

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Дослідження енергетичної ефективності установки повторного зрідження парогазової фази (BOG) під час транспортування аміаку на газовозі типу LPG»

Здобувача Білоуса С.М.
(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 кондиціювання повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Білоуса Сергія Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження енергетичної ефективності установки
повторного зрідження парогазової фази (BOG) під час транспортування аміаку на газовозі типу LPG
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 Реальні дані вимірювань

Установка повторного зрідження парогазової фази аміаку. Тривалість рейсу 23,4 доби.

Маршрут: Айн-Сухна (Єгипет) → Кванян (Республіка Корея).

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Актуальність теми. Технічні рішення, прийняті на рефрижераторному газовозі

типу LPG для транспортування вантажів. Розрахунок коефіцієнта теплопередавання ізоляційної
конструкції вантажного танка. Розрахунок теплоприпливів у вантажні танки газовоза.

Тепловий розрахунок установки повторного зрідження газу. Оцінка інтенсивності випаровування
аміаку (BOR) та достатності холодопродуктивності установки повторного зрідження.

Перевірний розрахунок пластинчастого конденсатора. Розрахунок змійовика проміжної посудини.

Перевірний розрахунок відокремлювача рідини. Розрахунок магістральних трубопроводів

Загальні висновки. Охорона праці. Розрахунок вартості наукового дослідження.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (12 слайдів)

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

7. Дата видачі завдання 01.12.2025

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Білоус С.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Сергій БІЛОУС
(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

Білоус С.М.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Сергій Білоус

«Дослідження енергетичної ефективності установки повторного зрідження парогазової фази (BOG) під час транспортування аміаку на рефрижераторному LPG-газовозі»

Досліджено енергетичну ефективність суднової установки повторного зрідження парогазової фази аміаку на рефрижераторному газовозі типу LPG в умовах реального морського переходу за маршрутом Айн-Сухна — Кванян. Проведено аналіз конструктивних особливостей судна, системи утримання вантажу типу «А», вантажної системи та установки повторного зрідження NH_3 . Для оцінки експлуатаційних умов роботи системи виконано розрахунок стаціонарних теплоприпливів у вантажні танки під час морського переходу. Встановлено, що сумарний теплоприплив крізь ізоляцію трьох вантажних танків становить 105,04 кВт. На основі теплового балансу визначено інтенсивність випаровування вантажу (BOR), яка дорівнює 0,0261 %/добу. На основі реальних бортових вимірювань параметрів установки побудовано термодинамічний цикл двоступеневої парокompресійної установки повторного зрідження аміаку з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням. Виконано тепловий розрахунок установки та визначено основні параметри її роботи. Встановлено, що холодопродуктивність установки становить 331,63 кВт при дійсному коефіцієнті перетворення $\text{COP} = 2,745$ і ступені термодинамічної досконалості 0,592. Показано, що навіть за найбільш несприятливих температурних умов морського переходу одна установка повторного зрідження забезпечує коефіцієнт запасу холодопродуктивності не менше 2,23. Визначено, що основним фактором, який обмежує енергетичну ефективність системи, є необоротність процесу стиснення в компресорі. Виконано перевірні теплові та конструктивні розрахунки основних елементів установки: пластинчастого конденсатора Alfa Laval TM10-BFT, змійовика проміжної посудини та відокремлювача рідини. Для теплообмінних апаратів застосовано графоаналітичний метод визначення щільності теплового потоку. Встановлено, що запас площі теплообміну конденсатора становить 51 %, а змійовика проміжної посудини — 159 %, що підтверджує достатність теплообмінної поверхні для стабільної роботи установки в умовах реального рейсу. Окрему увагу приділено питанням безпечного морського транспортування аміаку. Розглянуто токсичні властивості NH_3 та вимоги IGC Code до систем контролю тиску, вентиляції, газовиявлення й аварійного захисту на газовозах.

Ключові слова: аміак, LPG-газовоз, BOG, установка повторного зрідження, енергетична ефективність, морське транспортування.

ABSTRACT

Serhii Bilous

Energy Performance Analysis of an Ammonia Boil-Off Gas (BOG) Reliquefaction Plant During Marine Transportation on a Fully Refrigerated LPG Carrier

The energy performance of a shipboard ammonia boil-off gas (BOG) reliquefaction plant installed on a fully refrigerated LPG carrier operating under actual sea-passage conditions on the Ain Sokhna–Gwangyang route was investigated. The study included an analysis of the vessel's cargo containment system, Type "A" cargo tanks, cargo handling system, and ammonia reliquefaction plant. To evaluate the operational thermal loads acting on the cargo system during the voyage, steady-state heat ingress into the cargo tanks was calculated. The total heat ingress through the insulation of the three cargo tanks was determined to be 105.04 kW. Based on the thermal balance of the cargo system, the ammonia boil-off rate (BOR) was calculated as 0.0261 % per day. Using measured shipboard operating data obtained during the voyage, a thermodynamic cycle of a two-stage vapor-compression ammonia reliquefaction plant with incomplete intercooling and parallel expansion was developed. A thermal performance analysis of the plant was carried out and the principal operating parameters were determined. The refrigeration capacity of the plant was found to be 331.63 kW with an actual coefficient of performance (COP) of 2.745 and a thermodynamic efficiency ratio of 0.592. It was demonstrated that even under the most unfavorable ambient temperature conditions encountered during the sea passage, a single reliquefaction unit provides a refrigeration capacity margin factor of no less than 2.23. The analysis showed that the primary factor limiting the overall energy efficiency of the system is the irreversibility associated with vapor compression in the compressor stages. Verification thermal and design calculations were also performed for the main heat-exchange equipment, including the Alfa Laval TM10-BFT plate condenser, the intermediate vessel cooling coil, and the liquid separator. A graphical-analytical method was applied to evaluate heat flux density in the heat exchangers. The results indicated heat-transfer surface margins of 51 % for the condenser and 159 % for the intermediate vessel cooling coil, confirming the adequacy of the installed heat-transfer area for stable plant operation under actual ship operating conditions. Additional attention was given to the safety aspects of marine ammonia transportation. The study considered the toxic properties of NH_3 cargo and the applicable IGC Code requirements related to pressure control, ventilation, gas detection, and emergency protection systems onboard gas carriers.

Keywords: ammonia, LPG carrier, boil-off gas, reliquefaction plant, energy efficiency, marine transportation.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	7
1.1 Актуальність теми.....	7
1.2 Аналіз існуючих науково-технічних досліджень	9
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	14
2.1 Технічні рішення, прийняті на рефрижераторному газовозі типу LPG для транспортування вантажів.....	14
2.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередавання ізоляційної конструкції вантажного танка.....	18
2.3 Розрахунок теплоприпливів в вантажні танки газовозу	19
2.4 Тепловий розрахунок установки повторного зрідження газу	24
2.5 Оцінка інтенсивності випаровування аміаку (BOR) та достатності холодопродуктивності установки повторного зрідження	31
2.6 Перевірний розрахунок пластинчастого конденсатора	36
2.7 Розрахунок зміювика проміжної посудини (економайзера)	42
2.8 Перевірний розрахунок відокремлювача рідини	48
2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	54
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ	56
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	68

					КРБ.КТ.1.613-03.1.2				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Білоц С.М			ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Соколовська-						6	71
Реценз.		Ефименко В.В					ІХКТЕ, зр ЕН-142		
Н. Контр.									
Затверд.									

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Актуальність теми

Продовольча безпека та декарбонізація глобальної економіки є двома визначальними викликами людства у XXI столітті, і обидва нерозривно пов'язані з аміаком (NH_3). У сучасній економіці NH_3 виконує три принципово різні, але взаємодоповнюючі функції. По-перше, як хімічна сировина він є вихідною речовиною для всієї номенклатури мінеральних азотних добрив — карбаміду, аміачної селітри, сульфату амонію — без яких сучасне землеробство нездатне забезпечити врожайність, необхідну для харчування планети. По-друге, як носій водню NH_3 має значно вищу об'ємну енергетичну щільність порівняно з чистим воднем: він зріджується вже при $-33,4^\circ\text{C}$, транспортується морем у вже відпрацьованій інфраструктурі газозовів, а у місці призначення водень отримують каталітичним крекінгом без побудови окремої мережі. По-третє, як перехідне суднове паливо NH_3 при спалюванні не утворює CO_2 , що відповідає регуляторним вимогам декарбонізації морської галузі.

Виробництво NH_3 географічно сконцентровано у країнах із дешевими вуглеводневими ресурсами — Росії, Перській затоці, Карибському басейні та Південно-Східній Азії, — тоді як основні споживачі розташовані в аграрних країнах Азії, Латинської Америки та Європи. За оцінкою IFA, у 2024 р. світове виробництво NH_3 становило 189,8 млн т [1], а до 2030 р. прогнозується зростання виробничих потужностей до 290 млн т/рік [2]. Провідними світовими експортерами безводного NH_3 у 2024 р. були Тринідад і Тобаго (2,77 млн т), Саудівська Аравія (2,19 млн т) та Індонезія (1,71 млн т) [3].

Структурна диспропорція між центрами виробництва і споживання робить міжконтинентальне транспортування NH_3 неминучим. Трубопровідний спосіб ефективний лише для стабільних регіональних потоків: у США діє мережа аміакопроводів завдовжки понад 3000 км. Найдовший у світі аміакопровід Тольятті–Одеса (2471 км), що забезпечував транзит до 2,5 млн т/рік, зупинено внаслідок повномасштабного вторгнення Росії в Україну і виведено з ладу

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						7
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

через бойові дії [4], що суттєво скоротило пропозицію на світовому ринку. Морське транспортування є безальтернативним для міжконтинентальних вантажопотоків: щорічно морем перевозиться від 15 до 20 млн т NH_3 [5].

Зростання обсягів морського транспортування відбувається на тлі посилення регуляторного тиску на декарбонізацію судноплавства. У 2023 р. ІМО затвердила оновлену Стратегію скорочення викидів парникових газів із метою досягнення вуглецевої нейтральності морської галузі приблизно до 2050р. [3]. Паралельно NH_3 як суднове паливо переходить із фази концепцій у фазу комерційного впровадження: у 2025–2026 рр. введено в експлуатацію перші комерційні суднові двигуни на NH_3 [6, 7], розпочато промислове бункерування у порту Роттердам [8], а провідні судноплавні компанії формують відповідні флоти [9, 10].

Першими до цього переходу пристосовані газовози типу LPG — вони вже сьогодні транспортують NH_3 як вантаж і мають необхідну судову інфраструктуру; станом на 2024 р. близько 400–450 суден у світовому флоті технічно здатні перевозити NH_3 [10].

Газовози типу LPG призначені для широкої групи зріджених газів зі схожими фізико-хімічними характеристиками: пропану, бутану, пропілену, вінілхлориду та NH_3 . Усі вони конденсуються при охолодженні до температур від $-0,5$ до -48°C , що дозволяє застосовувати єдину пряму схему зрідження. Рефрижераторні газовози типу LPG утримують NH_3 при $-33,4^\circ\text{C}$ і тиску, близькому до атмосферного; допустимий надлишковий тиск у вантажних танках типу «А» не перевищує 0,25 бар.

Унаслідок теплоприпливів крізь ізоляцію під час рейсу частина вантажу безперервно випаровується, утворюючи парогазову фазу — BOG (Boil-Off Gas). При транспортуванні NH_3 управління BOG є особливо критичним: через високу токсичність вантажу навіть незначний витік створює загрозу для екіпажу. Дослідження аварійності на газовозах зафіксували вісім інцидентів у 1983–2021 рр. з дев'ятьма загиблими та п'ятнадцятьма пораненими [11].

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

Центральним технічним вузлом, що вирішує цю задачу, є установка повторного зрідження газу: вона стискає BOG компресором, конденсує його у теплообміннику, охолоджуваному забортною водою, і повертає рідкий вантаж до танків. Ця установка є одним із найбільших споживачів електроенергії серед суднових систем, а її ефективність безпосередньо визначає витрати палива та вуглецевий слід судна. З 1 січня 2023 р. вимоги MARPOL Annex VI зобов'язують судна розраховувати індекс енергоефективності (EEXI) та річний показник вуглецевої інтенсивності (CII); судно з незадовільним рейтингом зобов'язане подати план коригувальних заходів [12]. Нестабільність глобальних логістичних ланцюгів додатково ускладнює ситуацію: за оцінкою UNCTAD, опублікованою у березні 2026 р., порушення судноплавства в районі Ормузької протоки скоротило транзит суден приблизно на 95% і переорієнтувало вантажопотоки на обхідні маршрути [13], що збільшує тривалість рейсів і навантаження на установку.

Таким чином, дослідження енергетичної ефективності установки повторного зрідження BOG при транспортуванні аміаку поєднує технічну задачу безпечного збереження вантажу, економічну задачу зниження витрат електроенергії та відповідність регуляторним вимогам ІМО, що і визначає актуальність роботи.

1.2 Аналіз існуючих науково-технічних досліджень

Аналіз науково-технічної літератури засвідчує, що публікацій з установок повторного зрідження газу для газовозів типу LPG значно менше, ніж для перевізників зрідженого природного газу. Наявні роботи можна розподілити на чотири групи: дослідження, присвячені безпосередньо NH_3 -газовозам; роботи з установками для суміжних вантажів (пропан, бутан та їх суміші); дослідження суднових систем іншого типу; роботи, в яких NH_3 виступає паливом або джерелом холоду, а не транспортованим вантажем.

Єдиним у відкритій літературі дослідженням, безпосередньо присвяченим термодинамічному аналізу установки повторного зрідження для NH_3 на

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						9
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

газовозах, є робота [14]. Авторами виконано проектування та порівняльне оцінювання двох схем для газовеоза місткістю 88 000 м³: парокомпресійної установки з NH₃ як холодоагентом (питоме енергоспоживання 0,1898 кВт·год/кг, ексергетична ефективність 38,31%) та схеми Лінде–Хампсона (0,1728 кВт·год/кг та 43,03% відповідно). В обох варіантах теплообмінники є домінуючим джерелом термодинамічних незворотностей — 43–52% від загального ексергетичного руйнування. Обмеженням роботи є відсутність верифікації реальними вимірюваннями під час морського переходу: розрахунки виконані виключно для перспективного газовеоза нового класу, а не для реального судна в рейсових умовах.

Термодинамічний аналіз установки прямого зрідження на газовеозі LPG з реальними моніторинговими даними морського переходу виконано у роботі [15]. Авторами розроблено метод еквівалентних циклів для аналізу при одночасному транспортуванні суміші вантажів; показано, що низькокиплячий компонент суміші визначає параметри всієї установки. Розбіжність між розрахованими та реальними характеристиками не перевищує 4%. Однак розглянута суміш пропану і бутану суттєво відрізняється від NH₃ за тисками насичених парів і теплофізичними властивостями, що унеможлиблює пряме перенесення результатів на аміачний вантаж. У роботі [16] запропоновано інтегровану установку для газовеоза місткістю 84 000 м³, де рідкий пропан після конденсатора безпосередньо надходить до паливної системи судна; числове моделювання показало скорочення енергоспоживання на 38% порівняно з традиційною схемою із чутливим аналізом щодо складу вантажу, температури забортної води та ефективності компресора. Обидві роботи базуються на числових моделях без реальних судових даних.

Практичний досвід спостережень на борту реального газовеоза LPG, де встановлено вплив тиску всмоктування компресора та тиску в танках на ефективність зрідження і виявлено типові експлуатаційні проблеми, узагальнено у роботі [17]. Ексергетичний аналіз розподілу втрат між

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

елементами установки для пропану та бутану виконано у роботі [18]; порівняльне термодинамічне дослідження установки напівнапірного газозова (тиск у танках 4–8 бар) наведено у роботі [19]. Аналіз при завантаженні бутану на рефрижераторному газозові з порівнянням теоретичних параметрів та реальних вимірювань виконано у роботі [20], а результати натурних випробувань з визначенням теплоприпливів і об'ємного ккд компресора — у роботі [21]. Огляд підходів до технічного обслуговування установки, включно зі схемою для NH_3 , пропану та нафтохімічних газів, виконано у роботі [22].

У роботах [22, 23] NH_3 розглядається як паливо і джерело холоду для зрідження вуглекислого газу на суднах-перевізниках рідкого CO_2 , а у роботі [24] — як паливо великого контейнеровоза (питоме енергоспоживання системи зрідження 0,224 кВт·год/кг). В жодному з цих досліджень NH_3 не є вантажем, що підлягає зрідженню на газозові LPG.

