

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 ДОЦІЛЬНОСТІ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ПРИРОДНОГО ГАЗУ
НА LNG ГАЗОВОЗАХ**

Курсанта: Дерев'яного Станіслава Сергійовича

Керівник: к.т.н., доц. Шестопапов Костянтин Олександрович

Нормоконтроль

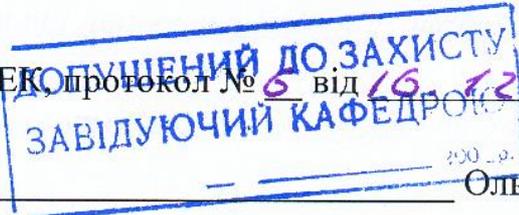
к.т.н., доц. Барсенко О.Т.

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

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 6 від 16.12 2025 р.

Завідувач кафедри СДУіХТ,

д.т.н., професор



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)

Р.т.н., Інж. Я.О. 17.12.25р.
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

Рецензент (внутрішній)

Л.Корсаєв С.О. 17.12.25
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

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

«10» 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННП Дерев'яний Станіслав Сергійович

1. Тема дипломної роботи: Аналіз доцільності реконденсації природного газу на LNG газовозах

Затверджена наказом ректора НУ ОМА №144 від 24 лютого 2025р.

2. Об'єкт дослідження Зниження витрат палива при морських перевезеннях зрідженого природного газу

3. Предмет дослідження Способи підвищення паливної ефективності та зниження емісії парникових газів під час експлуатації суднової системи повторного скраплення природного 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, способи реконденсації природного газу на засобах водного транспорту, принцип роботи системи реконденсації природного газу, що працює за циклом Брайтону, аналіз енергетичних характеристик суднової системи реконденсації природного газу у різних режимах, аналіз доцільності реконденсації природного газу у порівнянні з використанням як паливо-

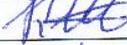
7. Перелік графічного матеріалу: слайдами, оформленими у вигляді презентації (MS Office Power Point)

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

8. Консультанти:

Вид консультиуван- ня	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	
2.	Розбір та аналіз схеми та устрою системи, вибір технічних рішень для їх подальшого аналізу	
3.	Розрахункова частина	
4.	Аналіз отриманих результатів	
5.	Енергетична ефективність	
6.	Оформлення пояснювальної записки, підготовка презентації роботи, підготовка до захисту роботи	
7.		

10. Дата видачі завдання 23.08.2025рТермін подання дипломної роботи на випускову кафедру 15.12.2025р

Керівник дипломної роботи


(підпис)к.т.н., доц. Шестопапов К.О.
(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи


(підпис)Дерев'яний С.С.
(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра на тему: «Аналіз доцільності реконденсації природного газу на LNG газовозах»: 81 с., 18 рис., 7 табл., 36 джерел, 12 слайдів презентаційного матеріалу.

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – зниження енергоспоживання та витрат палива на перевезення скрапленого природного газу LNG танкерами шляхом вибору раціонального схемного рішення повторного скраплення LNG та застосування LNG як палива.

Висунута та підтверджена наукова гіпотеза про те, що підвищення енергоефективності та зниження витрат палива судном можливе за рахунок вибору раціонального схемного рішення установки повторного скраплення LNG та застосування LNG як палива.

Встановлено, що при використанні LNG як палива, витрати на реконденсацію зростають із підвищенням температури заборотної води від 350 USD/год при 10 °C до 620 USD/год при 30 °C. При температурі заборотної води близько 14–15 °C витрати на реконденсацію досягають рівня 390–400 USD/год, що відповідає витратам при прямому спалюванні LNG як палива без реконденсації. Подальше підвищення температури призводить до перевищення цього рівня, внаслідок чого реконденсація LNG стає економічно недоцільною.

СКРАПЛЕНИЙ ПРИРОДНИЙ ГАЗ, СУДНОВА СИСТЕМА ПОВТОРНОГО ЗРІДЖЕННЯ, ЦИКЛ БРАЙТОНА, КОМПРЕСОР, ДЕТАНДЕР, ЕКОНОМІЯ ПАЛИВА, ЕНЕРГОЗБЕРЕДЖЕННЯ

ABSTRACT

Master's Thesis entitled: "Analysis of the Feasibility of Natural Gas Recondensation on LNG Carriers": 81 pages, 18 figures, 7 tables, 36 references, 12 presentation slides.

The master's research is aimed at solving a scientific and applied problem related to the reduction of energy consumption and fuel costs in the transportation of liquefied natural gas (LNG) by LNG tankers through the selection of a rational process configuration for LNG re-liquefaction and the use of LNG as fuel.

A scientific hypothesis has been proposed and confirmed, stating that an increase in the energy efficiency of a vessel and a reduction in fuel consumption can be achieved by selecting an optimal process configuration of the LNG re-liquefaction plant and by using LNG as a fuel.

It has been established that when LNG is used as fuel, the costs associated with recondensation increase with rising seawater temperature, from approximately 350 USD/h at 10 °C to 620 USD/h at 30 °C. At a seawater temperature of about 14–15 °C, the recondensation costs reach 390–400 USD/h, which corresponds to the costs of direct LNG combustion as fuel without recondensation. A further increase in seawater temperature leads to an excess of this level, as a result of which LNG recondensation becomes economically infeasible.

LIQUEFIED NATURAL GAS, SHIPBOARD RE-LIQUEFACTION SYSTEM, BRAYTON CYCLE, COMPRESSOR, EXPANDER, FUEL SAVINGS, ENERGY EFFICIENCY.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, аббревіатур і термінів	8
Вступ.....	10
Технологічна карта дослідження.....	14
1 Повторне скраплення природного газу при його транспортуванні суднами-газавозами.....	15
1.1 Особливості транспортування скрапленого природного газу водним транспортом.....	15
1.2 Суднові системи реконденсації природного газу на основі зворотного азотного циклу Брайтона	20
2 Розрахунок і вибір допоміжних систем машинного відділення MV AL RUWAIS	29
2.1 Опис судна прототипу "AL RUWAIS".....	29
2.2 Основні характеристики головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C (Derated).....	31
2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6S70ME-C..	32
2.4 Механізми й пристрої , що обслуговують два головних двигуна MAN B&W 6S70ME-C	33
3 Аналіз термодинамічної ефективності установки реконденсації природного газу при роботі у суднових умовах	44
3.1 Схема та принцип роботи суднової системи реконденсації природного газу.....	44
3.2 Вхідні данні для аналізу	47
3.3 Побудова азотного циклу та визначення його енергетичних характеристик	52
3.4 Побудова метанового циклу та визначення його енергетичних характеристик	58
4 Аналіз енергетичної та економічної доцільності реконденсації природного газу у суднових умовах.....	63

4.1 Визначення витрат енергії на зрідження метану	63
4.2 Визначення витрат суднового палива на зрідження метану на борту суден-газовозів.....	66
4.3 Економічне обґрунтування доцільності запропонованих технічних рішень	68
Висновки	76
Список використаних джерел	78

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

BOG – *Boil-Off Gas* – випарний газ, що утворюється внаслідок випаровування LNG у вантажних танках

BOR – *Boil-Off Rate* – добова інтенсивність випаровування LNG, % від об'єму вантажу за одиницю часу

CGU – *Combustion Gas Unit* – газоспалювальна установка

СІІ – *Carbon Intensity Indicator* – індикатор вуглецевої інтенсивності судна

ECA – *Emission Control Area* – зона контролю викидів

EEDI – *Energy Efficiency Design Index* – індекс енергоефективності проектування судна

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

ESD – *Emergency Shut Down* – система аварійного відключення

GHG – *Greenhouse Gases* – парникові гази

GCU – *Gas Combustion Unit* – газоспалювальна установка

GTT – *Gaztransport & Technigaz* – французька компанія-розробник мембранних LNG-танків

HT – *High Temperature circuit* – високотемпературний контур системи охолодження

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

IGF Code – *International Code of Safety for Ships using Gases or other Low-Flashpoint Fuels* – Міжнародний кодекс безпеки суден, що використовують газове паливо

ІМО – *International Maritime Organization* – Міжнародна морська організація

LNG – *Liquefied Natural Gas* – зріджений природний газ

LT – *Low Temperature circuit* – низькотемпературний контур системи охолодження

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

MEPC – *Marine Environment Protection Committee* – Комітет з охорони морського середовища ІМО

MCR – *Maximum Continuous Rating* – максимальна тривала потужність двигуна

NCR – *Normal Continuous Rating* – номінальна тривала потужність двигуна

RBC – *Reverse Brayton Cycle* – зворотний цикл Брайтона

SEEMP – *Ship Energy Efficiency Management Plan* – план управління енергоефективністю судна

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

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

ГЕУ – головна енергетична установка

ККД – коефіцієнт корисної дії

ККЕЕ – конструкційний коефіцієнт енергетичної ефективності

МОД – малообертовий двотактний двигун

ПГ – парникові гази

СПГ – скраплений природний газ

ВСТУП

Сучасний світовий флот газовозів для транспортування скрапленого природного газу (LNG) перебуває у фазі інтенсивної модернізації, спрямованої на підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок, раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів та зменшення шкідливих викидів у атмосферу. Зростання глобального попиту на природний газ як порівняно «чисте» викопне паливо, розвиток інфраструктури LNG-терміналів та розширення географії перевезень стимулюють експлуатацію великих флотів LNG-танкерів різних типів: Moss-типу, мембранних систем GTT NO96 та Mark III, а також новітніх суден із двопаливними енергетичними установками. За таких умов невід'ємною складовою ефективної роботи газовеоза стає оптимальне поводження з «boil-off gas» (BOG) – природним випаровуванням LNG у вантажних танках, яке виникає внаслідок теплоприпливів у танки з вантажем.

Втрата випарів LNG, їх нераціональне спалювання у газоспалювальних установках (Gas Combustion Unit - GCU) або надмірне використання BOG як палива призводять не лише до економічних збитків, але й до істотного впливу на вуглецевий слід судна. У зв'язку з цим у суднобудуванні активно впроваджуються технології реконденсації природного газу – повернення відпарного газу у рідку фазу шляхом стиснення, охолодження та подачі назад у вантажний танк. Використання систем реконденсації дозволяє мінімізувати втрати корисного вантажу, скоротити кількість спалюваного в GCU газу, стабілізувати тиск у танках та забезпечити більш гнучке управління паливним балансом на судні.

Актуальність дослідження зумовлена низкою чинників. По-перше, на міжнародному рівні дедалі жорсткішими стають вимоги щодо енергоефективності та екологічних показників морського транспорту. Міжнародна морська організація (ІМО) послідовно реалізує політику обмеження викидів парникових газів (GHG) відповідно до Стратегії ІМО-2023 та керівних документів, які встановлюють довгострокову ціль скорочення загальних викидів CO₂ судноплавством на 70 % до 2050 року (у порівнянні з рівнем 2008 року). Регламент MARPOL Annex VI вста-

новлює контроль за викидами NO_x , SO_x та CO_2 , а також визначає вимоги щодо індексів енергоефективності: Energy Efficiency Design Index (EEDI) для нових суден та Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) для флоту, що вже експлуатується. Додатково з 2023 року діє показник Carbon Intensity Indicator (CII), який встановлює конкретні вимоги до річних викидів парникових газів для кожного судна та передбачає систему рейтингування, що безпосередньо впливає на комерційну привабливість та можливість експлуатації судна на міжнародних лініях.

По-друге, LNG-газовози становлять особливий клас суден, експлуатація яких пов'язана з високими тепловими потоками у вантажній системі, складною термодинамікою обробки LNG та необхідністю точного регулювання умов зберігання. В середньому, питомий рівень випаровування BOG становить 0,08–0,15 % об'єму танка на добу для мембранних систем та може бути вищим для сферичних танків типу Moss. За тривалих рейсів або підвищеної інсоляції ці значення зростають. За відсутності системи реконденсації надлишковий BOG спалюється у GCU, що призводить до навантаження на суднову енергетичну систему, зростання витрат палива та збільшення сумарних викидів CO_2 . Натомість реконденсація дозволяє повернути газ у рідку фазу та фактично звести втрати LNG до мінімуму, одночасно скорочуючи викиди парникових газів.

По-третє, відповідно до сучасних тенденцій декарбонізації, енергозбереження та мінімізації експлуатаційних витрат, судновласники активно впроваджують технічні рішення, що зменшують залежність роботи газовеоза від змінних умов BOG-потоків. До таких рішень належать: комплексні системи реконденсації, використання криогенних теплообмінників з високою ефективністю, впровадження двопаливних двигунів з можливістю роботи на газі-вантажі.

Крім того, вимоги класифікаційних товариств, таких як DNV, ABS та Lloyd's Register, встановлюють додаткові стандарти щодо безпеки та ефективності систем поводження з BOG. Зокрема, у документах DNV «Gas Carrier Rules» та керівництвах IGF/IGC Code зазначено, що системи стиснення і реконденсації повинні забезпечувати стабільну роботу вантажних танків, мінімізувати коливання тиску та гарантувати надійну ізоляцію вантажу від зовнішнього середовища.

