

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Одеська морська академія»  
Навчально-науковий інститут інженерії  
Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

**ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему:

**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СИСТЕМИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ  
НАФТОВОГО ГАЗУ НА СУДНАХ-ГАЗОВОЗАХ**

Курсанта: Ткачова Тараса Ілліча

Керівник: д.т.н., проф. Хлієва Ольга Яківна

Нормоконтроль \_\_\_\_\_

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки.

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 6 від 06.12.2025 р.

Завідувач кафедри СДУіХТ,

д.т.н., професор \_\_\_\_\_

**ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ  
ЗАВІДУЮЧИЙ КАФЕДРОЮ**  
2025.12.06

Ольга ХЛІЄВА

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 9 від 17.12 2025 р.

Завідувач кафедри суднових енергетичних установок

д.т.н., професор \_\_\_\_\_

Сергій САГІН

Рецензент (зовнішній) \_\_\_\_\_

Я. Д., PhD, Ткач Я.О. 17.12.25р  
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

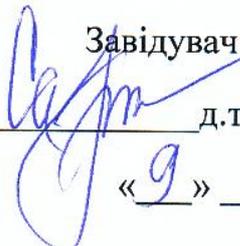
Рецензент (внутрішній) \_\_\_\_\_

М. В. Мікошев 27.12.2025  
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата) д.т.н., проф.

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Одеська морська академія»  
Навчально-науковий інститут інженерії  
Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач випускової кафедри

 д.т.н., проф. С.В. Сагін

«9» \_\_\_\_\_ 2025 р.

### ЗАВДАННЯ на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІІ Ткачов Тарас Ілліч

1. Тема дипломної роботи: Аналіз ефективності роботи системи реконденсації нафтового газу на суднах-газовозах

Затверджена наказом ректора НУ ОМА № 1414 від 24 листопада 2025 р.

2. Об'єкт дослідження Суднові системи реконденсації нафтового газу

3. Предмет дослідження Способи підвищення паливної ефективності та зниження емісії парникових газів під час експлуатації суднової системи реконденсації нафтового газу

4. Обсяг пояснювальної записки дипломної роботи: близько 80 сторінок друкованого тексту

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Чотири розділи основної частини: один оглядовий, три розрахунково-аналітичні з висновками та розробкою рекомендацій, інші елементи пояснювальної записки - відповідно вимог до кваліфікаційної роботи магістра

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці): Опис судна-прототипу та його головного двигуна, базовий розрахунок допоміжного обладнання судна, вимоги до суднових систем реконденсації нафтового гаху, їх принцип роботи; вибір та опис схемного рішення; термодинамічний аналіз процесів реконденсації; визначення енергоспоживання, витрат палива та екологічного впливу роботи системи реконденсації при різних температурах заборотної води та на двох видах палива; техніко-економічний аналіз

7. Перелік графічного матеріалу: слайдами, оформленими у вигляді презентації (MS Office Power Point)

Робота повинна бути виконана відповідно до «Методичних вказівок для виконання дипломної роботи магістра», затверджених Вченою радою ННІІ 27.06.2023, протокол № 11.

## 8. Консультанти:

Вид консультивання	Консультант (вчене звання, посада, П.І.Б.)	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

## 9. Календарний план виконання роботи

№ з/п	Назва етапу дипломної роботи	Відмітка керівника про виконання етапу (дата, підпис)
1.	Аналіз проблеми, огляд літературних джерел	<i>Вик. [підпис]</i>
2.	Розбір та аналіз схеми та устрою системи, вибір технічних рішень для їх подальшого аналізу	<i>Вик. [підпис]</i>
3.	Розрахункова частина	<i>Вик. [підпис]</i>
4.	Аналіз отриманих результатів	<i>Вик. [підпис]</i>
5.	Енергетична ефективність	<i>Вик. [підпис]</i>
6.	Оформлення пояснювальної записки, підготовка презентації роботи, підготовка до захисту роботи	<i>Вик. [підпис]</i>
7.		

10. Дата видачі завдання 5.09.2025рТермін подання дипломної роботи на випускову кафедру 14.12.2025

Керівник дипломної роботи

*[підпис]*  
(підпис)д.т.н., проф. Хлієва О.Я.  
(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи

*[підпис]*  
(підпис)Ткачов Т. І.  
(П.І.Б.)

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра на тему: «Аналіз ефективності роботи системи реконденсації нафтового газу на суднах-газовозах»: 81 с., 18 рис., 9 табл., 42 джерела, 11 слайдів презентаційного матеріалу.

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – зниження витрат суднового палива та впливу на довкілля при експлуатації суднової системи реконденсації нафтового газу.

Висунута та підтверджена наукова гіпотеза про те, що використання раціональних режимів експлуатації суднової системи реконденсації нафтового газу та раціональний вибір типу палива (LPG або MDO), дозволить знизити енергоспоживання, витрати палива під час її експлуатації та негативний вплив на довкілля.

При експлуатації суднової системи реконденсації нафтового газу сумарна споживана електрична потужність компресорного обладнання становить до 21,84 кВт за номінальних умов. Встановлено, що підвищення температури забортної води в діапазоні від 8 до 32 °C призводить до зростання питомих енергетичних витрат на реконденсацію LPG з 107,7 до 163,1 кДж/кг, що відповідає збільшенню електроспоживання системи з 0,0299 до 0,0453 кВт·год/кг LPG. Добові витрати на роботу системи реконденсації становлять 49,6–75,2 USD/добу при використанні LPG та 41,0–62,1 USD/добу при використанні MDO (у діапазоні температур забортної води 8–32 °C), причому MDO забезпечує нижчі витрати на 17–21 % у порівнянні з LPG.

**СКРАПЛЕНИЙ НАФТОВИЙ ГАЗ, ВІДПАРНИЙ ГАЗ, СУДНОВЕ ПАЛИВО,  
СИСТЕМА СКРАПЛЕННЯ НАФТОВОГО ГАЗУ, ЕНЕРГОЗБЕРЕДЖЕНН, ЗНИ-  
ЖЕННЯ ВИКИДІВ ПАРНИКОВИХ ГАЗІВ**

## ABSTRACT

Master's thesis entitled "Analysis of the efficiency of oil cargo gas recondensation system on board gas-carriers": 81 pages, 18 figures, 9 tables, 42 references, 11 presentation slides.

The master's research is aimed at solving a scientific and applied problem of reducing ship fuel consumption and environmental impact during the operation of shipboard petroleum gas reliquefaction systems.

A scientific hypothesis has been proposed and confirmed that the use of rational operating modes of the shipboard petroleum gas reliquefaction system and an appropriate choice of fuel type (LPG or MDO) makes it possible to reduce energy consumption, fuel consumption during operation, and the negative environmental impact.

During the operation of the shipboard petroleum gas reliquefaction system, the total electrical power consumption of the compressor equipment reaches up to 21.84 kW under nominal conditions. It has been established that an increase in seawater temperature in the range from 8 to 32 °C leads to an increase in the specific energy consumption for LPG reliquefaction from 107.7 to 163.1 kJ/kg, which corresponds to an increase in the system's electricity consumption from 0.0299 to 0.0453 kWh/kg of LPG. The daily operating costs of the reliquefaction system amount to 49.6–75.2 USD/day when using LPG and 41.0–62.1 USD/day when using MDO (within the seawater temperature range of 8–32 °C), with MDO providing 17–21% lower operating costs compared to LPG.

LIQUEFIED PETROLEUM GAS, BOIL-OFF GAS, MARINE FUEL, PETROLEUM GAS LIQUEFACTION SYSTEM, ENERGY SAVING, REDUCTION OF GREENHOUSE GAS EMISSIONS

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, АБРЕВІАТУР І ТЕРМІНІВ .....	8
ВСТУП .....	10
ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	13
1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ НА СУДНАХ-ГАЗОВОЗАХ.....	14
1.1. Сучасний стан флоту суден-газовозів нафтового газу.....	14
1.2 Підходи до реконденсації LPG на суднах-газовозах та схемні рішення.....	18
1.3 Властивості газів, які транспортуються на суднах-газовозах .....	24
1.4 Особливості транспорту зріджених газів суднами-газовозами .....	27
2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ СУДНА-ПРОТИТУПУ LPG ГАЗОВОЗА. ....	29
2.1 Опис судна прототипу LPG Carrier (79600 м <sup>3</sup> ).....	29
2.2 Основні характеристики головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) .....	33
2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) .....	36
2.4 Механізми й пристрої, що обслуговують головний двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) .....	36
2.5 Механізми й пристрої загальносуднових систем .....	47
3 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ В РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ.....	51
3.1 Опис судової систем скраплення нафтового газу.....	51
3.2 Вхідні данні для аналізу .....	53
3.3 Аналіз потужності компресорів для роботи систем скраплення нафтового газу у розрахункових умовах .....	54
3.4 Аналіз потужності компресорів для роботи систем скраплення	

нафтового газу в залежності від температури заборотної води .....	58
3.5 Оцінка витрат палива на роботу системи реконденсації нафтового газу в різних режимах роботи .....	60
3.6 Оцінка викидів забруднюючих речовин при роботі системи реконденсації залежно від температури заборотної води.....	64
4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМІВ РОБОТИ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ .....	
4.1 Вхідні данні для аналізу .....	68
4.2 Результати техніко-економічного аналізу .....	69
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	78

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ,  
АБРЕВІАТУР І ТЕРМІНІВ**

BOG – Boil-Off Gas, випаровуваний газ вантажу

BWTS – Ballast Water Treatment System, система обробки баластних вод

CAPEX – Capital Expenditures, капітальні витрати

CII – Carbon Intensity Indicator, індикатор вуглецевої інтенсивності судна

Cl – хлор

CO<sub>2</sub> – діоксид вуглецю

COP – Coefficient of Performance, холодильний коефіцієнт

D – висота борту судна, м

DNV – Det Norske Veritas, класифікаційне товариство

DWT – Deadweight, дедвейт судна, т

EEXI – Energy Efficiency Existing Ship Index, індекс енергоефективності існуючого судна

ESD – Emergency Shut Down, система аварійного відключення

FGSS – Fuel Gas Supply System, система подачі газоподібного палива

FPP – Fixed Pitch Propeller, гребний гвинт фіксованого кроку

GT – Gross Tonnage, валова місткість судна

GWP (ПГП) – Global Warming Potential, потенціал глобального потепління

HFO – Heavy Fuel Oil, важке паливо

HFC – Hydrofluorocarbon, гідрофторвуглецевий холодоагент

IGC Code – International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk, Міжнародний кодекс для суден, що перевозять зріджені гази наливом

IMO – International Maritime Organization, Міжнародна морська організація

J-T valve – клапан Джоуля–Томсона

ККЕЕ – конструкційний коефіцієнт енергоефективності

LBP – Length Between Perpendiculars, довжина між перпендикулярами, м

LEG – Liquefied Ethylene Gas, зріджений етилен

LGI – Liquid Gas Injection, система упорскування рідкого газу

LNG – Liquefied Natural Gas, зріджений природний газ

LPG – Liquefied Petroleum Gas, зріджений нафтовий газ

LOA – Length Overall, найбільша довжина судна, м

MARPOL – International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, Міжнародна конвенція з запобігання забрудненню з суден

MCR – Maximum Continuous Rating, максимальна тривала потужність

MDO – Marine Diesel Oil, суднове дизельне паливо

MEPC – Marine Environment Protection Committee, Комітет із захисту морського середовища

MGO – Marine Gas Oil, суднове газойлеве паливо

MGC – Medium Gas Carrier, середньотоннажний газовоз

NGL – Natural Gas Liquids, газовий конденсат

NH<sub>3</sub> – аміак

OPEX – Operational Expenditures, експлуатаційні витрати

p – тиск, МПа

RefProp – програмний пакет для розрахунку термодинамічних властивостей робочих тіл

s – питома ентропія, кДж/(кг·К)

SIGTTO – Society of International Gas Tanker and Terminal Operators, Міжнародне товариство операторів газовозів і терміналів

SOLAS – International Convention for the Safety of Life at Sea, Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі

t – температура, °C

UNCTAD – United Nations Conference on Trade and Development, Конференція ООН з торгівлі та розвитку

VLGC – Very Large Gas Carrier, великотоннажний газовоз

x – ступінь сухості парорідинної суміші

## ВСТУП

Сучасний розвиток морського транспорту характеризується інтенсивним зростанням обсягів перевезень енергоносіїв, зокрема зріджених газів та нафтопродуктів, що зумовлює підвищені вимоги до безпеки, енергоефективності та екологічності суднових технологічних систем. Особливе місце в цій сфері займають судна-газовози, експлуатація яких пов'язана з постійним утворенням випаровуваного нафтового газу (boil-off gas, BOG), що виникає внаслідок теплопритоків у вантажні танки.

Випаровування вантажу є неминучим фізичним процесом, однак неконтрольовані втрати нафтового газу призводять не лише до економічних збитків, але й до підвищення вибухонебезпеки та негативного впливу на навколишнє середовище. У зв'язку з цим на сучасних судах-газовозах широко застосовуються системи реконденсації нафтового газу, призначені для повторного зрідження випаровуваного газу з подальшим поверненням його у вантажні танки.

Питання ефективності роботи систем реконденсації набуває особливої актуальності в умовах більш жорстких міжнародних екологічних норм, зокрема вимог Міжнародної морської організації (ІМО), Конвенції MARPOL та правил класифікаційних товариств. Разом з тим, експлуатаційні показники систем реконденсації істотно залежать від режимів роботи судна, параметрів навколишнього середовища, властивостей перевезеного газу, технічного стану холодильного обладнання та ефективності теплообмінних апаратів.

Незважаючи на значну кількість наукових досліджень, присвячених системам зрідження та випаровування газів, питання комплексного аналізу ефективності роботи суднових систем реконденсації нафтового газу з урахуванням реальних умов експлуатації залишаються недостатньо висвітленими. Це зумовлює необхідність проведення поглиблених досліджень, спрямованих на оцінювання енергетичних, техніко-економічних та експлуатаційних показників таких систем.

Таким чином, обрана тема магістерської роботи є актуальною, практично значущою та відповідає сучасним тенденціям розвитку морського транспорту, су-

днової енергетики та холодильних технологій.

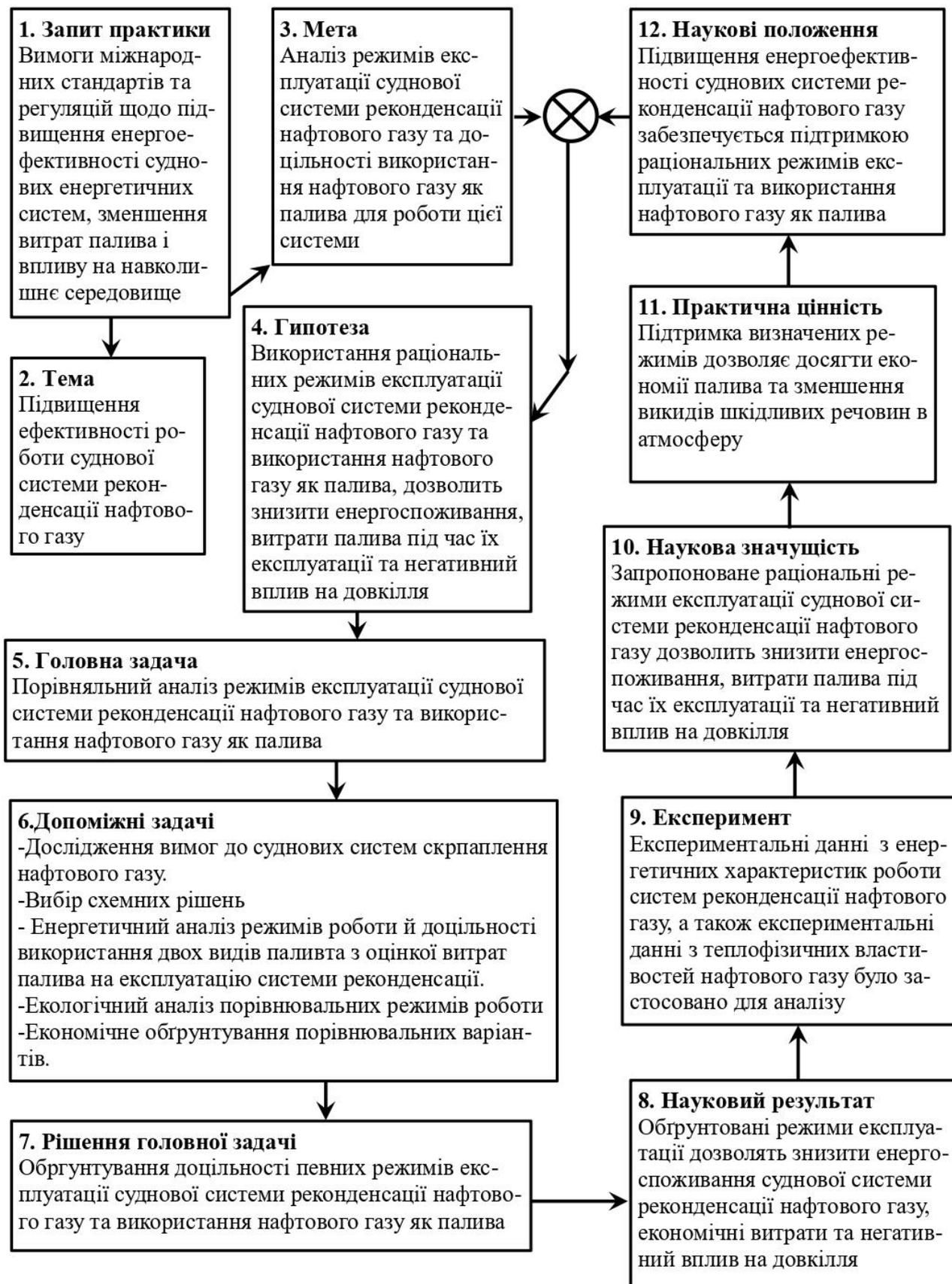
**Метою магістерської роботи** є комплексний аналіз ефективності роботи суднової системи реконденсації нафтового газу на LPG-газовозі в реальних умовах експлуатації з оцінюванням її енергетичних показників, впливу режимів роботи та параметрів навколишнього середовища, а також визначення можливостей підвищення паливної ефективності та зниження екологічного навантаження судна.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі **завдання**:

1. проаналізувати сучасний стан і тенденції розвитку флоту суден-газовозів зрідженого нафтового газу, з урахуванням конструктивних особливостей вантажних систем та вимог міжнародних нормативних документів;
2. узагальнити основні підходи до реконденсації LPG на суднах-газовозах, виконати класифікацію схемних рішень систем реконденсації та визначити їх переваги й недоліки з точки зору енергоефективності та експлуатаційної надійності;
3. дослідити фізико-хімічні та термодинамічні властивості зріджених нафтових газів, що транспортуються морським транспортом, та оцінити їх вплив на параметри роботи систем реконденсації;
4. виконати опис судна-прототипу LPG-газовоза та його вантажної і компресорно-конденсаційної системи з урахуванням режиму перевезення вантажу у зрідженому стані без підвищення тиску;
5. провести розрахунок та підбір допоміжного обладнання для обраного судна-прототипу;
6. провести розрахунок основних параметрів суднової системи реконденсації нафтового газу для заданих умов експлуатації, включаючи визначення витрати BOG, проміжних тисків, термодинамічних станів робочого тіла та споживаної потужності компресорів;
7. виконати енергетичний аналіз роботи системи реконденсації нафтового газу з використанням  $p-h$  діаграм та програмних засобів визначення термодинамічних властивостей робочого тіла;

8. оцінити вплив температури забортної води та режимів роботи системи реконденсації на її енергетичну ефективність;
9. оцінити вплив температури забортної води на викиди забруднюючих речовин при роботі системи реконденсації у випадку вироблення споживаної електроенергії на борту судна при використанні двох видів палива: MOD та LPG;
10. визначити можливі напрямки підвищення енергоефективності системи реконденсації нафтового газу та зменшення питомих енергетичних витрат судна.

## ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ



# 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ НА СУДНАХ-ГАЗОВОЗАХ

## 1.1. Сучасний стан флоту суден-газовозів нафтового газу

Світовий флот суден-газовозів є одним із найбільш динамічно зростаючих сегментів морського транспорту. За даними щорічної доповіді UNCTAD «Review of Maritime Transport 2024», на початок 2024 року сумарна дедвейт-місткість світового флоту зріджених газозовів (LNG/LPG) становила близько 93,9 млн т, що відповідає приблизно 4 % загальної дедвейт-місткості торговельного флоту; при цьому саме сегмент газозовів продемонстрував одне з найвищих значень темпів приросту – близько 6,4 % за 2023 рік, що істотно перевищує середні темпи зростання флоту в цілому [1].