Для обґрунтування вибору схеми суднових установок цінними є два дослідження загального характеру. Порівняльний аналіз восьми холодоагентів у двоступеневих схемах із проміжним сепаратором [26] показав, що NH_3 забезпечує найвищий коефіцієнт корисної дії (до 6,17) та найменшу залежність від температури проміжного тиску, підтверджуючи його термодинамічну перевагу як робочого тіла. Комплексний аналіз реальної промислової двоступеневої аміачної холодильної машини [27] засвідчив, що теплообмінники є домінуючим джерелом незворотностей (понад 45%), тоді як компресори мають значний резерв підвищення ефективності — ці результати є цінними орієнтирами попри стаціонарний характер досліджуваного об'єкта.

Таким чином, аналіз літератури виявив чітку наукову нішу: жодне з відомих досліджень не поєднує розрахунок теплоприпливів у вантажні танки, термодинамічний аналіз реального циклу за бортовими вимірюваннями і тепловий розрахунок теплообмінних апаратів стосовно рефрижераторного газозова LPG в умовах морського переходу з вантажем NH_3 . Більшість робіт або розглядають інші вантажі (пропан, бутан), або обмежені умовами портової

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		11

стоянки, або базуються виключно на числовому моделюванні без верифікації реальними даними. Заповнення цієї ніші і є метою даної роботи.

Метою роботи є дослідження енергетичної ефективності установки повторного зрідження BOG при транспортуванні аміаку на рефрижераторному газовозі типу LPG.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити особливості роботи суднової установки повторного зрідження аміаку на LPG-газовозі в умовах реальної експлуатації;
- визначити теплоприпливи у вантажні танки та оцінити інтенсивність утворення парогазової фази під час морського транспортування аміаку;
- виконати тепловий аналіз установки повторного зрідження аміаку та визначити основні показники її енергетичної ефективності;
- оцінити достатність холодопродуктивності та теплообмінної поверхні основних елементів установки в умовах реального морського рейсу.

Об'єктом дослідження є установка повторного зрідження парогазової фази рефрижераторного газовоза типу LPG при транспортуванні аміаку.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси в елементах двоступеневої парокомпресійної установки прямого зрідження.

Методи дослідження: чисельне моделювання процесів в елементах установки на основі рівнянь класичної термодинаміки та теплопередавання; побудова термодинамічного циклу за даними реальних вимірювань; визначення теплофізичних властивостей NH_3 за допомогою бази даних REFPROP 10.0.

Фактологічну основу є дані безпосередніх вимірювань параметрів роботи установки повторного зрідження газу під час морського переходу; технічна документація судна; підручники та посібники з технічної термодинаміки і холодильної техніки; матеріали фірм-виробників суднового обладнання.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

Структура роботи

Бакалаврська робота складається з двох глав, охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 71 сторінках, включаючи 9 рисунків, 16 таблиць, список інформаційних джерел з 27 найменувань.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Технічні рішення, прийняті на рефрижераторному газовозі типу LPG для транспортування вантажів

Об'єктом дослідження є рефрижераторний LPG-газовоз — судно типу Fully Refrigerated Carrier, що відноситься до класу Lloyd's Register і відповідає вимогам IGC Code та USCG. Судно призначене для транспортування зріджених вуглеводневих газів і аміаку в рефрижераторному стані при тиску, близькому до атмосферного, з необмеженим районом плавання.

Система утримання вантажу складається з трьох незалежних призматичних вантажних танків типу «А» — номінальною місткістю 38000 м³. Танки розташовані послідовно від носа до корми, кожен розділений поздовжньою перебіркою по діаметральній площині на лівобортний (Port) та правобортний (Starboard) напівтанки. Відповідно до IGC Code, незалежний танк типу «А» є самонесучою герметичною оболонкою, виготовленою з плоских поверхонь, яка не є частиною корпусних конструкцій судна і не впливає на загальну міцність корпусу. Танки виготовляються зі спеціальної низьковуглецевої марганцевомісткої сталі арктичного класу, що витримує криогенні температури до -55°C . Призматична форма танка дозволяє максимально використати корисний обсяг корпусу судна. Поздовжня перебірка виконує такі функції: зменшення вільної поверхні рідкого вантажу, що підвищує остійність судна; зниження динамічних навантажень від перекачування рідини при хитах; забезпечення можливості роздільного управління рівнями у лівобортному та правобортному напівтанках. Напівтанки з'єднані між собою в паровому просторі для вирівнювання тиску. У нижній частині поздовжньої перебірки встановлений перебірний клапан, що дозволяє вирівнювати рівень рідини між напівтанками при нерівномірному завантаженні, а також використовувати один вантажний насос для операцій з обома напівтанками.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

Кожний танк опирається на подвійне дно та кріпиться до корпусу судна лише у верхній центральній частині жорсткою опорою. Бокові та кутові кріплення танка виконуються з твердих порід дерева (антифрикційні деревинні опори) або композитних матеріалів з низькою теплопровідністю.

Така конструкція кріплення дозволяє танку вільно розширюватися та стискатися при зміні температури, не передаючи температурних напружень на корпус судна, і водночас сприймає поперечні та поздовжні сили від хитавиці.

Відповідно до вимог IGC Code, танки типу «А», потребують повного вторинного бар'єру (complete secondary barrier). На рефрижераторних LPG-газовозах ця вимога реалізується шляхом застосування в конструкціях корпусу навколо вантажних танків (шпангоути, флори, стрингери, поперечні та поздовжні переборки вантажного трюму) низькотемпературної сталі, здатної витримувати температуру розрахункового вантажу. Таким чином, конструкції корпусу навколо танків самі є вторинним бар'єром. IGC Code вимагає, щоб вторинний бар'єр забезпечував утримання вантажу при розрахунковому куті крену протягом не менше 15 діб.

Утримуючий простір (Hold Space) між зовнішньою поверхнею танка і корпусними конструкціями заповнений сухим інертним газом (азотом) і підтримується при надлишковому тиску від 0 до 140 мбар (надл.) для запобігання надходженню повітря та виключення контакту з атмосферним киснем — що особливо важливо при перевезенні токсичного NH_3 . Контроль атмосфери утримуючого простору здійснюється безперервно стаціонарними газоаналізаторами. У нижній частині утримуючого простору встановлено ежектор, що підключається до пожежного насоса: у разі руйнування танка та потрапляння рідкого вантажу в Hold Space ежектор забезпечує його примусове відкачування.

Конструкцію призматичного вкладного танка типу А показано на рис. 2.1 та рис. 2.2. Технічні характеристики вантажних танків наведені у таблиці 2.1.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		15

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики вантажних танків

Параметр	Танк № 1 (1P / 1S)	Танк № 2 (2P / 2S)	Танк № 3 (3P / 3S)
Номінальна місткість кожного напівтанка, м ³	5830	6960	6210
Площа поверхні танка (пара напівтанків), м ²	3200	3800	3100
Тип танка	Незалежний призматичний тип «А»		
Мінімальна температура експлуатації, °C	–50		
MARVS у морі, бар (надл).	0,275		
MARVS у порту, бар (надл).	0,45		
Мінімальний тиск, бар (абс.)	0,95		
Матеріал ізоляції	Поліуретанова піна напilenня (Spray PU Foam)		
Товщина ізоляції, мм	120		
Коефіцієнт теплопередавання (к), Вт/(м ² ·К)	0,245		
Розрахункова температура морської води (макс.), °C	+32		

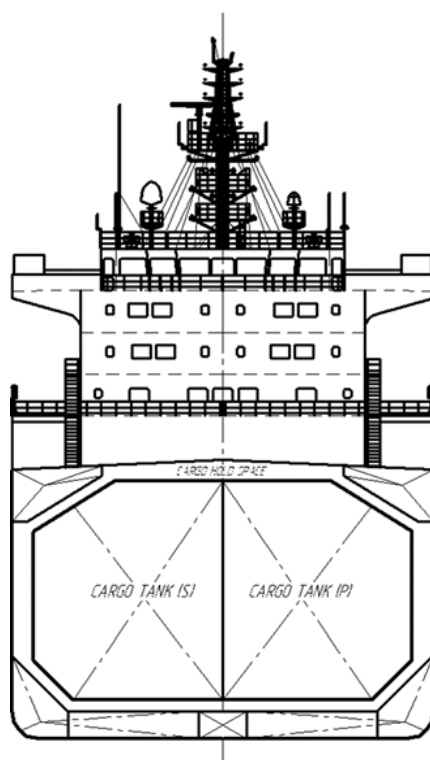


Рисунок. 2.1– Конструкція призматичного вкладного танка типу "А"
(фронтальний вид)

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		16

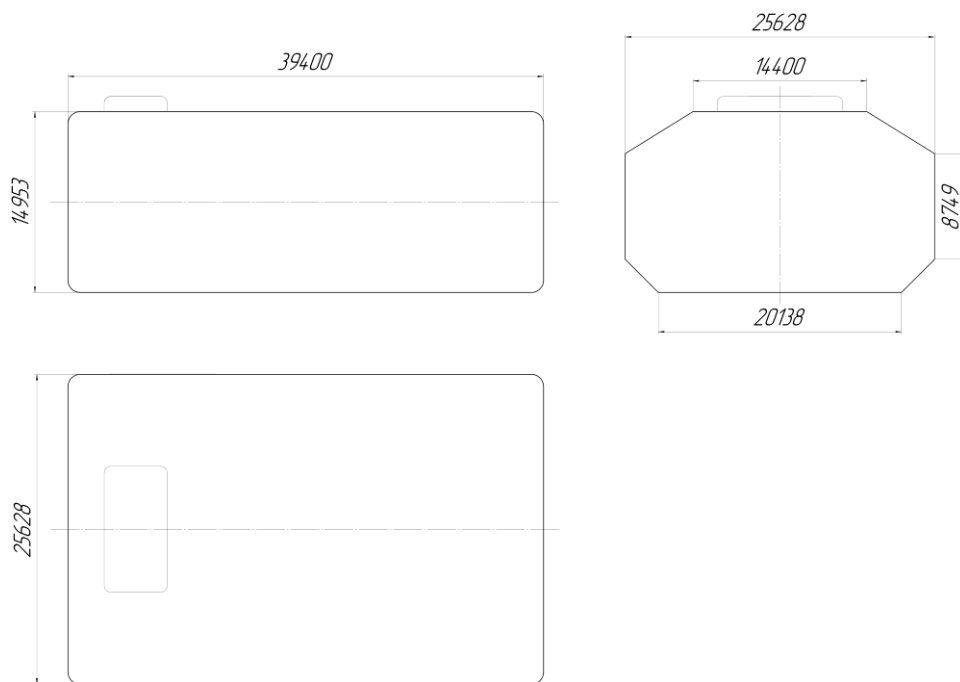


Рисунок. 2.2 – Складальне креслення вкладного призматичного танка типу «А»

На верхній палубі газове встановлено два дек-танки циліндричного типу С: лівобортний місткістю 150 м³ і правобортний місткістю 300 м³. На відміну від вантажних танків типу А, дек-танки є повністю тискостійкими посудинами з тиском спрацьовування запобіжного клапана 18,2 бар (надл.) для NH₃.

Дек-танки використовуються для накопичення конденсату установки повторного зрідження, зберігання вантажу при операціях охолодження і дегазації, відновлення залишків вантажу з трубопроводів, а також для операцій газування танків при підготовці до завантаження аміаку.

Установки з повторного зрідження розташовуються на верхній палубі.

Є компресорне відділення, де розташовуються компресора, основне і допоміжне обладнання. А також з електромоторного відділення, в якому встановлені електромотори компресорів, а також всі щити управління електричного вантажного обладнання, та гідравлічна станція вантажних гідравлічних клапанів.

Вся вантажна лінія знаходиться на палубі. Вантажний трубопровід складається з 2 систем для можливості перевезення 2 окремих вантажів,

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

виключаючи їх змішування та будь який контакт. Навантаження та вивантаження газу відбувається через маніфолд, який складається з 2 ліній для рідини, та 2 ліній для пари і розташований з двох бортів судна.

2.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередавання ізоляційної конструкції вантажного танка

Теплова ізоляція вантажних танків виконана з поліуретанової піни напылення (Spray Polyurethane Foam) товщиною 120 мм, нанесеної безпосередньо на зовнішню поверхню танка. Цей матеріал забезпечує низький коефіцієнт теплопровідності, суцільне покриття без швів і температуростійкість до -50°C , що відповідає умовам транспортування NH_3 .

Коефіцієнт теплопередавання багатошарової огорожі визначається за формулою для плоскої стінки:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}}, \text{ де} \quad (1)$$

δ_i - товщина елемента багатошарової стінки, м;

λ_i – коефіцієнт теплопровідності відповідного шару, $\text{Вт} / (\text{м}^2\text{K})$.

Оскільки термічний опір ізоляційного шару значно перевищує конвективні опори з боку інертного газу hold space і рідкого аміаку, коефіцієнти тепловіддавання умовно приймаються нескінченними: $\alpha_{\text{нар}} = \alpha_{\text{вн}} = \infty$. Це стандартне спрощення для добре ізольованих кріогенних конструкцій, за якого визначальним є опір ізоляції.

Розрахункове значення коефіцієнта теплопередавання ізоляційних конструкцій вантажних танків, зведене до всієї поверхні теплопередавання, взяте з технічної документації судна:

$$K_{\text{ср}} = 0,245 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}). \text{ (табл 2.1).}$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		18

2.3 Розрахунок теплоприпливів в вантажні танки газовозу

Під час морського переходу тепло безперервно надходить крізь ізоляцію вантажних танків від навколишнього середовища до рідкого вантажу, спричиняючи його часткове випаровування і підвищення тиску в танках. Кількісна оцінка цих теплоприпливів є необхідною умовою для визначення теплового навантаження на установку повторного зрідження газу і розрахунку її продуктивності.

Умови морського переходу.

Розрахунок виконано для умов реального морського переходу з вантажем аміаку. За даними бортових журналів, рейс виконувався з порту Айн-Сухна (Єгипет, Червоне море) до порта Кванян (Республіка Корея) у лютому–березні. Маршрут пролягав через Червоне море, Аравійське море, Індійський океан і Малаккську протоку. Загальна тривалість морського переходу становила 23,4 доби. Середня температура зовнішнього повітря вздовж маршруту: $+15^{\circ}\text{C}$ як усереднене значення з урахуванням різних кліматичних зон переходу — від $+28^{\circ}\text{C}$ у тропіках до $+5^{\circ}\text{C}$ при підході до Кореї.

Усі три вантажні танки завантажені аміаком (NH_3 , R717) загальною масою 25405,3 МТ з температурою $t_{\text{вн}} = -33,4^{\circ}\text{C}$.

Температура утримуючого простору навколо танків прийнята рівною $t_z = 10^{\circ}\text{C}$. Утримуючий простір є закритим ізольованим простором, заповненим інертним газом (азотом), що не контактує безпосередньо із зовнішнім повітрям; тепло до нього передається через корпусні конструкції судна. Прийняте значення відповідає помірним усередненим умовам переходу і забезпечує консервативну оцінку теплоприпливів.

Розрахунок теплоприпливів крізь ізоляційну огорожу танків.

Кількість тепла, що надходить у вантажний танк крізь ізоляцію під час морського переходу, визначається за рівнянням:

$$Q_{\text{огр}} = k \cdot F \cdot (t_z - t_{\text{вн}}), \text{Вт} \quad (2)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		19

де

k - коефіцієнт теплопередавання ізоляційної конструкції огорожі, Вт/(м²К);

F — площа поверхні теплопередавання пари напівтанків, розрахована за технічною документацією судна, м²;

$t_z = 10^\circ\text{C}$ — температура утримуючого простору;

$t_{вн} = -33,4^\circ\text{C}$ — температура вантажу.

Кількість тепла, що надходить в вантажний танк зовні:

$$Q_{opr1}(R717) = 0,245 \cdot 3104,42(10 + 33,4) \cdot 3600 = 33009,3 \text{ Вт}.$$

$$Q_{opr2}(R717) = 0,245 \cdot 3559,5(10 + 33,4) \cdot 3600 = 37848,16 \text{ Вт}.$$

$$Q_{opr3}(R717) = 0,245 \cdot 3215,04(10 + 33,4) \cdot 3600 = 34185,52 \text{ Вт}.$$

Сумарний теплоприплив у всі три танки:

$$Q_{\Sigma} = 33\,009,3 + 37\,848,2 + 34\,185,5 = 105\,043,0 \text{ Вт} \approx 105,04 \text{ кВт}$$

Отримані значення характеризують стаціонарний тепловий потік крізь ізоляцію під час морського переходу і є основою для оцінки теплового навантаження на установку повторного зрідження газу в рейсових умовах.

Розрахунок теплового навантаження при заходженні танків.