Таким чином, комплексний аналіз доцільності впровадження систем реконденсації природного газу на LNG-газовозах є важливим науково-практичним завданням. Він дає змогу оцінити не лише теплотехнічну та енергетичну ефективність таких систем, але й їх вплив на сумарний баланс викидів CO₂, відповідність вимогам MARPOL Annex VI, потенціал зниження експлуатаційних витрат і підвищення економічної рентабельності рейсу. Отримані результати мають практичну значущість для проектувальників, експлуатаційного персоналу, судноплавних компаній та фахівців з морської енергетики, оскільки дозволяють обґрунтувати вибір технологічної схеми та режимів роботи вантажних систем LNG-танкерів в умовах чинних міжнародних екологічних регуляцій.

Метою дослідження є аналіз витрат суднового палива на реалізацію процесу повторного зрідження природного газу при його транспортуванні суднами-газовозами та оцінка доцільності реконденсації у порівнянні з використанням вантажу як палива.

Для вирішення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

- Проаналізувати особливості морського транспортування скрапленого природного газу (LNG) та фізико-технічні причини утворення випарного газу (BOG) у вантажних танках LNG-газовозів.

- Розглянути сучасні способи поводження з BOG на суднах-газовозах, зокрема використання BOG як палива, спалювання у газоспалювальних установках та повернення у рідку фазу шляхом реконденсації.

- Виконати огляд і порівняльний аналіз судових систем реконденсації природного газу, що застосовуються на LNG-газовозах, з особливою увагою до установок на основі зворотного азотного циклу Брайтона.

- Дослідити принцип роботи та термодинамічні особливості судової системи реконденсації LNG, що працює за зворотним циклом Брайтона, з аналізом параметрів азотного та метанового контурів.

- Проаналізувати основні технічні характеристики судна-прототипу та його головної енергетичної установки, визначити режимні параметри роботи двигунів та допоміжних систем машинного відділення.

- Визначити годинну витрату палива головної енергетичної установки та кількість теплоти, що виділяється при її роботі, як базу для подальшого енергетичного аналізу.

- Виконати розрахунок питомих витрат енергії на процес повторного зрідження природного газу у суднових умовах з урахуванням рівня випаровування BOG та режимів роботи системи реконденсації.

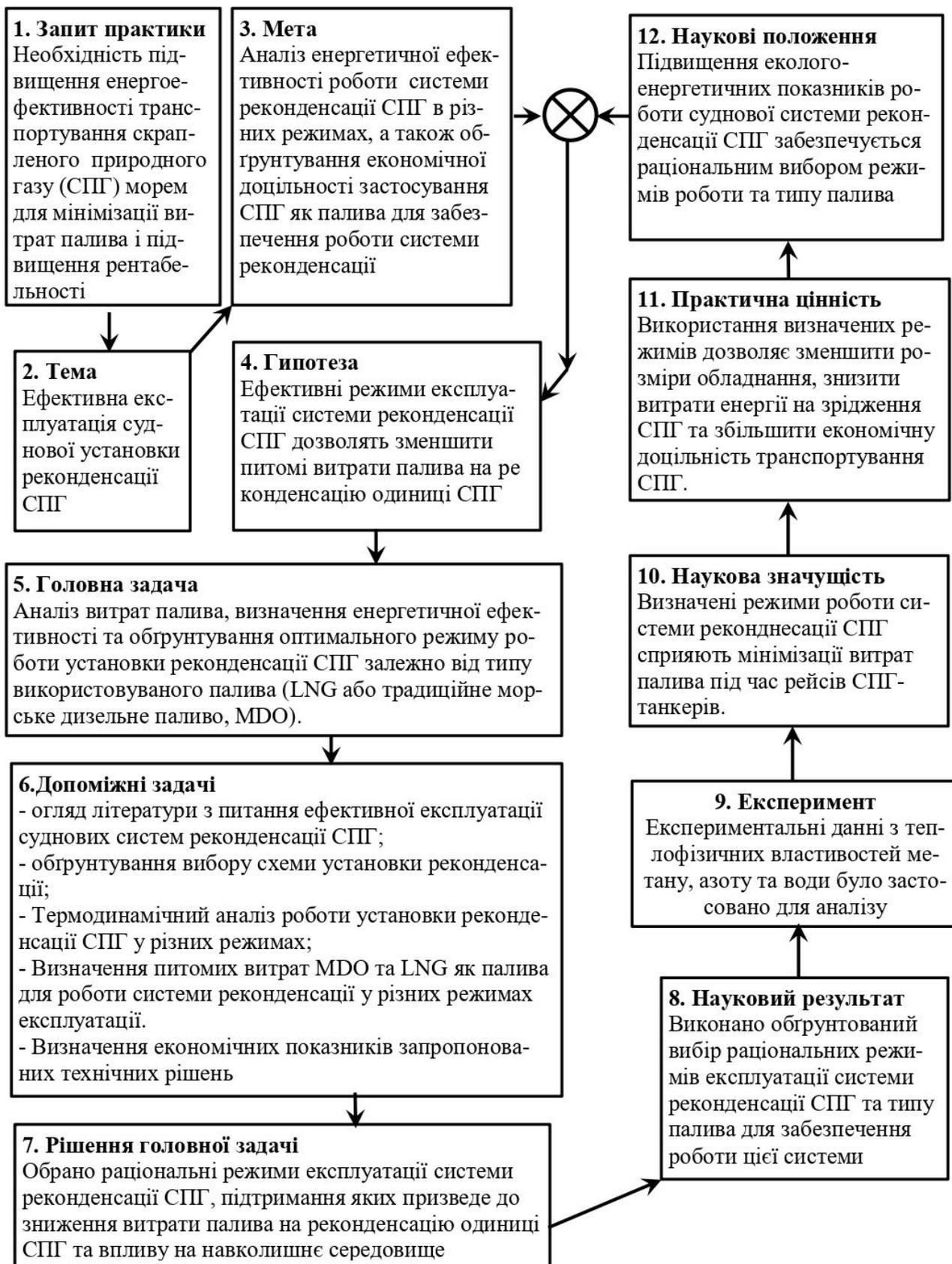
- Оцінити вплив температури заборотної води та експлуатаційних режимів судна на енергетичну ефективність процесу реконденсації природного газу.

- Провести порівняльний аналіз енергетичної доцільності реконденсації BOG та його використання як палива, визначивши граничні умови, за яких реконденсація є або не є доцільною.

- Оцінити економічний ефект від застосування систем реконденсації природного газу.

- Сформулювати практичні висновки та рекомендації щодо вибору режимів роботи суднової системи поводження з BOG для LNG-газовозів.

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ



1 ПОВТОРНЕ СКРАПЛЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ ЙОГО ТРАНСПОРТУВАННІ СУДНАМИ-ГАЗАВОЗАМИ

1.1 Особливості транспортування скрапленого природного газу водним транспортом

Транспортування скрапленого природного газу (СПГ, LNG) морським транспортом є ключовою ланкою глобальної енергетичної інфраструктури, що поєднує регіони видобутку природного газу з основними ринками його споживання. У порівнянні з трубопровідними поставками морські перевезення забезпечують більшу гнучкість маршрутів, можливість швидкої переорієнтації потоків та диверсифікацію постачальників. При цьому LNG-транспорт характеризується специфічними технічними, безпековими та екологічними вимогами, обумовленими кріогенними параметрами вантажу, високою енергоємністю природного газу та необхідністю гарантувати мінімізацію ризиків для екіпажу, судна й довкілля. Сучасна практика експлуатації LNG-газовозів спирається на комплекс міжнародних кодексів і стандартів – насамперед Міжнародний кодекс щодо будівництва та обладнання суден, що перевозять скраплені гази наливом (IGC Code) [1], спеціалізовані посібники з безпечного поводження з зрідженими газами [2, 3] та правила класифікаційних товариств [4, 5].

Фізико-технічні особливості LNG як вантажу

LNG є сумішшю переважно метану з невеликою часткою етану, пропану та інертних компонентів, скрапленою при атмосферному тиску за наднизької температури близько -160 °C. Такий режим забезпечує приблизно 600-кратне зменшення об'єму газу порівняно з його газоподібним станом, що робить морське перевезення економічно доцільним. Водночас кріогенні температури зумовлюють особливі вимоги до матеріалів корпусу та вантажних систем: застосовуються нікелеві сталі, алюміно-нікелеві сплави, а також спеціальні ізоляційні матеріали з низькою теплопровідністю [2, 6].

Особливістю LNG є явище природного випаровування (boil-off gas - BOG),

що виникає внаслідок теплоприпливів через ізоляцію, конструктивні елементи танків, трубопроводи та арматуру. Навіть за використання сучасних мембранних систем ізоляції гарантований добовий рівень випаровування становить порядку 0,07–0,10 % від об'єму танка, залежно від типу вантажної системи [7, 8]. Це означає, що для великого LNG-танкера місткістю 170–180 тис. м³ щоденні обсяги BOG можуть досягати сотень тонн. Такий газ може використовуватися як паливо для головної енергетичної установки, підлягати реконденсації або, у крайньому випадку, спалюватися в газоспалювальних установках, що безпосередньо впливає на енергоефективність рейсу та рівень викидів парникових газів.

Типи LNG-газовозів і вантажних систем

Сучасний флот LNG-газовозів представлений кількома основними типами вантажних систем. Класичним рішенням є сферичні танки типу Moss, що мають самонесучу конструкцію, високий рівень пасивної безпеки та простоту моніторингу механічних напружень, але характеризуються меншою об'ємною ефективністю використання ширини судна. Альтернативою є мембранні системи з плоскими боками танків, які забезпечують кращу інтеграцію об'єму вантажу в геометрію корпусу. Найпоширенішими є системи французької компанії GTT: серії Mark III та NO96, а також їх модернізовані варіанти Mark III Flex, Mark III Flex+ та NO96 Super+ [6–8].

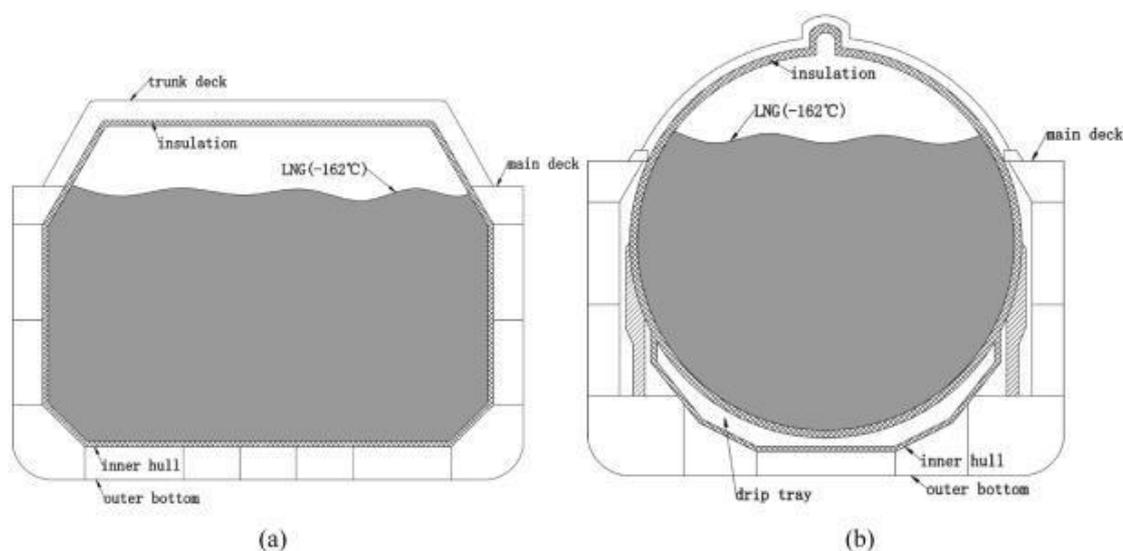


Рисунок 1.1 Поперечні перерізи вантажних танків LNG-газовозів: (а) мембранний тип; (б) сферичний тип Moss

Мембранні системи мають багат шарову ізоляцію, первинну та вторинну мембрани, а також системи інертного газу й азотного захисту, що забезпечують контроль за можливими витокami LNG у простір ізоляції [6, 9]. Розвиток технологій спрямований на зниження теплопередачі та, відповідно, добового випаровування вантажу, що дозволяє або зменшити потужність систем реконденсації, або підвищити долю вантажу, що доходить до порту розвантаження. Нові концепції, такі як LNT A-BOX чи тританкові LNG-газовози з оптимізованою геометрією та зменшеною площею поверхні вантажних танків, додатково підвищують енергоефективність перевезень і спрощують обслуговування [9, 10].

Окрему групу становлять судна з паливними танками типів А, В або С для LNG як бункерного палива. Для них застосовуються власні вимоги IGC та IGF Code, а також правила класифікаційних товариств щодо подвійних бар'єрів, контролю витоків і заходів для зменшення плескання рідини та ударних навантажень у танку [1, 5]. Розвиток таких систем тісно пов'язаний із розгортанням LNG-бункерної інфраструктури та переходом частини флоту на газоподібні палива як інструмент досягнення цілей декарбонізації.