У структурі флоту зріджених газозовів виділяють судна для перевезення скрапленого природного газу (LNG) та судна для перевезення скраплених нафтових газів (LPG, переважно пропан–бутанові суміші), а також спеціалізовані газозови для етилену, етану та інших нафтохімічних продуктів. Класифікаційні підходи, прийняті у міжнародній практиці (IGC Code, SIGTTO), базуються як на типі вантажу, так і на типі системи вантажних танків (самонесучі резервуари типів А, В, С або мембранні системи) та рівні тиску/температури при перевезенні [2, 3].

Для флоту газозовів скраплених нафтових газів (LPG) характерна наявність трьох основних підкласів – таблиця 1.1.

Згідно з галузевими оцінками, на кінець 2023 року глобальний флот великих LPG-газовозів (VLGC) налічував близько 370–380 суден, при цьому портфель замовлень становив ще приблизно 70 одиниць, що відповідає близько 18 % наявного флоту [4]. Такий високий рівень завантаження верфей свідчить про стійкі очікування зростання морської торгівлі скрапленими нафтовими газами, насамперед у зв'язку зі збільшенням видобутку сланцевого газу в США та стабільно високим попитом у країнах Азійсько-Тихоокеанського регіону.

Таблиця 1.1 Порівняння трьох основних типів LPG-газовозів за конструктивними, експлуатаційними та економічними параметрами [2, 3]

Параметр	Напірні (Fully Pressurized)	Напівохолоджені (Semi-Refrigerated)	Повністю охолоджені (Fully Refrigerated)
Тиск у вантажних танках	1,6–1,8 МПа	0,3–0,7 МПа	0,02–0,05 МПа
Температура зберігання	Температура навколишнього середовища	–10...–40 °С	–5...–42 °С
Тип вантажних танків	Туре С, циліндричні	Туре С, циліндричні або сферичні	Туре А або В, призматичні
Наявність холодильного обладнання	Відсутнє	Наявне	Наявне (високої потужності)
Теплоізоляція	Відсутня	Часткова	Багатошарова
Типовий об'єм вантажу	3 000–8 000 м <sup>3</sup>	8 000–30 000 м <sup>3</sup>	30 000–90 000 м <sup>3</sup> і більше
Основні вантажі	Пропан, бутан	Пропан, бутан, пропілен, аміак	Пропан, бутан, пропілен, аміак
Енерговитрати на зрідження	Відсутні	Середні	Високі
Капітальні витрати (CAPEX)	Низькі	Середні	Дуже високі
Експлуатаційні витрати (OPEX)	Мінімальні	Середні	Високі

Динаміка обсягу світового ринку LPG-газовозів за типорозмірами суден у 2020–2030 рр., млн дол. США [5].

Особливо динамічним є сегмент середньотоннажних газозовів (MGC), здатних перевозити не лише LPG, але й аміак та інші нафтохімічні газоподібні вантажі. Аналітичні огляди Drewry та інших консалтингових компаній відзначають, що станом на 2024 рік портфель замовлень у цьому сегменті сягнув понад 40–45 %

діючого флоту MGC, що свідчить про його швидке оновлення та орієнтацію на багатофункціональність (LPG/аміак/олефіни) [6].

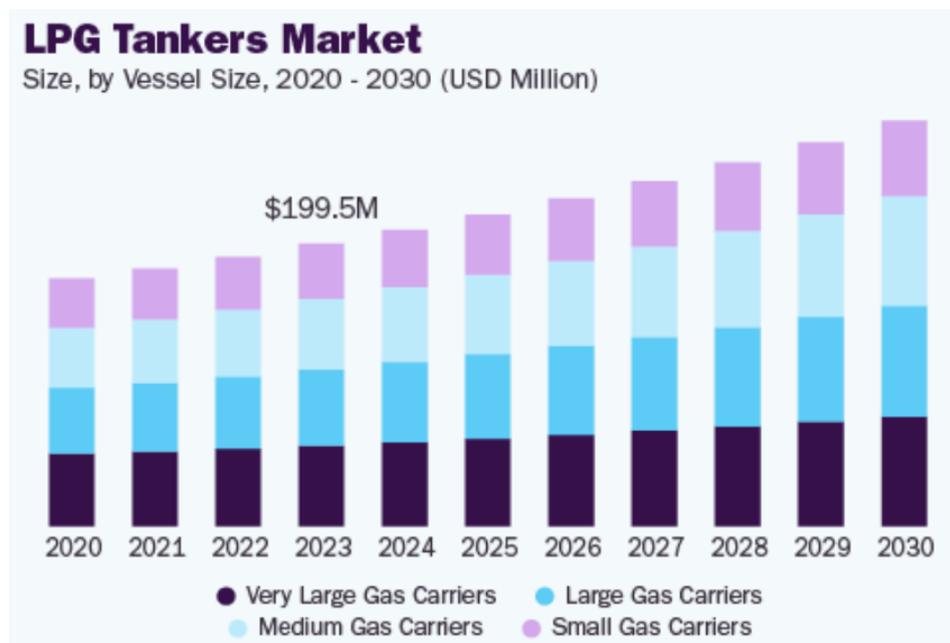


Рисунок 1.1 Динаміка обсягу світового ринку LPG-газовозів за типорозмірами суден у 2020–2030 рр., млн дол. США [5]

Паралельно з нарощуванням флоту LPG-суден спостерігається інтенсивний розвиток ринку LNG-газовозів. За даними World LNG Report 2024, глобальний флот LNG-газовозів (включно з FSRU та FSU) на кінець лютого 2024 року становив близько 701 судна, при цьому лише за 2023 рік було поставлено понад 30 нових суден, а в перші місяці 2024 року – ще понад 10 одиниць [7]. Інші джерела наводять оцінку близько 770–780 LNG-газовозів у експлуатації та понад 300 суден у портфелі замовлень на кінець 2023 року [8].

Хоча LNG-газовози призначені для перевезення природного газу, а не нафтового, саме цей сегмент визначає загальні тенденції розвитку газового флоту: збільшення типорозмірів (серії 170–180 тис. м<sup>3</sup> та більше), перехід на двопаливну енергетичну установку (dual fuel) і широке застосування систем утилізації й використання boil-off gas (BOG), що концептуально близькі до систем реконденсації нафтового газу на LPG-газовозах.

Загальні тенденції розвитку флоту зріджених газозовів істотно пов'язані з задачами декарбонізації морського транспорту. Згідно з оглядом Clarksons Research

«Green Technology Tracker» за 2024 рік, близько половини тоннажу новобудов, замовлених у 2024 році, припадає на судна з альтернативними видами палива, серед яких домінують LNG- та LPG-fuelled судна [9]. Окремі аналітичні звіти Sea-LNG фіксують, що станом на кінець 2023 року налічувалося понад 600 суден різних типів, що використовують LNG як паливо, при цьому частка таких суден у портфелі замовлень досягає 6–8 % світового флоту, а для танкерів і газозовів – навіть вища [8].

Для флоту LPG-газовозів нафтового газу характерна чітка географічна спеціалізація. Основні обсяги морських перевезень LPG формуються завдяки експорту з США (портові кластери узбережжя Мексиканської затоки) та країн Близького Сходу (Саудівська Аравія, Катар, ОАЕ), тоді як основними імпортними ринками виступають країни Східної та Південно-Східної Азії (Китай, Японія, Південна Корея, Індія) [10, 11]. Найбільші вантажопотоки зосереджені на далекомагістральних рейсах «US Gulf – Азія» та «Перська затока – Азія», що безпосередньо обумовлює домінування флоту великотоннажних VLGC із високими вимогами до ефективності систем керування випаровуваним газом.

Важливою особливістю сучасного стану флоту є омолодження та технологічне оновлення газозовів. Значна частка новобудов LPG-газовозів проектується з урахуванням можливості роботи на вантажному газі (LPG-as-fuel), застосування високоефективних систем утилізації енергії та вдосконалених систем реконденсації нафтового газу. При цьому старі судна з низькою енергоефективністю та застарілими системами BOG-менеджменту поступово витісняються з основних торговельних маршрутів, залишаючись переважно у «нішевих» регіональних перевезеннях.

У комплексі наведені тенденції свідчать, що флот суден-газовозів нафтового газу:

- зростає швидшими темпами, ніж більшість традиційних сегментів танкерного флоту;
- демонструє стале збільшення частки великотоннажних VLGC та універсальних MGC, здатних перевозити різні види газоподібних вантажів;

- інтенсивно впроваджує нові технічні рішення, зокрема системи реконденсації нафтового газу та двопаливні енергетичні установки;
- орієнтований на задоволення віддаленого попиту (насамперед азійського), що зумовлює високі вимоги до енергетичної ефективності та екологічних характеристик суден.

У контексті теми даної магістерської роботи це означає, що підвищення ефективності систем реконденсації нафтового газу на борту газозовів є не лише локальною інженерною задачею, а й важливим елементом глобальної стратегії енергоефективності та декарбонізації флоту зріджених газозовів, що безпосередньо впливає на конкурентоспроможність судноплавних компаній на ключових газових маршрутах.

## **1.2 Підходи до реконденсації LPG на суднах-газовозах та схемні рішення**

У процесі транспортування скрапленого нафтового газу у вантажних танках суден-газовозів постійно відбувається випаровування частини вантажу під дією теплопритоків через ізоляцію танків, тепловіддачу від конструкцій корпусу та сонячну радіацію. Утворений випаровуваний газ (boil-off gas, BOG) призводить до підвищення тиску в танках, що згідно з вимогами IGC Code та рекомендацій SIGTTO має компенсуватися або керованим відведенням газу, або його повторним зрідженням та поверненням у вантажну систему [12, 13].

Переважає більшість сучасних LPG-газовозів середнього та великого тонування обладнана *системами реконденсації вантажного газу*, які дозволяють підтримувати температуру і тиск вантажу в заданих межах, зменшувати втрати вантажу і мінімізувати викиди в атмосферу [12, 14]. За принципом роботи такі системи можна поділити на декілька основних груп:

- системи непрямої (холодильної) реконденсації;
- системи прямої реконденсації;
- комбіновані (гібридні) системи, що поєднують елементи попередніх двох;

- системи, інтегровані з паливними контурами (LPG-as-fuel, FGSS), де BOG частково або повністю спалюється в енергетичній установці.

### **1.2.1. Непряма (холодильна) реконденсація LPG**

Найбільш класичним підходом, докладно описаним у посібнику SIGTTO «Liquefied Gas Handling Principles on Ships and in Terminals» [12], є непряма реконденсація, при якій BOG стискається вантажними компресорами й охолоджується в конденсаторах за рахунок окремого холодильного циклу. У типових установках, наведених у [15 - 17], використовується двоступенева компресія з проміжним охолодженням та економайзером:

- перша ступінь компресора підвищує тиск BOG до проміжного рівня;
- у економайзері (cargo economizer) здійснюється часткова конденсація й відбір холодопродуктивності;
- друга ступінь доводить газ до тиску конденсації;
- у вантажному конденсаторі (cargo condenser) газ повністю конденсується при охолодженні морською водою та/або додатковим холодильним контуром;
- конденсат повертається у вантажні танки через рідинні лінії.

Термодинамічний аналіз двоступеневих схем із економайзером показує, що при правильному підборі тисків всмоктування/нагнітання можна суттєво зменшити сумарну споживану потужність компресорів і збільшити холодопродуктивність порівняно з простими одноступеневими циклами [15, 16]. Зокрема, у роботі [15] наведено повну схему reliquefaction plant LPG-танкера з двома двоступеневими компресорними агрегатами, проміжним охолодженням та економайзером, а також проведено енергетичний аналіз роботи установки під час змішування пропану та бутану в танках [15].

Подібні схеми детально розглянуто й у [16], де проаналізовано режим роботи установки з реконденсації під для бутану, а також вплив реальних втрат і відхилень від ідеального циклу на фактичну швидкість завантаження судна.

Виробники обладнання (Wärtsilä Gas Solutions, Burckhardt Compression, Babcock LGE тощо) пропонують модифікації таких схем із застосуванням гвинто-

вих компресорів, каскадних холодильних установок та вторинних холодоносіїв, адаптованих під конкретні типи вантажу й розмір судна [14, 18].

Основними перевагами непрямих систем є:

- висока гнучкість режимів: можливість стабільної роботи при різних температурах/тисках вантажу;
- розділення контурів вантажу й холодильного агента, що підвищує безпеку;
- можливість модернізації за рахунок заміни холодильних машин без зміни вантажної системи.

Недоліки пов'язані з підвищеними енергетичними витратами на привід компресорів і холодильних машин, складністю автоматизації та більш високими капітальними витратами [16, 19].

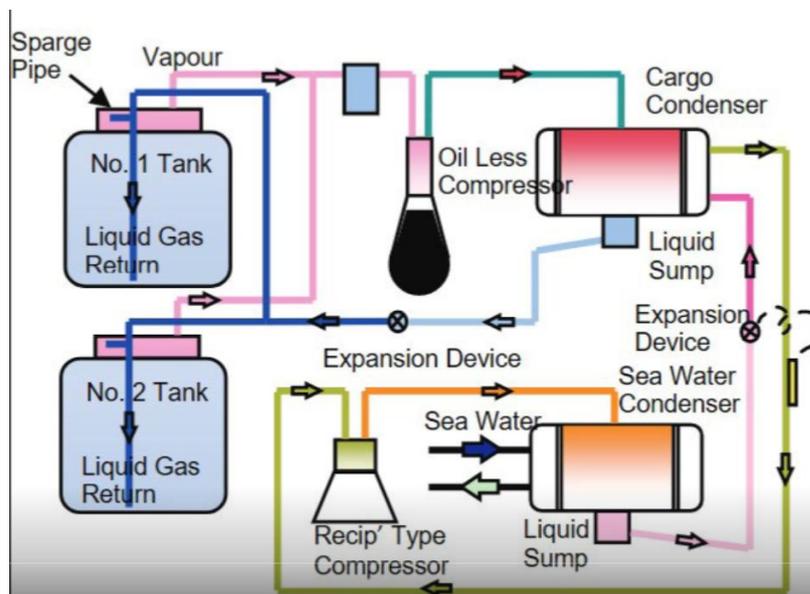


Рисунок 1.2. Спрощена принципова схема системи непрямой реконденсації LPG на судні-газовозі (Typical Cascade System) за [17])

### 1.2.2. Пряма реконденсація

Пряма реконденсація передбачає безпосередній контакт стислого BOG з охолодженою рідкою фазою LPG у контактних конденсаторах або змішувальних апаратах, без використання проміжного холодильного агента [17]. Газ після компресора вводиться в шар рідкого LPG, де конденсується за рахунок різниці температур і тисків. Надлишок теплоти відводиться через теплообмінник рідина–

морська вода або за допомогою більш простої холодильної установки, ніж у випадку непрямого контуру.

Такий підхід знижує кількість обладнання та трубопроводів, спрощує схему й зменшує капітальні витрати, що особливо важливо для напіврефрижерованих і малотоннажних LPG-газовозів [17, 20]. Проте керування процесом прямої конденсації є більш чутливим до змін складу вантажу, температури морської води та режимів роботи компресора. У випадку домішок легколетких компонентів (етан, пропілен) виникає ризик неповної конденсації й накопичення неконденсованих газів, що потребує додаткових систем дегазації [12, 17].

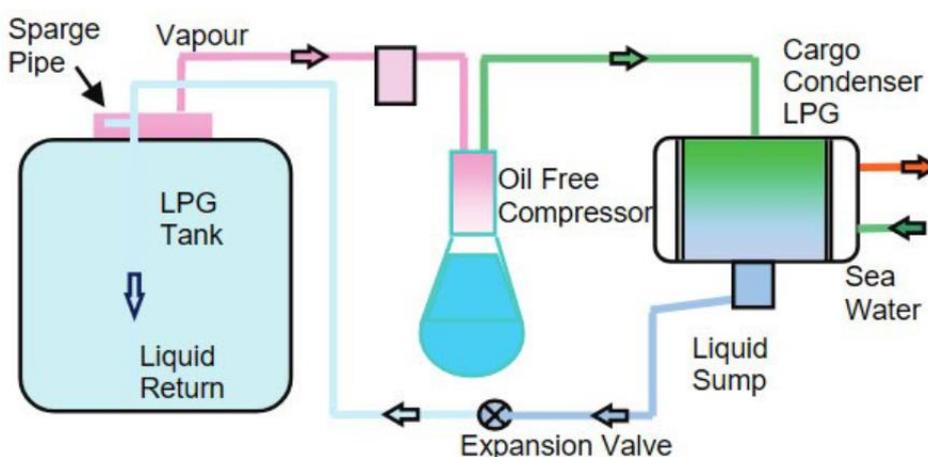


Рисунок 1.3. Спрощена принципова схема системи прямої реконденсації LPG на судні-газовозі (Simple Direct Reliquefaction Circuit) за [17])

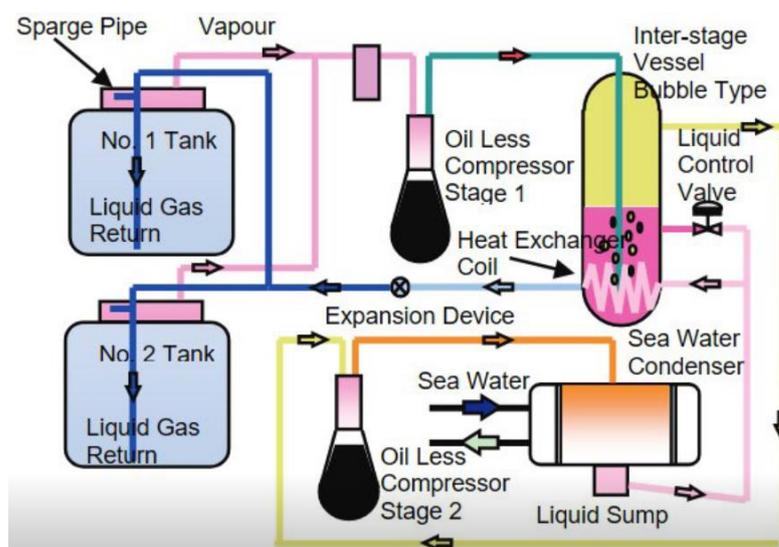


Рисунок 1.4. Спрощена принципова схема системи прямої реконденсації LPG з двоступеневим стисненням на судні-газовозі (Multi-stage Direct System) за [17]).

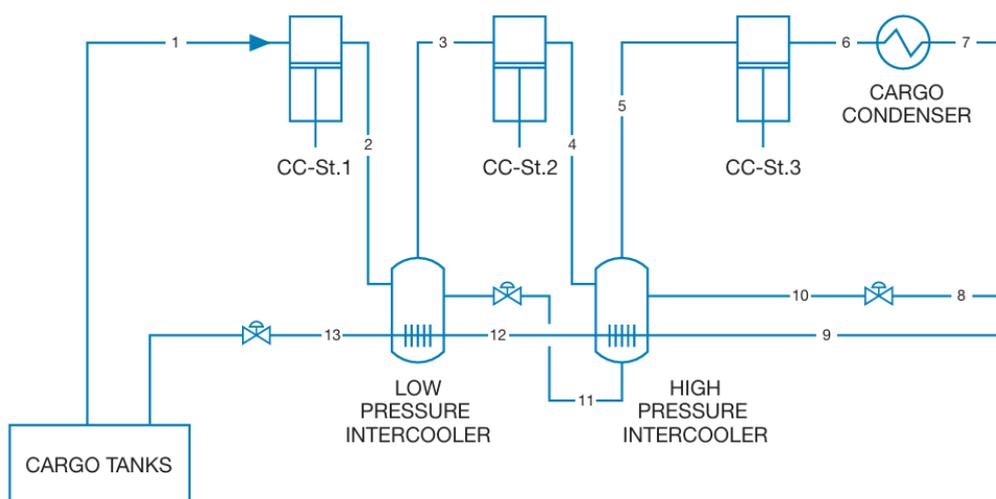


Рисунок 1.5. Приклад промислової системи реконденсації LPG від компанії Wärtsilä Gas Solutions [18]: 1–2 стиснення у компресорі 1-ї ступені; 2–3 охолодження та часткова конденсація у низьконапірному інтеркулері; 3–4 стиснення у компресорі 2-ї ступені; 4–5 охолодження та часткова конденсація у високонапірному інтеркулері; 5–6 стиснення у компресорі 3-ї ступені; 6–7 конденсація пари у вантажному конденсаторі; 7–8 повернення рідкого вантажу у рідинну магістраль; 9–10 перепуск/вирівнювання тиску після високонапірного інтеркулера; 11 відведення конденсату з високонапірного інтеркулера; 12 відведення конденсату з низьконапірного інтеркулера; 13 всмоктування газів із вантажних танків / регулювальна лінія

### 1.2.3. Комбіновані (гібридні) системи

Гібридні системи реконденсації поєднують елементи непрямой та прямої конденсації. Наприклад, частина теплового навантаження знімається в економайзері або попередньому теплообміннику (непрямий контур), а остаточна конденсація відбувається в апараті прямого контакту [15, 21]. Такі рішення детально розглядаються в технічних матеріалах Babcock LGE, де запропоновано схему двоступеневої системи реконденсації із комбінованим дегазатором-економайзером, що дозволяє працювати з «теплыми» LPG-вантажами з підвищеним вмістом етану без переходу на триступеневі компресори [21].

