *Прикладні аспекти інформаційних технологій*. 2020. Т. 3, № 1. С. 45–56. URL: <https://aait.op.edu.ua/index.php/journal/article/view/54>

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		74

24. Durmuşoğlu Y. The comparative analysis of alternative refrigerants on ship refrigeration systems: performance, environmental and economic approach. *Scientific Journal of Maritime Research*. 2023. Vol. 37. P. 240–254. URL: <https://www.researchgate.net/publication/376770804>
25. Wajs J., Mrozek M., Fornalik-Wajs E. Combined cold supply system for ship application based on low GWP refrigerants — thermo-economic and ecological analyses. *Energy Conversion and Management*. 2022. Vol. 258. Article 115667. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890422003144>
26. Review of hydrocarbons as working fluids for marine refrigeration and waste-heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*. 2025. Vol. 268. Article 126013. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431126013931>
27. Hafner A., Skaugen G. Marine refrigeration plants for passenger ships: low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 64. P. 1–12. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700716000220>
28. Shipboard waste energy recovery for power and cooling supply as a strategic response to greenhouse gas pricing mechanisms. *Energy*. 2025. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544225053174>
29. Чумак І. Г., Чепурненко В. П., Лар'яновський С. Ю., Парцхаладзе Е. Г. Холодильні установки: підручник. Одеса: Рефпринтінфо, 2003. 536 с.
30. Мааке В., Еккерт Г. Ю., Кошпен Ж. Л. Підручник з холодильної техніки. М.: МГУ, 1988. 1142 с.
31. Harbach J. A. *Marine Refrigeration and Air-Conditioning*. Centreville, Maryland: Cornell Maritime Press, 2009. 320 p. ISBN: 978-0-87033-565-5.
32. Delprete C., Monarca G., Battisti L. Energy and exergy performance investigation of a transcritical CO₂ vapor ejector-based refrigeration system for marine provision plants. *Applied Thermal Engineering*. 2025. Vol. 268. Article 126271. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431125006271>
33. Vessel Finder. ATTALOS, LNG Tanker, IMO 9862920. URL: <https://www.vesselfinder.com/vessels/ATTALOS-IMO-9862920-MMSI-215785000> (дата звернення: 24.05.2026).
34. EU F-gas Regulation: What it means for the Maritime Industry. Wilhelmsen Ships Service. URL: <https://www.wilhelmsen.com/ships-service/refrigeration-solutions/EU-F-gas-Regulation-What-it-means-for-the-Maritime-Industry/> (дата звернення: 18.03.2026).
35. Regulation (EU) No 2024/573 of the European Parliament and of the Council on fluorinated greenhouse gases. Official Journal of the European Union. 2024.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		75

URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32024R0573>

36. Hur J.-J. A Study on the Control Solution of Ship's Central Fresh Water-Cooling System for Efficient Energy Control Based on Merchant Training Ship. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2022. Vol. 10, No. 5. P. 679. DOI: 10.3390/jmse10050679.
37. Theotokatos G., Sfakianakis K., Vassalos D. Investigation of ship cooling system operation for improving energy efficiency. *Journal of Marine Science and Technology*. 2017. Vol. 22, No. 1. P. 38–50. DOI: 10.1007/s00773-016-0395-9.
38. Jeon H. et al. Design of Energy Saving Controllers for Central Cooling Water Systems. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. Vol. 9, No. 5. P. 513. DOI: 10.3390/jmse9050513
39. Wilson J. M. Gantt charts: A centenary appreciation. *European Journal of Operational Research*. 2003. Vol. 149, No. 2. P. 430–437. DOI: 10.1016/S0377-2217(02)00769-5.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.7	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		76