Метою заходження є зниження температури конструкцій танка до значення, що не перевищує температуру вантажу більш ніж на 10°C, що дозволяє забезпечити допустиму швидкість навантаження і знизити теплове навантаження на установку повторного зрідження газу.

Заходження виконується шляхом подачі рідкого аміаку через верхній розпилювальний трубопровід. Пара вантажу, що утворюються при цьому, відсмоктуються компресорами і повертається у танк у вигляді конденсату.

Повне теплове навантаження при заходженні складається з таких складових: теплота від вантажу, що надходить ($Q_{\text{вант}}$); теплота атмосфери танка ($Q_{\text{атм}}$); теплота від конструкцій танка ($Q_{\text{т}}$); теплота від ізоляції ($Q_{\text{із}}$).

Середня кількість теплоти, що надходить в танк в залежності від температури навколишнього середовища припустимо постійним на період

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		20

всього заохолодження і рівним 50% від розрахункового значення при навантаженні аміаку з температурою -33,4°C.

$$Q_{огор1}^{cp}(R717) = 0,5 \cdot Q_{огор1}(R717) \cdot 3600 = 0,5 \cdot 33009,3 \cdot 3600 = 59416,74 \text{ кДж / год}$$

$$Q_{огор2}^{cp}(R717) = 0,5 \cdot Q_{огор1}(R717) \cdot 3600 = 0,5 \cdot 37848,16 \cdot 3600 = 681266,88 \text{ кДж / год}$$

$$Q_{огор3}^{cp}(R717) = 0,5 \cdot Q_{огор1}(R717) \cdot 3600 = 0,5 \cdot 34185,52 \cdot 3600 = 615339,36 \text{ кДж / год}$$

Кількість теплоти, яку необхідно відвести від вантажу, що надходить у танк:

$$Q_{вант} = m_{\text{в}} \cdot (h_a - h_m) \quad (3)$$

$m_{\text{в}}$ – кількість вантажу при навантаженні (т);

$m_{\text{в}(1)}$ = 7776002 кг - маса аміаку при навантаженні в першій танк;

$m_{\text{в}(2)}$ = 9462 55 кг - маса аміаку при навантаженні в другій танк;

$m_{\text{в}(3)}$ = 8461055 кг - маса аміаку при навантаженні в третій танк;

$\rho_{\text{в}}$ = 677,6 кг/м³ – щільність рідкого вантажу (аміаку), кг/м³;

h_a = 1440 кДж/кг ентальпія атмосфери танка перед початком завантаження ($t_a = -15^\circ\text{C}$, $p_a = 1 \text{ атм}$);

h_T = 62,5 кДж/кг – ентальпія насиченої рідини вантажу в танку після навантаження ($t_T = -30^\circ\text{C}$).

Атмосфера танка перед початком завантаження містить пару аміаку:

$$Q_{вант1} = 7776002 \cdot (1440 - 62,5) = 10711442,76 \text{ кДж}$$

$$Q_{вант2} = 9462955 \cdot (1440 - 62,5) = 13035220,5 \text{ кДж}$$

$$Q_{вант3} = 8461055 \cdot (1440 - 62,5) = 11316661,1 \text{ кДж}$$

Кількість теплоти, яку необхідно видалити з атмосфери танка:

$$Q_{атм} = V_T \cdot \rho_n (h_m - h_T), \text{ кДж} \quad (4)$$

V_T^1 = 11 710 м³- об'єм 1 танка;

V_T^2 = 13 965,4 м³- об'єм 2 танка;

V_T^3 = 12 486,8 м³- об'єм 3 танка;

h_m = 55,5 кДж/кг – ентальпія вантажу на судновому маніфолді при

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

$t_m = -32^{\circ}\text{C}$. Оскільки $h_m = h_T$.

$\rho_n = 5,7 \text{ кг/м}^3$ – щільність парів аміаку на початку завантаження.

$$Q_{амм1} = 11710 \cdot 5,7 \cdot (55,5 - 55,5) = 0 \text{ кДж}$$

$$Q_{амм1} = 13954,4 \cdot 5,7 \cdot (55,5 - 55,5) = 0 \text{ кДж}$$

$$Q_{амм1} = 12486,8 \cdot 5,7 \cdot (55,5 - 55,5) = 0 \text{ кДж}$$

Кількість тепла, яку необхідно видалити з матеріалу танка:

$$Q_T = m_T \cdot C_T (t_1 - t_2), \text{кДж} \quad (5)$$

$m_{T1} = 85\,681,99 \text{ кг}$ – маса танка 1;

$m_{T2} = 98\,242,2 \text{ кг}$ – маса танка 2;

$m_{T3} = 88\,735,1 \text{ кг}$ – маса танка 3;

$C_T = 0,419 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ – питома теплоємність матеріалу танка (сталі);

$t_1 = -15^{\circ}\text{C}$ - температура танка перед завантаженням;

$t_2 = -30^{\circ}\text{C}$ - температура поверхні танка після закінчення навантаження.

$$Q_{T1} = 85681,99 \cdot 0,419(-15 + 30) = 538500 \text{ кДж}$$

$$Q_{T2} = 98242,2 \cdot 0,419(-15 + 30) = 617450 \text{ кДж}$$

$$Q_{T3} = 88735,1 \cdot 0,419(-15 + 30) = 557700 \text{ кДж}$$

Кількість тепла, яке необхідно видалити з ізоляції танка:

$$Q_{iz} = m_{iz} \cdot C_{iz} (t_1 - t_2) \cdot 0,5 \quad (6)$$

$m_{iz1} = 18\,626,52 \text{ кг}$ – маса ізоляції танка;

$m_{iz2} = 21\,357 \text{ кг}$ – маса ізоляції танка;

$m_{iz3} = 19\,290,24 \text{ кг}$ – маса ізоляції танка;

$C_{iz} = 1,25 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ – питома теплоємність поліуретанової піни (ізоляції);

$$Q_{iz1} = 18626,52 \cdot 1,25(-15 + 30) \cdot 0,5 = 156462,77 \text{ кДж}$$

$$Q_{iz1} = 21357 \cdot 1,25(-15 + 30) \cdot 0,5 = 179398,8 \text{ кДж}$$

$$Q_{iz1} = 19290,24 \cdot 1,25(-15 + 30) \cdot 0,5 = 162037,7 \text{ кДж}$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		22

Загальна кількість теплоти, яку необхідно видалити з усіх танків:

$$Q_{full} = Q_{вант} + Q_{атм} + Q_T + Q_{із}, кДж \quad (7)$$

$$Q_{full1} = 10711442,76 + 0 + 538500 + 156462,77 = 11406405,53 кДж$$

$$Q_{full2} = 13035220,5 + 0 + 617450 + 179398,8 = 13832069,3 кДж.$$

$$Q_{full3} = 11316661,1 + 0 + 557700,1 + 162037,7 = 12036398,9 кДж.$$

$$Q_{full} = 11406405,53 + 13832069,3 + 12036398,9 = 37274873,73 кДж.$$

Сумарна охолоджуюча здатність суднової компресорної установки повторного зрідження аміаку (холодопродуктивність установки розділ 2.4).

$$Q_0 = 331,63 кВт.$$

Так як для охолодження вантажу працює дві холодильні установки, тоді:

$$Q_0^{full} = 2 \cdot Q_0 = 331,63 \cdot 2 = 663,26 кВт = 2387736 кДж / год.$$

Сумарний середній тепловий потік крізь огорожу за час заохолодження:

$$Q_{огр,\Sigma}^{cp} = 59417 + 68127 + 61534 = 189078 кДж/год.$$

Повний час заохолодження - час, який буде потрібний для навантаження вантажу складає:

$$\tau_{full} = \frac{Q_{full}}{Q_0^{full} - Q_{огр,\Sigma}^{cp}} = \frac{37274875}{2387736 - 189078} = 16,95 год. \quad (8)$$

Для перевірки результату виконано порівняння з реальними даними бортових журналів. Фактична тривалість завантаження аміаку за даними Loading Records становила 21,9 год (з 00:18 до 22:12).

Розбіжність між розрахованим значенням 16,95 год і фактичним 21,9 год становить близько 22,6 %, що пояснюється ідеалізацією умов у розрахунковій моделі: прийнято постійний тепловий потік і незмінну температуру середовища, тоді як у реальних умовах температура утримуючого простору поступово знижувалась у ході заохолодження, а режим роботи компресорів змінювався відповідно до поточного тиску у танках. Отримане відхилення є прийнятним для інженерного розрахунку.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		23

2.4 Тепловий розрахунок установки повторного зрідження газу

На борту газове встановлено три однакові установки повторного зрідження газу, що можуть працювати паралельно — для одного, двох або трьох вантажних танків. Завдяки двом незалежним системам трубопроводів можлива роздільна робота: дві установки повторного зрідження газу обслуговують два танки, третя — один.

Тепловий розрахунок виконано для установки повторного зрідження, що працює з вантажем NH₃ (R717) у режимі морського переходу.

Установка повторного зрідження газу функціонує за циклом двоступеневого стиснення з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням. Пара вантажу (BOG) стискається послідовно у двох ступенях компресора. Між ступенями здійснюється часткове охолодження стисненої пари в проміжному охолоджувачі-економізаторі. Конденсат після конденсатора паралельно розподіляється на два дросельні потоки: один повертається до економізатора, другий — до вантажних танків.

Установка складається з таких основних вузлів: вантажний двоциліндровий двоступеневий безмасляний крейцкопфний поршневий компресор (1) подвійної дії фірми Burckhardt Compression, марка 2K-160-2F; пластинчастий зварний вантажний конденсатор фірми Alfa Laval (2), марка TM10-BFT, відведення теплоти здійснюється забортною морською водою; всмоктуючий сепаратор рідини (5); вертикальний кожухозмієвиковий економізатор (3) фірми Dong Hwa Entec, призначений для переохолодження конденсату та охолодження пари між ступенями стиснення; вертикальний кожухозмієвиковий охолоджувач вентиляційного газу (4) фірми Dong Hwa Entec, призначений для конденсації або охолодження некондесованих газів з подальшим їх поверненням у вантажну систему або скиданням через вент-щоглу в атмосферу; ресивер (6); сепаратор некондесованих газів з відведенням через вентиляційну лінію (7); регулюючі пневматичні клапани (ДВ1, ДВ2, ДВ3) рівня та тиску, керовані від

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		24

вантажної контрольної системи через пропорційно-інтегрально-диференційні регулятори.

На рисунках 2.3 - 2.4 зображена технологічна схема установки повторного зрідження аміаку та цикли у діаграмах стану $p-h$ і $T-s$.

Вихідні дані (реальні виміри під час морського переходу):

вантаж: NH₃ (R717);

температура транспортування: $t_{\text{вн}} = -33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$;

температура заборотної води: $t_{\text{з.в.вх}} = +12,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура переохолодження NH₃ у змішувачу ПО: $t_7 = -3,946\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Відповідно до суднових інструкцій: теоретична об'ємна продуктивність циліндра ніжного ступеня: $V_{h(I)} = 1345,4\text{ м}^3 / \text{год}$.

Таблиця 2.2 – Параметри роботи установки у режимі реального часу в ході судна (прямі виміри)

Параметр	P, бар (надл.)	t, °C
Вхід BOG у циліндр I ступеня (КНС)	0,01	-19,78
Вихід BOG з циліндра I ступеня (КНС)	2,42	+97,92
Температура заборотної води на вході в конденсатор	—	+12,3
Температура заборотної води на виході з конденсатора	—	+14,3

Температура конденсації NH₃ визначається залежно від температури заборотної води. Відповідно до суднових інструкцій, температура конденсації приймається на 6°C вище температури заборотної води на вході:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{з.в.вх}} + 6^{\circ}\text{C} = 12,3 + 6 = 18,3^{\circ}\text{C}.$$

На підставі прямих вимірювань (Таблиця 2.2) побудовано термодинамічний цикл установки повторного зрідження і визначено параметри у вузлових точках за допомогою програми REFPROP 10.0 (Таблиця 2.3).

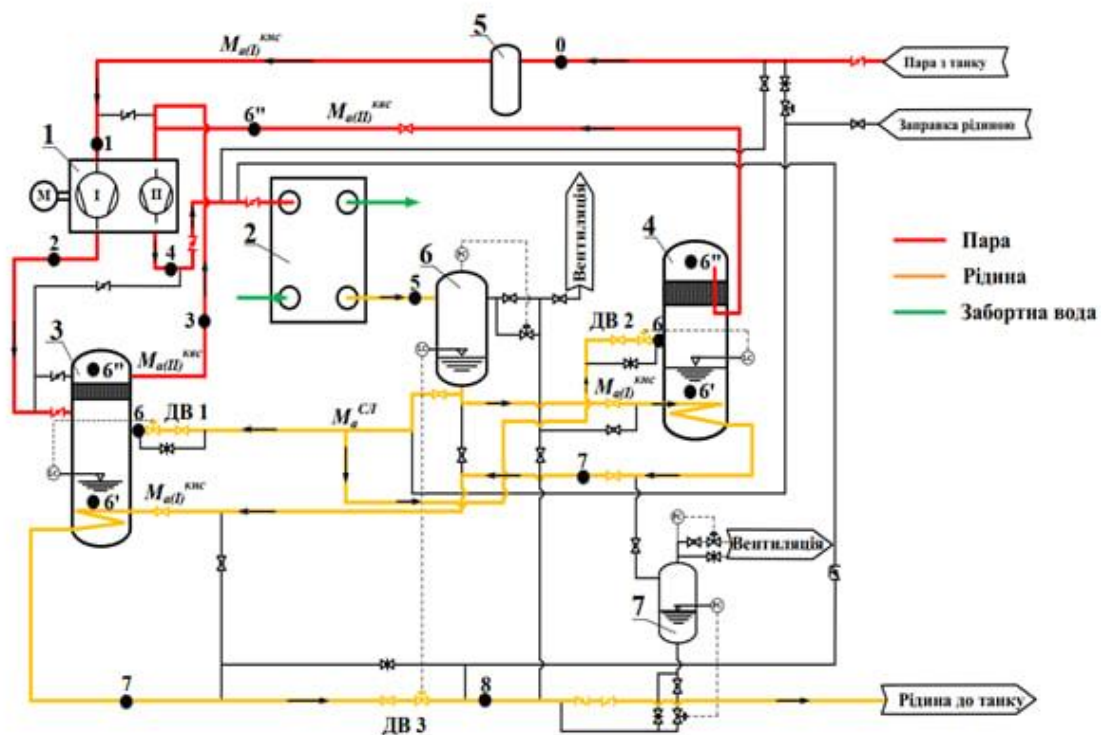


Рисунок 2.3 – Технологічна схема установки повторного зрідження аміаку

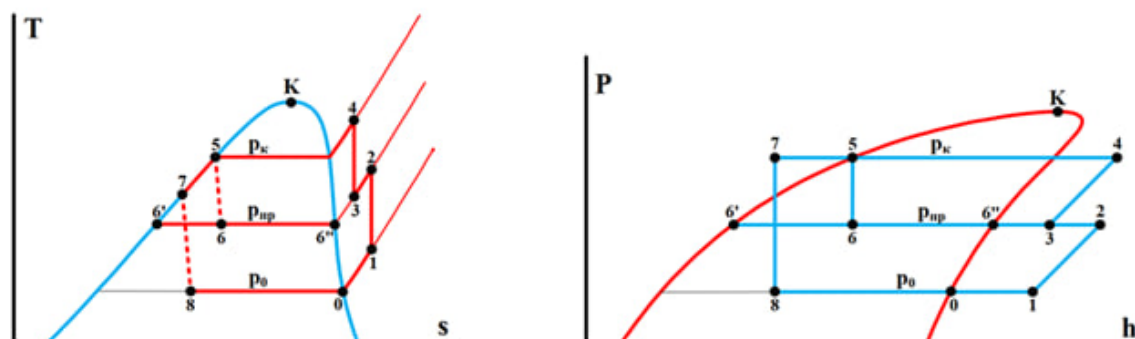


Рисунок 2.4 – Цикли двоступеневої установки повторного зрідження у діаграмах стану: а) ($p-h$) і б) ($T-s$)

Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата

КРБ.КТ.1.613-03-1.2.

лист

26

Таблиця 2.3 – Термодинамічні параметри вузлових точок циклу двоступеневої установки (R717)

№ точки	P, бар абс.	t, °C	h, кДж/кг	v, м³/кг
0	1,01	-33,39	1561,3	1,1275
1	1,01	-19,78	1592,1	1,1991
2	3,42	97,92	1842,2	0,5219
2s	3,42	63,65	1762,9	
3	3,42	51,67	1736,5	0,4517
4	8,231	100	1832,5	0,2160
4s	8,231	84,13	1794,6	
5	8,231	18,3	428,53	
6	3,42	-5,946	428,53	
6'	3,42	-5,946	315,79	
6''	3,42	-5,946	1598,7	
7	8,231	-3,946	325,28	
8	1,01	-33,39	325,28	

Питомі характеристики циклу.

Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_0 - h_8 = 1561,3 - 325,28 = 1236,02 \text{ кДж / кг} \quad (9)$$

Питома робота стиснення циліндра нижнього ступеня компресора:

$$w_{(I)}^{кнс} = h_2 - h_1 = 1842,2 - 1592,1 = 250,1 \text{ кДж / кг} \quad (10)$$

Питома адіабатна робота стиснення циліндра I ступеня компресора:

$$w_{a(I)}^{кнс} = h_{2s} - h_1 = 1792,9 - 1592,1 = 170,8 \text{ кДж / кг} \quad (11)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність машини:

$$q_v = q_0 / v_1 = 1236,02 / 1,1991 = 1030,78 \text{ кДж / кг} \quad (12)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		27

Коефіцієнти подавання компресора

Коефіцієнт подавання циліндра I ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{(I)}^{KHC} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{np}}{P_0} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_0}{T_{np}}, \quad (13)$$

$$\lambda_{(I)}^{KHC} = \left(1 - 0,02 \cdot \left[\left(\frac{3,42}{1,01} \right)^{(1/1,1)} - 1 \right] \right) \cdot \frac{239,76}{267,2} = 0,8608$$

Коефіцієнт подавання циліндра II ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{(II)}^{KBC} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_{np}} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_k}{T_{np}}, \quad (14)$$

$$\lambda_{(II)}^{KBC} = \left(1 - 0,02 \left[\left(\frac{8,231}{3,43} \right)^{(1/1,1)} - 1 \right] \right) \cdot \frac{267,2}{291,45} = 0,894$$

Холодопродуктивність машини:

$$Q_0 = V_h^{KHC} \cdot \lambda^{KHC} \cdot q_v = 0,373 \cdot 0,8608 \cdot 1030,78 = 331,63 \text{ кВт} \quad (15)$$

Масова витрата агенту через циліндр нижнього ступеня:

$$M_A^{KHC} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{331,63}{1236,02} = 0,2683 \text{ кг / с} \quad (16)$$

Масова витрата агенту через циліндр верхнього ступеня визначимо по тепловому балансу проміжної посудини:

$$M_A^{KBC} = M_A^{KHC} + (M_A^{KBC} - M_A^{KHC})x_6 + M_A^{3M} \quad (17)$$

$$\text{де } x_6 = 0,087 \text{ кг / с} \quad (18)$$

$$M_A^{3M} = \frac{M_A^{KHC} (h_5 - h_7)}{h_{6''} - h_{6'}} = \frac{0,2683 \cdot (428,53 - 325,28)}{1598,7 - 315,79} = 0,02159 \text{ кг / с} \quad (19)$$

$$M_A^{KBC} = \frac{M_A^{KHC} (1 - x_6)}{1 - x_6} + M_A^{3M} = \frac{0,2683 \cdot (1 - 0,087)}{1 - 0,087} + 0,02159 = 0,2899 \text{ кг / с} \quad (20)$$

Параметри пари R717 на виході з проміжної посудини (всмоктування у циліндр верхнього ступеня) визначимо з рівняння енергетичного балансу процесу змішування:

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		28

$$h_3 = h_6 + \frac{M_A^{KHC}}{M_A^{KBC}} (h_2 - h_6) = 428,53 + \frac{0,2455}{0,2652} (1842,2 - 428,53) = 1736,87 \text{ кДж / кг} \quad (21)$$

Питома робота стиснення циліндра верхнього ступеня компресора:

$$w_{(II)}^{KBC} = h_4 - h_3 = 1832,5 - 1736,87 = 95,63 \text{ кДж / кг} . \quad (22)$$

Питома адіабатна робота стиснення циліндра верхнього ступеня компресора:

$$w_{A(II)}^{KBC} = h_{4s} - h_3 = 1794,6 - 1736,87 = 57,73 \text{ кДж / кг} . \quad (23)$$

Дійсний об'єм циліндра нижнього ступеня компресора:

$$V_{\partial}^{KHC} = M_A^{KHC} \cdot v_1 = 0,2683 \cdot 1,1991 = 0,3217 \text{ м}^3 / \text{с} . \quad (24)$$

Дійсний об'єм циліндра верхнього ступеня компресора:

$$V_{\partial}^{KBC} = M_A^{KBC} \cdot v_3 = 0,2899 \cdot 0,4517 = 0,1309 \text{ м}^3 / \text{с} . \quad (25)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра верхнього ступеня:

$$V_{h(II)}^{KBC} = \frac{V_{\partial}^{KBC}}{\lambda_{(II)}^{KBC}} = \frac{0,3217}{0,894} = 0,1464 \text{ м}^3 / \text{сек} . \quad (26)$$

Адіабатна потужність циліндра нижнього ступеня компресора:

$$N_a^{KHC} = M_A^{KHC} \cdot w_{A(1)}^{KHC} = 0,2683 \cdot 170,80 = 45,83 \text{ кВт} . \quad (27)$$

Адіабатна потужність циліндра верхнього ступеня компресора:

$$N_a^{KBC} = M_A^{KBC} \cdot w_{A(2)}^{KBC} = 0,2899 \cdot 57,70 = 16,73 \text{ кВт} . \quad (28)$$

Індикаторна потужність нижнього ступеня компресора:

$$N_i^{KHC} = M_A^{KHC} \cdot w_{(1)}^{KHC} = 0,2683 \cdot 250,10 = 67,10 \text{ кВт} . \quad (29)$$

Індикаторна потужність циліндра верхнього ступеня компресора:

$$N_i^{KBC} = M_A^{KBC} \cdot w_{(2)}^{KBC} = 0,2899 \cdot 95,60 = 27,71 \text{ кВт} . \quad (30)$$

Потужність тертя нижнього ступеня компресора:

$$N_{mp}^{KHC} = V_h^{KHC} \cdot p_{imp} = 0,3737 \cdot 50 = 18,69 \text{ кВт} . \quad (31)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		29

Потужність тертя циліндра верхнього ступеня компресора:

$$N_{mp}^{kbc} = V_h^{kbc} \cdot p_{imp} = 0,1464 \cdot 50 = 7,32 \text{ кВт} . \quad (32)$$

Ефективна потужність нижнього ступеня компресора:

$$N_e^{knc} = N_{mp}^{knc} + N_i^{knc} = 18,69 + 67,10 = 85,79 \text{ кВт} . \quad (33)$$

Ефективна потужність циліндра верхнього ступеня компресора:

$$N_e^{kbc} = N_{mp}^{kbc} + N_i^{kbc} = 7,32 + 27,71 = 35,03 \text{ кВт} \quad (34)$$

Сумарна ефективна потужність вантажного компресора

$$\Sigma N_e = 85,79 + 35,03 = 120,82 \text{ кВт}.$$

Теоретичний (Карно) коефіцієнт перетворення:

$$COP_\kappa = \frac{T_0}{T_\kappa - T_0} = \frac{239,76}{291,45 - 239,76} = 4,64 . \quad (35)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_\partial = \frac{Q_0}{\Sigma N_e} = 331,63 / 120,82 = 2,745 . \quad (36)$$

Ступінь термодинамічної досконалості машини:

$$\eta_{ctc}^\partial = \frac{COP_\partial}{COP_\kappa} = 2,745 / 4,64 = 0,592 . \quad (37)$$

2.5 Оцінка інтенсивності випаровування аміаку (BOR) та достатності холодопродуктивності установки повторного зрідження

Для перевірки відповідності холодопродуктивності установки реальним умовам рейсу виконано оцінку інтенсивності утворення BOG за теплоприпливами у вантажні танки.

Розрахунок виконано для усталеного режиму морського переходу з вантажем аміаку, тому враховано лише стаціонарні теплоприпливи через ізоляцію вантажних танків. Теплові навантаження, пов'язані із заохолодженням танків, металоконструкцій, ізоляції та атмосфери танка, до цього балансу не включаються, оскільки вони належать до нестаціонарного етапу підготовки судна до завантаження.

Інтенсивність випаровування вантажу, або BOR (Boil-Off Rate), показує, яка частка маси зрідженого вантажу переходить у парову фазу за одиницю часу. У практиці транспортування зріджених газів цей показник виражають у відсотках від маси вантажу за добу. Для аміаку цей показник відіграє потрібну роль: енергетичну — визначає масову витрату BOG, яку компресор має стиснути та сконденсувати; експлуатаційну — визначає швидкість зростання тиску у вантажних танках при вимкненій установці (MARVS = 0,275 бар надл.); комерційну — характеризує вантажні втрати, що при працюючій установці повторного зрідження є мінімальними.

Вихідні дані

За результатами розрахунку теплоприпливів (підрозділ 2.3): $Q_{\Sigma} = 105,04$ кВт

Маса аміаку після завершення завантаження (порт Айн-Сухна):

$M = 25\,405\,300$ кг.

Питома теплота пароутворення аміаку: $r = 1\,368$ кДж/кг; при $t_{\text{вн}} = -33,4$ °С.

Масова витрата BOG, що утворюється внаслідок теплоприпливів крізь ізоляцію вантажних танків:

$$\dot{m}_{\text{BOG}} = \frac{Q_{\Sigma}}{r} = \frac{105043}{1368000} = 0,07679 \text{ кг/с.} \quad (38)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						31
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Маса BOG, що утворюється за добу:

$$\dot{m}_{BOG, \text{доб}} = 3\,600 \cdot 24 \cdot \dot{m}_{BOG} = 0,07679 \cdot 86400 = 6634,6 \text{ кг/добу.} \quad (39)$$

Розрахункова інтенсивність випаровування:

$$BOR_{\text{thermal}} = \frac{\dot{m}_{BOG, \text{доб}}}{M} \cdot 100\% = 0,0261 \text{ \%/добу.} \quad (40)$$

Коефіцієнт запасу при роботі однієї установки повторного зрідження:

$$\varphi_1 = \frac{Q_0}{Q_{\Sigma}} = \frac{331,63}{105,04} = 3,16. \quad (41)$$

Коефіцієнт запасу при роботі двох установок повторного зрідження:

$$\varphi_2 = \frac{2 \cdot Q_0}{Q_{\Sigma}} = \frac{2 \cdot 331,63}{105,04} = 6,31 \quad (42)$$

Розрахований $BOR_{\text{thermal}} = 0,0261 \text{ \%/добу}$ характеризує інтенсивність утворення парогазової фази аміаку при температурному напорі $\Delta t = 43,4^\circ\text{C}$ ($t_z = +10^\circ\text{C}$; $t_{\text{ен}} = -33,4^\circ\text{C}$) і добре узгоджується з літературними даними: за результатами порівняльного дослідження добова інтенсивність випаровування аміаку при морському транспортуванні на танкері становить $0,024 \text{ \%/добу}$ [25]. Результати розрахунку показують, що навіть одна установка повторного зрідження має більш ніж трикратний запас холодопродуктивності відносно розрахункових теплоприпливів у режимі морського переходу, що пояснюється проектуванням установки з урахуванням більш напружених умов експлуатації: підвищена температура морської води, переохолодження конденсату в економайзері, охолодження BOG з підвищеним перегрівом.

Температура утримуючого простору навколо вантажних танків не є постійною — вона залежить від температури морської води та повітря вздовж маршруту рейсу. У розрахункових умовах прийнято $t_3 = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає усередненим кліматичним умовам переходу Айн-Сухна— Кванян.

Однак під час переходу в тропічних широтах або в літній період температура утримуючого простору може суттєво зростати — аж до максимального значення $+28\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає граничній температурі морської води $+32\text{ }^{\circ}\text{C}$ за технічною документацією судна (таблиця 2.1).

Для оцінки впливу температурного режиму рейсу на інтенсивність утворення BOG та достатність холодопродуктивності установки виконано аналіз чутливості в діапазоні температурних напорів від 15 до $75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Результати наведено на рис. 2.5-2.6. Зведені результати розрахунку наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 — Результати оцінки інтенсивності утворення BOG та коефіцієнтів запасу холодопродуктивності установки повторного зрідження

Показник	Позначення	Значення
Сумарний теплоприплив (розрахункові умови)	Q_{Σ}	105,04 кВт
Питома теплота пароутворення NH_3 при $-33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$	r	1 368 кДж/кг
Масова витрата BOG	$\dot{m}_{\text{BOG}}$	0,07679 кг/с
Маса BOG, що утворюється за добу	$\dot{m}_{\text{BOG,доб}}$	6 634 кг/добу
Розрахункова інтенсивність випаровування	$\text{BOR}_{\text{thermal}}$	0,0261 %/добу
Холодопродуктивність 1 установки	Q_0	331,63 кВт
Холодопродуктивність 2 установок	$2Q_0$	663,26 кВт
Коефіцієнт запасу (1 установка, розрахункові умови)	φ_1	3,16
Коефіцієнт запасу (2 установки, розрахункові умови)	φ_2	6,31
Теплоприплив (максимальні умови, $\Delta t = 61,4\text{ }^{\circ}\text{C}$)	$Q_{\Sigma, \text{max}}$	148,5 кВт
BOR при максимальних умовах	BOR_{max}	0,0368 %/добу
Коефіцієнт запасу (1 установка, максимальні умови)	$\varphi_{1, \text{max}}$	2,23

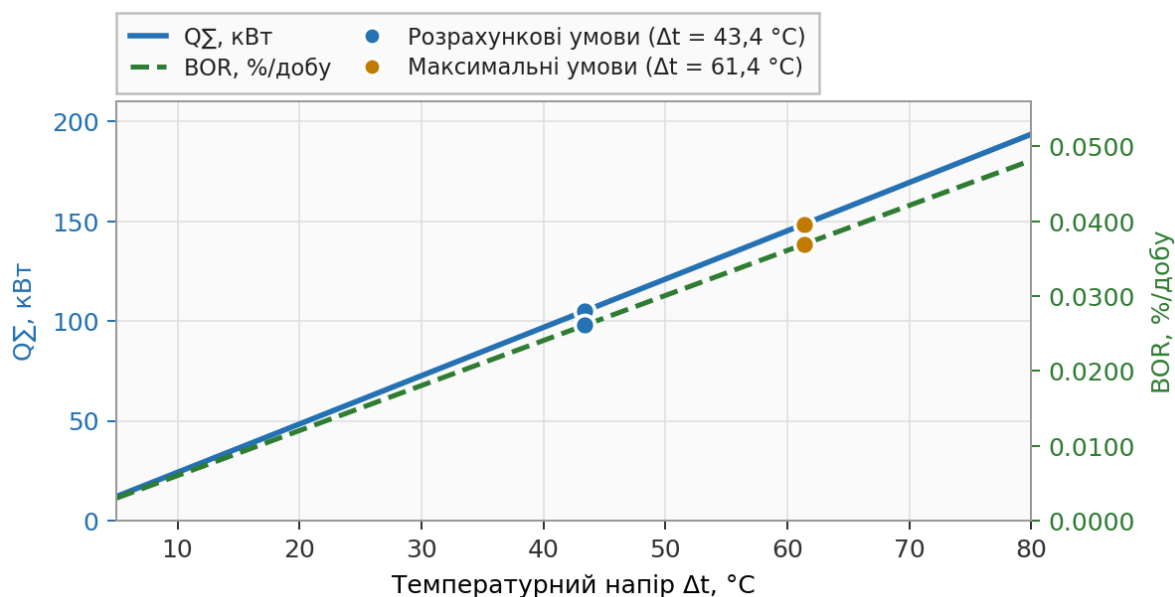


Рисунок 2.5 — Залежність сумарного теплоприпливу Q_{Σ} та розрахункового BOR від температурного напору Δt

З рисунка 2.5 видно, що залежність Q_{Σ} і BOR від Δt є лінійною. При збільшенні температурного напору від розрахункового значення 43,4 °C до максимального 61,4 °C теплоприплив зростає з 105,04 до 148,5 кВт, а BOR — з 0,0261 до 0,0368 %/добу, тобто на 41 %. При цьому навіть при максимальному температурному напорі холодопродуктивність однієї установки (331,63 кВт) перекидає теплоприплив (148,5 кВт) з коефіцієнтом запасу $\phi_{1,\max}=2,23$, що наочно підтверджує надійність системи в усьому діапазоні температурних умов рейсу.