Міжнародно-правове регулювання та стандарти безпеки

Ключовим документом, що регламентує конструкцію та обладнання суден LNG-типу, є IGC Code, який є обов'язковим у рамках Конвенції SOLAS для суден, що перевозять скраплені гази наливом [1]. Кодекс визначає вимоги до типів вантажних танків, меж допустимих напружень, матеріалів, ізоляції, систем інертного газу, вентиляції, газодетекції, аварійного відключення (ESD), а також до планування вантажних і насосних відділень. Додатково застосовуються вимоги MARPOL Annex VI щодо обмеження викидів NO_x , SO_x та CO_2 , а також положення, пов'язані з контролем енергоефективності (EEDI/EEEXI, CII), що стимулюють впровадження енергоощадних технологій на LNG-газовозах.

Важливу роль відіграють галузеві рекомендації SIGTTO, зокрема посібник «Liquefied Gas Handling Principles on Ships and in Terminals» [2, 3]. У них докладно описані принципи безпечного інертирування, газообміну, охолодження системи,

операцій завантаження й розвантаження, а також управління BOG під час рейсу й на стоянці. SIGTTO формує стандарти хороших практик для судновласників, терміналів та навчальних центрів, що доповнюють нормативні вимоги ІМО та класифікаційних товариств [4, 11].

Класифікаційні товариства (DNV, ABS, Lloyd's Register та ін.) розробляють власні правила для газозовів, які деталізують вимоги до вантажних систем, контурів безпеки, конструкцій проти плескання рідини, протипожежної безпеки та живлення від аварійних джерел [5, 12]. Такі правила враховують досвід експлуатації та результати досліджень теплових, міцнісних і динамічних навантажень на мембранні й сферичні системи [6].

Операційні аспекти транспортування LNG

Особливості операцій з LNG обумовлені необхідністю підтримання криогенного температурного режиму та контрольованого тиску в танках протягом усього логістичного циклу. Перед завантаженням судна виконують інертизація та просушування вантажних танків, газообмін із азотом або інертним газом, а далі – поступове охолодження (cool-down) до температур, близьких до робочих, щоб уникнути надмірних термічних напружень у конструкції [2, 3]. Процеси завантаження здійснюють при суворому контролі швидкості подачі LNG, тиску й температури, з використанням систем автоматизованого керування та двосторонніх протоколів «ship–shore interface», узгоджених між судном і терміналом.

У процесі рейсу ключовим завданням є управління BOG. Залежно від типу головної енергетичної установки LNG-газовоза можливі різні стратегічні рішення:

- використання BOG як основного палива для двопаливних двигунів ME-GI, X-DF або газових турбін;
- часткова реконденсація надлишкового BOG з поверненням у вантажну систему;
- спалювання надлишків у газоспалювальній установці при обмеженій можливості використання газу як палива (наприклад, при низькому навантаженні або судових операціях у порту) [12].

Практика показує, що оптимальне поєднання використання BOG як палива і реконденсації дозволяє мінімізувати втрати енергії й обсяг викидів CO₂, водночас забезпечуючи стабільний тиск у вантажних танках. Сучасні дослідження зосереджені на оптимізації алгоритмів керування BOG з урахуванням зміни навантаження ГЕУ, тривалості рейсу, характеристик вантажної системи та вимог до вуглецевої інтенсивності рейсу [12, 13].

На етапі розвантаження важливими є контроль температури й тиску в системі, запобігання гідравлічним ударам, а також підтримання безпечної концентрації парів у робочих зонах. Для мембранних систем критичним є також контроль концентрацій газу в просторах ізоляції і стабільна робота систем азотного захисту [9].

Технічні та екологічні виклики морського транспорту LNG

До основних технічних викликів транспортування LNG належать:

- забезпечення довготривалої цілісності вантажних танків при циклічних термічних і механічних навантаженнях;
- мінімізація boil-off за рахунок удосконалення ізоляції й геометрії танків;
- боротьба з явищами плескання при частковому заповненні танків, особливо в умовах хвилювання;
- інтеграція вантажних систем із енергетичною установкою судна для оптимального використання теплових потоків і BOG [4–6, 9].

З екологічної точки зору LNG-транспорт розглядається як елемент ширшого ланцюга «well-to-wake» викидів – викидів «від джерела до вихлопу». Хоча згорання природного газу супроводжується нижчими викидами CO₂ і майже повною відсутністю SO_x порівняно із традиційними судновими палива, необхідно враховувати викиди метану й інші парникових газів по всьому ланцюгу постачання [13, 14]. Сучасні регуляторні ініціативи в ЄС та на рівні ІМО ведуть до поступового впровадження вимог щодо контролю викидів метану й вуглецевої інтенсивності LNG-ланцюгів, що безпосередньо впливає на вимоги до LNG-газовозів, їхніх вантажних і енергетичних систем [15].

Тренди розвитку включають проєктування газозовів більшої місткості (≈174 тис. м³ як «стандартний» розмір), впровадження нових варіантів мембранних та

незалежних танків систем із зменшеним відсотку добового випаровування вантажу (BOR), оптимізованих за масою і площею поверхні, а також ширше застосування двопаливних двигунів з високим ККД. Компанії GTT, DNV, Bureau Veritas та інші активно презентують нові концепції тританкових LNG-газовозів і вдосконалені ізоляційні рішення (Mark III Flex, Flex+, NO96 Super+), орієнтовані на зниження експлуатаційних витрат та відповідність майбутнім екологічним стандартам [7–8, 16, 17].

1.2 Суднові системи реконденсації природного газу на основі зворотного азотного циклу Брайтона

1.2.1 Принцип роботи суднової системи реконденсації природного газу на основі зворотного азотного циклу Брайтона

Одним із найбільш розповсюджених технічних рішень для мінімізації втрат вантажу є *суднові системи реконденсації BOG*, які повертають випаруваний газ у рідку фазу та подають назад у вантажні танки. Для цього на борту встановлюється холодильна установка, здатна забезпечити відвід теплоти від BOG до рівня температур скраплення LNG (~ -160 °C), при робочих тисках кількох бар. Серед різних схем особливе місце займають системи на основі *зворотного азотного циклу Брайтона*, що використовують азот як робоче тіло [18-21].

Азотні системи стали «галузевим стандартом» для великих LNG-газовозів типів Q-Flex і Q-Max, а також для сучасних газозовів місткістю 170–180 тис. м³ завдяки поєднанню безпечності (азот - інертний холодильний агент), конструктивної простоти та достатньої термодинамічної ефективності в умовах суднової експлуатації [20, 21, 22].

Азотний зворотний цикл Брайтона є газовим холодильним (кріогенним) циклом, у якому азот циркулює в замкненому контурі та послідовно проходить стадії стиснення, охолодження, розширення з виробленням холоду та подальшого підігріву до початкового стану. На відміну від традиційного прямого циклу Брайтона

(газова турбіна), де корисним результатом є механічна або електрична енергія, у зворотному циклі корисним «продуктом» є вироблення холоду, тобто відвід теплоти від охолоджуваного середовища (BOG).

У спрощеному вигляді процес можна описати такими основними стадіями [18, 19] – рис. 1.1:

- процес 1-2 - ізоентропне (у ідеальному випадку) стиснення азоту в компресорі до високого тиску (порядку 20–30 бар) із зростанням температури;

- процес 2-3 – ізобарне охолодження стисненого азоту у проміжних охолоджувачах (водою)

- процес 3-4 – ізобарне охолодження стисненого азоту в основному теплообміннику за рахунок теплообміну з відпрацьованим холодним азотом, що повертається з турбіни-детандера;

- процес 4-5 – ізотропне (у ідеальному випадку) розширення азоту у детандері, внаслідок чого температура азоту зменшується до криогенних рівнів (зазвичай нижче $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$). Частина потужності детандера може перетворюватися в електричну енергію або механічно повертатися на вал компресора (компандерні схеми);

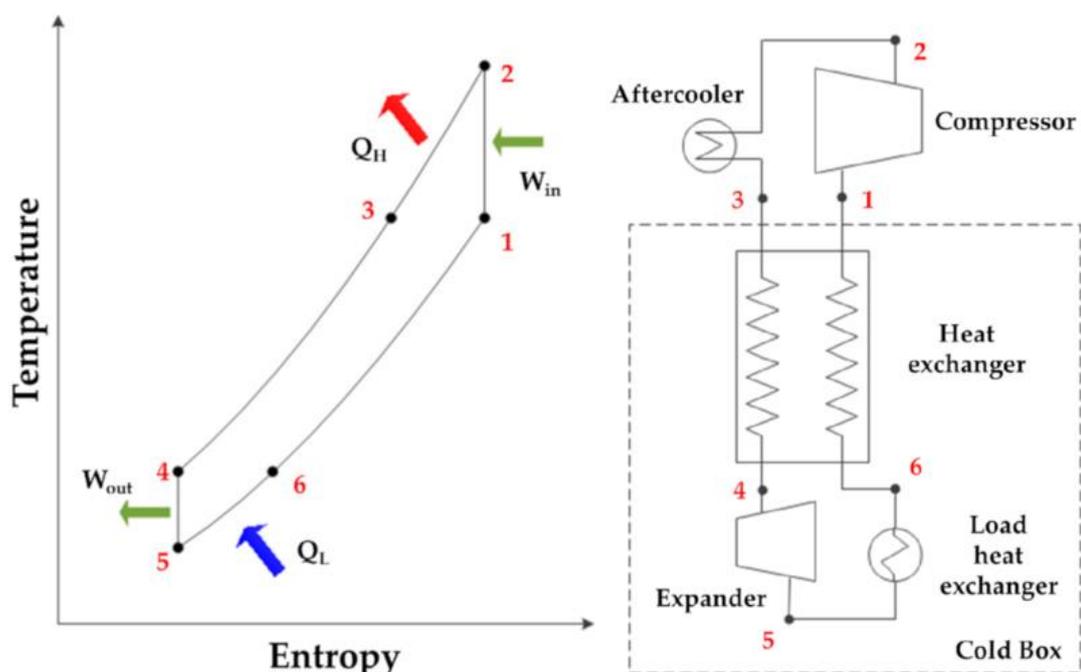


Рисунок 1.1 – T-s діаграма зворотного циклу Брайтона з рекуперацією теплоти для азотної суднової системи реконденсації природного газу [18]

- процес 5-6 – відбір холоду в головному теплообміннику – холодний азот відбирає теплоту від потоку попередньо стисненого BOG, конденсуючи природний газ і перетворюючи його в рідку фазу.

- процес 6-1 – підігрів азоту до початкової температури в процесі теплообміну та подача у компресор.

Термодинамічний аналіз показує, що ефективність азотного циклу значною мірою залежить від ступеня стискання, температурних рівнів після охолоджувачів, ефективності теплообмінників та коефіцієнта рекуперації в контурі [18, 19]. Роботи [18, 19] демонструють, що належний вибір тисків та температур у вузлових точках циклу дозволяє мінімізувати питому споживану потужність (кВт/т BOG) при збереженні повної реконденсації BOG.

На рис. 1.2 схематично показано замкнений азотний контур з компресорами, повітряними/водяними охолоджувачами, турбіною-детандером і головним теплообмінником, де азот відбирає теплоту від BOG (схема на основі промислових рішень Wärtsilä Compact Reliq) [22, 23].

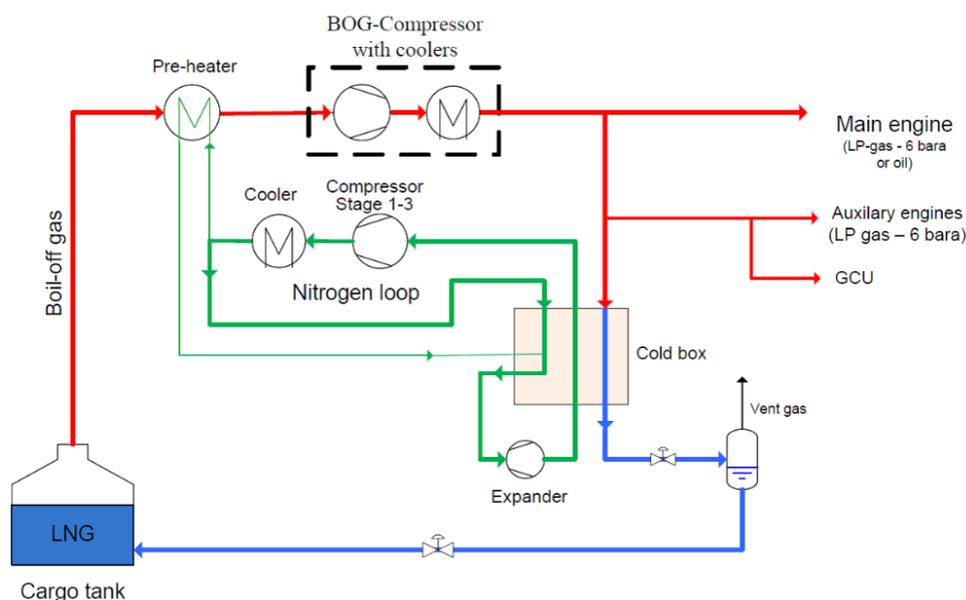


Рисунок 1.2 – Схема суднової системи реконденсації LNG на основі замкненого азотного зворотного циклу Брайтона (на прикладі установки Compact Reliq компанії Wärtsilä) [22, 23]

Типова схема суднової системи реконденсації на основі азотного циклу

Суднова система реконденсації BOG на основі азотного RBC конструктивно

поділяється на два основних контури (рис. 1.3) [20, 22–24].