Гібридні системи забезпечують:

- зниження встановленої потужності холодильного обладнання;
- можливість оптимізації режимів залежно від складу вантажу (пропан, бутан, суміші);
- більш плавний перехід між режимами «реконденсація» та «спалювання BOG як палива» [21, 19].

#### **1.2.4. Використання BOG як палива та інтегровані системи FGSS**

Сучасна тенденція розвитку LPG-флоту полягає в широкому застосуванні двопаливних енергетичних установок (наприклад, MAN ME-LGIP), які можуть спалювати як традиційні рідкі палива, так і LPG/BOG [19, 20]. Для таких суден виробники (Babcock LGE, Wärtsilä) розробляють інтегровані Fuel Gas Supply Systems (FGSS), у яких reliquefaction plant та паливний контур тісно пов'язані між собою: надлишковий BOG подається в двигуни, а залишок реконденсується й повертається у вантажні танки [14, 18, 21].

Такі системи дозволяють:

- зменшити втрати вантажу за рейс;
- скоротити витрати на традиційне суднове паливо;
- покращити показники EEXI та CII завдяки використанню LPG як відносно низьковуглецевого палива [13, 19].

При цьому система реконденсації розглядається як частина інтегрованої енергетичної системи судна, а не лише як допоміжна установка для підтримання тиску в танках.

#### **1.2.5. Експлуатаційні аспекти та тенденції розвитку**

Навчальні матеріали ІМО-модельного курсу з експлуатації LPG-танкерів акцентують, що надійна робота системи реконденсації визначається не лише схемним рішенням, а й коректним веденням пуско-налагоджувальних і режимних операцій: охолодження систем перед завантаженням, перехід між різними режимами роботи компресорів, видалення неконденсованих газів, регулювання рівнів у конденсаторах і сепараторах [20].

Останні рекомендації SIGTTO та робочих груп з обслуговування систем реконденсації на газовозах (2020–2025 рр.) наголошують на необхідності:

- урахування сценаріїв відмов окремих елементів установки;
- застосування частотнорегульованих електроприводів компресорів для зниження пікових навантажень;
- підвищення рівня автоматизації та дистанційного моніторингу параметрів систем реконденсації [13].

Отже, сучасні підходи до реконденсації LPG на суднах-газовозах еволюціонують від простих одноступеневих схем до інтегрованих енергетичних комплексів з гібридними контурами й використанням BOG як палива. Вибір конкретної схеми реконденсації визначається типом газовоза, номенклатурою вантажів, вимогами до енергоефективності та стратегією судновласника щодо використання вантажного газу.

### **1.3 Властивості газів, які транспортуються на суднах-газовозах**

Зазвичай, коли говориться про зріджені гази, мається на увазі речовини, які за нормального атмосферного тиску та температури навколишнього середовища перебувають у газоподібному стані. Найважливішою характеристикою зріджених газів, що часто використовується в процесах їхньої переробки та транспортування, є тиск насиченої пари, який визначає рівноважний стан рідкої та газоподібної фаз вантажу за заданої температури.

Міжнародна морська організація (ІМО) для класифікації вантажів, що перевозяться на танкерах, визначає поняття «зріджений газ» таким чином [20, 22]:

Зрідженим газом називають рідину, абсолютний тиск насиченої пари якої за температури  $-37,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  становить менше ніж  $0,28\text{ МПа}$ .

Додатковою характеристикою зріджених газів є температура кипіння за атмосферного тиску. Ця температура визначає можливі умови транспортування вантажу.

*Основні групи скраплених газів, що перевозяться морем*

Зріджені (скраплені) гази, які транспортуються морським шляхом, можна поділити на шість основних груп:

- LPG – зріджені нафтові гази (Liquefied Petroleum Gases)
- LNG – зріджений природний газ (Liquefied Natural Gas)
- NGL – природний газовий конденсат (Natural Gas Liquids)
- LEG – зріджений етилен (Liquefied Ethylene Gas)
- NH<sub>3</sub> – аміак (Ammonia)
- Cl – хлор (Chlorine)

Поділ вантажів на такі групи базується на різних характеристиках газів, зокрема на їх температурі кипіння за атмосферного тиску, хімічній сумісності з іншими газами та матеріалами конструкції судна, токсичності, вибухонебезпечності та інших властивостях.

#### *Зріджені нафтові гази (LPG)*

LPG отримують у результаті крекінгу природного газу або з сирової нафти шляхом дистиляції на нафтопереробних заводах. Приблизно 1–3 % сирової нафти складають нафтові гази. У нафтопромисловості термін «зріджені нафтові гази» використовується для позначення вуглеводнів або їх сумішей, переважно пропану та бутану.

Зазвичай до зріджених нафтових газів відносять:

- Пропан
- Пропілен
- Нормальний бутан
- Ізобутан

Усі ці гази мають температуру кипіння за атмосферного тиску в межах від -50 до 0 °С. Зріджені нафтові гази в основному використовуються як сировина для хімічної та газової промисловості, а також як паливо.

Співвідношення тиск/температура для вуглеводневих газів наведено на рис. 1.6. Діаграма рівноваги суміші пропан/бутан при атмосферному тиску (типового нафтового газу, який перевозиться морем) наведена на рис. 1.7.

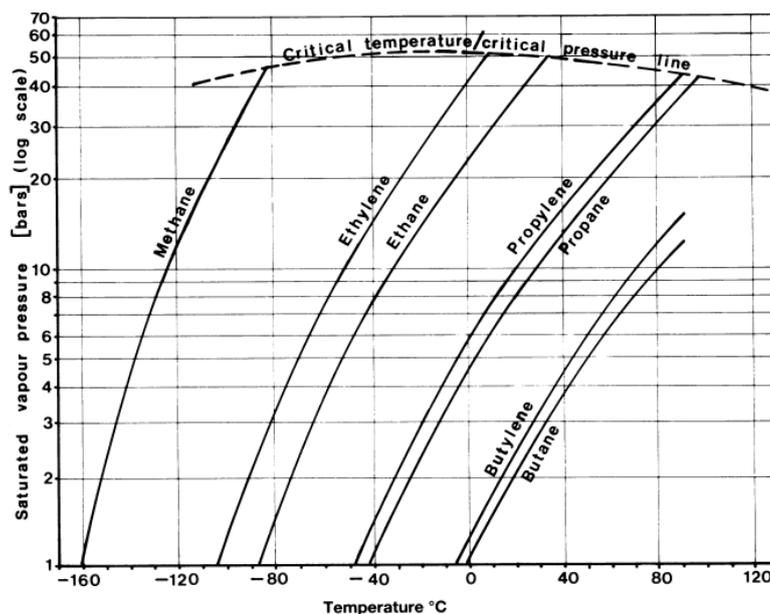


Рисунок 1.6 Співвідношення тиск/температура для вуглеводневих газів [20]

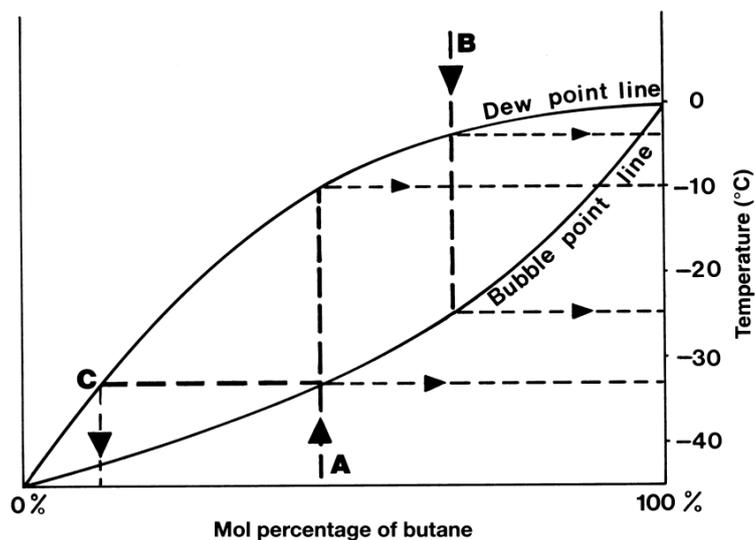


Рисунок 1.7 Діаграма рівноваги суміші пропан/бутан при атмосферному тиску [20]

З рис. 1.7 видно, що температура, до якої потрібно охолодити LPG (суміш пропану та бутану), щоб транспортувати її при атмосферному тиску, залежить від співвідношення обох компонентів. Окрім того, з рис. 1.72 видно, що склад суміші пропану та бутану у рідкій фазі та у паровій фазі різний.

У нормальних умовах (атмосферний тиск, кімнатна температура) – LPG це газ, при зберіганні під тиском або при охолодженні – це рідина.

Температура кипіння пропану  $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$ , бутан:  $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Це дає змогу LPG залишатися зрідженим за відносно низького тиску навіть при кімнатній температурі.

Тиск пари пропану близько 8-9 бар при  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , бутану - близько 2 бар при  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

LPG Безбарвна рідина або газ. Природний запах відсутній, але для безпеки додається одорант (часто етилмеркаптан), який надає характерного запаху.

У зрідженому стані густина LPG становить приблизно  $500\text{-}600\text{ кг/м}^3$ . У газоподібному стані за нормального тиску густина близько  $2\text{ кг/м}^3$ .

LPG – високоефективне паливо, добре горить із виділенням великої кількості тепла. Температура самозаймання близько  $450\text{-}510\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Межі вибухонебезпечності в повітрі 2-10% об'ємних. Теплота згоряння пропану близько  $46\text{ МДж/кг}$ , бутану близько  $49\text{ МДж/кг}$ .

LPG є хімічно стабільним за звичайних умов зберігання.

У нормальних концентраціях LPG нетоксичний, але у високих концентраціях може витіснити кисень і спричинити асфіксію.

#### **1.4 Особливості транспорту зріджених газів суднами-газовозами**

Деякі зріджені гази є надзвичайно небезпечними для перевезення через високу пожежну небезпеку, тому навіть мінімальні витіки необхідно виявляти якомога швидше. Наприклад, нафтові гази не мають запаху, тому до них додають ароматизатори, такі як меркаптан, щоб забезпечити виявлення витоків.

*Утворення гідратів.* Вуглеводні можуть містити молекули води, що під час реакції утворюють кристалічні гідрати (наприклад, у метані, етані чи пропані). Для запобігання їх утворенню, яке може заблокувати обладнання, до вантажу додають метанол чи етанол, що зв'язують воду.

*Низькі температури та вплив на матеріали.* Метали за низьких температур змінюють свої властивості, що може призвести до пошкоджень танків чи обладнання. Для зменшення ризику використовують спеціальні матеріали, стійкі до холодів.

*Перемішування вантажу.* Температурне розшарування зрідженого природного газу може спричинити спонтанне перемішування, коли охолоджений поверхневий шар швидко провалюється донизу. Це створює ризики для танків та обладнання.

Такі явища вимагають точного контролю температури та складу вантажу для забезпечення безпеки транспортування.

Перевезення зріджених газів пов'язане з низкою небезпек: пожежами, вибухами, токсичним впливом на навколишнє середовище, корозією металу, руйнуванням корпусних конструкцій (сталеві елементи стають крихкими при контакті з холодним вантажем). Тому ємності для зберігання вантажу (вантажні танки) повинні максимально знижувати зазначені ризики під час транспортування зріджених газів.

Вантажні танки мають витримувати високий тиск і низькі температури. Для виготовлення оболонок танків використовуються дорогі сплави металів, такі як інвар (сплав заліза з 36% нікелю), нікелева сталь (9% нікелю із залізом), хромонікелева сталь (сплав заліза з 9% нікелю і 18% хрому), низькотемпературна сталь "Arctic D", а також алюмінієві сплави.

Нижчі розглянуті основні типи танків для перевезення нафтових газів.

*Вбудовані танки*, які є невід'ємною частиною корпусних конструкцій судна.

*Вкладні танки*, які автономні та встановлюються на корпус судна через опори та фундаменти.

*Мембранні танки*, форма яких повторює обводи судна, утворюючи з ним єдине ціле.

*Напівмембранні танки*, що мають форму паралелепіпеда з округленими кутами. Завдяки округленню кутів компенсуються температурні деформації танка, які передаються на корпус судна.

У разі посадки судна на мілину або зіткнення з іншим судном (причалом тощо) можливе пошкодження танка та витік зрідженого газу. Щоб знизити ризик, танки на судні розташовують якнайдалі від бортів і днища.

## 2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ СУДНА-ПРОТИТУПУ LPG ГАЗОВОЗА

Усі наведені у цьому розділі розрахунки виконані відповідно до Правил класифікації та побудови морських суден Українського Регістру Мореплавства [23].

Вихідні дані для розрахунків приймаються відповідно інформації для судна-прототипу LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>), та головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P), наведеної у розділах 2.1 та 2.2.

### 2.1 Опис судна прототипу LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>)

Судно-протип — морський газозов типу LPG carrier із вантажомісткістю 79 600 м<sup>3</sup>, призначений для перевезення зріджених нафтових газів (переважно пропану/бутану та їх сумішей) у напіврежераторному режимі, визначеному конструкцією системи зберігання та обробки вантажу. Судно має один головний двотактний низькообертвий двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) із MCR 12020 кВт, що забезпечує рух судна та високу паливну ефективність. Концепція двопаливної силової установки передбачає роботу як на рідкому паливі (MDO), так і на LPG за технологією LGI (Liquid Gas Injection), що дозволяє оптимізувати експлуатаційні витрати та показники викидів залежно від доступності палива та режимів рейсу/стоянки.

За компонуванням вантажна частина включає вантажні танки з теплоізоляцією, палубні вантажні трубопроводи, колектор (manifold), вантажні насоси, компресорно-конденсаційне обладнання та системи контролю/безпеки. Конструктивні рішення спрямовані на забезпечення герметичності, контрольованого тиску/температури вантажу, можливості реконденсації парів, а також безпечного виконання операцій завантаження/вивантаження і переходів між вантажами.

#### *Система зберігання вантажу (Cargo Containment System)*

Вантаж транспортується у вантажних танках, обладнаних теплоізоляцією для мінімізації теплопритоків і утворення BOG/парів. Тип танків (Type A/B/C), їх

кількість та геометрія визначають робочий режим: fully refrigerated / semi-refrigerated / pressurized. Для газозовів великої місткості (~80 тис. м<sup>3</sup>) на практиці часто застосовують схеми, орієнтовані на охолоджене (refrigerated) перевезення, з підтриманням температури вантажу в заданому діапазоні за рахунок установки реліквіфікації/реконденсації.

#### *Вантажні трубопроводи та колектор (Cargo Piping & Manifold)*

Система палубних вантажних ліній забезпечує: подачу рідкої фази від танків до берегових з'єднань при вивантаженні; приймання вантажу при завантаженні; лінії повернення парів (vapor return) для вирівнювання тиску між берегом і судном; перемикання потоків між танками (cross-over) та ізоляцію ділянок арматурою.

Колектор (manifold) є вузлом стикування з берегом та інтегрований у логіку ESD (аварійне відключення) із швидкодіючими відсічними клапанами.

#### *Вантажні насоси (Cargo Pumps)*

Для подачі зрідженого газу з танків застосовуються вантажні насоси (часто занурювальні/глибинні), які забезпечують необхідну витрату та напір на етапі вивантаження. Передбачаються режими “stripping” (допоміжне осушення) для мінімізації залишків вантажу.

#### *Компресорно-конденсаційний комплекс (Vapor Handling / Reliquefaction)*

Ключова функція — керування паровою фазою: компресори відбирають пари з танків/ліній; пари стискаються та подаються до конденсатора; у конденсаторі пари реконденсуються (через холодоагентний цикл або іншу схему охолодження) і рідка фаза повертається в танки; система дозволяє підтримувати тиск у танках у допустимих межах, зменшувати втрати вантажу та підвищувати безпеку під час стоянок/операцій.

#### *Системи інертування/продувки та безпеки*

Вантажна зона оснащується: системою інертування/азотною системою (часто N<sub>2</sub>) для продувки, осушення, створення інертного середовища перед ремонтом/дегазацією (конкретика — за вашим прототипом); газодетекцією у критичних зонах; ESD-логікою, що координує закриття клапанів та зупинку насо-

сів/компресорів при аварійних умовах; протипожежними засобами для палуби та вантажних приміщень.

Основна інформація о судні-прототипі наведена у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Деякі характеристики судна-прототипу LPG carrier

Параметр	Значення
Тип судна	LPG carrier (газовоз для зріджених нафтових газів)
Вантажомісткість (Cargo Capacity)	79 600 м <sup>3</sup>
Валова місткість (Gross Tonnage, GT)	46 250
Дедвейт (Deadweight, DWT)	50 591 т
Класифікаційне товариство	DNV
Прапор	Маршаллові Острови
Рік побудови	2015
Довжина найбільша (LOA)	230 м
Довжина між перпендикулярами (LBP)	220 м
Ширина (B)	36,0 м
Висота борту (D)	22,0 м
Осадка на дедвейті (T)	11,5 м
Сервісна швидкість	16,5 вуз
Кількість головних двигунів	1
Тип головного двигуна	Двотактний, низькообертовий
Модель головного двигуна	MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P), двопаливний
Максимальна тривала потужність (MCR)	12 020 кВт
Номінальна частота обертання	90 об/хв
Гребний гвинт	1 × фіксований крок (FPP), прямий привід

Дизель-генератори	3 × 1 000 кВт
Аварійний генератор	1 × 300 кВт
Допоміжний котел	1 од.
Тип вантажних танків	Незалежні призматичні танки, ІМО Type A
Кількість вантажних танків	4
Режим перевезення	Fully refrigerated
Проектна температура вантажу	Пропан -48 °С; бутан -5 °С
Робочий тиск у танках	0,02–0,25 МПа
Ізоляція вантажних танків	Теплоізоляція з низькою тепло- провідністю
Вантажні насоси	Занурювальні, 2 на танк + stripping
Подача вантажних насосів	1 800 м <sup>3</sup> /год
Вантажні компресори	2 робочі + 1 резервний
Установка реконденсації парів	Компресор – конденсатор – по- вернення рідкої фази
Тип конденсатора	Пластинчастий, охолодження за- бортною водою
Лінія повернення парів (Vapor return)	Наявна
Система аварійного відключення (ESD)	ESD-1 / ESD-2
Газодетекція	Стационарна
Інертування	Азотна система
Протипожежні системи	Водяні завіси, CO <sub>2</sub> , піна
Баластна система	Баластні насоси з BWTS
Чисельність екіпажу	27 осіб

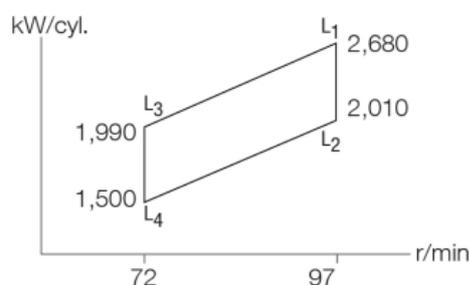
## 2.2 Основні характеристики головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)

Основна інформація о двопаливних двигунах серії MAN B&W G60ME-C9.5-GIE відповідно до [24] наведена на рис. 2.1.