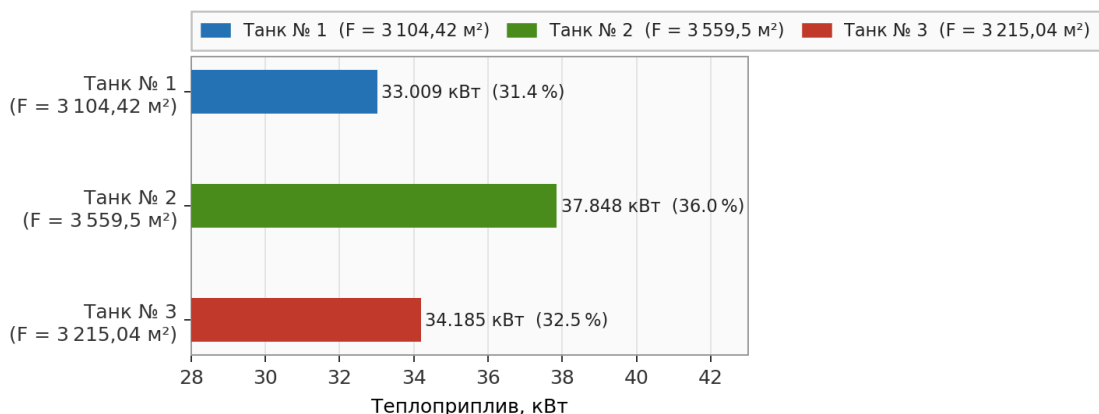


Рисунок 2.6 — Розподіл стаціонарних теплоприпливів між вантажними танками

З рисунка 2.6 видно нерівномірність розподілу теплоприпливів між танками, яка пояснюється різницею розрахункових площ ізольованої поверхні. Найбільший внесок має танк № 2 (37,848 кВт, 36,0 % від Q_{Σ}) через найбільшу площу $F_2 = 3\,559,5 \text{ м}^2$. Це означає, що танк № 2 є найбільш теплонавантаженим і визначає пікове навантаження на систему зрідження. При розрахунку достатності установки необхідно орієнтуватись на сумарний теплоприплив усіх танків, а не на значення окремого танка.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						35
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

2.6 Перевірний розрахунок пластинчастого конденсатора

Конденсатор установки повторного зрідження — зварний пластинчастий апарат Alfa Laval TM10-BFT. Технічні характеристики наведено в таблиці 2.5 згідно з технічною документацією судна.

Таблиця 2.5 — Технічні характеристики конденсатора Alfa Laval TM10-BFT

Параметр	Значення
Тип	Зварний пластинчастий (AlfaRex)
Матеріал пластин	Титан
Загальна площа теплообміну F , м ²	41,1
Площа однієї пластини f_l , м ²	0,24
Кількість пластин n , шт	171
Ширина теплообмінної поверхні a , мм	315
Висота теплообмінної поверхні b , мм	760
Товщина пластини δ , мм	0,6
Зазор каналу u , мм	2,4
Максимальний тиск, бар	25
Гаряча сторона	NH ₃ (R717)
Холодна сторона	Морська вода
Номінальна теплова потужність, кВт	520

Теплове навантаження на конденсатор визначається з результатів теплового розрахунку (підрозділ 2.4):

$$Q_k = Q_0 + \Sigma N_e = 331,63 + 120,82 = 452,45 \text{ кВт.} \quad (43)$$

Температурні умови (реальні виміри, таблиця 4.1, підрозділ 2.4):

$t_k = 18,3 \text{ °C}$ — температура конденсації NH₃;

$t_{мв, вх} = 12,3 \text{ °C}$ та $t_{мв, вих} = 14,3 \text{ °C}$ — температури морської води.

Характеристика теплообмінної поверхні

Живий перетин одного каналу:

$$f_{1к} = a(u - \delta) = 0,315 \cdot (2,4 - 0,6) \cdot 10^{-3} = 567 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \quad (44)$$

Еквівалентний гідравлічний діаметр каналу:

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot f_{1к}}{2 \cdot (a + (u - \delta))} = \frac{4 \cdot 567 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot (0,315 + 1,8 \cdot 10^{-3})} = 3,58 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (45)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		36

Кількість каналів кожного середовища:

$$n_{\text{кан}} = \frac{(n-1)}{2} = \frac{(171-1)}{2} = 85 \text{ каналів} \quad (46)$$

Логарифмічний температурний напір в конденсаторі:

$$\theta_1 = t_k - t_{\text{мв,вх}} = 18,3 - 12,3 = 6,0^\circ\text{C};$$

$$\theta_2 = t_k - t_{\text{мв,вих}} = 18,3 - 14,3 = 4,0^\circ\text{C};$$

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} = \frac{6 - 4}{\ln \frac{6}{4}} = 4,93^\circ\text{C} \quad (47)$$

Витрата та швидкість морської води

Таблиця 2.6 — Теплофізичні властивості морської води при $t_{\text{ср}} = 13,3^\circ\text{C}$

Властивість	Позн.	Значення	Одиниця
Густина	ρ	1025	кг/м ³
Питома теплоємність	c_p	3996	Дж/(кг·К)
Теплопровідність	λ	0,585	Вт/(м·К)
Динамічна в'язкість	μ	$1,24 \cdot 10^{-3}$	Па·с
Кінематична в'язкість	$\nu = \mu/\rho$	$1,21 \cdot 10^{-6}$	м ² /с
Критерій Прандтля	Pr	8,47	—

Витрата морської води визначається з теплового балансу конденсатора на основі реального перепаду температур $\Delta t_{\text{мв}} = 2,0^\circ\text{C}$ (таблиця 4.1):

$$M_{\text{мв}} = \frac{Q_k}{C_p \cdot \Delta t_{\text{мв}}} = \frac{452,45}{3,996 \cdot (14,3 - 12,3)} = 56,61 \text{ кг/с}. \quad (48)$$

Об'ємна витрата води:

$$V_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{мв}}}{\rho_{\text{мв}}} = \frac{56,61}{1025} = 0,0552 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (49)$$

Швидкість морської води в каналах:

$$w_{\text{мв}} = \frac{V_{\text{мв}}}{n_{\text{кан}} \cdot f_{1\text{к}}} = \frac{0,0552}{85 \cdot 567 \cdot 10^{-6}} = 1,146 \text{ м/с}. \quad (50)$$

Коефіцієнт тепловіддавання морської води

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{мв}} = \frac{w_{\text{мв}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu_{\text{мв}}} = \frac{1,146 \cdot 3,58 \cdot 10^{-3}}{1,21 \cdot 10^{-6}} = 3391 \quad (51)$$

Режим течії — перехідний ($1000 < Re < 10000$). Для пластинчастих апаратів з гофрованими пластинами застосовується критеріальна залежність [28]:

критерій Нуссельта

$$Nu_{мв} = 0,024 \cdot Re_{мв}^{0.8} \cdot Pr_{мв}^{0.43} = 0,024 \cdot 3391^{0.8} \cdot 8,47^{0.43} = 40,1, \quad (52)$$

де коефіцієнт 0,024 враховує інтенсифікацію тепловіддачі гофруванням пластин (для гладких труб $C = 0,021$) [26].

Коефіцієнт тепловіддавання:

$$\alpha_{мв} = \frac{Nu_{мв} \cdot \lambda_{мв}}{d_{екв}} = \frac{40,1 \cdot 0,585}{3,58 \cdot 10^{-3}} = 6558 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (53)$$

Коефіцієнт тепловіддавання NH_3 (конденсація)

Таблиця 2.7 — Властивості рідкого NH_3 при $t_k = 18,3^\circ\text{C}$ (REFPROP 10.0)

Властивість	Позн.	Значення	Одиниця
Густина рідини	$\rho/$	601,4	кг/м ³
Теплота пароутворення	r	1 185	кДж/кг
Теплопровідність рідини	$\lambda/$	0,472	Вт/(м·К)
Динамічна в'язкість	$\mu/$	$1,42 \cdot 10^{-4}$	Па·с

Коефіцієнт тепловіддавання з боку конденсуючого аміаку розраховується за формулою Нуссельта для плівкової конденсації на вертикальній поверхні [27]:

$$\alpha_{NH_3} = 0.943 \cdot \left[\frac{(\rho'_{NH_3})^2 \cdot g \cdot r_{NH_3} \cdot (\lambda'_{NH_3})^3}{\mu'_{NH_3} \cdot \theta_a \cdot b} \right]^{0,25}, \quad (54)$$

де $\theta_a = (t_k - t_{cm})$ — температурний напір з боку аміаку, $^\circ\text{C}$;

b — висота пластини, м.

Для гофрованих пластин TM10-BFT вводиться поправковий коефіцієнт.

ψ — коефіцієнт що враховує збільшену змочувальну поверхню та інтенсифікацію відтікання плівки конденсату в гофрах [26, 27]: (для ТМ10-BFT $\psi \approx 1,17-1,25$).

$$\alpha_{NH_3,пл} = \alpha_{NH_3} \cdot \psi, \quad (55)$$

Оскільки коефіцієнт тепловіддавання з боку конденсуючого аміаку $\alpha_{NH_3, пл}$ залежить від невідомого напору θ_a , задачу розв'язують графоаналітичним методом [28].

Графоаналітичний метод визначення щільності теплового потоку

Умова рівноваги температури стінки пластини:

$$q_{NH_3}(\theta_a) = q_{мв}(\theta_{мв}),$$

$$\text{де } \theta_a + \theta_{мв} = \theta_m = 4,93^\circ\text{C}; \theta_a = t_k - t_{ст}; \theta_{мв} = t_{ст} - t_{мв,ср}.$$

У таблиці 2.9 наведено розрахункові значення питомих теплових потоків з обох сторін пластини.

Таблиця 2.8 — Розрахункові щільності теплового потоку

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	$\alpha_{NH_3,пл}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$q_{NH_3} = \alpha_{NH_3,пл} \cdot \theta_a, \text{Вт}/\text{м}^2$	$\theta_{мв}, ^\circ\text{C}$	$q_{мв} = \alpha_{мв} \cdot \theta_{мв}, \text{Вт}/\text{м}^2$
0,50	10766	5383	4,43	29070
1,00	9053	9053	3,93	25791
1,50	8180	12271	3,43	22512
2,00	7613	15226	2,93	19233
2,50	7200	17999	2,43	15954
3,00	6879	20637	1,93	12675
3,50	6619	23166	1,43	9395
4,00	6402	25606	0,93	6116

За даними таблиці 2.8 побудовано графік (рисунок 2.7). Точка перетину кривих $q_{NH_3}(\theta_a)$ і $q_{мв}(\theta_{мв})$ відповідає умові теплової рівноваги стінки пластини.

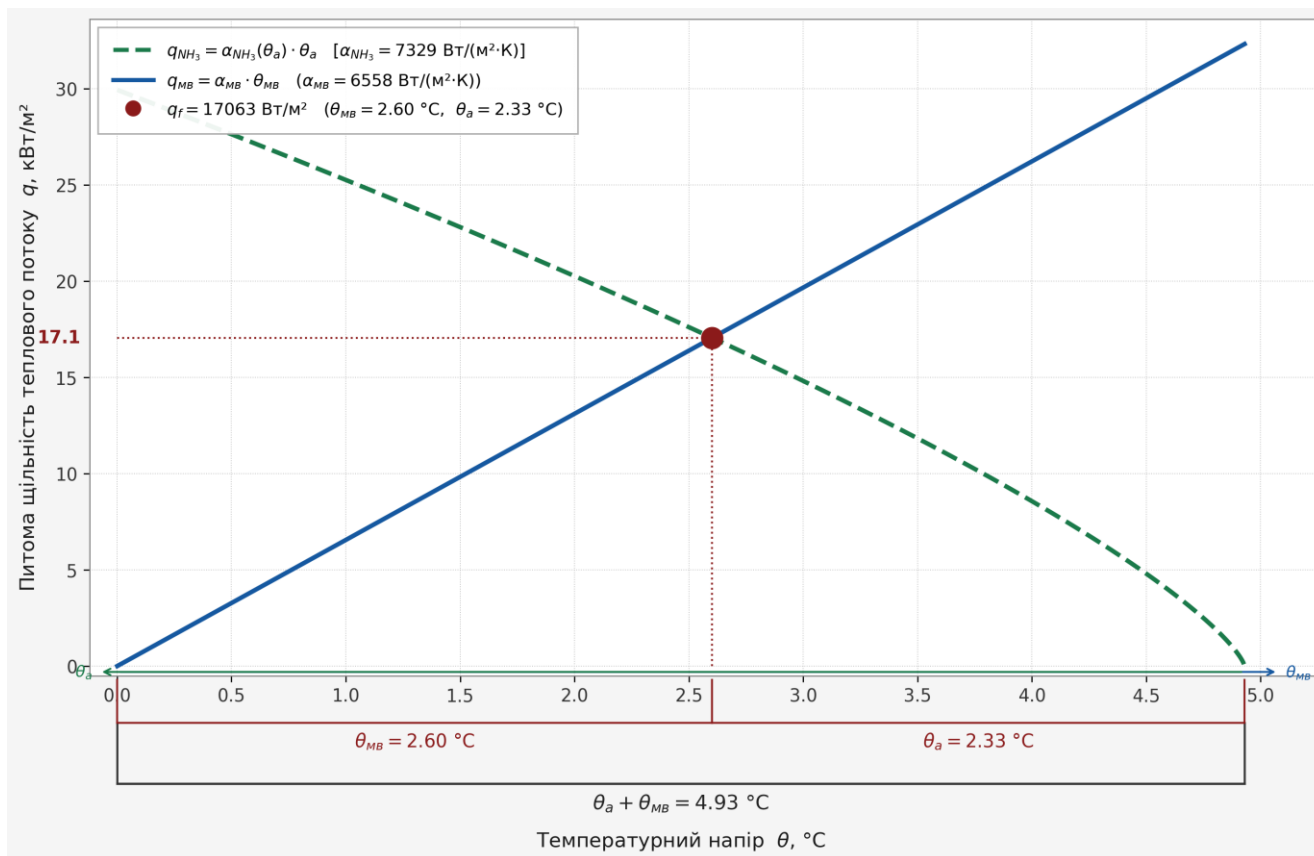


Рисунок 2.7 —Графоаналітичний метод розрахунку щільності теплового потоку в конденсаторі

За результатами графічного аналізу (рисунок 2.7) визначено точку рівноваги: $\theta_a = 2,33^\circ\text{C}$; $\theta_{MB} = 2,60^\circ\text{C}$; $\alpha_{NH_3,пл} = 7329$ Вт/(м²·К) (у точці рівноваги); $q_f = 17063$ Вт/м².

Перевірка площі теплообміну

Необхідна площа теплообміну:

$$F_{нотр} = \frac{Q_{\kappa}}{q_f} = \frac{452450}{17063} = 26,5 \text{ м}^2. \quad (56)$$

Реальна площа конденсатора (табл.2.6): $F_{реал} = 41,1 \text{ м}^2$.

Запас площі:

$$\phi = \frac{F_{реал} - F_{нотр}}{F_{нотр}} \cdot 100\% = \frac{41,1 - 26,5}{26,5} \cdot 100\% = 51,1\% \quad (57)$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		40

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі, що відповідає знайдений графоаналітичним методом щільності теплового потоку у точці рівноваги:

$$k_{розр} = \frac{q_f}{\theta_m} = \frac{17063}{4,93} = 3462 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (58)$$

Для всього встановленого конденсатора умовний фактичний коефіцієнт теплопередачі, визначений за реальною площею $F_{\text{реал}} = 41,1 \text{ м}^2$:

$$k_{умов} = \frac{Q_k}{F \cdot \theta_m} = \frac{452450}{4,93 \cdot 41,1} = 2333 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (59)$$

Конденсатор Alfa Laval TM10-BFT з площею теплообміну $F_{\text{реал}} = 41,1 \text{ м}^2$ забезпечує необхідне теплове навантаження $Q_k = 452,45 \text{ кВт}$ з запасом поверхні $\phi = 55\%$. Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі $k_{розр} = 3464 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ отримано через щільність теплового потоку у точці рівноваги і використовується лише для визначення необхідної площі $F_{\text{потр}} = 26,5 \text{ м}^2$. Умовний фактичний коефіцієнт теплопередачі встановленого апарата за реальною площею становить $k_{умовн} = 2233 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що підтверджує наявність запасу теплообмінної поверхні. Значний запас пояснюється тим, що апарат розрахований виробником на граничний режим при температурі морської води $+32^\circ \text{C}$ (максимальна за технічною документацією судна). У розглянутому рейсі Айн-Сухна — Кванян температура морської води становила лише $+12,3^\circ \text{C}$, що суттєво покращує умови конденсації.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		41

2.7 Розрахунок змійовика проміжної посудини (економайзера)

Проміжна посудина Cargo Economiser (виробник: Dong Hwa Entec, Drawing No. 16001-MD-41-002-01) — вертикальна ємність з вбудованим змійовиком, що виконує три функції одночасно: неповне проміжне охолодження пари між ступеннями компресора; відокремлення парової та рідкої фаз при проміжному тиску; переохолодження рідкого конденсату у змійовику, що зменшує втрати при дроселюванні. Реальні геометричні параметри отримані з технічної документації судна надано в табл.2.9.