Контур обробки BOG (метановий контур) складається з наступних елементів:

- BOG, що виходить із вантажної магістралі або танків, надходить до компресора BOG (часто – двоступеневого) і стискується до тиску зазвичай 8–16 бар;

- Після проміжного охолодження стиснений BOG подається до холодного блоку – головного кріогенного теплообмінника (cold box), де контактує через теплообмінну поверхню із холодним азотом;

- У теплообміннику BOG охолоджується до температури нижче точки скраплення; рідка фракція LNG відділяється в реконденсацийній ємності або в нижній частині холодного блоку;

- Зріджений LNG повертається в вантажні танки через лінію повернення, часто за допомогою насоса реконденсату, тоді як невелика частка неконденсованих газів (інертні гази, N_2 , що містяться у LNG) може відводитися до GCU на спалювання або паливної системи.

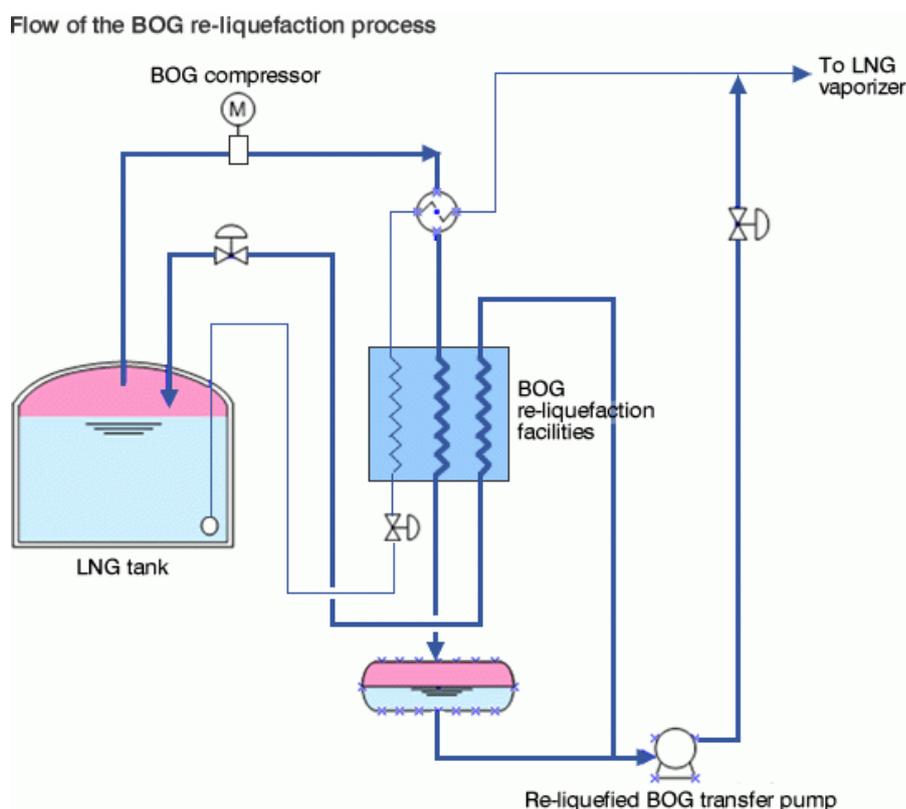


Рисунок 1.3 – Узагальнена схема процесу реконденсації BOG: компресор BOG, блок реконденсації та насос повернення реконденсату у вантажні танки [20, 24].

Азотний холодильний контур складається з наступних елементів:

- Азот стискується в компресорах, охолоджується в проміжних охолоджувачах, далі надходить у теплообмінник-рекуператор, де віддає теплоту відпрацьованому холодному азоту.

- Після цього азот розширюється в детандері, утворюючи холодний потік, який через холодні секції теплообмінника відбирає теплоту від BOG та від «теплого» азоту.

- Підігрітий відпрацьований азот знову спрямовується до компресорів, цикл замикається.

Комерційні рішення, такі як Wärtsilä Compact Reliq™, реалізують вищезазначену схему у вигляді компактного модульного блоку, який постачається на верф у вигляді одного або двох модулів із мінімальною кількістю підключень (електроживлення, охолоджувальна вода, лінії BOG та LNG) [22, 23]. Холодний блок і азотний контур виконуються в окремому машинному відділенні або в надбудові на головній палубі, при цьому вся система інтегрується з автоматизованою системою керування вантажною установкою.

Для оцінки масштабу за температурним рівнем двох циклів (азотного та метанового) на рис. 1.5 наведено порівняння T-s діаграм азоту та метану. Зображення зміни параметрів робочого тіла замкненого циклу (азоту) та газу, який ре конденсується у розімкненому циклі (метану) наведено на рис. 1.4.

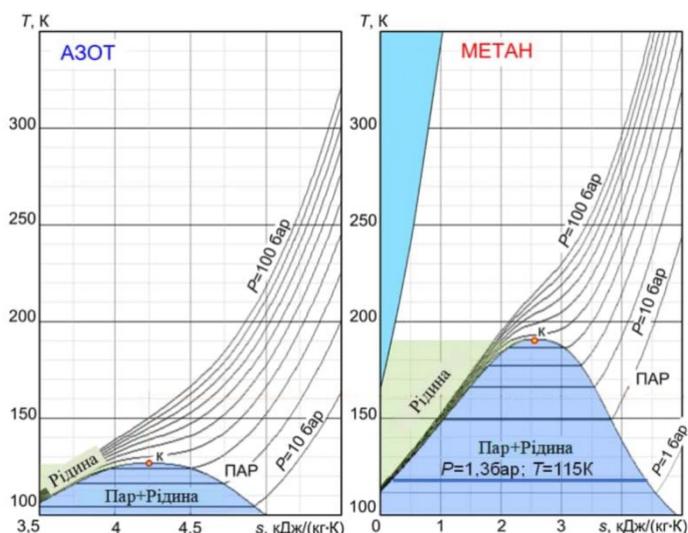


Рисунок 1.4 T-s діаграми азоту та метану (базового компонента природного газу)

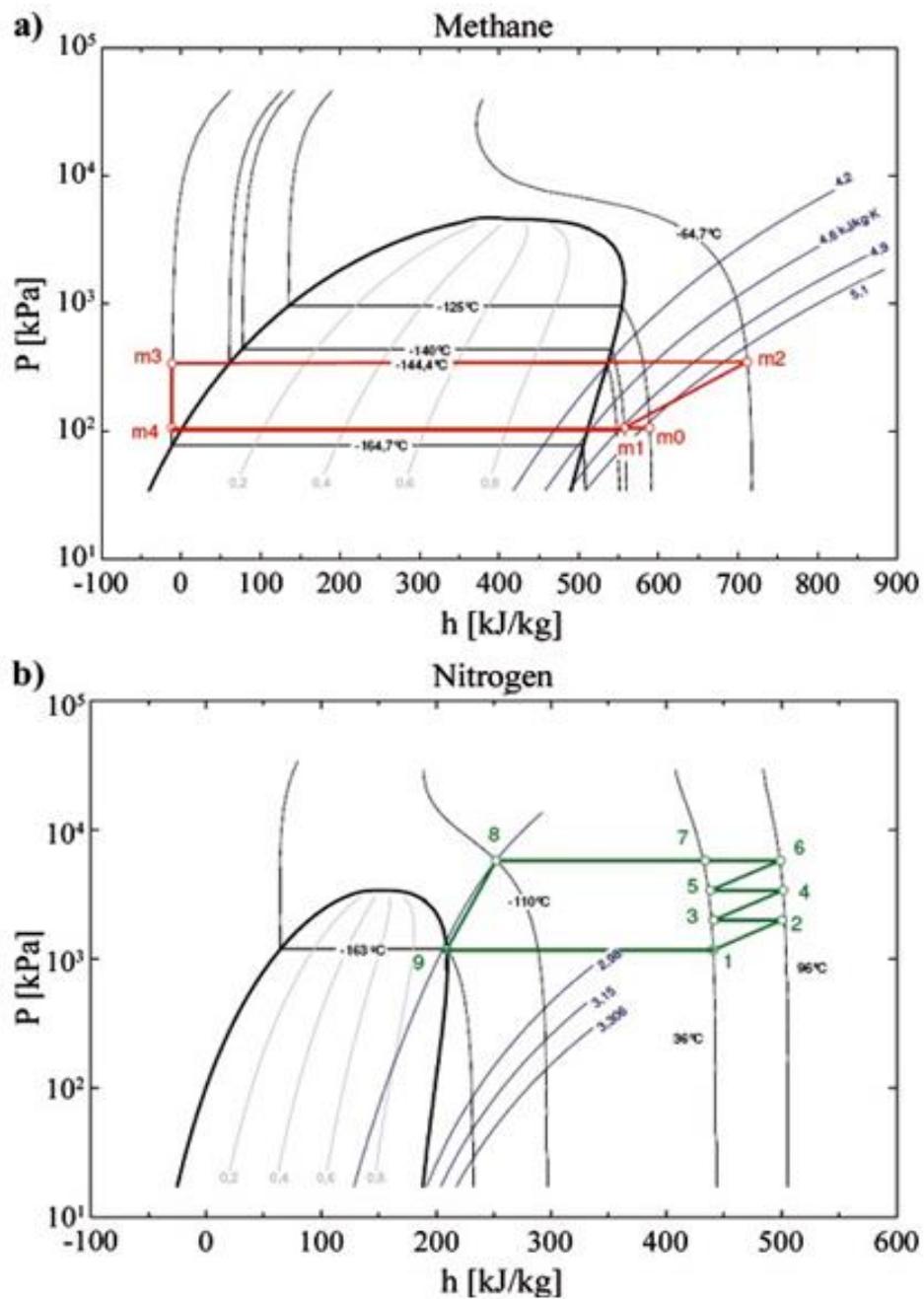


Рисунок 1.5 р- h діаграма циклу зрідження BOG (а) та р- h діаграма циклу Брайтона (б)

1.2.2 Призначення та переваги системи реконденсації на основі азотного циклу Брайтона

Суднові азотні системи реконденсації повинні забезпечувати:

- повну або часткову реконденсацію BOG при заданому номінальному BOR (наприклад, 0,14 % випаровування від об'єму танків на добу для проекту з 3 т/год

реконденсації BOG) [20, 23];

- стабільний тиск у вантажних танках без необхідності частого скидання газу на спалювання у GCU;

- гнучкість режимів – можливість роботи на частковому навантаженні, у баласті, при відключенні частини вантажних танків тощо;

- мінімальний вплив на розподіл електричних навантажень між судовими генераторами.

У практичних рішеннях, наприклад, Wärtsilä Compact Reliq™ передбачаються динамічні моделі й системи керування, що дозволяють змінювати частоту обертання азотних компресорів і навантаження детандера відповідно до поточної витрати BOR і доступної електричної потужності [22, 23]. Такий підхід зменшує надлишкові втрати й покращує інтеграцію з енергосистемою судна.

До ключових *переваг азотних систем реконденсації* належать [18-20, 22-24, 26]:

- Високий рівень безпеки: робоче тіло – азот, хімічно інертний та негорючий газ, що спрощує вимоги до вибухозахисту.

- Простота й надійність: цикл складається з газодинамічних машин (компресори, детандери) і теплообмінників без фазових переходів у холодильному контурі; відсутність складних сумішей холодоагентів здешевлює обслуговування.

- Гнучкість експлуатації: можливість роботи в широкому діапазоні навантажень без ризику замерзання складових суміші, як у випадку зі змішаними холодоагентами.

- Добра масштабованість: системи легко адаптуються для різних розмірів суден – від LNG-бункерних суден до великих газозовів Q-Max [20, 22, 23].

Водночас існують і обмеження:

- Нижчий термодинамічний ККД, ніж у систем із змішаним холодоагентом, що зумовлює вищу питому витрату електроенергії на одиницю скрапленого газу [18–20].

- Високі вимоги до ефективності теплообмінників (особливо холодного блоку), оскільки вся холодопродуктивність базується на газовому циклі з відносно

невеликою щільністю теплових потоків.

- Необхідність точного налаштування режимів, щоб уникнути перевищення тиску в азотному контурі та забезпечити достатню холодопродуктивність при зміні BOR і температур навколишнього середовища [18, 19, 21, 26].

Порівняльні дослідження показують, що за умови правильного проектування й оптимізації азотні системи реконденсації здатні забезпечити високий рівень повернення вантажу та суттєве зниження сумарних викидів CO₂ та CH₄ впродовж життєвого циклу рейсу [21, 25, 27].

1.2.3 Термодинамічні особливості роботи азотного контуру та особливості інтеграції з судновою енергетичною установкою та вантажною системою

Детальний аналіз показує, що основним критерієм ефективності суднової системи реконденсації є питома витрата електричної потужності на тонну реконденсованого VOG та відповідно зниження сумарних викидів CO₂ за рахунок економії палива в допоміжних генераторах [18, 21, 25].