### MAN B&W G60ME-C9.5-GIE

Tier II Tier III

Cyl.	L <sub>1</sub> kW	Stroke: 2,790 mm/L <sub>1</sub> MEP: 21.0 bar
5	13,400	
6	16,080	
7	18,760	
8	21,440	



#### MAN B&W G60ME-C9.5-GIE (gas optimised)

	L <sub>1</sub> dual fuel mode (SGC+SPOC (3.0%))/fuel oil mode (SFOC) [g/kWh]		
	50%	75%	100%
Gas optimised	144.2+8.1/168.5	144.9+6.2/167.5	149.1+5.1/171.0

#### MAN B&W G60ME-C9.5-GIE-HPSCR (gas optimised)

	L <sub>1</sub> dual fuel mode (SGC+SPOC (3.0%))/fuel oil mode (SFOC) [g/kWh]		
	50%	75%	100%
Tier II mode	139.7+8.1/163.5	144.5+6.2/167.0	150.5+5.1/172.5
Tier III mode	141.0+8.1/165.0	145.4+6.2/168.0	150.9+5.1/173.0

Рисунок 2.1 Інформація о потужності, швидкості та витраті палива для двопаливних двигунів серії MAN B&W G60ME-C9.5-GIE [24]

MAN B&W G60ME-C9.5-GIE — це низькообертовий двотактний головний судновий двигун з електронним керуванням, розроблений компанією MAN Energy Solutions для великих морських суден океанського плавання. Двигун належить до серії ME та оснащений повністю електронною системою керування

процесами упорскування палива і відкриття випускних клапанів, що забезпечує точне регулювання параметрів згоряння в широкому діапазоні навантажень. Завдяки діаметру циліндра 600 мм і великому ходу поршня двигун характеризується високою пропульсивною ефективністю при малих частотах обертання та призначений для роботи з гребними гвинтами фіксованого кроку з прямим приводом.

Концепція GIE (Gas Injection Engine) передбачає можливість роботи двигуна на газоподібному паливі з використанням високотискового упорскування газу та невеликої кількості пілотного рідкого палива для ініціювання згоряння. Таке технічне рішення забезпечує стабільний робочий процес, високу теплову ефективність і зниження викидів CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> та твердих частинок порівняно з традиційними дизельними двигунами. Завдяки паливній гнучкості, надійній конструкції та сумісності з сучасними системами подачі газового палива, двигун MAN B&W G60ME-C9.5-GIE широко застосовується на танкерах і газовозах та розглядається як перспективне рішення в умовах посилення вимог до енергоефективності та екологічності суднових енергетичних установок.

Використовуючи скраплений нафтовий газ як суднове паливо, судна отримують економію за рахунок нижчої витрати палива та повної гнучкості використання двох видів палива що забезпечує стійкість до коливань цін на паливо. Можливість використовувати вантажний зріджений нафтовий газ як друге паливо також скорочує час та витрати на бункерування.

На судні прототипі LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>) як головний двигун встановлений MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) — двотактний низькообертний двопаливний судновий дизельний двигун, призначений для використання як головний двигун морських суден. Двигун працює за електронно керованим циклом ME та оснащений системою LGI (Liquid Gas Injection) для роботи на зрідженому нафтовому газі (LPG), а також на традиційному рідкому паливі. Застосування технології LGI забезпечує високу паливну ефективність, зниження питомих викидів CO<sub>2</sub> та відповідність вимогам IMO Tier II/Tier III (за умови застосування систем додаткового очищення відпрацьованих газів).

Таблиця 2.2 Характеристики головного двопаливного двигуна MAN B&W  
5G50ME-LGIP [24]

Параметр	Значення
Тип двигуна	Двотактний, низькообертовий, двопаливний
Модель	MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра	600 мм
Хід поршня	2400 мм
Номінальна потужність (MCR)	12020 кВт
Номінальна частота обертання	90 об/хв
Середній ефективний тиск	≈ 19–21 бар
Паливо (основне)	LPG (пропан/бутан)
Паливо (резервне)	HFO / MDO / MGO
Перший тип палива, витрата палива при 100% MCR, г/кВт.год	MDO 171,0
Використовуване паливо першого типу ISO 8217-2012	IFO 380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41200
Другий тип палива, витрата палива при 100% MCR, г/кВт.год	LPG+MDO* 149,1+5,1
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	46000
Система упорскування	Електронне керування ME, LGI
Система газоподачі	Упорскування рідкого газу під високим тиском
Напрямок обертання	Правий (за годинниковою стрілкою, з боку маховика)
Призначення	Головний двигун морських суден
Виробник	MAN Energy Solutions

\* *питомі витрати MDO як пілотного палива*

### 2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)

$$Q_e = g_e \cdot \Sigma N_e$$

де  $g_e$  – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

$\Sigma N_e$  – сумарна ефективна потужність головних двигунів, кВт .

При використанні MDO як палива:

$$Q_e = 171,0 \cdot 12020 = 2055,4 \text{ кг/год.}$$

При використанні LPG як палива та MDO як пілотного палива:

$$Q_e = 149,1 \cdot 12020 = 1792,1 \text{ кг/год LPG,}$$

$$Q_e = 5,1 \cdot 12020 = 161,3 \text{ кг/год MDO як пілотного палива.}$$

Кількість теплоти, що виділяється при згоранні палива:

$$q = Q_e \cdot Q_n$$

де  $Q_n$  – нижча теплота згорання палива, кДж/кг.

Для палива двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) приймаємо  $Q_n = 41200$  кДж/кг для MDO та  $Q_n = 46000$  кДж/кг для LPG.

При використанні MDO як палива:

$$q = 2055,4 \cdot 41200 = 84682480 \text{ кДж/кг,}$$

При використанні LPG як палива та MDO як пілотного палива:

$$q = 1792,1 \cdot 46000 = 82436600 \text{ кДж/кг LPG,}$$

$$q = 161,3 \cdot 41200 = 6645560 \text{ кДж/кг MDO.}$$

### 2.4 Механізми й пристрої , що обслуговують головний двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)

#### 2.4.1 Паливна система

Призначена для приймання, зберігання, перекачування, очистки, підігріву й подачі палива до головного й допоміжних двигунів й котлів, а також для перека-

чування його на берег чи інше судно.

Дизель MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) є двопаливним. Якщо він не використовує вантаж (нафтовий газ) як паливо, то працює на важких сортах палива, при використуванні яких суднові енергетичні установки облаштовуються спеціальною системою підготовки палива. Система включає у себе сепаратори важкого й дизельного палива, парові підігрівач і, обладнанні термостатами, відстійно-витратні цистерни важкого й дизельного палива, фільтри грубої й тонкої очистки. Кожний сепаратор має два спарованих паливних насоса (для нагнітання та відкачування). Танки MV LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>) облаштовуються системою парового обігріву. Паливо перекачується до відстійної цистерни, звідки після відстоювання у продовж 20...24 годин насосами подається до підігрівача, потім до сепараторів й після цього паливо подається до витратної цистерни. З витратної цистерни паливо подається паливопідкачувальними насосами через підігрівач до головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P). Паливна система включає до себе також насоси для перекачування палива з одного танку до іншого.

**Паливні танки.** Об'єм кожної з двох відстійних й двох витратних цистерн важкого палива  $V_{em}$  обирається із розрахунку забезпечення роботи головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) упродовж часу  $\tau_l = 24$  год.

$$V_{em} = (Q_e \cdot \tau_l) / \rho_m$$

$$V_{em} = (2055,4 \cdot 24) / 955 = 51,7 \text{ м}^3,$$

де  $\rho_m$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>.

Приймаємо для важкого палива  $\rho_m = 955$  кг/м<sup>3</sup>.

Об'єм кожної з двох відстійно-витратних цистерн дизельного палива приймаємо рівним 80 % від об'єму витратних двох цистерн важкого палива тобто 41,3 м<sup>3</sup>.

Подача одночасно працюючих сепараторів палива винаходиться з умови сепарації добової витрати палива за  $\tau_{c.n.}$  від 8 до 12 год.

$$Q_c = V_{em} / \tau_{c.n.}$$

$$Q_c = 51,7/12 = 4,31 \text{ м}^3/\text{год}$$

де  $\tau_{c.n.}$  приймаємо рівним 12 годинам.

**Сепаратори.** Встановлюємо два сепаратора важкого палива, та один сепаратор дизельного палива. Сепаратор дизельного палива приймається таким же для уніфікації. Сепаратори обираємо за подачею.

**Паливоперекачувальний насос** має забезпечити відкачку палива з більшої за об'ємом цистерни основного запасу  $V_3$  за час  $\tau_{відк} = 4$  год. В той же час він має забезпечити перекачування не менш ніж добової витрати палива головними двигунами за час  $\tau_2 = 6$  год.

Для обраного судна-прототипу цистерна має об'єм  $V_3 = 500 \text{ м}^3$ .

$$Q_{nn} \geq V_3 / \tau_{відк}$$

$$Q_{nn} \geq 500/4 = 125,0 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$Q_{nn} \geq V_{от} / \tau_2 .$$

$$Q_{nn} \geq 51,7/6 \geq 8,6 \text{ м}^3/\text{год},$$

де  $Q_{nn}$  – подача паливоперекачувального насоса,  $\text{м}^3/\text{год}$ .

Тиск, що розвиває насос  $H_{nn}$  дорівнює 0,4 МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливоперекачувального насоса визначається з формули:

$$P = \frac{Q \cdot p}{3,6 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

де  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$p$  – тиск, який створює насос, МПа;

$\eta$  – КПД насоса.

Для гвинтового насоса  $\eta$  від 0,75 до 0,85. Приймаємо  $\eta = 0,8$ .

$$P = (125,0 \cdot 0,4) / (3,6 \cdot 0,8) = 17,4 \text{ кВт}$$

Для перекачки палива повинно бути два перекачувальних насоса з незалежними приводами, один з яких являється резервним.

Паливоперекачувальний насос дизельного палива приймаємо такий же, як й насос для важкого палива.

Подача паливопідкачувального насоса винаходиться за формулою:

$$Q_{nn} = (K_{nn} \cdot Q_e) / \rho_m$$

$$Q_{nn} = (3 \cdot 2055,4) / 955 = 6,46 \text{ м}^3/\text{год}$$

де  $K_{nn}$  приймаємо від 2 до 5. Приймаємо  $K_{nn} = 3$ .

$p_{nn}$  – тиск, що розвиває насос для двигунів MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) приймається від 0,25 до 0,50 МПа. Приймаємо  $H_{nn} = 0,30$  МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливопідкачувального насоса визначається з формули:

$$P = (6,46 \cdot 0,30) / (3,6 \cdot 0,8) = 0,67 \text{ кВт}$$

Приймаємо для двигуна привода паливопідкачувального насоса  $\eta = 0,8$ .

**Підігрівачі важкого палива** забезпечують підігрів його до необхідної в'язкості. Застосовують парові кожухотрубні підігрівачі.

Кількість теплоти  $q_m$ , що підводиться до палива для доведення його до температури, при якій паливо буде мати потрібну в'язкість:

$$q_m = Q_{nn} \cdot \rho_m \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q_m = 6,46 \cdot 955 \cdot 1,8 \cdot (353 - 310) = 477504 \text{ кДж/год},$$

де  $c_n$  – питома теплоємність палива, від 1,68 до 2,1 кДж/(кг·К);

$T_1$  – початкова температура палива (приблизно 310 К);

$T_2$  – кінцева температура палива, відповідно необхідній для цього двигуна в'язкості застосованого палива (приблизно від 2 до 2,5 °Е), згідно з правилами Регістру.

$T_2 \leq T_{cn} - 10$  °С. Температура спалаху  $T_{cn}$  для в'язких палив знаходиться у діапазоні від 60 до 110 °С.

Площа теплообмінної поверхні паливопідігрівача:

$$A_m = q_m / (k_m \Delta T_m),$$

$$A_m = 477504 / (1000 \cdot 68,5) = 6,97 \text{ м}^2,$$

де  $k_m$  – коефіцієнт теплопередачі, можна прийняти 1000 кДж/(м<sup>2</sup>·год·К).

$\Delta T_m$  - температурний напір у теплообміннику.

$$\Delta T_m = T_s - (T_1 + T_2)/2.$$

$$\Delta T_m = 400 - (310 + 353)/2 = 68,5 \text{ K}$$

де  $T_s$  – температура пари при робочому тиску,  $T_s$  приблизно від 390 до 400 К.  
Приймаємо  $T_s = 400 \text{ K}$ .

Підігрівач обираємо за його площею теплообмінної поверхні.

#### 2.4.2 Масляна система двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)

Складається з циркуляційної масляної системи й системи циліндрової змазки. Циркуляційна система змащення забезпечує подачу масла на поверхні що труться, а також охолодження поршнів.

Система складається з цистерн для зберігання запасів масла, стічних цистерн, масляних циркуляційних насосів, фільтрів, сепараторів, охолоджувачів масла.

**Об'єм цистерн основного запасу масла** для циркуляційної системи  $V_{м.з.}$  приймається виходячи з питомої витрати циркуляційного масла  $b_{м.м.}$ , яка складає для МОД 0.0002 кг/(кВт. год), з 20 % рейсовим запасом.

$$V_{м.з.} = 1,2 \cdot b_{м.м.} \cdot \Sigma N_e \cdot \tau_{зд} / \rho_m$$

$$V_{м.з.} = 1,2 \cdot 0,0002 \cdot 12020 \cdot 1200 / 867 = 3,99 \text{ м}^3,$$

де  $\tau_{зд}$  – тривалість роботи головного двигуна а MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) в розрахунковому рейсі, год. Приймаємо з прототипу  $\tau_{зд} = 1200$  год.

$\rho_m$  – густина масла, яка дорівнює 867 кг/м<sup>3</sup>.

$V_{м.з.}$  з 20 % запасом на рейс дорівнює 3,99 м<sup>3</sup>.

Об'єм цистерн запасу у циліндрового масла:

$$V_{ц.з.} = b_{ц.м.} \cdot \Sigma N_e \cdot \tau_{зд} / \rho_m$$

$$V_{ц.з.} = 0,0005 \cdot 12020 \cdot 1200 / 867 = 8,32 \text{ м}^3.$$

де  $b_{ц.м.}$  – питома витрата циліндрового масла, що залежить від типу двигуна, для МОД MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P): від  $0,4 \cdot 10^{-3}$  до  $0,7 \cdot 10^{-3}$  кг/(кВт.год).  
Приймаємо  $b_{ц.м.} = 0,0005 \text{ кг/(кВт.год)}$ .

### **Циркуляційний масляний насос**

Подача циркуляційного масляного насосу:

$$Q_{м.н} = \frac{q_{тр} + q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta T_m}$$

де  $c_m$  – теплоємність масла, можна прийняти 3,0 кДж/(кг·К);

$q_{тр}$  – тепло тертя, що відводиться маслом, кДж/кг;

$q_n$  – тепло, яке масло приймає від поршня, кДж/кг;

$\Delta T_m$  – різниця температур масла на виході й вході у двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) можна прийняти 8 К.

$$q_{тр} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot a_{тр} \cdot N_e \cdot (1 - \eta_m) / \eta_m$$

$$q_{тр} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 0,43 \cdot 12020 \cdot (1 - 0,96) / 0,96 = 775290 \text{ кДж/год.}$$

де  $a_{тр}$  – доля теплоти, що виділяється при терті й відноситься маслом від 0,4 до 0,45. Приймаємо  $a_{тр} = 0,43$ ;

$\eta_m$  – механічний ККД головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P). дорівнює:  $\eta_m = 0,96$ .

$$q_n = a_n \cdot q$$

$$q_n = 0,05 \cdot 84682480 = 4234124 \text{ кДж/год.}$$

де  $a_n$  – частина теплоти, що передається від поршня до масла для МОД MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P), від 0,04 до 0,06. Приймаємо  $a_n = 0,05$ .

$$Q_{м.н} = (775290 + 4234124) / (3,0 \cdot 867 \cdot 8) = 240,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Споживна потужність двигуна привода циркуляційного масляного насосу визначається з формули:

$$P = (240,7 \cdot 0,25) / (3,6 \cdot 0,85) = 19,7 \text{ кВт}$$

Приймаємо для двигуна привода циркуляційного масляного насосу  $\eta = 0,85$ .

$p_{мм}$  – тиск, який створює насос, від 0,2 до 0,4 МПа.

Приймаємо  $p_{мм} = 0,25 \text{ МПа}$ .

Кількість масла в системі:

$$V_{мс} = Q_{мс} / z.$$

$$V_{мс} = 240,7 / 10 = 24,07 \text{ м}^3,$$

де  $z$  – кратність циркуляції,  $\text{год}^{-1}$  при наддуві вище ніж 40 %  $z = 10$ .

### **Об'єм стічної цистерни**

$$V_{\text{цц}} = r \cdot V_{\text{мс}}$$

$$V_{\text{цц}} = 1,25 \cdot 24,07 = 30,1 \text{ м}^3,$$

де  $r$  – коефіцієнт спінювання, який складає від 1,2 до 1,3. Приймаємо  $r = 1,25$ .

### **Масляний сепаратор**

Подача масляного сепаратора

$$Q_{\text{м.с}} = V_{\text{мс}} / \tau_{\text{см}}$$

$$Q_{\text{м.с}} = 24,07 / 8 = 3,0 \text{ м}^3/\text{год},$$

де  $\tau_{\text{см}}$  – час сепарації всього масла, що знаходиться у системі,  $\tau_{\text{см}}$  від 4 до 8 годин.

Приймаємо  $\tau_{\text{см}} = 8 \text{ год}$ .

Обираємо сепаратор масла за подачею, а також встановлюємо один резервний того ж типу.

Поверхня охолодження маслоохолоджувача:

$$A_{\text{м}} = \frac{q_{\text{мп}} + q_{\text{н}}}{k_{\text{м}} \cdot \Delta T_{\text{м}}}, \text{ м}^2,$$

$$A_{\text{м}} = (775290 + 4234124) / (1000 \cdot 12) = 417,45 \text{ м}^2,$$

де  $\Delta T_{\text{м}}$  - різниця середньої температури масла й забортної води в охолоджувачі, К ( $\Delta T_{\text{м}} = 12 \text{ К}$ );

$k_{\text{м}}$  – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо від 500  $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$  до 1000  $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ . Приймаємо  $k_{\text{м}} = 1000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ .

Встановлюємо два охолоджувача, площа поверхні кожного становить 60 % від загальної тобто  $250,0 \text{ м}^2$ .

### **Маслоперекачувальний насос**

Подача маслоперекачувального насосу повинна бути достатньою для подачі масла із цистерн основного запасу до циркуляційної систему в продовж  $\tau_{\text{м}}$  від 0,5

до 1 години:

$$Q_{m.n} = V_{mc} / \tau_m,$$

$$Q_{m.n} = 24,07 / 1 = 24,07 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Подача масла із цистерн основного запасу до циркуляційної систему повинна відбуватись в продовж  $\tau_m = 1 \text{ год}$ .

Номінальна потужність привода маслоперекачувального насосу дорівнює:

$$P = (24,07 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,8) = 1,67 \text{ кВт}.$$

$p_{mn}$  – тиск, що утворює насосом, приймається від 0,2 МПа до 0,3 МПа; Приймаємо  $p_{mn} = 0,2 \text{ МПа}$ .

КПД маслоперекачувального насоса приймаємо  $\eta = 0,8$ .

### 2.4.3 Система охолодження двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P)

#### *Насоси забортної води*

Насоси забортної води прокачують її через водоохолоджувачі, маслоохолоджувачі й охолоджувачі наддувного повітря. З забортною водою відводиться теплота тертя  $q_{тр}$ , теплота, що передається через втулки, кришки  $q_{ц}$ , теплота, що передається від поршнів  $q_n$ , та теплота наддувного повітря  $q_n$ .

Тепло, що передається через втулки й кришки й відводиться прісною водою:

$$q_{ц} = a_{ц} \cdot q;$$

$$q_{ц} = 0,11 \cdot 84682480 = 9315073 \text{ кДж/год};$$

де  $a_{ц}$  – частина, тепла що передається через втулки й кришки; величина  $a_{ц}$  змінюється від 0,1 до 0,14 для МОД.

Подача насоса води прісного контуру:

$$Q_{n.в} = \frac{q_{ц}}{c_{n.в} \cdot \rho_{n.в} \cdot \Delta T_{n.в}}$$

$$Q_{n.в} = 9315073 / (4,2 \cdot 10 \cdot 1000) = 221,8 \text{ м}^3/\text{год},$$

де  $c_{n.в}$  – теплоємність прісної води, приймається 4,2 кДж/(кг·К);

$\rho_{n.в}$  – густина прісної води, як дорівнює приблизно 1000 кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta T_{n.в}$  – різниця температур прісної води на вході та виході з двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P), яка зазвичай знаходиться в інтервалі від 6 до 10 К.

Номинальна потужність привода насоса води прісного контуру:

$$P = (Q_{n.в} \cdot p_{n.в}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P = (221,7 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,9) = 20,5 \text{ кВт}.$$

де  $p_{n.в}$  – тиск, що створює насос, приймається від 0,2 до 0,4 МПа;

Приймаємо  $p_{n.в} = 0,3 \text{ МПа}$ ;

КПД поршневого насоса приймаємо рівним  $\eta = 0,9$ .