Таблиця 2.9 — Технічні характеристики проміжної посудини

Параметр	Значення
Тип	Вертикальний кожухозмієвиковий
Виробник	Dong Hwa Entec
Кількість апаратів, шт	3 (по одному на кожен компресор)
Внутрішній діаметр корпусу $D_{\text{вн}}$, мм	800
Висота корпусу, мм	2100
Матеріал корпусу	ASTM A537 Class 1
Матеріал змійовика	ASTM A334 GR.1
Зовнішній діаметр труби змійовика, мм	60,3 (2" NB SCH80)
Товщина стінки труби, мм	5,54
Внутрішній діаметр труби, мм	49,2
Середній діаметр намотки $D_{\text{зм}}$, мм	≈ 720
Загальна площа теплообміну F , м^2	7,7
Номінальна теплова потужність, кВт	86
Розрахунковий тиск корпусу, бар	10,0
Розрахунковий тиск змійовика, бар	22,0
Ізоляція	50 мм (By Others)

Визначення геометричних параметрів змійовика

Загальна довжина труби змійовика визначається як:

$$L_{\text{заг}} = \frac{F_{\text{зов}}}{\pi d_{\text{зов}}} = \frac{7,7}{3,14 \cdot 0,0603} = 40,65 \text{ м}, \quad (60)$$

де

$F = 7,7 \text{ м}^2$ — загальна площа теплообміну (табл.2.10);

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

$d_{\text{зов}} = 0,0603$ м — зовнішній діаметр труби змійовика.

Довжина одного витка змійовика визначається як довжина кола за середнім діаметром намотування:

$$l_{\text{вит}} = \pi \cdot D_{\text{зм}} = 3,14 \cdot 0,720 = 2,26 \text{ м}, \quad (61)$$

Кількість витків змійовика визначається як:

$$n_{\text{вит}} = \frac{L_{\text{заг}}}{l_{\text{вит}}} = \frac{40,65}{2,26} = 17,98 \approx 18 \text{ витків}. \quad (62)$$

Крок між витками змійовика визначається як:

$$S_{\text{вит.}} = \frac{H_{\text{зм}}}{n_{\text{вит}}} = \frac{845}{18} = 46,9 \approx 47 \text{ мм}, \quad (63)$$

де

$H_{\text{зм}} = 845$ мм — висота зони намотування змійовика.

Теплове навантаження на змійовик проміжної посудини:

$$Q_{\text{зм}} = M_{\text{кис}} \cdot \Delta h_{\text{зм}} = 0,2683 \cdot (428,53 - 325,28) = 0,2683 \cdot 103,25 = 27,70 \text{ кВт}.$$

$\Delta h_{\text{зм.}} = h_5 - h_7$ — різниця ентальпій на вході і виході рідкого агенту з змійовика проміжної посудини.

Вихідні дані для розрахунку

Температурні умови (таблиця 4.2):

$t_{\text{вх}} = +18,3$ °С (рідкий NH_3 на вході в змійовик, точка 5);

$t_{\text{вих}} = -3,946$ °С (рідкий NH_3 на виході зі змійовика, точка 7);

$t_{\text{нр}} = -5,946$ °С (температура насичення NH_3 в корпусі, точка 6).

Логарифмічний температурний напір:

$$\theta_1 = t_{\text{вх}} - t_{\text{нр}} = 18,3 - (-5,946) = 24,25^\circ\text{C};$$

$$\theta_2 = t_{\text{вих}} - t_{\text{нр}} = -3,946 - (-5,946) = 2,00^\circ\text{C};$$

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)} = \frac{24,25 - 2,00}{\ln\left(\frac{24,25}{2,00}\right)} = 8,92^\circ\text{C} \quad (64)$$

Коефіцієнт тепловіддавання у змійовику проміжної посудини (рідкий NH_3)

Теплофізичні властивості рідкого NH_3 при $t_{\text{ср}} = 7,18^\circ\text{C}$ (REFPROP 10.0):

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						43
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

$\rho = 628,63 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,495 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\nu = 0,169 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 1,53$.

Об'ємна витрата рідини:

$$V_{зм} = \frac{M_A^{кис}}{\rho_{сп}} = \frac{0,2683}{628,63} = 4,26 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (65)$$

Швидкість рідини всередині зміювика:

$$\omega_{зм} = \frac{4V}{\pi d_{вн.}^2} = \frac{4 \cdot 4,26 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (49,2 \cdot 10^{-3})^2} = 0,224 \text{ м/с} \quad (66)$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_{зм} \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0,224 \cdot (49,2 \cdot 10^{-3})}{0,169 \cdot 10^{-6}} = 65329 \quad (67)$$

Для руху рідини у зміювику вводиться поправка на кривизну потоку [29]:

$$Nu_{зм} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\left(1 + 1,77 \cdot d_{вн.} / D_{зм} \right) \right) = 0,021 \cdot 65329^{0,8} \cdot 1,53^{0,43} \cdot 1,121 = 201$$

$$\alpha_{зм} = \frac{Nu_{зм} \cdot \lambda}{d_{вн.}} = \frac{201 \cdot 0,495}{49,2 \cdot 10^{-3}} = 2022 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (68)$$

Коефіцієнт тепловіддавання в корпусі проміжної посудини (кипіння NH_3)

У корпусі проміжної посудини відбувається кипіння аміаку при проміжному тиску $p = 3,42 \text{ бар}$.

Коефіцієнт тепловіддавання при кипінні у великому об'ємі [27]:

$$\alpha_a = 3 \cdot p^{0,15} \cdot q_a^{0,7} \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (69)$$

де q_a — щільність теплового потоку, Вт/м^2 ; p — тиск, бар.

Оскільки α_a залежить від q_a , задачу розв'язують графоаналітичним методом.

Умова рівноваги стінки зміювика:

$$q_{зм}(\theta_{зм}) = q_a(\theta_a), \text{ де } \theta_{зм} + \theta_a = \theta_m = 8,92^\circ\text{C}.$$

Таблиця 2.10 — Розрахункові щільності теплового потоку в змійовику проміжної посудини

$\theta_{зм}, ^\circ\text{C}$	$q_{зм} = \alpha_{зм} \cdot \theta_{зм}, \text{Вт/м}^2$	$\theta_a = \theta_m - \theta_{зм}, ^\circ\text{C}$	$\alpha_a, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$q_a, \text{Вт/м}^2$
1,0	2022	7,92	9 000	87 313
2,0	4044	6,92	6 554	45 384
3,0	6066	5,92	4 553	26 966
4,0	8089	4,92	3 025	14 546
4,62	9335	4,30	2 169	9 327
5,0	10111	3,92	1 740	6 816
6,0	12133	2,92	848	2 551
7,0	14155	1,92	208	629

За даними таблиці 2.10 побудовано графік (рисунк 2.8). Точка перетину кривих:

$$\theta_{зм} = 4,62^\circ\text{C}; \quad \theta_a = 4,30^\circ\text{C}; \quad q_f = \alpha_{зм} \cdot \theta_{зм} = 2022 \cdot 4,62 = 9335 \text{ Вт/м}^2.$$

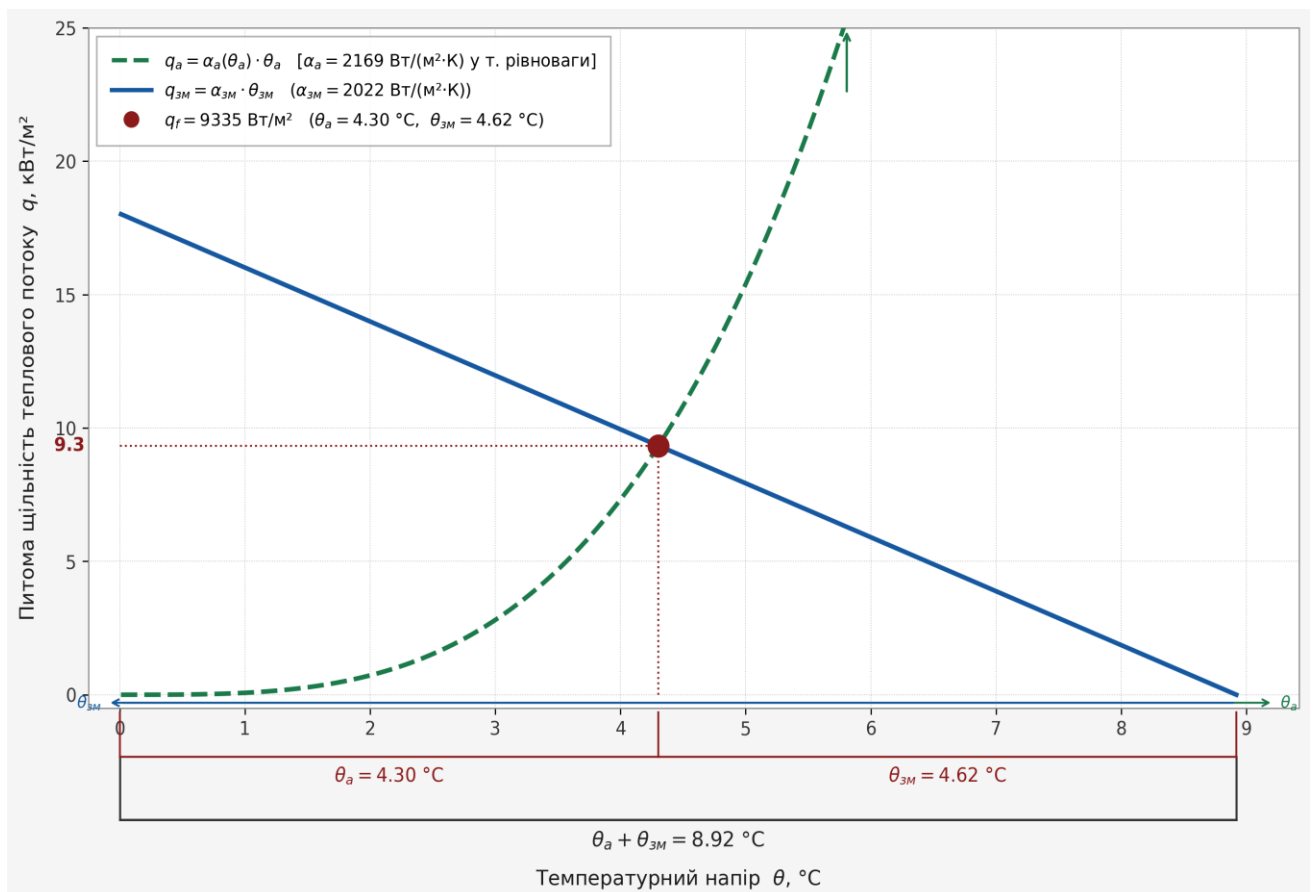


Рисунок 2.8 — Графоаналітичний метод розрахунку щільності теплового потоку в змійовику проміжної посудини

Перевірка площі теплообміну змійовика

Необхідна площа теплообміну визначається через розрахункову щільність теплового потоку, знайдену графоаналітичним методом:

$$F_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{q_f} = \frac{27700}{9350} = 2,97 \text{ м}^2. \quad (70)$$

Реальна площа змійовика: $F_{\text{реал}} = 7,7 \text{ м}^2$.

Запас площі теплообміну:

Запас площі:

$$\phi = \frac{F_{\text{реал}} - F_{\text{потр}}}{F_{\text{потр}}} \cdot 100\% = \frac{7,7 - 2,7}{2,7} \cdot 100\% = 159\% \quad (71)$$

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі, що відповідає знайденій графоаналітичним методом щільності теплового потоку у точці рівноваги:

$$k_{\text{розр}} = \frac{q_f}{\theta_m} = \frac{9335}{8,92} = 1046 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (72)$$

Для всього встановленого змійовика умовний фактичний коефіцієнт теплопередачі визначається за реальною площею $F_{\text{реал}}$:

$$k_{\text{умов}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{F \cdot \theta_m} = \frac{27700}{7,7 \cdot 8,92} = 403 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (73)$$

Проміжна посудина Dong Hwa Entec з вбудованим змійовиком має достатню площу теплообміну для заданого режиму роботи з аміаком. За результатами графоаналітичного розрахунку необхідна площа становить $F_{\text{потр}} = 2,97 \text{ м}^2$, тоді як реальна площа змійовика за технічною документацією судна дорівнює $7,7 \text{ м}^2$. Запас площі складає 159%, що підтверджує надійну працездатність апарата при розрахунковому тепловому навантаженні $Q_{\text{зм}} = 27,70 \text{ кВт}$. Значний запас пояснюється тим, що апарат спроектований для пропілену при значно вищих температурах конденсації.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						46
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі $k_{розр} = 1046 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ характеризує інтенсивність теплообміну у точці рівноваги теплових потоків і використовується виключно для визначення необхідної площі $F_{потр}$. Умовний фактичний коефіцієнт теплопередачі встановленого змійовика, визначений за реальною площею, становить $k_{умов} = 403 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, що значно нижче розрахункового — це є прямим підтвердженням надлишку площі теплообміну. Лімітуючим тепловим опором є сторона рідини в змійовику ($\alpha_{зм} = 2022 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ при $Re = 65329$), тоді як $\alpha_a = 2169 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ у точці рівноваги — коефіцієнти близькі між собою, що свідчить про термодинамічно збалансовану конструкцію апарата.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		47

2.8 Перевірний розрахунок відокремлювача рідини

Відокремлювач рідини Vessel Suction Separator є вертикальний циліндричний апарат з еліптичними головками (виробник: Dong Hwa Entec, Drawing).

Апарат призначений для відділення крапельної рідини з потоку пари NH_3 перед всмоктуванням у циліндр нижнього ступеня компресора. На судні встановлено 3 апарати — по одному для кожної установки повторного зрідження. Усі геометричні та конструктивні параметри апарату отримано з технічної документації судна (табл. 2.12).

Таблиця 2.11 — Технічні характеристики відокремлювача рідини

Параметр	Значення
Тип	Вертикальний циліндричний з еліпт. головками
Виробник	Dong Hwa Entec
Номер креслення	16001-MD-41-001-01
Кількість апаратів на судні, шт	3
Внутрішній діаметр $D_{\text{вн}}$, мм	762
Висота, мм	1 960
Товщина стінки корпусу, мм	8 (мін.)
Матеріал корпусу та головок	ASTM A240 GR.304L (нерж. сталь)
Вхід пари (Mark 1), NB	10" ANSI 150 RF
Вихід пари (Mark 2), NB	10" ANSI 150 RF
Розрахунковий тиск, бар	10
Пробний тиск, бар	15
Розрахункова температура, °C	-50 / +45
Клас нагляду	Lloyd's Register (LR)
Маса апарата, кг	610

Вихідні дані

Перевірний розрахунок виконується від реальних розмірів апарата до фактичних швидкостей — для підтвердження умови відокремлення крапельної

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		48

рідини. Вихідні дані прийнято з термодинамічного розрахунку установки (підрозділ 2.4) та REFPROP 10.0.

Масова витрата NH_3 через нижній ступінь компресора $M_A^{\text{КНС}} = 0,2683 \text{ кг/с}$.

Питомий об'єм перегрітої пари NH_3 на вході в КНС (таблиця 4.2.):

$$v_1 = 1,1991 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Дійсна об'ємна витрата парів NH_3 через відокремлювач: $V_d = 0,3217 \text{ м}^3/\text{с}$.