У роботі [19] показано, що оптимізація тисків у точках після компресора й перед детандером, а також підвищення ефективності рекуперації теплоти в азотному контурі можуть зменшити питомі енергетичні витрати на 10–20 % порівняно з базовою схемою. В роботі [26] дослідили вплив температури навколишнього середовища, ступеня стискання й коефіцієнта теплопередачі в головному теплообміннику на загальний коефіцієнт холодопродуктивності системи.

Сучасні роботи [21] та [27] зосереджені на мультикритеріальній оптимізації (аналізуються енергетичні, ексергетичні та економічні показники) та розробці алгоритмів керування, які дозволяють адаптувати режим роботи азотного циклу до змінного складу та витрати BOR, температури заборотної води та режиму роботи енергетичної установки. Це особливо важливо в умовах нових вимог до вуглецевої інтенсивності рейсу (СІІ) та інтеграції VOG-систем із двопаливними ДВЗ двотактного типу.

Вибір схеми використання BOG (тільки як паливо, тільки реконденсація або комбінований варіант) залежить від типу головної енергетичної установки, експлуатаційного профілю та комерційних пріоритетів судновласника [20, 22].

На судах із традиційною паротурбінною установкою реконденсація BOG дозволяє максимально збільшити кількість LNG, що доходить до порту призначення, використовуючи для роботи переважно мазут або інше паливо. У разі встановлення двопаливних двотактних ДВЗ (серії ME-GI, X-DF) часто застосовується комбінована стратегія: частина BOG використовується як паливо, а надлишок (особливо у баластних переходах або при низьких швидкостях) – реконденсується [20, 22, 25].

2 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ MV AL RUWAIS

Усі наведені у цьому розділі розрахунки виконані відповідно до Правил класифікації та побудови морських суден Українського Регістру Мореплавства [28].

Вихідні дані для розрахунків приймаються відповідно інформації для судна-прототипу MV AL RUWAIS, та головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C, наведеної у розділах 2.1 та 2.2.

2.1 Опис судна прототипу "AL RUWAIS"

Основні характеристики судна танкера "AL RUWAIS", призначеного для транспортування скрапленого природного газу наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні характеристики судна "AL RUWAIS"

VESSEL'S NAME	"AL RUWAIS"
Type	LNG CARRIER, 2G TYPE
Registered Owner	NEPTANK SCHIFFSBETRIEBSGESELLSCHAFT mbH & Co. TS "ALEXANDRA" KG
Registered Owner Address	Am Sandtorkai 62, Dock 4, 20457 Hamburg, Germany
Operator	PRONAV Ship Management GmbH & Co. KG Vorsetzen 54, 20459, Hamburg, Germany. Tel.: (49) 40-378 6600 Fax: (49) 40-378 660 99
Flag	BAHAMAS
Port of Registry	NASSAU
Official No.	8001374
Call Sign	C6WF4
IMO No.	9337951
MMSI No	3099004000
INMARSAT-C No.1 Mobile	430990441
INMARSAT-C No.2 Mobile	430990412

Продовження таблиці 2.1

IRIDIUM	+88 1644140580
V-SAT PHONE - MASTER	+47 23674377
V-SAT PHONE - (BRIDGE)	+47 23674376
E-MAIL	master.alruwais@fleet.pronav.com
Date delivered	OCTOBER 2007
CLASSIFICATION	Lloyd's Register, +100A1, "Liquefied Gas Tanker, Ship Type 2G, Methane in Membrane tanks, Maximum Vapour Pressure 0.25 bar, Minimum Temperature -163 °C"
Builder	DAEWOO SHIPBUILDING & MARINE ENGINEERING Co, Ltd
Classification Society	Lloyd's Register of Shipping
GRT	137535
NRT	44086
SUEZ GRT	139524,56
SUEZ NRT	121667,12
Length Overall	315,00 m
Length between perpendiculars	303,00 m
Breadth	50,00 m
Moulded depth	27,00 m
Mast to Keel	63,91 m
Air Draught BALLAST / LADEN	54.505 m / 51.905 m
Distance From Keel to Bridge Deck	44.8 m
Fresh Water Allowance	301 mm
Light Ship	42778,8 tons

FREEBOARD AT FREEBOARD DECK & DEADWEIGHT

Item	Freeboard (m)	Draft (m)	Displacement (tons)	Deadweight (tons)
TROPICAL FRESH	7.748	14.205	168391.1	125612.3
FRESH	8.031	13.922	166403.1	121624.3
TROPICAL	8.049	13.904	164871.8	125693.0

SUMMER	8.332	13.621	166407.9	121823.1
WINTER	8.615	13.338	160745.8	117967.0

Cargo Tanks Capacity (100%)	210100 m ³
Main Engine Ship's power has been limited to 10194 kW with overridable shaft power limitation to comply with the EEXI requirements and use of a power reserve	TYPE B&W 6S70ME-C × 2 sets (Derated); MCR: 16550 kW × 87 RPM each / NCR: 14070 kW × 82.4 RPM each; Max Power (EEXI limit kW): 10194 kW × 74.0 RPM each

2.2 Основні характеристики головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C (Derated)

На судні-газовозі встановлено два головні малооборотні двотактні дизельні двигуни типу MAN B&W 6S70ME-C у виконанні derated (знижена потужність). Двигуни призначені для пропульсивної установки судна та забезпечують високий ККД, зниження витрати палива та відповідність екологічним нормам ІМО. Потужність двигуна обмежена до 10194 кВт із можливістю тимчасового перевищення цього обмеження шляхом скасування ліміту потужності на валу для виконання вимог EEXI та використання резерву потужності

Таблиця 2.2 Загальні характеристики двигуна MAN B&W 6S70ME-C (Derated)

Параметр	Значення
Тип двигуна	Двотактний, малооборотний, крейцкопфний, електронно-керований (ME)
Модель	MAN B&W 6S70ME-C
Кількість	2 комплекти
Призначення	Головний судновий двигун LNG-танкера
Тип палива	HFO / MGO
Система впорскування	Електронна (ME)

Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра	700 мм
Хід поршня	2800 мм
Максимальний тривалий режим (MCR — Maximum Continuous Rating)	16550 kW × 87 RPM
Споживання палива на MCR	170 г/кВт·год
Нормальний режим (NCR — Normal Continuous Rating)	14070 kW × 82.4 RPM
Споживання палива на NCR	162 г/кВт·год
Потужність двигуна обмежена із можливістю тимчасового перевищення цього обмеження шляхом скасування ліміту потужності на валу для виконання вимог EEXI та використання резерву потужності	Max Power (EEXI limit kW): 10194 kW × 74.0 RPM
Система охолодження	
НТ контур	80–92 °C
ЛТ контур	32–38 °C
Забортна вода	20–32 °C
Теплові навантаження (1 двигун)	
Вихлопні гази	9–10 МВт
НТ контур	2.5–3.0 МВт
ЛТ контур	1.0–1.3 МВт
Масо-габаритні показники (1 двигун)	
Маса суха	≈500 т
Довжина	≈14 м
Висота	≈13 м
Ширина	≈6 м

2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6S70ME-C

Годинна витрата палива

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

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

ΣN_e – сумарна ефективна потужність головних двигунів, кВт .

Годинна витрата палива для одного двигуна (далі потрібно враховувати, що на судні встановлено два однакових двигуна)

$$Q_e = 0.162 \cdot 10194 = 1651,4 \text{ кг/год.}$$

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 6S70ME-C приймаємо $Q_n = 41200 \text{ кДж/кг.}$

$$q = 1651,4 \cdot 41200 = 6803883 \text{ кДж/кг,}$$

2.4 Механізми й пристрої , що обслуговують два головних двигуна MAN B&W 6S70ME-C

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 перекачування його на берег чи інше судно.

Дизель MAN B&W 6S70ME-C призначений для роботи на важких сортах палива, при використуванні яких судові 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 AL RUWAIS 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 6S70ME-C. 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 двигун а MAN B&W 6S70ME-C упродовж часу $\tau_1 = 24$ год.

$$V_{em} = (Q_e \cdot \tau_1) / \rho_m$$

$$V_{em} = (1651,4 \cdot 24) / 960 = 41,3 \text{ м}^3,$$

де ρ_m – густина палива, кг/ м³.

Приймаємо для важкого палива $\rho_m = 960$ кг/м³.

Об'єм кожної з двох відстійно-витратних цистерн дизельного палива приймаємо рівним 80 % від об'єму витратних двох цистерн важкого палива тобто 33,0 м³.

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

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

$$Q_c = 41,3 / 12 = 3,44 \text{ м}^3/\text{год}$$

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 $V_3 = 500$ м³.

$$Q_{nn} \geq V_3 / \tau_{відк}$$

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

$$Q_{nn} \geq V_{em} / \tau_2 .$$

$$Q_{nn} \geq 41,3 / 6 \geq 6,88 \text{ м}^3/\text{год},$$

де Q_{nn} – подача паливоперекачувального насоса, м³/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, м³/год;

p – тиск, який створює насос, МПа;

η – КПД насоса.

Для гвинтового насоса η 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:

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

$$Q_{nn} = (3 \cdot 1651,4) / 960 = 5,16 \text{ м}^3/\text{год}$$

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

p_{nn} – тиск, що розвиває насос для двигунів MAN B&W 6S70ME-C приймається від 0,25 до 0,50 МПа. Приймаємо $H_{nn} = 0,30$ МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливопідкачувального насоса визначається з формули:

$$P = (5,16 \cdot 0,30) / (3,6 \cdot 0,8) = 0,537 \text{ кВт}$$

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:

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

$$q_m = 5,16 \cdot 960 \cdot 1,8 \cdot (353 - 310) = 383410 \text{ кДж/год,}$$

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:

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

$$A_m = 383410 / (1000 \cdot 68,5) = 5,60 \text{ м}^2,$$

де k_m – коефіцієнт теплопередачі, можна прийняти 1000 кДж/(м²·год·К).

ΔT_m - температурний напір у теплообміннику.

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

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

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

Підігрівач обираємо за його площею теплообмінної поверхні.

2.4.2 Масляна система двигуна MAN B&W 6S70ME-C

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.

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

де $\tau_{зд}$ – тривалість роботи головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C в розрахунковому рейсі, год. Приймаємо з прототипу $\tau_{зд} = 1200$ год.

ρ_m – густина масла, яка дорівнює 867 кг/м³.

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$V_{м.з.} = 1,2 \cdot 0,0002 \cdot 10194 \cdot 1200 \cdot 2/867 = 6,77 \text{ м}^3,$$

$V_{м.з.}$ з 20 % запасом на рейс дорівнює 6,8 м³.

Об'єм цистерн запас у циліндрового масла:

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

де $b_{цм}$ – питома витрата циліндрового масла, що залежить від типу двигуна, для МОД MAN B&W 6S70ME-C: від $0,4 \cdot 10^{-3}$ до $0,7 \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт.год). Приймаємо $b_{цм} = 0,0005$ кг/(кВт.год).

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$V_{ц.з} = 0,0005 \cdot 10194 \cdot 1200 \cdot 2/867 = 14,1 \text{ м}^3.$$

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;

ΔT_m – різниця температур масла на виході й вході у двигун MAN B&W 6S70ME-C можна прийняти 8 К.

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

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$q_{тр} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 0,43 \cdot 10194 \cdot (1 - 0,96) \cdot 2 / 0,96 = 2630052 \text{ кДж/год.}$$

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

η_m – механічний ККД головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C. дорівнює: $\eta_m = 0,96$.

$$q_n = a_n \cdot q$$

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$q_n = 0,05 \cdot 6803883 \cdot 2 = 680388 \text{ кДж/год.}$$

де a_n – частина теплоти, що передається від поршня до масла для МОД MAN

В&W 6S70ME-C, від 0,04 до 0,06. Приймаємо $a_n = 0,05$.

$$Q_{м.н} = (2630052 + 680388) / (3,0 \cdot 867 \cdot 8) = 159,1 \text{ м}^3/\text{год},$$

Споживна потужність двигуна привода циркуляційного масляного насосу ви-
значається з формули:

$$P = (159,1 \cdot 0,25) / (3,6 \cdot 0,85) = 13,0 \text{ кВт}$$

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:

$$V_{мс} = Q_{мс} / z.$$

$$V_{мс} = 159,1 / 10 = 15,91 \text{ м}^3,$$

де z – кратність циркуляції, год⁻¹ при наддуві вище ніж 40 % $z = 10$.

Об`єм стічної цистерни

$$V_{ц} = r \cdot V_{мс}$$

$$V_{ц} = 1,25 \cdot 15,91 = 19,9 \text{ м}^3,$$

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

Масляний сепаратор

Подача масляного сепаратора

$$Q_{м.с} = V_{мс} / \tau_{см}$$

$$Q_{м.с} = 159,1 / 8 = 19,9 \text{ м}^3/\text{год},$$

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

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

Обираємо сепаратор масла за подачею, а також встановлюємо один резерв-
ний того ж типу.