Подача насосу забортної води визначаємо за формулою:

$$Q_{з.в} = \frac{q_u + q_{mp} + r \cdot q_n + q_n}{c_{з.в} \cdot \rho_{з.в} \cdot \Delta T_{з.в}},$$

де  $c_{з.в}$  – теплоємність забортної води = 4,2 кДж/(кг·К);

$\rho_{з.в}$  – густина забортної води, приймається 1025 кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta T_{з.в}$  – різниця температур прісної води на вході й виході з двигуна, від 10 К до 15 К; приймаємо  $\Delta T_{з.в} = 11 \text{ К}$ .

$r$  – коефіцієнт, приймається для турбонагнітачів від 0,5 (з глибокою утилізацією), до 1 (без утилізації). Приймаємо  $r = 0,6$ .

$$q_n = a_n \cdot q,$$

$$q_n = 0,04 \cdot 84682480 = 3387299 \text{ кДж/год},$$

де  $a_n$  – коефіцієнт, при охолодженні поршнів прісною водою лежить в інтервалі від 0,03 до 0,05; приймаємо  $a_n = 0,04$ .

$$q_n = a_n \cdot q,$$

$$q_n = 0,05 \cdot 84682480 = 4234124 \text{ кДж/год},$$

де  $a_n$  – доля тепла палива, що відводиться охолоджуючою водою у повітроохолоджувачі.

Приймаємо при  $p_s = 0,3 \text{ МПа}$  значення  $a_n = 0,05$ .

$$Q_{з.в} = (9315073 + 775290 + (0,6 \cdot 3387299) + 4234124) / (4,2 \cdot 11 \cdot 1025) = 345,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Перевірка правильності розрахунку подачі насоса забортної води робимо за допомогою приблизної залежності:

$$\frac{Q_{з.в.}}{N_e} = (0,035...0,045),$$

$$\frac{Q_{з.в.}}{N_e} = 345,4/12020 = 0,028.$$

Тобто отримане значення задовольняє написаній вище залежності. Розрахунок подачі насоса заборотної води виконано вірно.

Номинальна потужність привода насоса заборотної води:

$$P = (345,4 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,9) = 21,3 \text{ кВт}$$

де  $p_{зв}$  – тиск, що утворює насос, від 0,2 до 0,4 МПа;

Приймаємо  $p_{зв} = 0,2 \text{ МПа}$ ;

КПД поршневого насоса приймаємо рівним  $\eta = 0,9$ .

### **Водоохолоджувач**

Поверхня водоохолоджувача винаходиться за формулою:

$$A_{охл} = q_{ц} / (k_{ц} \Delta T_{\epsilon}),$$

$$A_{охл} = 9315073 / (5000 \cdot 15) = 124,2 \text{ м}^2.$$

де  $\Delta T_{\epsilon}$  – різниця середньої температури прісної й заборотної води в охолоджувачі, К;

$k_{ц}$  – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо 5000 кДж/(м<sup>2</sup>·год·К).

За площиною поверхні приймаємо водоохолоджувач.

$$\Delta T_{\epsilon} = T_{нв} - T_{зв}, \text{ К.}$$

$T_{нв}$  – температура живильної води, приймається від 310 К до 350 К;

Приймаємо  $T_{нв} = 320 \text{ К}$ .

$T_{зв}$  – температура заборотної води, приймається  $T_{зв} = 305 \text{ К}$ .

$$\Delta T_{\epsilon} = 320...305 = 15 \text{ К.}$$

### **2.4.4 Система стисненого повітря**

Система забезпечує стисненням повітрям питомого тиску пуск й реверс головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5-LGI(P) та пуск допоміжних дизелів.

Система включає до себе компресори пускового повітря, балони пускового повітря.

Кількість вільного повітря  $V_B$  на  $n_n$  пусків дизеля:

$$V_B = n_n \cdot b_B \cdot \Sigma V_s,$$

де  $n_n$  – мінімальна кількість послідовних пусків на передній та задній хід, які система має бути забезпечена; приймається для реверсивних двигунів  $n_n \geq 12$ .

$b_B$  – питома витрата вільного повітря на 1 м<sup>3</sup> об'єму циліндра; приймається для МОД від 4 до 6, приймаємо  $b_B = 5$ .

$\Sigma V_s$  – робочий об'єм пускових циліндрів двигуна.

Робочий об'єм циліндрів двигуна знаходиться за формулою:

$$\Sigma V_s = (\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot n_u) / 4,$$

де  $D$  – діаметр циліндру, м;

$S$  – хід поршня, м;

$N$  – кількість циліндрів.

$$\Sigma V_s = (3,14 \cdot 0,6 \cdot 2,4 \cdot 6) / 4 = 6,78 \text{ м}^3,$$

$$V_B = 12 \cdot 5 \cdot 6,78 = 406,9 \text{ м}^3,$$

Сумарний об'єм балонів:

$$\Sigma V_{\delta} = V_B \cdot p_B / (p_{max} - p_{min})$$

$$\Sigma V_{\delta} = 406,9 \cdot 0,1013 / (3,0 - 1,0) = 20,6 \text{ м}^3,$$

де  $p_{max}$  – максимальний тиск повітря у балоні, від 2,5 МПа до 3,0 МПа; приймаємо  $p_{max} = 3,0$  МПа.

$p_{min}$  – мінімальний тиск повітря, при якому можливо пускати двигун, від 1,0 МПа до 1,5 МПа; приймаємо  $p_{min} = 1,0$  МПа;

$p_B$  – тиск вільного повітря; приймаємо  $p_B = 0,1013$  МПа.

Стандартні балони у кількості не менш ніж два мають мати сумарний об'єм, близький до  $\Sigma V_{\delta}$ , приймаємо  $\Sigma V_{\delta} = 24 \text{ м}^3$ .

Вибір балонів дизель-генератора робиться аналогічно.

Загальна подача компресорів має забезпечити заповнення балонів за 1 годину починаючи від атмосферного тиску до тиску  $p_{max}$ .

$$Q_K = \Sigma V_{\delta} (p_{max} - p_{min}) / p_B,$$

$$Q_k = 20,6 \cdot (3,0 - 1,0) / 0,1013 = 406 \text{ м}^3/\text{год}.$$

### 2.4.5 Система газовипуску

Система включає до себе випускний трубопровід, глушник, іскрогаситель, а також утилізаційний котел.

Кількість газів, сходячих з двигуна:

$$Q_2 = 10 \cdot N_e,$$

$$Q_2 = 10 \cdot 12020 = 120200 \text{ м}^3/\text{год},$$

де  $N_e$  – ефективна потужність головного двигуна, кВт.

Газовипускні трубопроводи виконуються окремими на кожен двигун. Діаметр трубопроводів виводиться, виходячи з швидкості газів, що випускаються.

Для двотактних двигунів внутрішнього згорання діаметр трубопроводів дорівнює:

$$d_{\text{газ}} = 12 \cdot \sqrt{N_e}.$$

$$d_{\text{газ}} = 12 \cdot \sqrt{8600} = 1315 \text{ мм}.$$

## 2.5 Механізми й пристрої загальносуднових систем

### 2.5.1 Водопожежна система LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>)

Сумарна подача  $\Sigma Q$  стаціонарних пожежних насосів має бути не менш ніж:

$$\Sigma Q = k \cdot m^2,$$

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{L_c \cdot (B_c + H_o)} + 25,$$

де  $L_c$  – довжина судна, м,

$B_c$  – ширина судна, м,

$H_o$  – висота борту до палуби переборок на міделі, м,

$k$  – коефіцієнт, для LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>), приймаємо  $k = 0.008$ .

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{(220 \cdot (36 + 22))} + 25 = 214,8,$$

$$\Sigma Q = 0,008 \cdot 214,8^2 = 369,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Номинальна потужність привода пожежного насоса:

$$P = (\Sigma Q \cdot p) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P = (369,0 \cdot 1,0) / (3,6 \cdot 0,93) = 110,2 \text{ кВт}$$

де  $p$  – тиск, що створює насос, приймається згідно вимогам Регістру, МПа ;

$\eta$  – КПД насоса, приймаємо рівний 0.93.

Кількість стаціонарних пожежних насосів – два. Тиск у місті розташування будь-якого крану приймається  $p = 0,30 \text{ МПа}$ .

У якості стаціонарних пожежних насосів можуть бути застосовані санітарні, баластні, осушні та насоси забортної води, якщо їх подача та тиск відповідають розрахунковим. Ці насоси не можуть бути застосовані для перекачування нафто-продуктів, масла та інших горючих рідин.

### 2.5.2 Осушна система LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>)

Насоси осушувальної системи застосовуються для видалення води із льял машинного відділення, коридорів гребних валів, із льял вантажних трюмів, а також можуть бути застосовані для викачування баласту з ахтерпіку й форпіку.

Осушувальні насоси можуть виконувати роль баластних у оговорених Правилами Регістру випадках.

Діаметр магістралі  $d_{oc}$  знаходиться за формулою Регістра:

$$d_{oc} = 1,68 \cdot \sqrt{L_c \cdot (B_c + H_{\delta})} + 25,$$

де  $L_c$  – довжина судна, м,

$B_c$  – ширина судна, м,

$H_{\delta}$  – висота борту до палуби переборок на міделі, м.

$$d_{oc} = 1,68 \cdot \sqrt{(177 \cdot (30 + 12))} + 25 = 215 \text{ мм},$$

Загальна подача осушувальних насосів має бути не менша ніж сумарна подача пожежних насосів.

Подача осушних насосів знаходиться з розрахунку швидкості течії рідини у трубах магістралі  $v_{он} \geq 2$  м/с.

$$Q_{oc} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{oc}^2}{4} \cdot v_{он}.$$

$$Q_{oc} = 3600 \cdot (3,14 \cdot 0,215^2) / 4 \cdot 2,5 = 326,6 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Номінальна потужність привода осушувального насосу:

$$P_{oc} = (Q_{oc} \cdot p_{он}) / (3,6 \cdot \eta),$$

де  $p_{он}$  – тиск, що створює насос, знаходиться в інтервалі від 0,2 МПа до 0,3 МПа; приймаємо  $p_{он} = 0,3$  МПа;

КПД насоса приймаємо  $\eta = 0,9$ .

$$P_{oc} = (326,6 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,9) = 30,2 \text{ кВт},$$

Кількість насосів – не менш ніж два. У якості одного з незалежних насосів може бути прийнятий баластний або інший насос із потрібною подачею.

### 2.5.3 Баластна система LPG Carrier (79600 м<sup>3</sup>)

Система призначена для заповнення й осушення баластних танків.

Подача баластного насосу має бути такою щоб осушити усі баластні танки за час від 4 до 10 годин, в залежності від розмірів судна.

За Правилами Регістра внутрішній діаметр баластного трубопроводу  $d_{bc}$  знаходиться за формулою:

$$d_{bc} = 18 \cdot \sqrt[3]{V_{bc}}.$$

$$d_{bc} = 18 \cdot \sqrt[3]{2258} = 236 \text{ мм},$$

де  $V_{bc}$  - об'єм найбільшого баластного відсіку, визначаємо за данини судна-прототипу,  $V_{bc} = 2258$  м<sup>3</sup>.

Подача баластних насосів при відомому діаметрі трубопроводу визначається швидкістю течії води у трубах магістралі  $v_{bc} \geq 2$  м/с.

$$Q_{он} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{bc}^2}{4} \cdot v_{bc}$$

$$Q_{\text{бн}} = 3600 \cdot (3,14 \cdot 0,236^2) / 4 \cdot 2,5 = 394,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$v_{\text{бс}}$  – швидкість робочого потоку.

Для осушувальних систем приймаємо  $v_{\text{бс}} = 2,5 \text{ м/с}$ .

Номінальна потужність привода баластних насосів :

$$P_{\text{бн}} = (Q_{\text{бн}} \cdot p_{\text{бн}}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P_{\text{бн}} = (394,0 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,78) = 43,0 \text{ кВт.}$$

де  $p_{\text{бн}}$  – тиск, що утворює насос, від 0,2 МПа до 0,3 МПа; приймаємо  $p_{\text{бн}} = 0,3 \text{ МПа}$ .

КПД насосу, приймаємо  $\eta = 0,78$ .

У якості баластних можуть бути застосовані резервні насоси охолодження, пожежні й осушувальні насоси.

## **3 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ В РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ**

### **3.1 Опис суднової систем скраплення нафтового газу**

Зазвичай на LPG-газовозах газ, що википає (BOG) та утворюється у вантажних танках, зріджується за допомогою системи повторного зрідження, та повертається у вантажні танки. Система зрідження BOG не має зовнішньої холодильної машини, BOG стискається у компресорах, охолоджується та дроселюється для його зрідження. Тобто реалізується розімкнутий цикл зрідження, де робочим тілом є BOG. Морська вода та частина потоку охолодженого BOG використовуються як охолоджуючі середовища. Система повторного зрідження BOG складається з вантажних компресорів (три ступені стиснення), конденсатора для конденсації BOG, яка відбувається під підвищеним після компресорів тиском та проміжних охолоджувачів між ступенями стиснення у компресорах. BOG у рідкому стані після конденсатора розширюється у дросельному пристрої до тиску вантажного танка. Після розширення тиск і температура знижуються, і певна кількість BOG зріджується. Зріджений BOG впорскується у вантажні танки, а BOG у вигляді пара направляється на всмоктування у компресор.

Схема технологічного процесу традиційної системи повторного зрідження LPG на борту судна показана на рисунку 3.1. BOG, що утворюється у вантажних танках, вводиться до повторного система зрідження у стані 1. Введений BOG (стан 1) поєднується з рециркуляційним BOG (з сепаратора), який не зріджується після дроселювання до тиску у танках (стан близький до стану 1 – стану насиченої пари), а потім надходить у компресор першого ступеня – стан 2. Після стиснення (процес 2-3) газ направляється в інтеркулер низького тиску (процес 3-4). В стані 3 газ ще доволі холодний, тому його потенціал використовується для охолодження зворотного потоку стисненого газу перед його дроселюванням (процес 10-11). В цьому випадку газ у процесі 3-4 нагрівається. Додатково в інтеркулер низького тиску можна подати невеликий потік газу після його дроселювання у клапані J-T

valve 2 до стану 15, щоб забезпечити додаткове джерело охолодження (тут цей процес не використовується). Стиснений BOG у стані 4 подається до компресора другої ступені (процес 4-5). Після стиснення у стані 5 потік подається у інтеркулер середнього тиску, куди додатково подається холодний потік газу, який розширюється клапані J-T valve 1. Таким чином, на третю ступень компресора подається газ з більшою витратою, ніж на перші дві (на величину потоку після дроселювання у клапані J-T valve 1). Крім змішування в інтеркулері середнього тиску двох потоків, у ньому відбувається охолодження зворотного потоку газу у процесі 9-10. Далі у стані 6 стиснений BOG подається до компресора третього ступеня (стиснення – процес 6-7). Стиснений BOG конденсується морською водою в конденсаторі (процес 7-8). Конденсований газовий газ поділяється на два потоки: перший потік подається на повторного зрідження, другий потік – на дроселювання у клапані J-T valve 1 для забезпечення джерела охолодження. Потік, що забезпечує джерело охолодження, направляється в проміжний охолоджувач середнього тиску після розширення у J-T valve 1 (стан 14). Після змішування та теплообміну у інтеркулері середнього тиску потоків у стані 5 та 14, потік у вигляді пари подається до компресора третього ступеня (стан 6), а при наявності рідини у інтеркуллері, вона направляється до проміжного охолоджувача (інтеркуллера) низького тиску після дроселювання у J-T valve 2 (тут не розглядається). Потік, що подається на повторне зрідження після конденсації охолоджується в інтеркулерах середнього (процес 9-10) і низького (процес 10-11) тиску. Далі розширюється у клапані J-T valve 3 до стану 12. У стані 12 потік має вигляд паро-рідинної суміші низького тиску, яка направляється в сепаратор, де розділяється на рідину (стан 13), яка повертається у танки, та на пар (стан 1), який повертається в компресор першого ступеня.

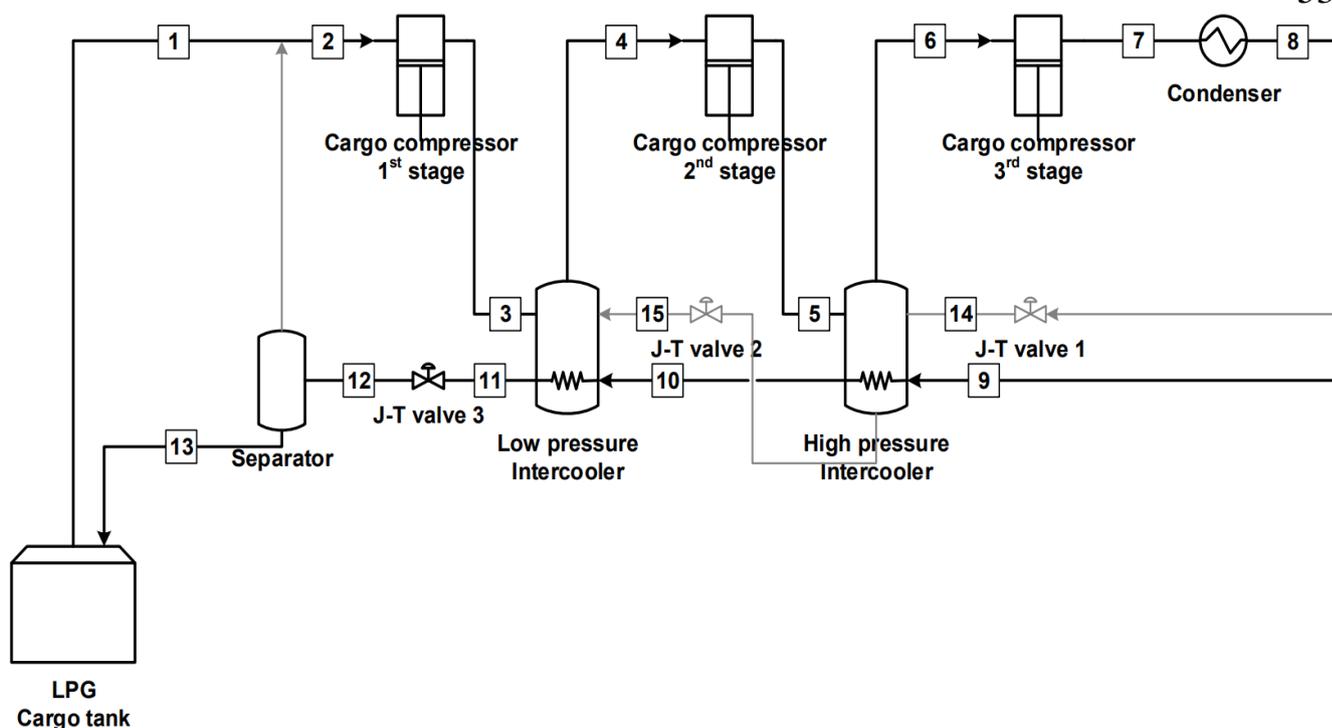


Рисунок 3.1 Технологічна схема установки зрідження нафтового газу на борту судна [26]

### 3.2 Вхідні данні для аналізу

Об'єм вантажних танків (Cargo Capacity) для прийнятого судна-прототипу складає  $79600 \text{ м}^3$ , валова ємність (Gross tonnage) - 46250 тонн.

Витрата BOG з танків розраховується за нормою 0.025% за добу. Тобто  $0,00025 \cdot 46250 = 11,563$  тонн/добу = 482 кг/год. Процес скраплення пропану буде здійснюватися у процесі дроселювання попередньо стиснутого до певних тисків та сконденсованого забортною водою рідкого пропану. Після дроселювання рідкого насиченого пропану утворюється паро рідинна суміш з тиском, рівним тиску у танках збереження пропану. Таким чином, для зрідження та повернення у вантажні танки 482 кг/год пропану, потрібно щоб в контурі системи скраплення циркулювала та у подальшому на дроселювання потрапляла наступна кількість пропану:

$$G_{BOG} = 482 / (1-x) \text{ кг/год,}$$

тут  $x$  – ступень сухості парорідинної суміші пропану після дроселювання до тиску

у вантажних танках.

У таблиці 3.1 наведено значення, прийняті для розрахунків енергетичних характеристик системи реконденсації нафтового газу. Властивості LPG (розглядався чистий пентан) оцінювалися за допомогою програми RefProp [27]. Незважаючи на те, що склад зрідженого газу відрізняється залежно від газових родовищ, вимог споживачів і пори року, у цьому аналізі передбачалося, що це 100% пропан. Тиск зберігання LPG у вантажних танках приймається рівним 1 бар. Вважалося, що максимальна температура заборотної води становить 32 °С, що є найвищою температурою за кодексом ІМО. Тип вантажного компресора приймався поршнеvim, його ККД - 75%.