Теплофізичні властивості NH_3 при умовах у відокремлювачі:

$\rho_p = 677,6 \text{ кг/м}^3$ — рідкий NH_3 при $t = -33,4 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\rho_n = 1/v_0 = 1/1,1275 = 0,887 \text{ кг/м}^3$ — насичена пара при $t = -33,4 \text{ }^\circ\text{C}$

Площа поперечного перерізу та фактична швидкість пари

Площа поперечного перерізу реального апарата ($D_{\text{BH}} = 762 \text{ мм}$):

$$A = \left(\frac{4 \cdot D_{\text{BH}}^2}{4} \right) = \left(\frac{\pi \cdot 0,762}{4} \right)^2 = 0,456 \text{ м}^2$$

Фактична швидкість пари у перерізі відокремлювача:

$$v_{\text{факт}} = \frac{V_d}{A} = \frac{0,3217}{0,4560} = 0,705 \text{ м/с}. \quad (74)$$

Гранична швидкість осадження краплі

Одним з основних принципів роботи відокремлювача є забезпечення такої швидкості пари, при якій краплі рідини осідають під дією сили тяжіння. Гранична швидкість осадження визначається за формулою Содерса–Брауна [27]:

$$v_t = K_s \cdot ((\rho_p - \rho_n) / \rho_n)^{0.5}, \text{ м/с}, \quad (75)$$

де $K_s = 0,03 \text{ м/с}$ — коефіцієнт для вертикального відокремлювача [27].

$$v_t = 0,03 \cdot ((677,76 - 0,887) / 0,887)^{0.5} = 0,829 \text{ м/с}.$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		49

Перевірка умови відокремлення

Умова надійного відокремлення крапельної рідини:

$$v_{\text{факт}} < v_t, \quad 0,705 \text{ м/с} < 0,829 \text{ м/с}.$$

Умова виконується. Запас за швидкістю:

$$\delta = \left(1 - \frac{v_{\text{факт}}}{v_t}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{0,705}{0,829}\right) \cdot 100\% = 14,95\%$$

Таблиця 2.12 — Результати перевірного розрахунку відокремлювача рідини

Параметр	Позначення	Значення
Внутрішній діаметр, мм	$D_{\text{вн}}$	762
Площа перерізу, м ²	A	0,4560
Масова витрата NH ₃ , кг/с	$M_A^{\text{кнс}}$	0,2683
Об'ємна витрата пари, м ³ /с	V_{δ}	0,3217
Фактична швидкість пари, м/с	$v_{\text{факт}}$	0,705
Гранична швидкість осадження, м/с	v_t	0,829
Умова $v_{\text{факт}} < v_t$	—	✓ виконана
Запас за швидкістю, %	δ	14,9

Відокремлювач рідини з внутрішнім діаметром $D_{\text{вн}} = 762$ мм забезпечує надійне відокремлення крапельного аміаку від парового потоку перед всмоктуванням у компресор.

2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів

Діаметр труби можна визначити за формулою:

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}}, \text{ де } V_p - \text{об'ємна витрата, } m^3/c; \omega - \text{швидкість, } m/c.$$

В системі перебуває аміак, використані сталеві трубки.

Об'ємна витрата аміаку у всмоктуючому трубопроводі:

$$V_p = M_{кис} \cdot v_{вс.1} = 0,2455 \cdot 1,1991 = 0,294 m^3/c \quad (86)$$

Швидкість всмоктування парів аміак в компресор нижнього ступеня приймаємо: $\omega = 6 m/c$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,294}{3,14 \cdot 6}} = 0,249 m \quad (76)$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на нагнітанні з нижнього циліндра компресора $d_{mp} = 10''$

$$V_p = M_{кис} \cdot v_{нз.2} = 0,2455 \cdot 0,5219 = 0,128 m^3/c$$

Швидкість в нагнітальному трубопроводі: $\omega = 13 m/c$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,128}{3,14 \cdot 13}} = 0,112 m$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на нагнітанні в нижньому циліндрі компресора: $d_{mp} = 5''$

Діаметр трубопроводу на вході в циліндр верхнього ступеня компресора:

Об'ємна витрата аміаку:

$$V_p = M_{квс} \cdot v_{вс.3} = 0,2652 \cdot 0,4517 = 0,1198 m^3/c$$

Рекомендована швидкість: $\omega = 10 m/c$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1198}{3,14 \cdot 10}} = 0,124 m$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на всмоктуванні в верхній циліндр компресора: $d_{mp} = 5''$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		51

Діаметр на виході з верхнього циліндра компресора:

$$V_p = M_{квс} \cdot v_{наг.4} = 0,2652 \cdot 0,216 = 0,057 \text{ м}^3/\text{с}$$

Рекомендована швидкість $\omega = 7 \text{ м/с}$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,057}{3,14 \cdot 7}} = 0,102 \text{ м}$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на всмоктуванні в верхній циліндр компресора: $d_{mp} = 5''$

Діаметр трубопроводу на виході з конденсатора:

$$V_p = \frac{M_{квс}}{\rho_5} = \frac{0,2652}{610,5} = 0,00043 \text{ м}^3/\text{с}$$

Рекомендована швидкість: $\omega = 0,6 \text{ м/с}$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00043}{3,14 \cdot 0,6}} = 0,03 \text{ м}$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на виході з конденсатора:

$$d_{mp} = 1-1/4''$$

Діаметр трубопроводу на вході в проміжний охолоджувач:

$$V_p = \frac{M_{кис}}{\rho_5} = \frac{0,2455}{610,5} = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$$

Рекомендована швидкість: $\omega = 0,5 \text{ м/с}$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0004}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,032 \text{ м}$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на вході в проміжний охолоджувач: $d_{mp} = 1-1/4''$

Діаметр трубопроводу перед входом в дросель вентиль перед промпосудиною:

$$V_p = \frac{(M_{квс} - M_{кис})}{\rho_5} = \frac{(0,2652 - 0,2455)}{610,5} = 0,000032 \text{ м}^3/\text{с}$$

Рекомендована швидкість: $\omega = 0,75 \text{ м/с}$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		52

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000032}{3,14 \cdot 0,75}} = 0,0073 м$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу перед входом в дросель вентиль: $d_{mp} = 3/8''$

Діаметр труби на вході в танк:

$$V_p = \frac{M_{кис}}{\rho_8} = \frac{0,2455}{679,9} = 0,00036 м^3/с$$

Рекомендована швидкість: $\omega = 0,3 м/с$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00036}{3,14 \cdot 0,3}} = 0,039 м$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на вході в танк: $d_{mp} = 1-1/2''$

Діаметр трубопроводу на виході з танка:

$$V_p = M_{кис} \cdot v_{вс.1.} = 0,2455 \cdot 1,1991 = 0,294 м^3/с$$

Рекомендована швидкість $\omega = 8 м/с$

$$d_{mp.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,294}{3,14 \cdot 8}} = 0,22 м$$

Прийнятий стандартний діаметр трубопроводу на виході з танку: $d_{mp} = 10''$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		53

ВИСНОВКИ

У роботі досліджено енергетичну ефективність суднової установки повторного зрідження парогазової фази аміаку, призначеної для роботи на рефрижераторному LPG-газовозі в умовах реального морського переходу.

1. Досліджено тепловий стан вантажної системи LPG-газовоза під час транспортування аміаку. Встановлено, що у розрахункових умовах морського переходу ($t_z = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{вн}} = -33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$) сумарний теплоприплив крізь ізоляцію трьох вантажних танків становить 105,04 кВт, причому найбільше теплове навантаження припадає на танк № 2, що має найбільшу площу теплообмінної поверхні.

2. На основі прямих суднових вимірювань під час морського переходу Айн-Сухна — Кванян побудовано термодинамічний цикл двоступеневої установки повторного зрідження аміаку з неповним проміжним охолодженням і паралельним дроселюванням. Встановлено, що холодопродуктивність однієї установки становить $Q_0 = 331,63\text{ кВт}$ при дійсному коефіцієнті перетворення $\text{COP} = 2,745$ та ступені термодинамічної досконалості $\eta = 0,592$.

3. Визначено, що розрахована інтенсивність випаровування аміаку $\text{BOR}_{\text{thermal}} = 0,0261\text{ \%/добу}$ добре узгоджується з літературними даними для рефрижераторних LPG-газовозів. Показано, що коефіцієнт запасу холодопродуктивності однієї установки відносно сумарних теплоприпливів становить $\phi_1 = 3,16$ у розрахункових умовах та $\phi_{1,\text{max}} = 2,23$ у максимально напружених температурних умовах рейсу ($\Delta t = 61,4\text{ }^{\circ}\text{C}$), що підтверджує надійність роботи системи в усьому діапазоні експлуатаційних режимів.

4. Перевірний тепловий та конструктивний розрахунок конденсатора Alfa Laval TM10-BFT показав, що реальна площа теплообміну $41,1\text{ м}^2$ перевищує необхідну $26,5\text{ м}^2$ із запасом 51 %. Встановлено, що збільшений запас теплообмінної поверхні обумовлений проектуванням апарата для

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		54

роботи в умовах максимальної температури морської води +32 °С, тоді як під час розглянутого рейсу її температура становила +12,3 °С.

5. Встановлено, що змійовик проміжної посудини Dong Hwa Entec має запас площі теплообміну 159 % ($F_{\text{реал}} = 7,7 \text{ м}^2$, $F_{\text{потр}} = 2,97 \text{ м}^2$), а відокремлювач рідини забезпечує надійне відокремлення крапельного аміаку, оскільки фактична швидкість пари 0,705 м/с є нижчою за граничну швидкість 0,829 м/с.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		55

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Усі судна, призначені для перевезення зріджених газів наливом, незалежно від типу вантажу та прапорної держави, підпадають під дію Міжнародного кодексу з перевезення газів наливом (IGC Code), прийнятого Міжнародною морською організацією (ІМО) та обов'язкового до виконання в рамках Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (SOLAS). Кодекс встановлює вимоги до конструкції судна, системи утримання вантажу, вентиляції, виявлення газу, засобів захисту екіпажу та процедур аварійного відключення. Газовози, що перевозять аміак (NH_3), являють собою окремий і суттєво складніший випадок порівняно з суднами, що перевозять пропан, бутан або їх суміші. На відміну від вуглеводневих газів, аміак є токсичною речовиною першого класу небезпеки: токсичний вплив NH_3 на персонал виникає при концентраціях, що у кілька сотень разів нижчі за вибухонебезпечні межі, а між порогом відчуття запаху та рівнем, небезпечним для здоров'я, практично відсутній запас безпеки. Саме ця властивість визначає підвищені вимоги до охорони праці на борту аміачного газовоза порівняно з іншими суднами свого класу.

Небезпечні фізико-хімічні властивості аміаку як вантажу

Аміак є безбарвним газом з характерним різким запахом, молярна маса якого становить 17 г/моль — майже вдвічі менше за молярну масу повітря (29 г/моль). Температура кипіння аміаку при атмосферному тиску дорівнює $-33,4^\circ\text{C}$, тому на рефрижераторному газовозі він транспортується у рідкому стані при цій температурі та тиску, близькому до атмосферного. Щільність рідкого аміаку при температурі транспортування становить 677,6 кг/м³, щільність насиченої пари — 0,889 кг/м³. У чистому газоподібному стані пари NH_3 легші за повітря і за нормальних умов піднімаються вгору. Проте при контакті з вологим атмосферним повітрям аміак утворює важчі аерозольні хмари, здатні накопичуватися у нижніх частинах приміщень, тому система

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

газового контролю передбачає встановлення датчиків як у верхній, так і у нижній зонах компресорного відділення. Рідкий аміак при безпосередньому контакті зі шкірою спричиняє одночасно хімічні та кріогенні опіки, оскільки температура вантажу на борту становить $-33,4^{\circ}\text{C}$.

Токсичність NH_3 є головним чинником, що відрізняє його від звичайних зріджених вуглеводневих газів. Гранично допустима концентрація у повітрі робочої зони для тривалого восьмигодинного впливу, позначувана як TLV-TWA (Threshold Limit Value – Time-Weighted Average — граничне значення середньозваженої за часом концентрації), становить 25 ppm (часток на мільйон за об'ємом), що відповідає $17,4 \text{ мг/м}^3$ [1]. Максимально допустима концентрація при короткочасному 15-хвилинному впливі — STEL (Short-Term Exposure Limit — граничне значення короткочасного впливу) — дорівнює 35 ppm. Концентрація, небезпечна для життя та здоров'я при 30-хвилинному впливі — IDLH (Immediately Dangerous to Life or Health) — становить 300 ppm. Порогова концентрація запаху NH_3 знаходиться на рівні 0,5–1,0 ppm, тобто вже при концентраціях, що у 25–60 разів перевищують поріг відчуття запаху, перебування у приміщенні без засобів захисту є неприпустимим з точки зору гігієни праці. Для порівняння: нижня концентраційна межа займання NH_3 у суміші з повітрям становить 150 000 ppm (15% за об'ємом), а верхня — 280 000 ppm (28% за об'ємом) [2]. Таке співвідношення означає, що токсичний вплив на персонал настає при концентраціях, у кілька сотень разів нижчих за вибухонебезпечні, що принципово відрізняє NH_3 від пропану або бутану, де токсичні та вибухонебезпечні концентрації є сумірними.

Класифікація небезпечних зон та вимоги до розміщення обладнання

Глава 10 IGC Code встановлює обов'язкову класифікацію небезпечних зон на газозах залежно від ймовірності утворення вибухонебезпечної або токсичної атмосфери [2]. Конкретні межі небезпечних зон для кожного судна визначаються кресленням небезпечних зон, затвердженим класифікаційним товариством; наведена нижче класифікація відповідає типовим вимогам IGC

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

Code для рефрижераторного газовеоза типу LPG і має розглядатися у сукупності з проектною документацією конкретного судна.

Зона 0 є постійно небезпечною і охоплює внутрішній простір вантажних танків, вантажних трубопроводів, дек-танків, а також всмоктувальних і нагнітальних ліній компресорів. У цих зонах допускається виключно обладнання з рівнем вибухозахисту Ex ia — іскробезпечна електрична схема категорії ia. Зона 1 охоплює приміщення і відкриті ділянки, де вибухонебезпечна або токсична атмосфера може виникнути при нормальній роботі обладнання. Як правило, до Зони 1 відноситься компресорне відділення установки повторного зрідження газу, простір навколо вантажних маніфолдів у радіусі 3 м, зона навколо газовипускного отвору вент-щогли у радіусі 3 м та на висоті 2 м над ним, а також простір навколо запобіжних клапанів вантажних танків і дек-танків у радіусі 1,5 м. Зона 2 охоплює відкриту палубу у межах вантажної зони судна поза Зоною 1 та простір навколо входів до компресорного відділення. В Зонах 1 та 2 допускається обладнання з рівнями вибухозахисту Ex d — вибухонепроникна оболонка, або Ex e — підвищена надійність.

Електромоторне відділення, де на досліджуваному судні розміщені електродвигуни вантажних компресорів та щити управління, конструктивно відокремлене від компресорного відділення повітронепроникною переборкою і класифікується як безпечна зона. Це технічне рішення дозволяє використовувати у ньому стандартне електрообладнання без вибухозахисту і водночас забезпечує надійну ізоляцію електричної частини від можливої токсичної атмосфери компресорного відділення.

Система виявлення газу та аварійного відключення

Пункт 13.6 IGC Code зобов'язує всі газовеози, що перевозять токсичні вантажі, мати стаціонарну систему безперервного газового контролю в усіх закритих приміщеннях, де можливе накопичення вантажного газу [2]. На борту судна встановлена система газового контролю з двоступеневою сигналізацією. Перший рівень тривоги спрацьовує при досягненні гранично допустимої

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

середньозваженої за часом концентрації NH_3 , що становить 25 ppm: у компресорному відділенні та на ходовому містку одночасно вмикається звукова та світлова сигналізація, після чого вхід до приміщення без засобів захисту органів дихання — ізолювального дихального апарата (СІЗОД) — забороняється. Другий рівень тривоги при концентрації 300 ppm ініціює автоматичне спрацювання системи аварійного відключення — ESD (Emergency Shutdown System).

При спрацюванні системи аварійного відключення автоматично виконуються такі дії: зупинка вантажних компресорів установки повторного зрідження газу; закриття швидкодіючих запірних клапанів на вантажних трубопроводах — QCV (Quick-Closing Valves); увімкнення аварійної вентиляції компресорного відділення; подача сигналу загальносуднової тривоги на ходовий місток. Автоматична зупинка компресорів при виявленні витоку є принципово важливою з точки зору безпеки: продовження роботи компресорів при пошкодженому трубопроводі або ущільненні підвищило б тиск в аварійній ділянці і збільшило б інтенсивність надходження NH_3 у приміщення.

Вентиляція небезпечних приміщень та контроль атмосфери

Відповідно до вимог пункту 12.1 IGC Code, компресорне відділення установки повторного зрідження газу повинно бути повністю відокремлене від усіх інших суднових приміщень повітронепроникними переборками [2]. Жодні прорізи, кабельні введення або трубопроводи не повинні порушувати герметичність цих переборок без відповідних сертифікованих ущільнень. Система вентиляції компресорного відділення повинна бути повністю відокремлена від загальносуднової та не мати спільних повітроводів з житловими або машинними приміщеннями.