Поверхня охолодження маслоохолоджувача:

$$A_m = \frac{q_{mp} + q_n}{k_m \cdot \Delta T_m}, \text{ м}^2,$$

$$A_m = (2630052 + 680388) / (1000 \cdot 12) = 275,9 \text{ м}^2,$$

де ΔT_m - різниця середньої температури масла й забортної води в охолоджувачі, К

$(\Delta T_m = 12 \text{ K});$

k_m – 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 $k_m = 1000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$.

Встановлюємо два охолоджувача, площа поверхні кожного становить 60 % від загальної тобто 170 м^2 .

Маслоперекачувальний насос

Подача маслоперекачувального насосу повинна бути достатньою для подачі масла із цистерн основного запасу до циркуляційної систему в продовж τ_m від 0,5 до 1 години:

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

$$Q_{m.n} = 14,27 / 1 = 14,27 \text{ м}^3/\text{год}.$$

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

Номінальна потужність привода маслоперекачувального насосу дорівнює:

$$P = (14,27 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,8) = 1,0 \text{ кВт}.$$

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 6S70ME-C

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_u , теплота, що передається від поршнів q_n , та теплота наддувного повітря q_n .

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

$$q_u = a_u \cdot q ;$$

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$q_u = 0,11 \cdot 6803883 \cdot 2 = 14968547 \text{ кДж}/\text{год};$$

де a_u – частина, тепла що передається через втулки й кришки; величина a_u змінюється від 0,1 до 0,14 для МОД.

Подача насоса води прісного контуру:

$$Q_{n.г} = \frac{q_u}{c_{n.г} \cdot \rho_{n.г} \cdot \Delta T_{n.г}}$$

$$Q_{n.г} = 14968547 / (4,2 \cdot 10 \cdot 1000) = 35,6 \text{ м}^3 / \text{год},$$

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

$\rho_{n.г}$ – густина прісної води, як дорівнює приблизно 1000 кг/м³;

$\Delta T_{n.г}$ – різниця температур прісної води на вході та виході з двигуна MAN B&W 6S70ME-C, яка зазвичай знаходиться в інтервалі від 6 до 10 К.

Номінальна потужність привода насоса води прісного контуру:

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

$$P = (35,6 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,9) = 3,3 \text{ кВт}.$$

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

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

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

Подача насосу забортної води визначаємо за формулою:

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

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

$\rho_{з.г}$ – густина забортної води, приймається 1025 кг/м³;

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

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

$$q_n = a_n \cdot q,$$

$$q_n = 0,04 \cdot 6803883 \cdot 2 = 544310 \text{ кДж/год},$$

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

$$q_n = a_n \cdot q,$$

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$q_n = 0,05 \cdot 6803883 \cdot 2 = 680388 \text{ кДж/год},$$

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

Приймаємо при $p_s = 0,3$ МПа значення $a_n = 0,05$.

$$Q_{з.в} = (14968547 + 2630052 + (0,6 \cdot 544310) + 680388) / (4,2 \cdot 11 \cdot 1025) = 393 \text{ м}^3/\text{год}.$$

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

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

З урахуванням того, що встановлено два двигуна

$$\frac{Q_{з.в}}{N_e} = 159,4 / (10194 \cdot 2) = 0,0358.$$

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

Номинальна потужність привода насосу заборотної води:

$$P = (245,3 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,9) = 15,1 \text{ кВт}$$

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

Приймаємо $p_{зв} = 0,2$ МПа;

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

Водоохолоджувач

Поверхня водоохолоджувача винаходиться за формулою:

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

$$A_{охл} = 14968547 / (5000 \cdot 15) = 199,6 \text{ м}^2.$$

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

$k_{ц}$ – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо 5000 кДж/(м²·год·К).

За площиною поверхні приймаємо водоохолоджувач.

$$\Delta T_{в} = T_{пв} - T_{зв}, \text{ К}.$$

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

Приймаємо $T_{ne} = 320$ К.

T_{ze} – температура забортної води, приймається $T_{ze} = 305$ К.

$\Delta T_e = 320 \dots 305 = 15$ К.

2.4.4 Система стисненого повітря

Система забезпечує стисненням повітрям питомого тиску пуск й реверс головного двигуна MAN B&W 6S70ME-C 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 м³ об'єму циліндра; приймається для МОД від 4 до 6, приймаємо $b_B = 5$.

ΣV_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.

З урахуванням того, що на судні встановлено два двигуна

$$\Sigma V_s = 2 \cdot (3,14 \cdot 0,7^2 \cdot 2,8 \cdot 6) / 4 = 12,9 \text{ м}^3,$$

$$V_B = 12 \cdot 5 \cdot 12,9 = 775 \text{ м}^3,$$

Сумарний об'єм балонів:

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

$$\Sigma V_\sigma = 775 \cdot 0,1013 / (3,0 - 1,0) = 39,3 \text{ м}^3,$$

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 $\Sigma V_{\bar{o}}$, приймаємо $\Sigma V_{\bar{o}} = 40$ м³.

Вибір балонів дизель-генератора робиться аналогічно.

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

$$Q_k = \Sigma V_{\bar{o}}(p_{max} - p_{min})/p_B,$$

$$Q_k = 39,3 \cdot (3,0 - 1,0)/0,1013 = 775 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2.4.5 Система газовипуску

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

Кількість газів, що виходять з двигуна, з урахуванням того, що на судні встановлено два двигуна:

$$Q_z = 10 \cdot N_e,$$

$$Q_z = 10 \cdot 10194 \cdot 2 = 203880 \text{ м}^3/\text{год},$$

де N_e – ефективна потужність головного двигуна, кВт.

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

Для двотактних двигунів внутрішнього згорання діаметр трубопроводів (з урахуванням того, що на судні встановлено два двигуна) дорівнює:

$$d_{газ} = 12 \cdot \sqrt{N_e}.$$

$$d_{газ} = 12 \cdot \sqrt{10194 \cdot 2} = 1713 \text{ мм}.$$

3 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВКИ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ПРИ РОБОТІ У СУДНОВИХ УМОВАХ

3.1 Схема та принцип роботи суднової системи реконденсації природного газу

Основною метою системи реконденсації є забезпечення контролю тиску в вантажних танках шляхом зрідження всього газу, що випарився (boil-off-газу - BOG) з вантажних танків під час нормальної експлуатації судна, тим самим захищаючи вантажні танки від надмірного підвищення тиску. Тиск зазвичай має підтримуватися в межах від 1,03 до 1,12 бар.

Пари природного газу із вантажних танків збираються у колекторі, стискаються у двоступеневому відцентровому компресорі BOG, охолоджуються та конденсуються у багатопотоковому теплообміннику. Зріджений природний газ (LNG) та будь-які не конденсовані гази розділяються у сепараторі: рідка фаза повертається до вантажних танків завдяки різниці тисків між сепаратором і вантажним танком, тоді як газова фаза відводиться у атмосферу або спрямовується на установку утилізації газу (GCU - Gas Combustion Unit Gas Combustion Unit).

Система реконденсації розроблена таким чином, щоб забезпечити достатню холодильну потужність для поглинання теплоприпливів до вантажних танків, теплового навантаження від парового колектора та трубопроводів зрідженого BOG під час повернення газу до вантажних танків, а також тепла, що вноситься компресорами BOG за нормальних умов роботи. Крім того, система має враховувати теплове навантаження від flash-газу (це частина рідини, яка миттєво випаровується при різкій зміні тиску та/або температури), який вивільняється з зрідженого BOG під час його повернення у вантажні танки.

Система складається з такого обладнання – рис. 3.1:

- Два компресори BOG: один робочий та один резервний;
- Два багатоступеневих компресори N₂: один робочий та один резервний;

- Один попередній охолоджувач, що включає сепаратор та оребрений трубчастий теплообмінник;

- Один пластинчато-ребристий теплообмінник (частина холодного блоку);

- Один сепаратор зрідженого BOG (частина холодного блоку);

- Один насос примусового повернення LNG;

- Один резервуар для азоту;

- Два бустер-компресори N₂: один робочий та один резервний;

- Установа спалювання газу (Gas Combustion Unit);

- Допоміжні системи.

Опис принципу роботи контуру реконденсації природного газу

Цикл обробки вантажного газу (відпарного газу, BOG) є незалежним контуром, який складається з попереднього охолоджувача, компресорів відпарного газу, кріогенного пластинчато-ребристого теплообмінника, сепаратора, нагрівача відпрацьованого газу та насоса повернення LNG у танки. Кріогенний пластинчато-ребристий теплообмінник і сепаратор зібрані в один герметичний модуль, що називається «cold box» - «холодний блок».

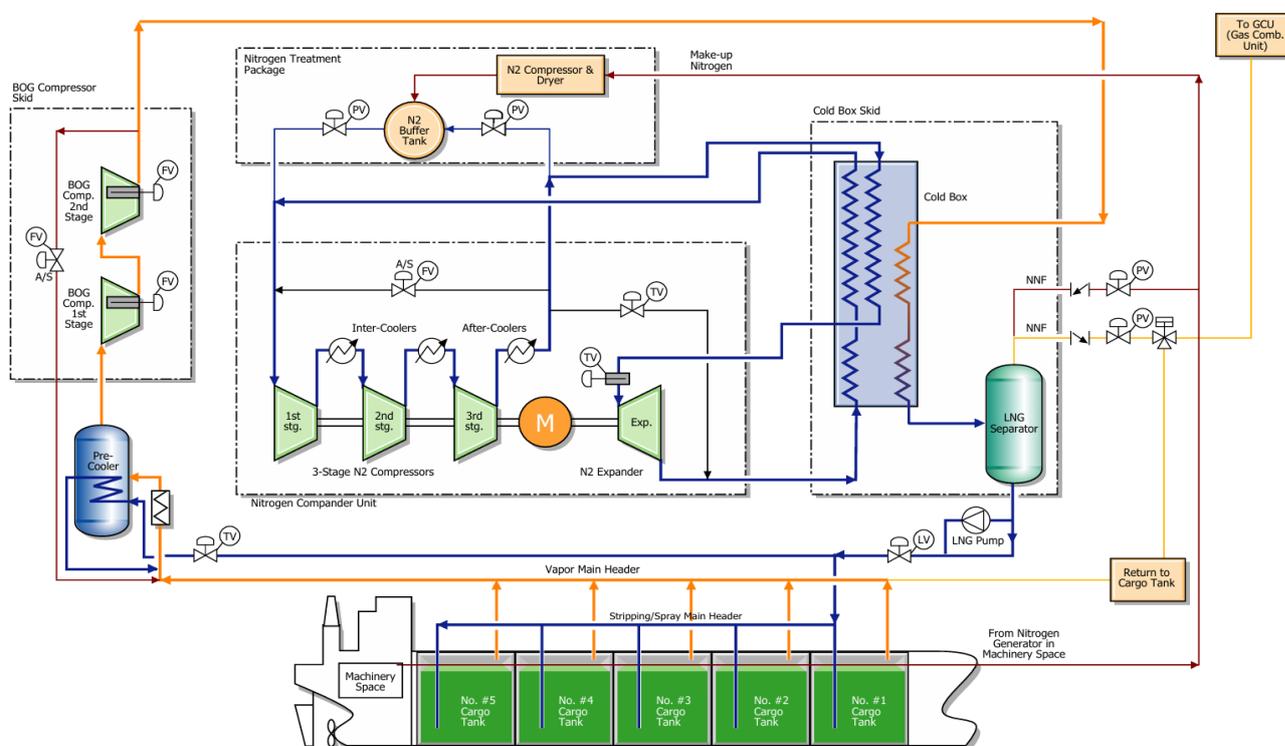


Рисунок 3.1 Схематичне зображення суднової системи реконденсації природного газу

BOG відводиться з LNG-танків відцентровими компресорами BOG. У них BOG стискається до 3,5 bar(g), після чого охолоджується та конденсується при цьому тиску.

Для забезпечення стабільної температури на вході до «холодного блоку» перед компресором BOG встановлено попередній охолоджувач із регулятором температури. Температура попереднього охолоджувача контролюється за температурою на вході в «холодний блок». Для попереднього охолодження використовується частина потоку реконденсованого BOG. Під час запуску установки охолоджувальний LNG подається від розпилювального насоса.

Конденсат (зріджений BOG, LBOG) виходить із криогенного пластинчато-ребристого теплообмінника при температурі приблизно $-159,5$ °C. Неконденсовані гази спрямовуються до нижньої частини вантажних танків, а при підвищенні тиску у вантажному танку — до установки спалювання газу (GCU). Рідина залишає сепаратор за сигналом рівня та повертається у вантажні танки за рахунок різниці тисків між сепаратором і вантажним танком.

Насос повернення LNG зазвичай не використовується під час нормальної роботи. Однак, якщо реконденсація здійснюється за рахунок самопливу, різницю тиску між сепаратором і вантажним танком визначає лише висота стовпа рідини в сепараторі, і цього може бути недостатньо для повернення рідини в танки. У такому режимі роботи насос повернення зрідженого BOG використовується для його подачі назад у вантажні танки.