Таблиця 3.1 Вхідні данні для енергетичного аналізу суднової установки повторного зрідження нафтового газу

Пропан (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	100%
Масова витрата BOG на виході з танку	482 кг/год
Тиск BOG на виході з танку	1 бар
Температура BOG на виході з танку	Стан насиченої пари
Тиск BOG перед дроселюванням	13,14 бар
Індикаторна ефективність компресорів (індикаторний ККД)	0,75
Температура заборотної води	32 °С
Конденсація заборотною водою при температурі	38 °С
Частка потоку, яка відбирається від основного потоку рідкого пропану при високому тиску для подальшого дроселювання та охолодження інтеркулерів	30 %

### 3.3 Аналіз потужності компресорів для роботи систем скраплення нафтового газу у розрахункових умовах

При аналізі були виконані розрахунки енергетичних витрат на роботу компресорів під час процесів повторного зрідження LPG.

Для побудови всіх процесів, описаних вище, необхідно визначити проміжні тиски (тиск після першої та другої ступенів стиснення). Тиски повинні бути такими, щоб у кожному з трьох компресорів ступень підвищення тиску ( $p_{вих}/p_{вх}$ ) була приблизно однаковою. При тиску на вході в першу ступень стиснення 0,1 МПа та тиску на виході з останньої ступені стиснення 1,314 МПа були визначені наступні значення тисків: після компресора першої ступені (точка 3) тиск 0,236 МПа, після компресора другої ступені (точка 5) тиск 0,557 МПа, після компресора третьої ступені 1,314 МПа (точка 7). Ступень стиснення при цьому в усіх трьох компресорах складає  $p_{вих}/p_{вх}=2,36$ . Частка потоку, яка відбирається від основного потоку та йде на дроселювання у J-T valve 1 складає 30 %. Тобто, якщо у компресорі третьої ступені стискається 100 % пропану, то стані 8 потік розділяється на 70 % які йдуть на зрідження, та на 30 %, які йдуть на охолодження потоку, що зріджується.

Результати побудови ідеальних процесів (стиснення адіабатне, втрати тиску у теплообмінниках не враховуються) з урахуванням усіх вхідних даних наведено у p-h діаграмі пропану [28] на рис. 3.2.

Параметри термодинамічного циклу в вузлових точках визначені за допомогою програми RefProp [27] та наведені у табл. 3.2.

Слід відзначити, що на рис. 3.2 усі процеси зображені виходячи з того, що процеси стиснення газоподібного пропану у компресорах, відбуваються адіабатне (тобто при постійній ентропії). Далі розрахуємо питомі потужності компресорів з урахуванням індикаторних ККД (наведені в табл. 3.1).

Питома потужність компресорів:

$$w_{c1} = (h_3 - h_2) / \eta_c = (563,3 - 525,6) / 0,75 = 50,3 \text{ кДж/кг},$$

$$w_{c2} = (h_5 - h_4) / \eta_c = (631,3 - 587,5) / 0,75 = 32,3 \text{ кДж/кг},$$

$$w_{c3} = (h_7 - h_6) / \eta_c = (628,1 - 587,3) / 0,75 = 58,4 \text{ кДж/кг}.$$

В описаному вище циклі зрідження (рис. 3.1 та 3.2) на дроселювання потрапляла наступна кількість пропану:

$$G_{BOG} = 482 / (1 - x_{12}) \text{ кг/год},$$

тут  $x_{12}$  – ступень сухості парорідинної суміші пропану після дроселюванням.

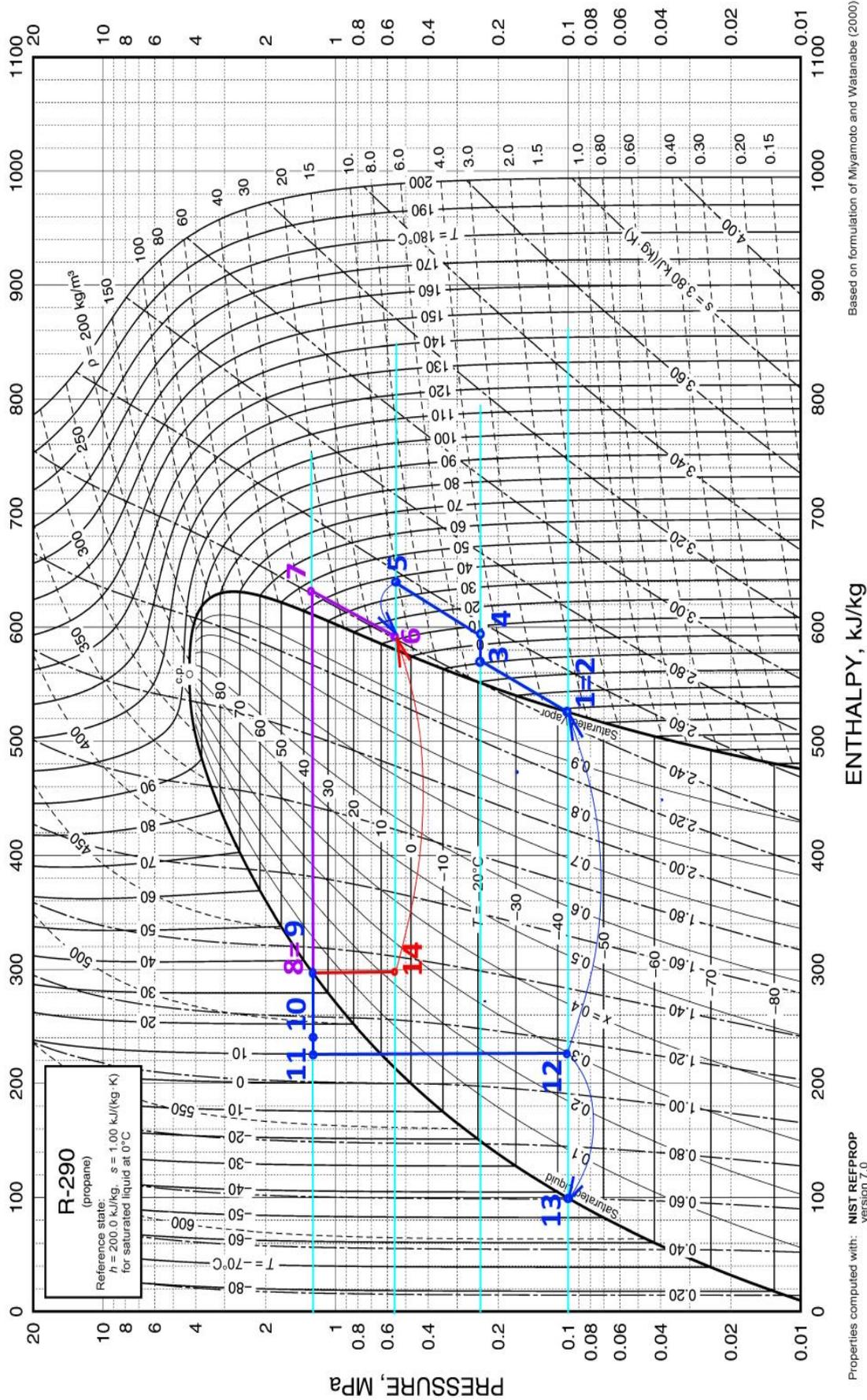


Рисунок 3.2 Зображення процесу зміни стану пропану у р-h діаграмі під час його зрідження в установки у суднових умовах, позначення вузлових точок відповідають позначенням на рис. 2.4: синій потік – потік, що зріджується, красний – потік, що забезпечує охолодження, фіолетовий – сума двох потоків

Таблиця 3.1 Параметри циклу в вузлових точках процесів відповідно рис. 3.2 при температурі забортної води

Номер точки	t, °C	p, МПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг К)	x, частка
1	-42.4	0.100	525.6	2.450	1
2	-42.4	0.100	525.6	2.450	1
3	-13.2	0.2355	563.3	2.450	-
4	1.8	0.2355	587.5	2.540	-
5	33.3	0.5550	631.3	2.540	-
6	9.0	0.5550	587.3	2.391	-
7	45.1	1.3072	628.1	2.391	-
8	38.0	1.3072	301.4	2.341	0
9	38.0	1.3072	301.4	2.341	0
10	18.0	1.3072	246.4	1.159	-
11	8.7	1.3072	222.2	1.074	-
12	-42.4	0.100	222.2	2.450	0.288
13	-42.4	0.100	99.7	2.450	0.000
14	5.2	0.5550	301.4	1.047	0.240

Для визначення витрати потоку пропану, що циркулює у системі зрідження з даних, наведених на рис. 3.2 приймаємо ступень сухості парорідинної суміші пропану після дроселювання  $x_{12} = 0,294$ .

$$G_{BOG} = 482/x_{12} = 482/(1-0,294) = 677 \text{ кг/год},$$

Потужність компресорів стиснення пропану для його зрідження:

$$W_{c1} = 0,7G_{BOG} \cdot w_{c1} = 0,7 \cdot 677 \cdot 50,3/3600 = 6,61 \text{ кВт},$$

$$W_{c2} = 0,7G_{BOG} \cdot w_{c2} = 0,7 \cdot 677 \cdot 32,3/3600 = 4,25 \text{ кВт},$$

$$W_{c3} = G_{BOG} \cdot w_{c2} = 677 \cdot 58,4/3600 = 10,98 \text{ кВт}.$$

Тут коефіцієнт 0,7 для визначення потужності компресорів враховує, що в перших двох ступенях стискується не весь потік LPG, який стискується у третій ступені та конденсується.

Сумарна потужність компресорів

$$W_{\Sigma c} = 21,84 \text{ кВт.}$$

### 3.4 Аналіз потужності компресорів для роботи систем скраплення нафтового газу в залежності від температури заборотної води

Цей підрозділ присвячений аналізу впливу температури заборотної води на ефективність роботи системи скраплення нафтового газу. Заплановано проаналізувати як зміна температури заборотної води від  $t_{36} = 10$  до  $t_{36} = 32$  °C (північні моря → тропіки) скажеться на потужності компресора та на питомому споживанні енергії на одиницю скрапленого газу (кДж/т LPG).

Розрахунок виконувався аналогічно прикладу у розділі 3.3. Властивості пропану приймалися за RefProp [27]. Результати розрахунку енергетичних параметрів роботи системи реконденсації при різних температурах заборотної води наведені у таблиці 3.3 та на рис. 3.3 та 3.4.

Таблиця 3.2 Результати розрахунку енергетичних параметрів роботи суднової системи реконденсації нафтового газу при різних температурах заборотної води та витраті випаровуваного пропану 482 кг/год

$t_{36}, \text{ }^\circ\text{C}$	8	12	16	20	24	28	32
$w_{c1}, \text{ кДж/кг}$	38	40.1	42.3	44.3	46.4	48.3	50.3
$w_{c2}, \text{ кДж/кг}$	31.5	31.6	31.7	31.9	32	32.1	32.3
$w_{c3}, \text{ кДж/кг}$	43.4	46.1	48.6	51.2	53.6	56	58.4
$G_{BOG}, \text{ кг/с}$	564	580	596	614	634	654	677
$W_{c1}, \text{ кВт}$	4.16	4.52	4.9	5.3	5.71	6.15	6.61
$W_{c2}, \text{ кВт}$	3.45	3.56	3.68	3.81	3.94	4.09	4.25
$W_{c3}, \text{ кВт}$	6.81	7.42	8.06	8.73	9.44	10.18	10.98
$W_{\Sigma c}, \text{ кВт}$	14.43	15.51	16.64	17.83	19.09	20.42	21.84

q, кДж/кг LPG	107.7	115.8	124.3	133.2	142.6	152.5	163.1
q, кВт год/кг LPG	0.0299	0.0322	0.0345	0.037	0.0396	0.0424	0.0453

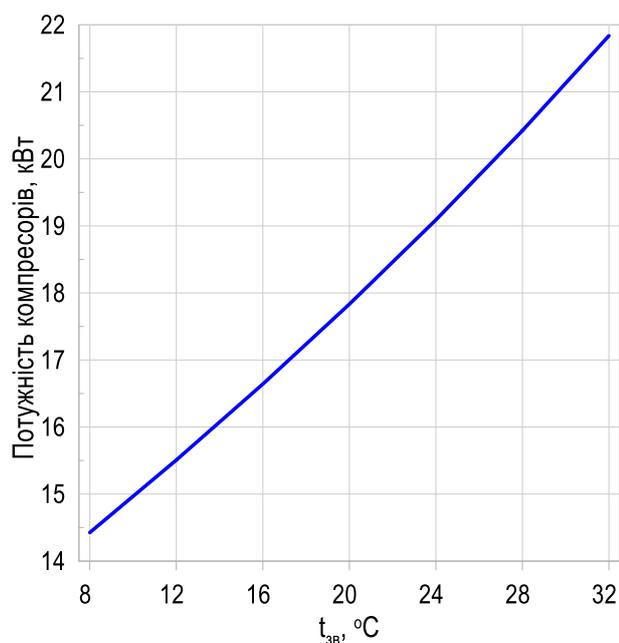


Рисунок 3.3. Залежність потужності компресорів системи реконденсації нафтового газу від температури забортної води, що охолоджує конденсатор

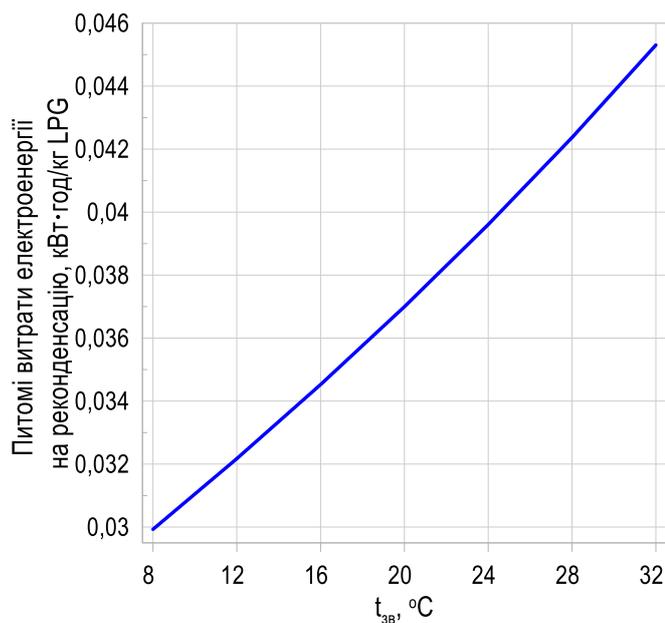


Рисунок 3.4. Залежність витрат електроенергії на роботу системи реконденсації нафтового газу від температури забортної води, що охолоджує конденсатор

На рисунку 3.4 наведено подано залежність питомих витрат електроенергії на роботу системи реконденсації нафтового газу від температури заборотної води, що охолоджує конденсатор у діапазоні  $t_{36}=8-32$  °С. Як видно з отриманих результатів, спостерігається практично лінійне збільшення питомих витрат із приблизно 0,045 до 0,030 кВт·год/кг нафтового газу. Узагальнено цю залежність можна апроксимувати рівнянням:

$$e_{\text{rec}} \approx 0,030 + 0,000625 t_{36} \text{ (кВт·год/кг нафтового газу).}$$

Тобто середній градієнт приблизно 0,625 кВт·год/т LPG на кожен 1 °С зміни температури заборотної води.

З інженерної точки зору така залежність відображає зміну термодинамічних умов конденсації/відведення теплоти в контурі реконденсації за прийнятих у моделі припущень. При застосуванні результатів на реальних суднах слід враховувати вплив супутніх чинників (інтенсивність випаровування з вантажних танків, стан теплообмінників, алгоритми керування компресорами/дроселюванням тощо), які можуть змінювати характер отриманої залежності. Однак, чутливість енергоспоживання установки до зміни  $t_{36}$  є достатньо помірною. Це дає змогу оперативно оцінювати потребу в електричній потужності системи під час переходів між регіонами з різними гідрометеорологічними умовами.

### **3.5 Оцінка витрат палива на роботу системи реконденсації нафтового газу в різних режимах роботи**

У підрозділах 3.3–3.4 було визначено сумарну потужність вантажних компресорів системи реконденсації нафтового газу та показано вплив температури заборотної води на енергетичні витрати установки. У даному підрозділі на основі отриманих залежностей виконується перехід від електричних витрат до еквівалентних витрат палива головного двопаливного двигуна MAN B&W G60ME-C9.5-GIE при роботі на LPG та на дизельному паливі MGO/VLSFO [24, 26, 39].

Розрахунок виконується у припущенні, що електрична потужність, необхідна для живлення електроприводів компресорів системи реконденсації, відбирається від головного двигуна через валогенератор. Для кожного значення температури забортної води  $t_{36}$  сумарна потужність компресорів  $P_{rec}$  приймалася лінійною функцією температури:

$$P_{rec}(t_{36}) = P_0 + k(t_{36} - t_0),$$

де  $P_0=58,2$  кВт – потужність компресорів при  $t_0=32$  °С (розрахунковий тропічний режим),  $k=0,3$  кВт/°С – емпіричний коефіцієнт, отриманий за результатами термодинамічного аналізу циклу реконденсації та чисельного моделювання в RefProp [26].

Питомі витрати електроенергії на реконденсацію 1 т нафтового газу визначались як:

$$E_{rec,sp} = \frac{P_{rec}}{\dot{m}_{BOG} / 1000},$$

де  $\dot{m}_{BOG}=482$  кг/год – масова витрата газу, що повертається у вантажні танки (див. підрозділ 3.2).

Годинні витрати палива на роботу системи реконденсації для кожного виду палива визначались за питомою ефективною витратою палива головного двигуна (SFOC) [24, 29]:

$$\dot{m}_f = \frac{P_{rec} \cdot SFOC}{1000},$$

де  $\dot{m}_f$  – витрата палива, кг/год;  $P_{rec}$  – сумарна електрична потужність, кВт;  $SFOC$  – питомі витрати палива, г/(кВт·год).

Для подальшого аналізу прийнято:

$$SFOC_{LPG} = 170 \text{ г/(кВт·год)},$$

$$SFOC_{MGO} = 187 \text{ г/(кВт·год)}.$$

Прийняті допущення та вихідні дані.

1) Витрата BOG з вантажних танків приймається сталою:  $\dot{m}_{BOG}=482$  кг/год (0,482 т/год), що відповідає нормі випаровування 0,025 % маси вантажу на добу

(див. підрозділ 3.2).

2) Для діапазону температур заборотної води  $t_{зв}=8$  °С потужність компресорів описується лінійною залежністю з градієнтом приблизно  $\frac{\partial P_{rec}}{\partial t_{зв}} = 0,3 \frac{кВт}{°С}$ , що відповідає зміні питомих витрат електроенергії на реконденсацію близько 0,6 кВт·год/т LPG на кожен 1 °С [26].

3) Електрична потужність на допоміжні системи (насоси заборотної води, автоматика тощо) в даному підрозділі не враховується, тобто оцінюється лише внесок вантажних компресорів.

4) Вважається, що додаткове навантаження на головний двигун, пов'язане з роботою валогенератора, не впливає суттєво на значення SFOC у розглянутому діапазоні потужностей (порівняно з тяговою потужністю).

У таблиці 3.3 наведено результати розрахунку потужності компресорів, питомих витрат електроенергії на реконденсацію та витрат палива головного двигуна при різних значеннях температури заборотної води.