Мінімальна кратність повітрообміну для компресорного відділення, що містить обладнання для роботи з токсичними вантажними газами, становить 30 повних об'ємів приміщення на годину відповідно до IGC Code. Система повинна складатися не менш ніж з двох незалежних витяжних вентиляторів,

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

кожен з яких здатен самостійно забезпечити нормативну кратність повітрообміну. Привід вентиляторів здійснюється від вибухозахищених електродвигунів категорії Ex d або Ex e. Вхідні отвори вентиляторів розміщуються у невибухонебезпечній зоні та обладнуються вогнезахисними сітками — полум'ягасниками. Викид відпрацьованого повітря здійснюється за борт або до вент-щогли, але не у вентиляційні шахти, що ведуть до житлових або машинних приміщень. Система працює за витяжною схемою: розрідження у компресорному відділенні відносно суміжних зон перешкоджає міграції парів NH_3 крізь нещільності переборок у разі незначного витоку.

При відмові одного з вентиляторів спрацьовує звукова та світлова сигналізація на ходовому містку і автоматично вмикається резервний вентилятор. Перебування персоналу у компресорному відділенні при несправній вентиляції або в режимі аварійної вентиляції допускається виключно з СІЗОД та у присутності страхувальника поза небезпечною зоною.

Утримуючий простір між зовнішньою поверхнею вантажних танків та корпусними конструкціями заповнений сухим азотом і підтримується при надлишковому тиску відповідно до вимог технічної документації судна. Таке рішення унеможливорює надходження повітря до утримуючого простору і виключає контакт вантажного газу з атмосферним киснем. Атмосфера утримуючого простору контролюється стаціонарними газоаналізаторами у безперервному режимі. Зниження вмісту кисню нижче 19,5% або виявлення NH_3 у цьому просторі є індикатором порушення цілісності стінки вантажного танка і потребує негайного реагування відповідно до аварійного плану судна.

Засоби індивідуального захисту екіпажу

Відповідно до вимог пункту 14.1 IGC Code та резолюції IMO MSC.5(48), на борту газовоза, що перевозить NH_3 , повинні бути передбачені засоби захисту, достатні для проведення рятувальних операцій та евакуації екіпажу в аварійній ситуації [2, 3]. На судні зберігається не менше трьох комплектів індивідуального захисту від NH_3 , кожен з яких включає ізолювальний

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
						60
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

дихальний апарат із запасом повітря тривалістю не менше 30 хвилин, хімічний захисний костюм з повним захистом обличчя, стійкий до дії NH_3 , а також захисні рукавиці та чоботи. Комплекти зберігаються у доступних місцях поза небезпечними зонами — біля входу до компресорного відділення та на ходовому містку — і перевіряються щотижнево. У компресорному відділенні та в зоні маніфолдів встановлені стаціонарні аварійні душові установки та станції промивання очей, що забезпечують безперервне промивання протягом не менше 15 хвилин. Навчальні тренування з надягання СІЗОД та відпрацювання дій при витокі NH_3 проводяться не рідше одного разу на місяць відповідно до вимог Міжнародної конвенції з підготовки, дипломування моряків та несення вахти — STCW (Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers) — та процедур системи управління безпекою судна — SMS (Safety Management System) [4].

Установка повторного зрідження газу як елемент системи безпеки судна

Установка повторного зрідження газу зазвичай розглядається виключно як енергетичне обладнання, що забезпечує збереження вантажу під час морського переходу. Однак при транспортуванні NH_3 вона виконує й іншу, не менш важливу функцію: безперервно відводячи теплоприпливи крізь ізоляцію вантажних танків, установка підтримує тиск парової фази у вантажних танках нижче максимально допустимого тиску спрацювання запобіжних клапанів — MARVS (Maximum Allowable Relief Valve Setting). Відповідно до технічної документації судна MV Innovator, MARVS у морі становить 0,275 бар надл., у порту — 0,45 бар надл. [5]. Саме цей механізм робить установку повторного зрідження газу невід'ємним елементом системи безпеки судна.

Теплоприпливи крізь ізоляцію вантажних танків під час морського переходу, розраховані у розділі 2.3 цієї роботи, становлять від 33 до 38 кВт на кожен танк. Ці теплоприпливи безперервно збільшують ентальпію рідкого вантажу, спричиняючи його часткове випаровування та зростання тиску у замкнутому просторі танка. При непрацюючій установці повторного зрідження

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

газу тиск у танках зростатиме до рівня MARVS, після чого запобіжні клапани відкриваються і NH_3 скидатиметься через вент-щоглу в атмосферу. Залежно від напрямку вітру та метеорологічних умов, хмара NH_3 може охопити відкриту палубу та надбудову: при концентрації, що перевищує гранично допустиму середньозважену за часом (25 ppm), перебування персоналу без СИЗОД стає неприпустимим, а при подальшому зростанні концентрації виникає безпосередня загроза для здоров'я екіпажу.

Таким чином, установка повторного зрідження газу є першою і основною технічною лінією захисту, що запобігає аварійному скиданню NH_3 через запобіжні клапани. Розрахована у розділі 2.4 холодопродуктивність однієї установки $Q_0 = 303,55$ кВт при дійсному коефіцієнті перетворення 2,745 достатня для відведення теплоприпливів від усіх трьох вантажних танків з підтриманням тиску нижче MARVS протягом усього морського переходу за умов нормальної роботи обладнання. Надійна безперервна робота установки повторного зрідження газу є тому не лише технічною, але й безпековою вимогою до експлуатації аміачного газозова протягом рейсу.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Планування кваліфікаційної роботи бакалавра здійснюється за допомогою стрічкового графіка (діаграми Ганта) — одного з найпоширеніших інструментів календарного планування та контролю виконання робіт, запропонованого американським інженером Генрі Лоуренсом Гантом (Henry L. Gantt, 1861–1919) на початку XX 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.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

Таблиця 4.1 – Дані для формування стрічкового графіка

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

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

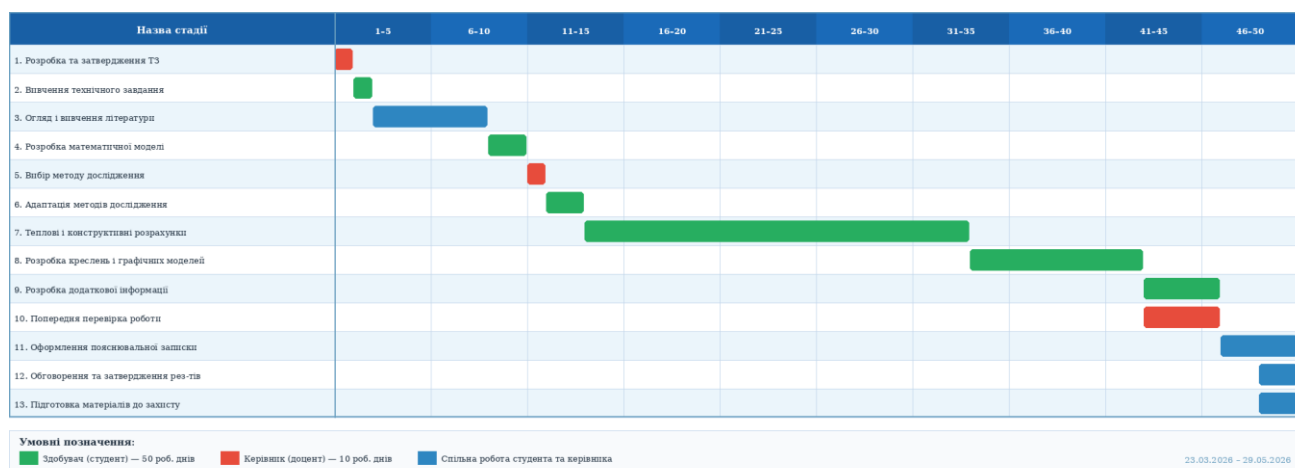


Рисунок 4.1 – Стрічковий графік виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра (23.03–29.05.2026)

Розрахунок вартості досліджень і розробок

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

Матеріальні витрати

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

Таблиця 4.2 – Перелік матеріальних витрат

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

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

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

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

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

Вартість електроенергії становить:

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

Загальна сума матеріальних витрат:

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

Витрати на заробітну плату

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

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

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

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

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 12\,710,82 + 1\,906,62 = 14\,617,44 \text{ грн.}$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 12\,710,82 \cdot 0,15 = 1\,906,62 \text{ грн.}$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 12\,710,82 + 1\,906,62 = 14\,617,44 \text{ грн.}$$

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		66

Таблиця 4.3 – Розрахунок витрат на оплату праці

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

Загальні прямі витрати:

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

Таблиця 4.4 – Зведена таблиця витрат

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. IFA. Short-Term Fertilizer Outlook 2024–2025 [Електронний ресурс] / International Fertilizer Association. — Paris: IFA, 2025. — URL: https://www.fertilizer.org/wp-content/uploads/2025/02/2024_ifa_short_term_outlook_report.pdf (дата звернення: 10.03.2025).
2. World Bank WITS. Anhydrous Ammonia (HS 281410): Exports by Country, 2024 [Електронний ресурс] / UN Comtrade. — Washington: World Bank, 2024. — URL: <https://wits.worldbank.org/trade/comtrade/en/country/All/year/2024/tradeflow/Exports/partner/WLD/product/281410> (дата звернення: 15.03.2025).
3. International Maritime Organization. Resolution MEPC.377(80): 2023 IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships [Електронний ресурс] : adopted at MEPC 80, 7 July 2023. — London: IMO, 2023. — URL: [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.377\(80\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.377(80).pdf) (дата звернення: 20.02.2025).
4. Conflict and Environment Observatory (CEOBS). The Togliatti-Odesa Ammonia Pipeline [Електронний ресурс]. — 2024. — URL: <https://ceobs.org/ukraine-damage-map-togliatti-odesa-ammonia-pipeline/> (дата звернення: 05.03.2025).
5. UN Trade and Development (UNCTAD). Review of Maritime Transport 2024 [Електронний ресурс]. — Geneva: UNCTAD, 2024. — 157 p. — URL: <https://unctad.org/publication/review-maritime-transport-2024> (дата звернення: 10.02.2025).
6. Japan Engine Corporation (J-ENG). The World's First Complete Commercial Ammonia Fueled Engine Has Been Accomplished [Електронний ресурс]: press release. — Akashi: J-ENG, 01.09.2025. — URL: <https://www.j-eng.co.jp/en/news/20250901.html> (дата звернення: 10.09.2025).

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

7. NYK Line. Creating the World's First Ammonia-fueled Vessel [Електронний ресурс] // BVTL Magazine. — 2025. — URL: <https://www.nyk.com/english/stories/04/01/20250514.html> (дата звернення: 01.11.2025).
8. Port of Rotterdam Authority. Port of Rotterdam Takes Important Step in Making Shipping More Sustainable: Pilot Prepares Port for Safe Bunkering of Ammonia [Електронний ресурс]: press release. — Rotterdam: Port of Rotterdam, 14.04.2025. — URL: <https://www.portofrotterdam.com/en/news-and-press-releases/port-rotterdam-takes-important-step-making-shipping-more-sustainable-pilot> (дата звернення: 20.04.2025).
9. Ammonia Energy Association. Ammonia for Maritime Propulsion: Fleet, Technology and 2030 Outlook [Електронний ресурс]. — 2024. — URL: <https://ammoniaenergy.org/articles/ammonia-energy-conference-2024-ammonia-for-maritime-propulsion-is-full-speed-ahead/> (дата звернення: 15.04.2025).
10. Gosships. Ammonia as a Marine Fuel and Ammonia Carriers: Technology, Fleet, and 2030 Outlook [Електронний ресурс]. — 2025. — URL: <https://www.gosships.com/post/ammonia-as-a-marine-fuel-and-ammonia-carriers-technology-fleet-and-2030-outlook> (дата звернення: 15.04.2025).
11. Moon K.T., Davies P., Wright L. Ammonia as a Marine Fuel: Likelihood of Ammonia Releases // Journal of Advanced Marine Engineering and Technology. — 2023. — Vol. 47, No.6. — P.447–454. DOI: 10.5916/jamet.2023.47.6.447.
12. International Maritime Organization. Resolution MEPC.328(76): Amendments to MARPOL Annex VI (EEXI and CII) [Електронний ресурс]: adopted 17 June 2021. — Londo: IMO, 2021. — URL: <https://www.imo.org/en/ourwork/environment/pages/improving%20the%20energy%20efficiency%20of%20ships.aspx> (дата звернення: 10.03.2026).

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		69

13. UN Trade and Development (UNCTAD). Strait of Hormuz Disruptions: Implications for Global Trade and Development: UNCTAD/OSG/TT/INF/2026/1 [Електронний ресурс]. — Geneva: UNCTAD, March 2026. — URL: <https://unctad.org/publication/strait-hormuz-disruptions-implications-global-trade-and-development> (дата звернення: 05.04.2026).
14. Ji S., Park S., Seo Y., Choi M., Lee J. Design and Thermodynamic Evaluation of Onboard NH₃ BOG Re-liquefaction Systems for Ocean-going NH₃ Carriers // International Journal of Refrigeration. — 2025. — Vol. 170. — P. 399–411. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.12.005.
15. Morozyuk L., Kosoy B., Sokolovska-Yefymenko V., Ierin V. Analysis of Mixing Processes of LPG Gases in Tanks When Transporting by Sea // Dynamics. — 2022. — Vol. 2, No. 3. — P. 219–233. DOI: 10.3390/dynamics2030011.
16. Tong Z., Zhou B., Zhu J., He J., Bao J. Thermodynamic Analysis of Re-liquefaction System on LPG Carrier // Journal of University of Shanghai for Science and Technology. — 2015. — Vol. 37, No. 4. — P. 344–349.
17. Nanowski D. The Influence of Incondensable Gases on the Refrigeration Capacity of the Reliquefaction Plant During Ethylene Carriage by Sea // Journal of KONES Powertrain and Transport. — 2016. — Vol. 23, No. 3. — P. 359–364.
18. Kim J.-S., Kim D.-Y. A Study on the Operational Characteristics of the Reliquefaction System on Board LPG Carrier // Journal of Marine Science and Engineering. — 2024. — Vol. 12, No.9. — Art. 1642. DOI: 10.3390/jmse12091642.
19. Seo Y., Kim J., Park E., Kim H., Roh G., Park S., Lee S. Analysis of Energy Consumption of Novel Re-Liquefaction System Integrated with Fuel Supply System for LPG-Fuelled LPG Carrier to Conventional Systems // Energies. — 2022. — Vol. 15, No. 24. — Art. 9384. DOI: 10.3390/en15249384.
20. Kaya A., Altınışik M., Yıldız M. Et al. Comparative Thermodynamic Assessment of Boil-Off Gas Re-liquefaction Plants for a Semi-pressurized LPG Carrier //

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		70

International Journal of Low-Carbon Technologies. — 2025. DOI: 10.1093/ijlct/ctaf049.

21. International Maritime Organization. International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGC Code), 2016 Edition. — London: IMO, 2016. — 280p. — ISBN 978-92-801-1661-0.
22. Lu J., Li Y., Li B., Yang Q., Lin Y. Cold Energy Utilization of Liquid Ammonia Fuel for CO₂ Carrier Liquefaction System // International Journal of Greenhouse Gas Control. — 2023. — Vol. 129. — Art. 103994. DOI: 10.1016/j.ijggc.2023.103994.
23. Lin Y., Lu J., Li B., Yang Q., Li Y. Application of Fuel Cold Energy in CO₂ BOG Reliquefaction System on Ammonia-Powered CO₂ Carrier // Polish Maritime Research. — 2023. — Vol. 30, No. 3. — P. 22–34. DOI: 10.2478/pomr-2023-0036.
24. Ji S., Jung W., Lee J. Techno-Economic Evaluation of Direct Low-Pressure Selective Catalytic Reduction for Boil-Off Gas Treatment Systems of NH₃-Fueled Ships // Journal of Marine Science and Engineering. — 2024. — Vol. 12, No. 5. — Art. 698. DOI: 10.3390/jmse12050698.
25. Al-Breiki M., Bicer Y. Technical Assessment of Liquefied Natural Gas, Ammonia and Methanol for Overseas Energy Transport Based on Energy and Exergy Analyses // International Journal of Hydrogen Energy. — 2020. — Vol. 45, No. 60. — P. 34927–34937. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2020.04.181.
26. Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. — 7th ed. — Hoboken: John Wiley & Sons, 2011. — 1072 p. — ISBN 978-0-470-50197-9.
27. Shah R.K., Sekulić D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. — Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. — 976 p. — ISBN 978-0-471-32171-2.

					КРБ.КТ.1.613-03-1.2.	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		71