Опис принципу роботи криогенного азотного контуру

Конденсація відпарного нафтового газу відбувається холодним азотом. Для отримання холодного азоту окремо реалізується зворотній термодинамічний криогенний газовий цикл (цикл Брайтона) в окремому азотному контурі. Саме у цьому контурі виробляється необхідний холод для конденсації відпарного нафтового газу.

Азот під тиском 13,3 bar(a) стискається до 56,8 bar(a) у триступеневому відцентровому компресорі. Після кожного ступеня стиснення азот охолоджується

прісною водою.

Після кінцевого стиснення і подальшого охолодження азот надходить у «теплу» секцію у верхній частині кріогенного теплообмінника, де попередньо охолоджується приблизно до $-110\text{ }^{\circ}\text{C}$. Потім азот розширюється з тиску близько 56 bar(a) до вихідного тиску приблизно 13,8 bar(a), при цьому його температура знижується до $-163\text{ }^{\circ}\text{C}$. Далі азот прямує до «холодної» секції в нижній частині кріогенного теплообмінника. Там холодний азот відбігає тепло від BOG та від теплого потоку азоту високого тиску.

Потік азоту проходить від нижньої частини кріогенного теплообмінника до верхньої, після чого повертається на вхід першого ступеня азотного компресора.

Перед розширенням в детандері, азот високого тиску після виходу з компресора третього ступеня охолоджується у теплообміннику в «холодному блоці».

Три компресора з детандером об'єднані в один агрегат - компандер. Компандер азоту – це триступеневий відцентровий компресор з інтегрованим редуктором та одним детандером. Агрегат оснащений редуктором із двома шестернями: ступені компресора 1 і 2 з'єднані з першою шестірнею, а третій ступінь компресора та детандер – з другою. Детандер при розширенні в ньому азоту виробляє механічну роботу. Детандер передає частину виробленої потужності на редуктор, що зменшує необхідну потужність для приводу компресорної частини компандера азоту.

3.2 Вхідні данні для аналізу

Уся інформація у цьому розділі наведена відповідно Частини 5 Керівництва з експлуатації (Cargo & Deck Operating Manual) [29] з метою її використання для подальшого аналізу.

Стандартний хімічний склад LNG (склад за QGII - QatarGas II) наведено на рис. 3.2. Однак, він може містити більше азоту у своїй складі, що призводить до підвищення у танку. Далі в мануалі наводиться інший склад LNG з більшим вмістом азоту (найгірші експлуатаційні умови роботи системи реконденсації).

Composition	Mole %
Nitrogen	0.3242
Methane	93.1563
Ethane	6.2409
Propane	0.1758
i-butane	0.0001
n-butane	0.0065
i-pentane	0.0634
n-pentane	0.0321
Hexanes+	0.0007

Рисунок 3.2 Хімічний склад LNG (склад за QGII - QatarGas II)

Вхідні дані для розрахунку контуру реконденсації BOG

У цьому розділі наведено всі числові дані з Частини 5 Керівництва з експлуатації (Cargo & Deck Operating Manual) [29], які стосуються контуру реконденсації BOG для подальшого аналізу.

Стан LNG у вантажних танках та базові параметри BOG наведені у табл. 3.1-3.3. Слід відзначити, що установка реконденсації може працювати у двох режимах:

- режим Normal BOG, тобто википання природного газу у «звичайної» кількості, коли система реконденсації може повністю або майже повністю його реконденсувати з використанням однієї системи компресорів з двох встановлених у паралель (розрахункова витрата $G_{BOG} = 5643$ кг/год);

- режим Excessive BOG, тобто википання природного газу у кількості, більше «звичайної» (наприклад, після завантаження, при високих теплоприпливах та погіршенні якості теплоізоляції танків), тиск у танках росте, тому включається другий BOG-компресор з встановлених у паралель, щоб забезпечити роботу системи реконденсації на максимальній потужності; при цьому передбачено навіть частково спалювати BOG у GCU, щоб утримати тиск танка в допустимому діапазоні (розрахункова витрата $G_{BOG} = 8126$ кг/год).

Таблиця 3.1 Параметри LNG у вантажних танках (режим завантаженого рейсу)

Величина	Значення	Одиниці виміру
Температура LNG у танках	≈ -160	°C
Тиск у танках (робочий діапазон)	≈ 1,02	бар(абс.)
Стан	Насичена рідина	-

Таблиця 3.2 Параметри для режиму Normal BOG – вхід у установку реконденсації

Величина	Значення	Одиниці виміру
Температура BOG на вході в установку	-100	°C
Тиск BOG на вході в установку	1,06	бар(абс.)
Масова витрата BOG (пікова)	5643	кг/год
Молярна частка CH ₄	92,56	% (мол.)
Молярні частки C ₂ H ₆ / N ₂	0,03 / 7,41	% (мол.)

Таблиця 3.3 Параметри для режиму Excessive BOG –
вхід у установку реконденсації

Величина	Значення	Одиниці виміру
Температура BOG на вході в установку	-100	°C
Тиск BOG на вході в установку	1,06	бар(абс.)
Масова витрата BOG (пікова)	8126	кг/год
Молярна частка CH ₄	92,78	% (мол.)
Молярні частки C ₂ H ₆ / N ₂	2,34 / 7,41	% (мол.)

Параметри роботи BOG-компресорів наведені у табл. 3.4. Сумарна продуктивність двох BOG-компресорів орієнтовно складає 13770 кг/год.

Таблиця 3.4 Основні паспортні характеристики одного двоступеневого BOG-компресора (25KA201/25KA202)

Величина	Значення	Одиниці виміру
Номінальний масовий витрат	6885	кг/год
Розрахунковий тиск (design pressure)	10	бар(надл.)
Діапазон робочих температур	від -170 до +100	°C
Потужність електроприводу	460	кВт

У мануалі [29] наводяться деякі додаткові параметри роботи системи ре-конденсації, які потрібні для подальших розрахунків, а саме:

- тиск та температура на вході/виході кожної ступені BOG-компресорів;
- температура після pre-cooler;
- втрати тиску Δp у pre-cooler та у холодному блоці;
- масова витрата рідини через pre-cooler.

Всі ці параметри будуть прийматися додатково на основі досвіду експлуатації подібних систем.

Вхідні дані для розрахунку контуру азотного контуру (N_2 Refrigeration Loop)

У цьому розділі наведено числові дані для азотного холодильного контуру (N_2 -loop), які необхідні для термодинамічного розрахунку та подальшого визначення параметрів енергетичної ефективності цього контуру, а саме холодопродуктивності, потужності компресорів та детандера. Основні паспортні дані для азотного контуру наведені у табл. 2.1-2.1. Усі охолоджувачі знижують температуру газу до орієнтовно $40\text{ }^\circ\text{C}$ після кожної ступені компресора. Азот високого тиску після компресорів і охолодження водою (до приблизно $40\text{ }^\circ\text{C}$) подається у багато-потоківий теплообмінник «холодного блоку», де додатково охолоджують до приблизно $-110\text{ }^\circ\text{C}$ потоком холодного азоту низького тиску. При температурі приблизно $-110\text{ }^\circ\text{C}$ азот високого тиску подається у детандер.

Таблиця 3.5 Основні паспортні дані азотного контуру суднової системи реконденсації природного газу

Величина	Значення	Одиниці виміру
Масовий витрат N_2	112 500	кг/год
Молекулярна маса N_2	28,01	кг/кмоль
Потрібна потужність на муфті	4848	кВт
Номінальна потужність приводу	5400	кВт
Компресорна частина компандера		
Тиск на вході компресора	13,3	бар(абс.)

Температура на вході компресора	35	°C
Тиск на виході компресора	56,8	бар(абс.)
Температура на виході компресора	≈44,5	°C
Детандерна частина компандера		
Тиск на вході в детандер	56,4	бар(абс.)
Температура на вході в детандер	-110	°C
Тиск на виході з детандера	13,8	бар(абс.)
Температура на виході з детандера	-162,9	°C

Таблиця 3.6 Характеристики компресорів азотного контуру

Компресор	Масова витрата	Розрахунковий тиск	Розрахункова температура
40КА201 – 1-ша ступень стиснення	118 000 кг/год	34,5 бар(надл.)	150 °C
40КА202– 2-га ступень стиснення	118 000 кг/год	39,6 бар(надл.)	150 °C
40КА203– 3-тя ступень стиснення	118 000 кг/год	66,0 бар(надл.)	150 °C
40НА201 - міжступеневий водяний охолоджувач	1942 кг/год (вода)	34,5 бар(надл.)	

Таблиця 3.7 Характеристики азотного резервуару та бустер-компресора

Обладнання	Параметр	Значення (одиниці)
Резервуар N ₂ 40VX100	Об'єм / розрахунковий тиск / розрахункова температура	30 м ³ / 44 бар(надл.) / 75 °C
Booster-компресори 40KX104 / 40KX204	Продуктивність / розрахунковий тиск / розрахункова температура	120 Нм ³ /год / 46 бар(надл.) / 200 °C

3.3 Побудова азотного циклу та визначення його енергетичних характеристик

Для побудови азотного циклу Брайтона необхідно визначити проміжні тиски — тиск після першої та другої ступенів стиснення. Їх підбирають так, щоб у кожному з трьох компресорів ступінь підвищення тиску ($p_{вих}/p_{вх}$) була приблизно однаковою. При цьому для триступеневого стиснення працює такий практичний підхід, оснований на тому, щоб ступень підвищення тиску на кожні ступені була однаковою:

$$\pi = \left(\frac{p_{вих}}{p_{вх}} \right)^{1/3}.$$

За умов, що тиск на вході в першу ступінь стиснення становить 1,33 МПа, а тиск на виході з останньої ступені — 5,68 МПа, були отримані такі значення проміжних тисків: після першої ступені стиснення — 2,158 МПа, після другої ступені стиснення — 3,501 МПа. У цьому випадку ступінь підвищення тиску в усіх трьох компресорах становить $p_{вих}/p_{вх} = 1,62$.

Результати побудови ідеального циклу (адіабатні стиснення та розширення, втрати у теплообмінниках не враховано) наведено у p - h діаграмі азоту на рис. 3.3.

Параметри термодинамічного циклу в вузлових точках визначені за допомогою програми RefProp [30] та наведені у таблиці 3.8. Для розрахунків було прийнято, що температура забортної води складає 8 °С, а температура до якої охолоджується азот після стиснення у компресорі складає 16 °С (різниця температур 8 К).

Слід відзначити, що на рис. 3.3 цикл зображений виходячи з того, що процеси стиснення газоподібного азоту у компресорах, та розширення у детандері відбуваються адіабатно (тобто при постійній ентропії). Далі розрахуємо питомі потужності компресорів та детандера з урахуванням індикаторних ККД (0,75 для компресорів та 0,8 для детандера).

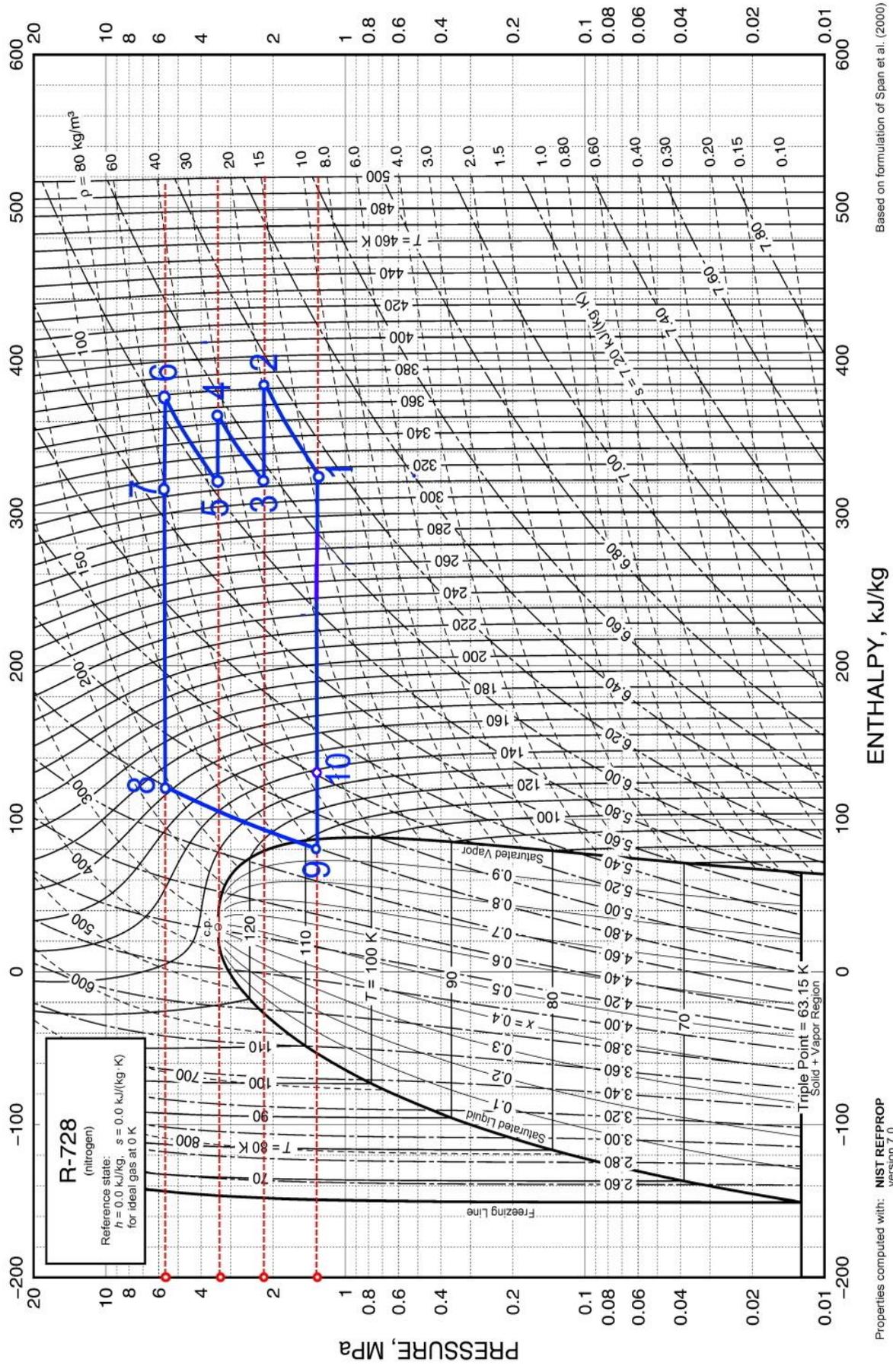


Рисунок 3.3 – Зображення зворотного циклу Брайтона з триступеневим стисненням у р-h діаграмі азоту [31] (ідеальне стиснення) (температура заборотної води 8° C)