Таблиця 3.3 Витрати палива на роботу системи реконденсації нафтового газу залежно від температури заборотної води

$t_{зв}$ , °С	q, кДж/кг LPG	q, кВт год/кг LPG	кг LPG/кг LPG	кг MDO/кг LPG	$\dot{m}_{LPG}$ , кг LPG/год	$\dot{m}_{MGO}$ , кг MDO/год
8.0	107.7	0.0299	0.00727	0.00661	4.92	4.47
12.0	115.8	0.0322	0.00782	0.00711	5.29	4.81
16.0	124.3	0.0345	0.00839	0.00763	5.68	5.17
20.0	133.2	0.037	0.00899	0.00818	6.09	5.54
24.0	142.6	0.0396	0.00963	0.00875	6.52	5.93
28.0	152.5	0.0424	0.01030	0.00936	6.97	6.34
32.0	163.1	0.0453	0.01101	0.01001	7.46	6.78

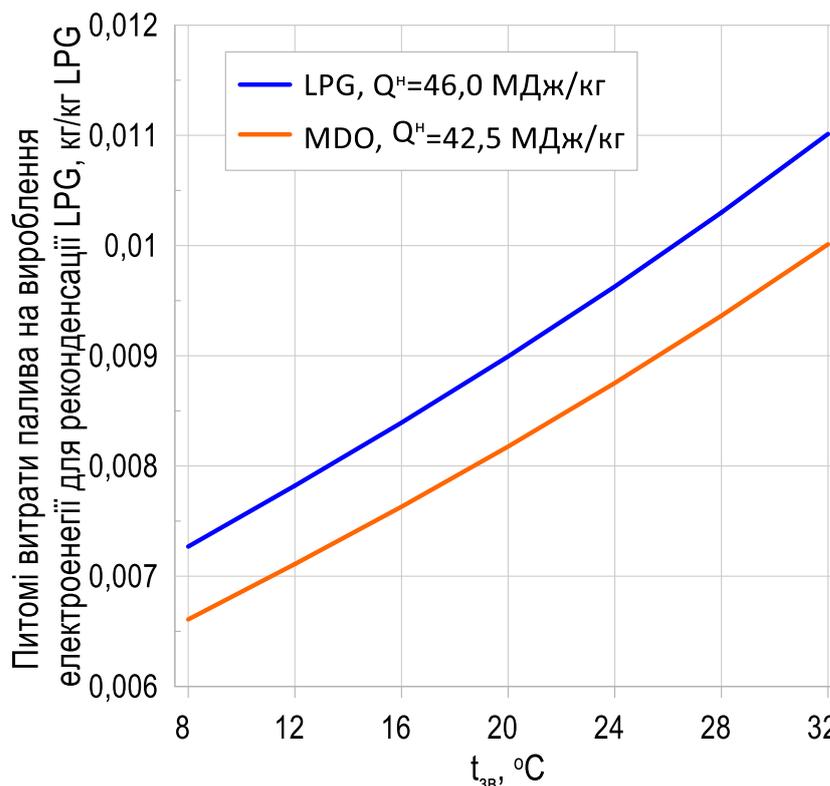


Рисунок 3.5. Залежність питомих витрат палива для вироблення електроенергії на роботу системи реконденсації нафтового газу від температури забортної води, що охолоджує конденсатор

Як видно з таблиці 3.3 та рис. 3.5, зі зростанням температури забортної води від 8 до 32 °C сумарна потужність компресорів зростає, що приводить к зростанню питомих витрати електроенергії на реконденсацію 1 т нафтового газу – з 108 до 163 кДж/кг. Відповідно, годинні витрати палива на роботу компресорів системи реконденсації збільшуються:

- для режиму роботи на LPG – з 4,92 до 7,46 кг/год;
- для режиму роботи на MGO/VLSFO – з 4,47 до 6,78 т/добу.

Різниця у витратах палива між найхолоднішими та найтеплішими умовами складає близько 12 %, що узгоджується з результатами чисельного моделювання систем реконденсації LPG у роботах інших авторів [26]. При цьому перехід з дизельного палива на LPG як паливо головного двигуна зменшує витрати палива на реконденсацію приблизно на 5–6 % при однаковій електричній потужності, що

відображає кращий теплотехнічний ККД двигуна режимі роботи на нафтовому газі [24, 29].

### 3.6 Оцінка викидів забруднюючих речовин при роботі системи реконденсації залежно від температури заборотної води

На основі отриманих у підрозділі 3.5 добових витрат палива проведено оцінювання викидів діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ), оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) та оксидів сірки ( $\text{SO}_x$ ) від додаткового паливоспоживання, пов'язаного з роботою системи реконденсації нафтового газу. Розрахунок виконувався для двох паливних режимів головного двигуна – роботи на LPG та на дизельному паливі MGO/VLSFO.

Масу **викидів  $\text{CO}_2$**  оцінювали за методикою ІМО та рекомендаціями ІРСС, згідно з якими викиди пропорційні витраті палива і вуглецевому вмісту палива [30, 31]

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_f \cdot EF_{\text{CO}_2},$$

де  $\dot{m}_{\text{CO}_2}$  – масова витрата  $\text{CO}_2$ , кг/год;  $\dot{m}_f$  – масова витрата палива, кг/год;  $EF_{\text{CO}_2}$  – емісійний коефіцієнт  $\text{CO}_2$ , кг  $\text{CO}_2$ /кг палива.

Для дизельного палива (MGO/VLSFO) прийнято коефіцієнт емісії  $EF_{\text{CO}_2 \text{ MGO}} = 3,206$  кг  $\text{CO}_2$ /кг палива згідно з резолюціями ІМО та результатами аналізу морських палив [30, 32].

Для LPG як палива головного двигуна з урахуванням нижчого вуглецевого вмісту прийнято:  $EF_{\text{CO}_2 \text{ MGO}} = 0,87 EF_{\text{CO}_2 \text{ MGO}} = 2,79$  кг  $\text{CO}_2$ /кг палива, що відповідає зниженню викидів  $\text{CO}_2$  приблизно на 13 % при переході з дизельного палива на LPG [29, 33].

Для оцінки **викидів  $\text{NO}_x$**  використано питомий коефіцієнт емісії у перерахунку на одиницю корисної потужності двотактного низькообертового двигуна, що відповідає вимогам рівня Tier III ІМО [34, 35]:

$$\dot{m}_{\text{NO}_x} = P_{\text{rec}} \cdot EF_{\text{NO}_x},$$

де  $P_{rec}$  – електрична потужність, що відбирається від двигуна на привід системи реконденсації, кВт;  $EF_{NO_x} = 3,4$  г/(кВт·год). У першому наближенні вважається, що перехід на LPG не змінює рівень викидів  $NO_x$  на одиницю корисної потужності ( $NO_x$  залишаються близькими для MGO і LPG) [29].

**Викиди  $SO_2$**  визначались за масою сірки у паливі [36, 37]:

$$\dot{m}_{SO_2} = \dot{m}_f \cdot S \cdot \frac{M_{SO_2}}{M_S} = 2S \cdot \dot{m}_f,$$

де  $S$  – масова частка сірки у паливі;  $M_{SO_2}$  і  $M_S$  – молярні маси  $SO_2$  і S.

Для морського дизельного палива, що відповідає обмеженню 0,10 % S (ЕСА-регіони), прийнято  $S_{MGO} = 0,001$ , тобто  $EF_{SO_2, MGO} = 0,002$  кг  $SO_2$ /кг палива. Для LPG вміст сірки практично дорівнює нулю, тому  $EF_{SO_2, LPG} \approx 0$  [38, 39].

У таблиці 3.4 наведено добові витрати палива та відповідні добові викиди  $CO_2$ ,  $NO_x$  та  $SO_2$  від системи реконденсації нафтового газу при різних температурах заборотної води для двох паливних режимів головного двигуна.

Таблиця 3.4 Викиди  $CO_2$ ,  $NO_x$  і  $SO_2$  від системи реконденсації нафтового газу залежно від температури заборотної води

$t_{36}, ^\circ C$	$\dot{m}_{LPG},$ т/добу	$\dot{m}_{MGO},$ т/добу	$CO_{2LPG},$ т/добу	$CO_{2MGO},$ т/добу	$NO_x$ MGO/ LPG, т/добу	$SO_{2LPG},$ т/добу	$SO_{2MGO},$ т/добу
8	0.208	0.220	0.580	0.706	0.00420	0.000	0.000440
16	0.218	0.231	0.608	0.740	0.00442	0.000	0.000462
24	0.228	0.241	0.635	0.773	0.00469	0.000	0.000482
32	0.237	0.251	0.662	0.806	0.00479	0.000	0.000502

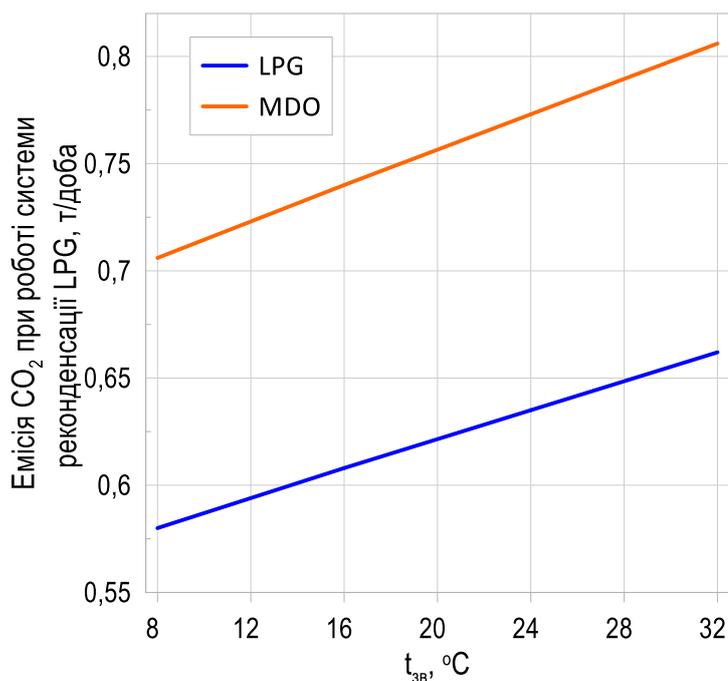


Рисунок 3.6. Залежність добової емісії CO<sub>2</sub> від вироблення електроенергії на роботу системи реконденсації нафтового газу від температури заборотної води, що охолоджує конденсатор

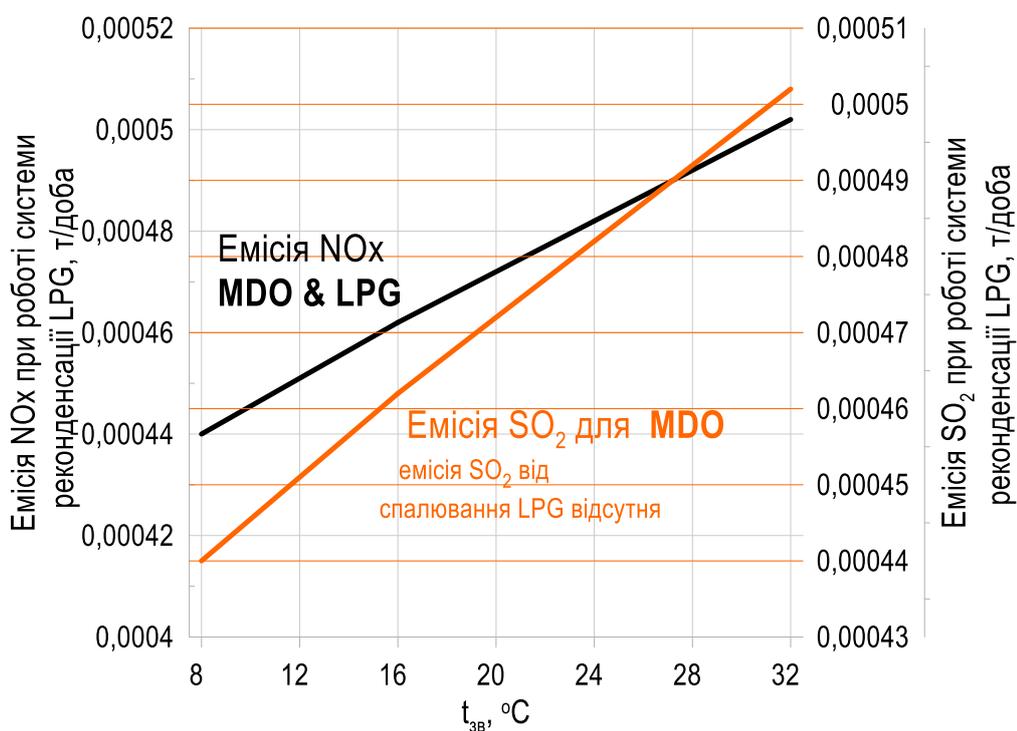


Рисунок 3.7. Залежність добової емісії NO<sub>x</sub> та SO<sub>2</sub> від вироблення електроенергії на роботу системи реконденсації нафтового газу від температури заборотної води, що охолоджує конденсатор

Аналіз даних таблиці 3.4 та рис. 3.6 й 3.7 показує, що зі зростанням температури заборотної води від 8 до 32 °С добові викиди CO<sub>2</sub>, пов'язані з роботою системи реконденсації, зростають:

- у режимі роботи головного двигуна на LPG – з 0,58 до 0,66 т CO<sub>2</sub>/добу;
- у режимі роботи на MGO/VLSFO – з 0,71 до 0,81 т CO<sub>2</sub>/добу.

Таким чином, при переході з найхолодніших до найтепліших умов експлуатації додаткові викиди CO<sub>2</sub>, обумовлені лише роботою системи реконденсації, збільшуються приблизно на 15 %. При цьому використання LPG як палива головного двигуна забезпечує зниження викидів CO<sub>2</sub> на 15–18 % порівняно з дизельним паливом за однакової електричної потужності, що добре узгоджується з результатами незалежних досліджень морських двопаливних енергетичних установок [29, 33].

Оцінені добові викиди NO<sub>x</sub> становлять близько  $(4,2–4,8) \cdot 10^{-3}$  т/добу (4,2–4,8 кг/добу) для всього діапазону температур заборотної води, причому їх величина однакова для обох видів палива в прийнятому допущенні про близькі питомі емісії NO<sub>x</sub> на одиницю потужності [29].

Викиди SO<sub>2</sub> у разі використання LPG практично відсутні, тоді як для MGO/VLSFO при вмісті сірки 0,10 % вони становлять близько  $(4,4–5,0) \cdot 10^{-4}$  т/добу (0,44–0,50 кг/добу).

Отримані результати свідчать, що хоча абсолютні величини додаткових викидів від системи реконденсації порівняно невеликі відносно викидів усієї суднової енергетичної установки, вибір режиму роботи (тип палива головного двигуна) та гідрометеорологічні умови (температура заборотної води) мають помітний вплив на інтегральні показники енергоефективності та екологічності експлуатації LPG-газовоза.

## 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМІВ РОБОТИ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ НАФТОВОГО ГАЗУ

### 4.1 Вхідні данні для аналізу

В даному розділі виконана оцінка економічних витрат на паливо під час знаходження LNG танкера у переході для наступних варіантів:

- судно як паливо споживає MDO для забезпечення роботи установки повторного зрідження LPG;
- судно як паливо споживає LPG для забезпечення роботи установки повторного зрідження LPG.

Ідея порівняння полягала у тому, щоб оцінити питомі грошові витрати на реконденсацію LPG в залежності від вида палива та температури зоборотної води, що охолоджує конденсатори установки реконденсації.

Вартість судового палива та LPG на світовому ринку постійно змінюється – рис. 4.1 та 4.2. Для подальших розрахунків приймаємо данні за останній період.

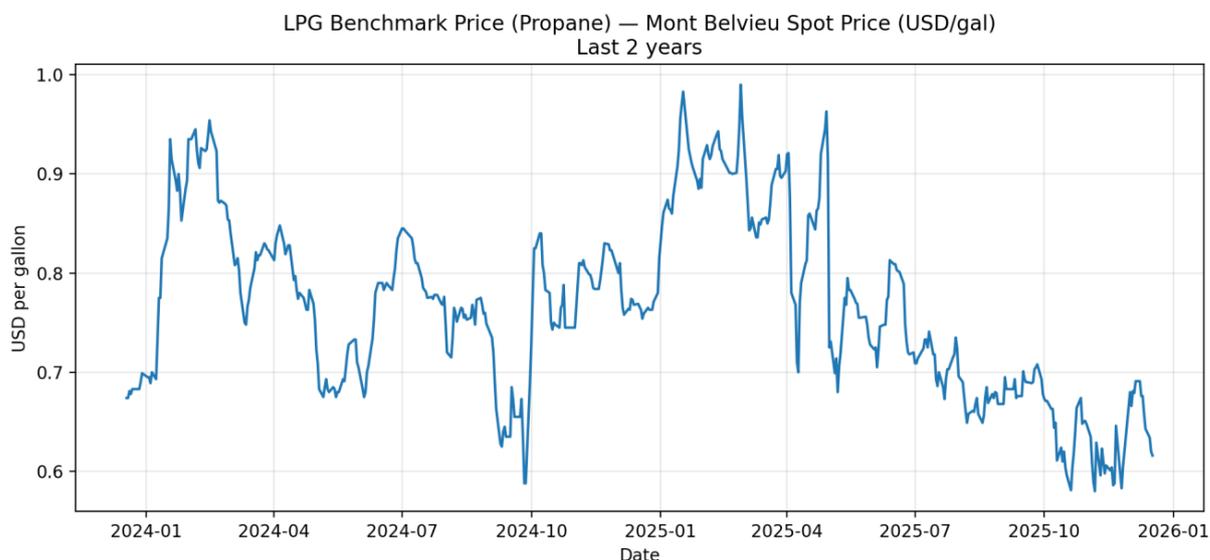


Рисунок 4.1 Динаміка біржових цін LPG (пропан), Mont Belvieu, TX, USD/gal, за останні 2 роки [40]

Враховуємо, що 1 US gallon LPG  $\approx$  1,9 кг LPG (при густині  $\rho \approx 0.49\text{--}0.51$  кг/л).

Відповідно до інформацій, наведеної на рис. 4.1, для розрахунків приймаємо середню вартість LPG  $C_{LPG}=0.80$  \$ USA за галон  $=0,80/1,9 = 0,42$  \$ USA/кг.



Рисунок 4.2 Світові ціни на бункерне паливо IFO380 [41]

Відповідно до інформацій, наведеної на рис. 4.3, для розрахунків приймаємо середню вартість суднового палива марки IFO380  $C_{MDO}=382$  \$ USA за метричну тонну, тобто  $C_{MDO}=0,382$  \$ USA/кг

## 4.2 Результати техніко-економічного аналізу

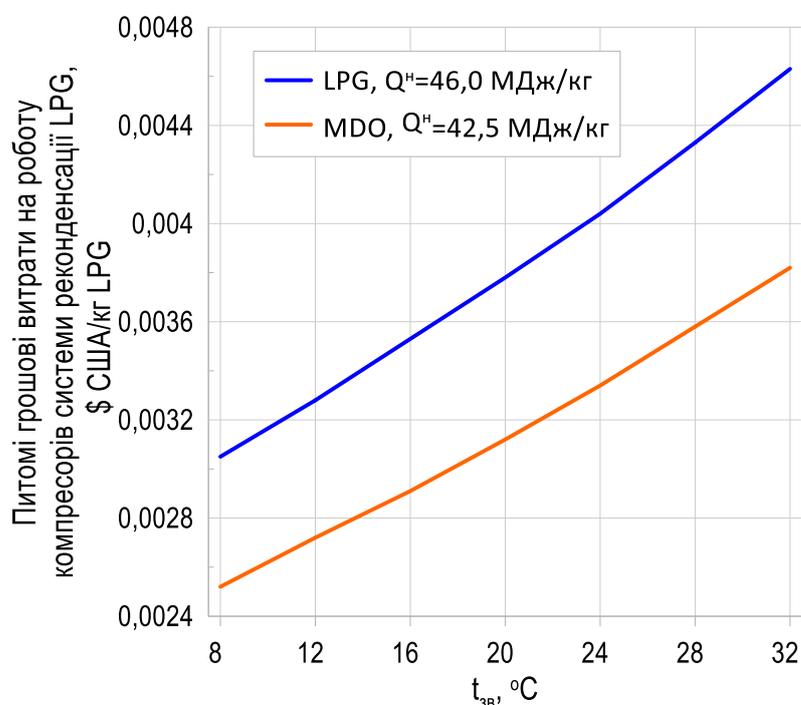
Результати розрахунку питомих грошових витрат на паливо для двох порівнюваних варіантів наведені в таблиці 4.1.

Результати розрахунку питомих та годинних грошових витрат на паливо для

забезпечення роботи компресорів системи реконденсації LPG в залежності від температури заборотної води наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Витрати палива на роботу компресорів системи реконденсації нафтового газу залежно від температури заборотної води

$t_{зв}, ^\circ\text{C}$	\$ США /кг LPG, LPG як паливо	\$ США /кг LPG, MDO як паливо	\$ США /добу, LPG як пали- во	\$ США /добу, MDO як па- ливо
8.0	0.00305	0.00252	49.6	41.0
12.0	0.00328	0.00272	53.4	44.1
16.0	0.00353	0.00291	57.3	47.4
20.0	0.00378	0.00312	61.4	50.7
24.0	0.00404	0.00334	65.7	54.3
28.0	0.00433	0.00358	70.3	58.1
32.0	0.00463	0.00382	75.2	62.1



Рисунки 4.3 Залежність питомої грошових витрат на реконденсацію LPG у кількості 482 кг/год в залежності від виду палива для генерації електроенергії

У літературі наведено оцінки питомого енергоспоживання систем реконденсації/ре-ліквіфікації LPG, що безпосередньо впливає на вартість роботи компресорів і сумарні операційні витрати [26]. Таким чином, при типовому питомому енергоспоживанні системою реконденсації, грошові витрати на вироблення електроенергії на борту судна для реконденсації LPG знаходяться у межах 0,003–0,006 USD/кг LPG. Таке значення можна вважати нормальними для ефективної роботи системи реконденсації LPG на судні. В наведеному аналізі враховувалися лише витрати на роботу компресорів (основний споживач електроенергії). Додаткові витрати на обслуговування не враховувалися, тому отримана розрахункові питомі грошові витрати на одиницю сконденсованого LPG не є реальним значенням, а лише використовуються для порівняльного аналізу двох варіантів.

Наведена таблиця 4.1 та відповідний рисунок 4.3 відображають узгоджену картину впливу температури заборотної води та виду типу палива для генерації електроенергії на питомі та добові витрати, пов'язані з роботою компресорів системи реконденсації LPG при продуктивності близько 482 кг/год ( $\approx 12$  т/добу). Дані демонструють як термодинамічний, так і економічний аспекти функціонування системи.

Із підвищенням температури заборотної води від 8 до 32 °C питомі грошові витрати на реконденсацію LPG зростають майже лінійно для обох видів палива. При використанні LPG як палива для вироблення електроенергії питомі витрати збільшуються з 0,00305 до 0,00463 USD/кг LPG, тобто приблизно на 52 %. Для MDO аналогічне зростання становить від 0,00252 до 0,00382 USD/кг LPG, що відповідає приросту близько 52 % також. Таким чином, вплив температури є домінуючим фактором, і відносне зростання витрат практично не залежить від виду палива, а визначається погіршенням умов конденсації, підвищенням тиску та ступеня стиснення в компресорах.

Абсолютні значення добових витрат підтверджують цю тенденцію. Для LPG як палива витрати зростають з 49,6 USD/добу при 8 °C до 75,2 USD/добу при 32 °C, що відповідає збільшенню приблизно на 51–52 %. Для MDO добові витрати зростають з 41,0 до 62,1 USD/добу, тобто приблизно на 51 %. У практичному сен-

сі це означає, що при підвищенні температури заборотної води на кожні 4 °C добо-ві витрати зростають у середньому на 4–6 USD для LPG та на 3–4 USD для MDO.

Порівняння різних видів палива показує стабільну економічну перевагу MDO над LPG у ролі палива для генерації електроенергії. У всьому діапазоні температур питомі витрати при використанні LPG є вищими на 17–21 % порівняно з MDO. Наприклад, при 20 °C різниця становить близько 0,00066 USD/кг, або при-близно 21 %, а при 32 °C — близько 0,00081 USD/кг, що відповідає  $\approx 21$  %. Ана-логічна різниця спостерігається і в добових витратах: перевищення при викорис-танні LPG становить 8,6 USD/добу ( $\approx 21$  %) при 8 °C та близько 13,1 USD/добу ( $\approx 21$  %) при 32 °C. Це зумовлено вищою питомою вартістю електроенергії при ви-користанні LPG у генераторних режимах за прийнятих у розрахунку теплот зго-рання та економічних параметрів.

Графік наочно підтверджує, що залежність питомих грошових витрат від те-мператури є майже лінійною, а різниця між кривими для LPG та MDO зберігається практично сталою у відносному вираженні. Це свідчить про те, що вибір виду палива впливає переважно на базовий рівень витрат, тоді як температурні умови визначають масштаб їх зростання.

Узагальнюючи, отримані значення питомих витрат у діапазоні приблизно 0,0025–0,0046 USD/кг та добових витрат на рівні 40–75 USD/добу для продуктив-ності близько 12 т/добу можна вважати реалістичними та технічно обґрунтовани-ми для суднових систем реконденсації LPG. Підвищення температури заборотної води призводить до зростання витрат більш ніж на 50 %, тоді як використання MDO замість LPG дозволяє знизити грошові витрати на роботу компресорів при-близно на 20 % у всьому дослідженому температурному діапазоні.

Наведені результати дають корисне уявлення про порядок питомих і добових грошових витрат на роботу компресорів системи реконденсації LPG, однак ре-зультати слід інтерпретувати з урахуванням низки спрощень, закладених у розра-хунок.

У розрахунках фактично враховано лише споживану електричну потужність компресорів. У сумарні енергетичні та грошові витрати не включені допоміжні

споживачі системи реконденсації, зокрема насоси, системи осушення або підігріву газу, а також електроспоживання систем автоматизації та контролю. У реальних суднових умовах сукупне споживання допоміжного обладнання може додавати 10–30 % до енергоспоживання самих компресорів.

Не враховано вплив часткових навантажень і режимів регулювання продуктивності компресорів. Розрахунок базується на номінальному режимі роботи, тоді як у практичній експлуатації компресори часто працюють у режимах зниженої продуктивності. Це може призводити до зниження ізоентропного ККД і збільшення питомих витрат порівняно з наведеними значеннями.

Також не враховано пускові режими та перехідні процеси, які супроводжуються підвищеним споживанням електроенергії. Часті пуски, зупинки або робота в несталих умовах (наприклад, при різких змінах теплового навантаження або температури забортної води) можуть суттєво збільшувати середні добові витрати, особливо при невеликій продуктивності системи.

Окремим обмеженням є те, що вартість електроенергії прийнята сталою для кожного виду палива. У реальній експлуатації судна вона змінюється залежно від режиму роботи дизель-генераторів, їх завантаження, питомої витрати палива, а також можливого використання утилізації тепла. Це означає, що наведені грошові витрати є усередненими та не враховують варіацій, характерних для різних рейсових і експлуатаційних сценаріїв.

Крім того, у представленому аналізі не враховані капітальні та експлуатаційні витрати, не пов'язані безпосередньо з електроспоживанням, зокрема амортизація компресорів, витрати на технічне обслуговування, знос ущільнень і клапанів, витрати на мастильні матеріали та можливі простої обладнання.

Загалом, результати коректно відображають тенденції впливу температури забортної води та виду палива на витрати електроенергії компресорами, проте вони представляють спрощений сценарій. У реальних суднових умовах фактичні грошові витрати на роботу системи реконденсації, як правило, будуть вищими за наведені, а діапазон їх зміни — ширшим за рахунок неврахованих допоміжних споживачів, несталих режимів і експлуатаційних факторів.

Окремо слід відзначити чутливість отриманих результатів до зміни вартості палива. У реальних умовах експлуатації коливання цін на LPG та MDO можуть суттєво змінювати абсолютні грошові витрати на роботу компресорів, не впливаючи при цьому на саму термодинамічну ефективність системи. Співвідношення між кривими для LPG та MDO є не фіксованим і може змінюватися залежно від ринкової кон'юнктури: за певних умов зростання ціни MDO або зниження ціни LPG економічна перевага одного виду палива над іншим може зменшуватися або навіть нівелюватися. Це означає, що наведені результати коректно відображають тенденції за прийнятих у розрахунку цін, однак для повноцінної техніко-економічної оцінки доцільно виконувати параметричний аналіз із варіюванням вартості палива в характерному для судноплавної галузі діапазоні.

## ВИСНОВКИ

У результаті виконаного розрахункового аналізу встановлено, що для судна-прототипу LPG-газовоза вантажомісткістю 79 600 м<sup>3</sup> система реконденсації забезпечує стабільну утилізацію випаровуваного нафтового газу при годинній масовій витраті BOG на рівні 482 кг/год у всьому розглянутому діапазоні температур заборотної води від 8 °С до 32 °С. Це дозволяє повністю виключити необхідність аварійного скидання газу в атмосферу та забезпечити повернення сконденсованої рідкої фази у вантажні танки без перевищення допустимих робочих тисків у системі.

Розрахунками підтверджено істотний вплив температури заборотної води на енергетичні показники роботи компресорно-конденсаційного комплексу. Питомі витрати електроенергії на реконденсацію нафтового газу (за масової витрати газу, що повертається у танки, 482 кг/год) у діапазоні температур заборотної води 8–32 °С зростають практично лінійно: від 0,0299 кВт·год/кг LPG (107,7 кДж/кг) при  $t_{зв}=8$  °С до 0,0453 кВт·год/кг LPG (163,1 кДж/кг) при  $t_{зв}=32$  °С, тобто приріст становить 0,0154 кВт·год/кг (на 51–52 %). Це відповідає середньому градієнту близько 0,625 кВт·год/т LPG на кожен 1 °С зростання температури заборотної води. Підвищення температури конденсації призводить до зростання ступеня стиснення компресорів та збільшенням електроспоживання як компресорами, так й допоміжним обладнанням.

Екологічні ефекти, пов'язані з роботою системи реконденсації (через вироблення електроенергії на борту), кількісно оцінені для двох варіантів палива і показують, що зі зростанням  $t_{зв}$  від 8 до 32 °С добові викиди CO<sub>2</sub> збільшуються: у режимі роботи на LPG — з 0,580 до 0,662 т CO<sub>2</sub>/добу (приріст 0,082 т/добу, або близько 14 %), а у режимі роботи на MGO/VLSFO — з 0,706 до 0,806 т CO<sub>2</sub>/добу (приріст 0,100 т/добу, або близько 14 %). При цьому у всьому розглянутому діапазоні температур використання LPG забезпечує нижчі добові викиди CO<sub>2</sub> порівняно з MGO/VLSFO на величину 0,126–0,144 т CO<sub>2</sub>/добу (тобто приблизно на 18–20 %), що є вимірюваним екологічним ефектом вибору палива при однаковій функції

реконденсації. Викиди  $\text{NO}_x$  (наведені сумарно для MGO/LPG) зростають з 0,00420 до 0,00479 т/добу при підвищенні  $t_{zv}$  з 8 до 32 °C (приріст 0,00059 т/добу, близько 14 %), а викиди  $\text{SO}_2$  для LPG у таблиці прийняті рівними 0,000 т/добу, тоді як для MGO/VLSFO зростають з 0,000440 до 0,000502 т/добу (приріст 0,000062 т/добу, близько 14 %), що демонструє якісний екологічний ефект переходу на LPG за показником  $\text{SO}_2$  (відсутність розрахункових викидів  $\text{SO}_2$  для LPG у прийнятій моделі) та кількісну перевагу за  $\text{CO}_2$ .

Кількісно встановлено, що при температурі заборотної води 8 °C добові грошові витрати на забезпечення роботи компресорів системи реконденсації становлять близько 41,0 дол. США при використанні MDO як палива для генерації електроенергії та близько 49,6 дол. США при використанні LPG як палива. За підвищення температури заборотної води до 32 °C відповідні витрати зростають до 62,1 дол. США/добу для MDO та до 75,2 дол. США/добу для LPG, що відповідає збільшенню витрат приблизно на 50–52 % у порівнянні з мінімальними температурними умовами.

Отримані результати свідчать, що температурний фактор заборотної води є одним із визначальних для енергоефективності системи реконденсації нафтового газу. При експлуатації судна в тропічних і субтропічних районах з температурою морської води вище 28 °C енергетичні витрати на реконденсацію LPG істотно зростають, що має бути враховано при плануванні рейсів, режимів роботи енергетичної установки та оцінці експлуатаційних витрат.

Порівняльний аналіз варіантів енергозабезпечення компресорів показав, що за прийнятих у роботі цін на паливо використання MDO для вироблення електроенергії характеризується нижчими питомими та добовими грошовими витратами у всьому розглянутому температурному діапазоні. Різниця у витратах між варіантами LPG та MDO становить від 8,6 до 13,1 дол. США/добу, причому абсолютний розрив збільшується зі зростанням температури заборотної води. Водночас, MDO як паливо для вироблення електроенергії для роботи системи реконденсації програє за екологічними показниками.

Встановлено, що зазначена економічна перевага MDO носить умовний характер і визначається саме прийнятим співвідношенням цін на паливо. Отримані розрахункові залежності демонструють стабільні тенденції зміни витрат, однак при зміні ринкової кон'юнктури та зниженні вартості LPG або зростанні ціни MDO можливе вирівнювання або зміна економічної доцільності варіантів енергозабезпечення без зміни термодинамічної ефективності самої системи реконденсації.

Енергетичний аналіз показав, що система реконденсації у складі енергетичного комплексу судна функціонує як споживач електроенергії з чітко вираженою залежністю навантаження від зовнішніх умов, але при цьому забезпечує збереження вантажу та запобігання втратам, які за відсутності реконденсації мали б прямі економічні та екологічні наслідки. Фактичний ефект від її застосування проявляється не лише у прямих витратах на електроенергію, а й у збереженні товарної маси вантажу та підвищенні безпеки експлуатації.

У цілому отримані результати свідчать, що система реконденсації нафтового газу для LPG-газовоза заданого типорозміру забезпечує технічно стабільну та енергетично прогнозовану роботу в широкому діапазоні умов експлуатації. Найбільший енергетичний і економічний ефект від її застосування досягається при помірних температурах забортної води та при інтеграції з двопаливною енергетичною установкою судна. Разом з тим, у високотемпературних районах плавання система потребує підвищеної уваги до режимів роботи та може суттєво впливати на загальні експлуатаційні витрати судна, що підтверджує доцільність подальшої оптимізації режимів реконденсації з урахуванням реальних умов рейсів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. United Nations Conference on Trade and Development. Review of Maritime Transport 2024. Geneva: UNCTAD, 2024. 232 p.
2. UK P&I Club. Carefully to Carry. Consolidated Edition 2023. Chapter 23: Liquefied Gases. London: UK P&I Club, 2023. 28 p.
3. Various Types of Liquefied Gas Tankers – LNG / LPG. Sea-Man.org. 2024. <https://sea-man.org/types-of-liquefied-gas-tanker.html> (accessed 1.12.2025).
4. Shipowners Eye More LPG Trade in 2024. OPIS Blog. 20.12.2023. <https://www.opis.com/blog/shipowners-eye-more-lpg-trade-in-2024/> (accessed 1.12.2025).
5. LPG tankers market (2025–2030): size, share & trends analysis report by vessel size (large, medium, small), by refrigeration & pressurization (ethylene, full refrigeration, semi refrigeration, full pressurized), by region, and segment forecasts. Grand View Research. <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/lpg-tanker-market> (дата звернення: 2.12.2025).
6. LPG orders at a record high in 2024; will this momentum continue in 2025? Drewry Maritime Research. 16.10.2024. <https://www.drewry.co.uk/> (accessed 10.12.2025).
7. World LNG Report 2024: Executive Summary. GIIGNL / Safety4Sea. 26.06.2024. <https://safety4sea.com/world-lng-report-2024/> (accessed 1.12.2025).
8. LNG-fuelled vessels accelerate to 6% of the global fleet. SEA-LNG. 08.10.2024. <https://sea-lng.org/2024/10/lng-fuelled-vessels-accelerate-to-6-of-the-global-fleet/> (accessed 1.12.2025).
9. Clarksons Research. Green Technology Tracker: Record Investments in Alternative Fuel and Energy Saving Technologies. 2025. <https://www.clarksons.com/> (accessed 1.12.2025).
10. Global LPG Statistics 2025: Data, Growth & Forecast. Elgas Knowledge Hub. 23.09.2025. <https://www.elgas.com.au/elgas-knowledge-hub/business-lpg/global-lpg-statistics-2025-data-growth-forecast/> (accessed 1.12.2025).

11. Q&A: Global LPG growth defies 2024 headwinds. Argus Media. 16.09.2025. <https://www.argusmedia.com/> (accessed 1.12.2025).
12. Liquefied Gas Handling Principles on Ships and in Terminals. 4th ed. London: SIGTTO, 2016.
13. SIGTTO News. Issue 52. Spring 2025. Special section: Reliquefaction Systems on Gas Carriers. London: SIGTTO, 2025.
14. Wärtsilä. LPG reliquefaction plant // Wärtsilä Encyclopedia of Marine and Energy Technology. 2025. <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/lpg-reliquefaction-plant> (accessed 10.12.2025).
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. Article 11.
16. Nanowski D. The Comparison of Theoretical to Practical Cargo Loading Rate of Butane – Analysis of LPG Carrier Reliquefaction Plant. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 2013. Vol. 20, No. 1. P. 227–232.
17. Design and Operation of LPG Reliquefaction Plant. Sea-Man.org. 2022. <https://sea-man.org/lpg-plant.html> (accessed 10.12.2025)
18. Wärtsilä Gas Solutions. Cargo Handling Systems for LPG, LNG, NH<sub>3</sub> & Ethylene. 2014. <https://www.shipserv.com/ShipServ/pages/profiles/83172/documents/cargo-handling-systems-brochure.pdf> (accessed 10.12.2025).
19. Gas Carrier Reliquefaction Systems: Technology & Operation Guide. Marinepublic.com. 2025. <https://www.marinepublic.com/blogs/oil-and-gas/786385-gas-carrier-reliquefaction-system-technology-operation-guide> (accessed 10.12.2025).
20. Liquefied petroleum gas tanker (LPG) cargo and ballast handling simulator. Model course STW 38/3/1. London: IMO, 2006.
21. Scott-Weir A. Enhanced LPG Carrier Reliquefaction Systems. Babcock LGE Process, c. 2012. [https://s3.amazonaws.com/NARAprdstorage/1z/electronic-records/rg-596/OFCComms/Andrew\\_G\\_Scott\\_Weir\\_LGE\\_Process.pdf](https://s3.amazonaws.com/NARAprdstorage/1z/electronic-records/rg-596/OFCComms/Andrew_G_Scott_Weir_LGE_Process.pdf) (accessed 10.12.2025).

22. Козьмініх М.А., Дудлієр О.П., Чепаліс І.В. Системи скраплення газу та вантажні системи суден-газовозів: навчальний посібник. Одеса: НУ «ОМА», 2018. 68 с.

23. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Київ: Регістр судноплавства України, чинна редакція. Доступ: <https://shipregister.ua>

24. MAN Energy Solutions. Technical Documentation. Project guide G60ME-C9.5-GIE. Document No. 7020-0305-05ppr October 2024. Revision 1.0. <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/project-guides>

25. Alfa Laval. Marine essentials. Equipment and services for marine applications. Lund, Sweden Alfa Laval Corporate AB, 2018. Available at: <https://www.alfalaval.com/marine> (accessed: 08.12.2025)

26. Seo Y., Kim J., Park E., Lee J., Cho M., Han, S. Analysis of energy consumption of novel re-liquefaction system integrated with fuel supply system (FSS) for LPG-Fuelled LPG carrier to conventional systems. *Energies*. 2022. Vol. 15(24). 9384.

27. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018

28. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Peachtree Corners, GA, USA, 2021

29. Maritime energy transition: future fuels and opportunities for shipping. ed. W. Ramsay. Cham : Springer, 2023.

30. International Maritime Organization. 2014 guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships : Resolution MEPC.245(66). London : IMO, 2014.

31. U.S. Energy Information Administration. Carbon dioxide emissions coefficients by fuel. 2023. [https://www.eia.gov/environment/emissions/co2\\_vol\\_mass.php](https://www.eia.gov/environment/emissions/co2_vol_mass.php) (accessed: 8.11.2025).

32. Maritime CO2 emissions. Marine Benchmark, 2020. [https://safety4sea.com/wp-content/uploads/2020/11/Marine-Benchmark-Maritime-CO2-Emissions-2020\\_11.pdf](https://safety4sea.com/wp-content/uploads/2020/11/Marine-Benchmark-Maritime-CO2-Emissions-2020_11.pdf) (accessed: 8.11.2025).
33. Well-to-wake, LPG as a marine fuel is hard to beat. Sea-LNG. 2023. <https://www.rivieramm.com> (accessed: 8.11.2025).
34. International Maritime Organization. *Revised MARPOL Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships*. London: IMO Publishing, 2017. Regulation 13: Nitrogen Oxides (NOx).
35. International Maritime Organization. *NOx Technical Code 2008*. London: IMO Publishing, 2009.
36. International Maritime Organization. *Revised MARPOL Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships*. London: IMO Publishing, 2017. Regulation 14: Sulphur Oxides (SOx) and Particulate Matter.
37. International Maritime Organization. *Guidelines for the Monitoring of Fuel Oil Consumption of Ships*. London: IMO Publishing, 2018.
38. International Maritime Organization. *International Code of Safety for Ships Using Gases or Other Low-Flashpoint Fuels (IGF Code)*. London: IMO Publishing, 2016.
39. MAN Energy Solutions. *Emission Project Guide: Emission Factors and Calculation Methods for Marine Two-Stroke Engines*. Copenhagen: MAN Energy Solutions, 2020.
40. U.S. Energy Information Administration (EIA): *Mont Belvieu, TX Propane Spot Price FOB (Dollars per Gallon)* <https://fred.stlouisfed.org/series/WPROPANEMBTX> (Accessed 8 December 2025)
41. World Bunker Prices. <https://shipandbunker.com/prices#IFO380> (Accessed 8 December 2025)
42. Методичні вказівки для виконання дипломної роботи магістра / Укл. С.В. Сагін, М.О. Колегаєв, Д.Г. Парменова. Одеса: НУ ОМА, 2023. 56 с.