Таблиця 3.8 Параметри азотного циклу в вузлових точках відповідно зображення циклу на рис. 3.3

Вузлова точка циклу	t, °C	p, МПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг К)
1	35.0	1.330	317.2	6.098
2	81.1	2.158	364.7	6.098
3	16.0	2.158	295.1	5.880
4	59.6	3.501	339.6	5.880
5	16.0	3.501	292.0	5.727
6	59.9	5.680	336.6	5.727
7	16.0	5.680	287.3	5.568
8	-110.0	5.680	121.7	4.800
9	-164.8	1.330	81.1	4.800
10	-116.9	1.330	151.5	5.354

Питома потужність компресорів (споживається компресором):

$$w_{c1} = (h_2 - h_1) / \eta_c, \text{ Дж/кг},$$

$$w_{c2} = (h_4 - h_3) / \eta_c, \text{ кДж/кг},$$

$$w_{c1} = (h_6 - h_5) / \eta_c, \text{ кДж/кг}.$$

Питома потужність детандера (виробляється детандером):

$$w_d = (h_8 - h_9) \cdot \eta_d, \text{ Дж/кг}.$$

З питомих потужностей компресорів та детандера можна визначити значення ентальпії на виході з компресорів та детандера:

$$h_2 = h_1 + w_{c1}, \text{ кДж/кг},$$

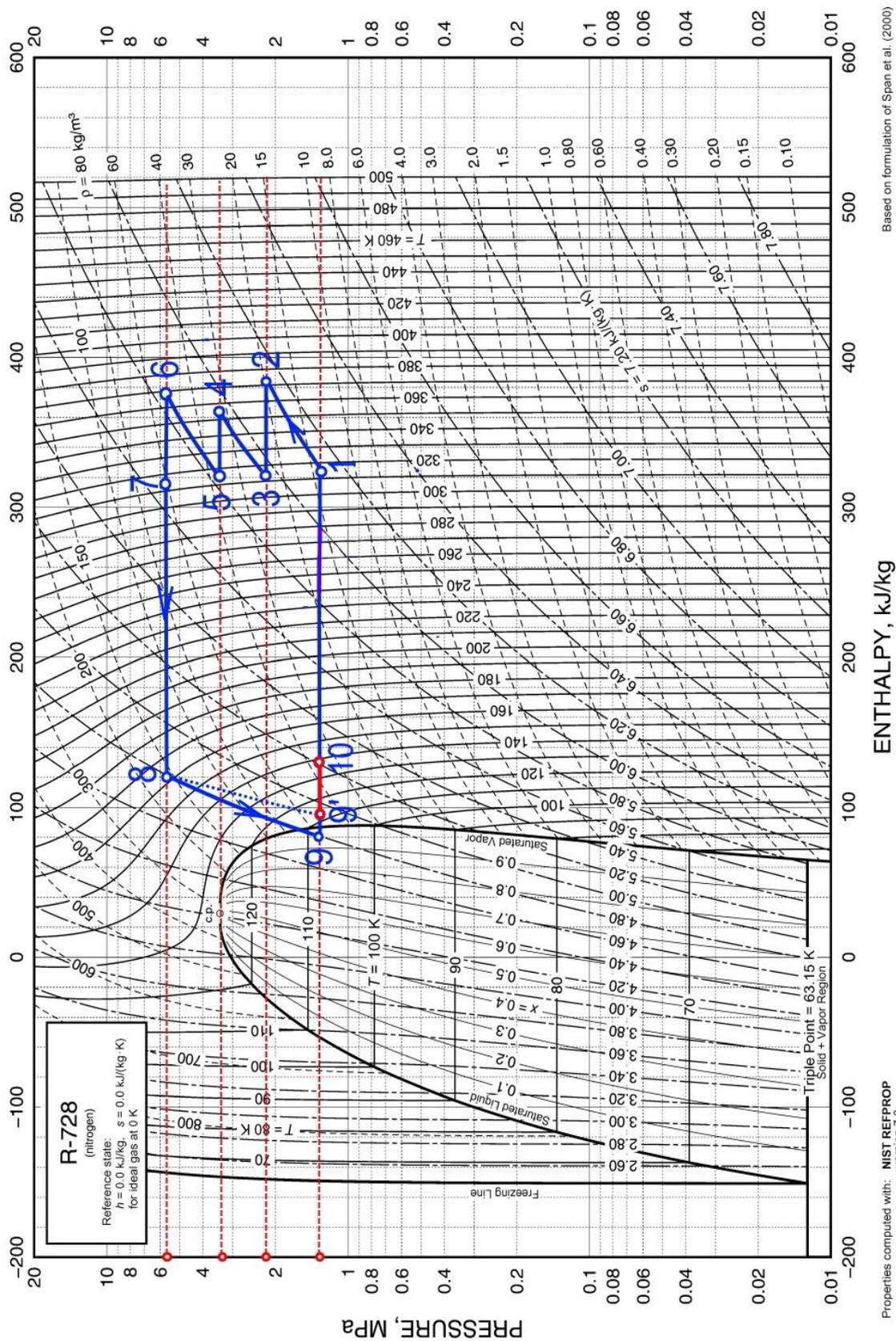
$$h_4 = h_3 + w_{c2}, \text{ кДж/кг},$$

$$h_6 = h_5 + w_{c3}, \text{ кДж/кг},$$

$$h_9 = h_8 - w_d, \text{ кДж/кг}.$$

За визначеними значеннями ентальпій визначені температури на виході з компресорів та детандера (за допомогою RefProp при відомих тисках) та на p-h діаграму азоту нанесено новий цикл, який зображений на рис. 3.4, в якому враховані відхилення реальних процесів стиснення та розширення від ідеальних (ізоент-

ропних). На рис. 3.4 процес 9'-10 (виділений червоним) показує питому холодопродуктивність, яка використовується для реконденсації природного газу.



Загальна питома потужність, що споживається компресорами:

$$w_{total} = w_{c1} + w_{c2} + w_{c3} - w_d.$$

Питома холодопродуктивність азотного циклу Брайтона:

$$q_0 = h_{10} - h_9.$$

Холодильний коефіцієнт циклу (коефіцієнт перетворення), який характеризує ефективність вироблення холоду:

$$COP = \frac{q_0}{w_{total}}.$$

За наведеними формулами з використанням програми RefProp [30] були виконані розрахунки енергетичних параметрів роботи азотного контуру системи реконденсації при змінних температурах заборотної води в інтервалі від 8 до 32 °С. Результати розрахунку наведено у таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 Енергетичних параметрів роботи азотного контуру системи реконденсації при змінних температурах заборотної води (де $t_{охл}$ – температура, до якої охолоджується азот після стиснення у компресорі)

$t_{зв}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{охл}, \text{ }^\circ\text{C}$	$w_{total},$ кДж/кг	$q_0,$ кДж/кг	COP
8	16	149.8	70.5	0.4704
12	20	151.5	65.9	0.4349
16	24	153.3	61.4	0.4003
20	28	155.0	56.8	0.3666
24	32	156.8	52.3	0.3337
28	36	158.5	47.8	0.3016
32	40	160.3	43.3	0.2703

Результати розрахунку залежності COP азотного контуру системи реконденсації природного газу від температури заборотної води, що непрямо охолоджує стиснений азот, у діапазоні $t_{зв}=8\dots32$ °С наведені на рисунку 3.5.

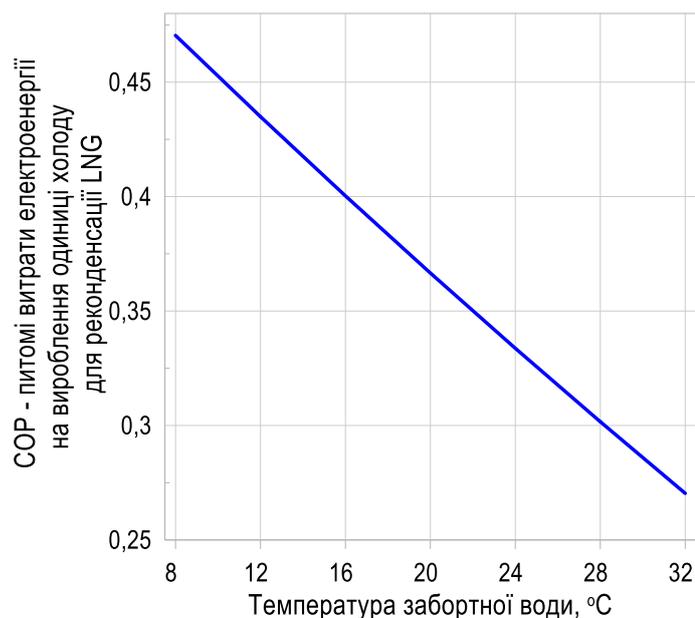


Рисунок 3.5. Залежність COP азотного контуру системи реконденсації природного газу від температури забортної води

COP визначає термодинамічну ефективність виробництва холоду для конденсації BOG і є одним з ключових показників роботи азотного контуру. На графіку спостерігається монотонне зменшення COP із підвищенням температури забортної води. Це означає, що підвищення температури навколишнього середовища погіршує енергетичну ефективність криогенного циклу. Підвищення температури забортної води сприяє підвищенню температури азоту після його охолодження на виході з компресорів (три ступені стиснення → охолодження), це веде до збільшення температури азоту на вході в детандер. Таким чином зменшується ефективний перепад температур у циклі Брайтона. Що сприяє меншому виробленню холоду при тому ж механічному навантаженні на компресорі.

Таким чином, низькі температури забортної води (8–15 °C) забезпечують найкращі умови роботи азотного циклу, оскільки відведення теплоти після стиснення у компресорах є максимально ефективним. При підвищенні температури морської води до тропічних значень (30–32 °C) азотному контуру доводиться працювати в менш сприятливому температурному діапазоні, що неминуче погіршує його ефективність.

Отримані дані вказують на необхідність врахування сезонних і географічних

варіацій температури морської води під час експлуатації LNG-танкерів, а також важливість оптимізації алгоритмів регулювання і теплової взаємодії між азотним контуром та судновими системами охолодження.

3.4 Побудова метанового циклу та визначення його енергетичних характеристик

Для розрахунку потужності компресорів та детандера азотного контуру потрібно знати витрату азоту, яка в свою чергу залежить від витрати метану та теплових навантажень на теплообмінники.

Відповідно до мануалу [29], BOG стискується двоступеневими компресорами від тиску приблизно 1,0–1,1 бар (абс) до приблизно 3,5 бар (4,5 бар (абс)) і в такому вигляді подається в пластинчасто-ребристий теплообмінник азотного контуру (cold box).

Для побудови процесів, які відбуваються з метаном в установці його реконденсації (розімкненого метанового циклу) необхідно визначити проміжні тиски (тиск після першої ступені стиснення). Тиски повинні бути такими, щоб ступені стиснення ($p_{вих}/p_{вх}$) в першій та другій ступенях були однаковими. При тиску на вході в першу ступень стиснення 0,1 МПа та тиску на виході з другої ступені стиснення 0,45 МПа проміжний тиск визначається як: $(0,1 \cdot 0,45)^{0,5}$. Тобто проміжний тиск складає приблизно 0,21 МПа.

Результати побудови ідеального розімкненого циклу (стиснення адіабатне, втрати у теплообмінниках не враховуються) з урахуванням усіх вхідних даних наведено у p-h діаграмі метану на рис. 3.6.

Параметри циклу в вузлових точках визначені за допомогою програми RefProp [30] та наведені у табл. 3.9.

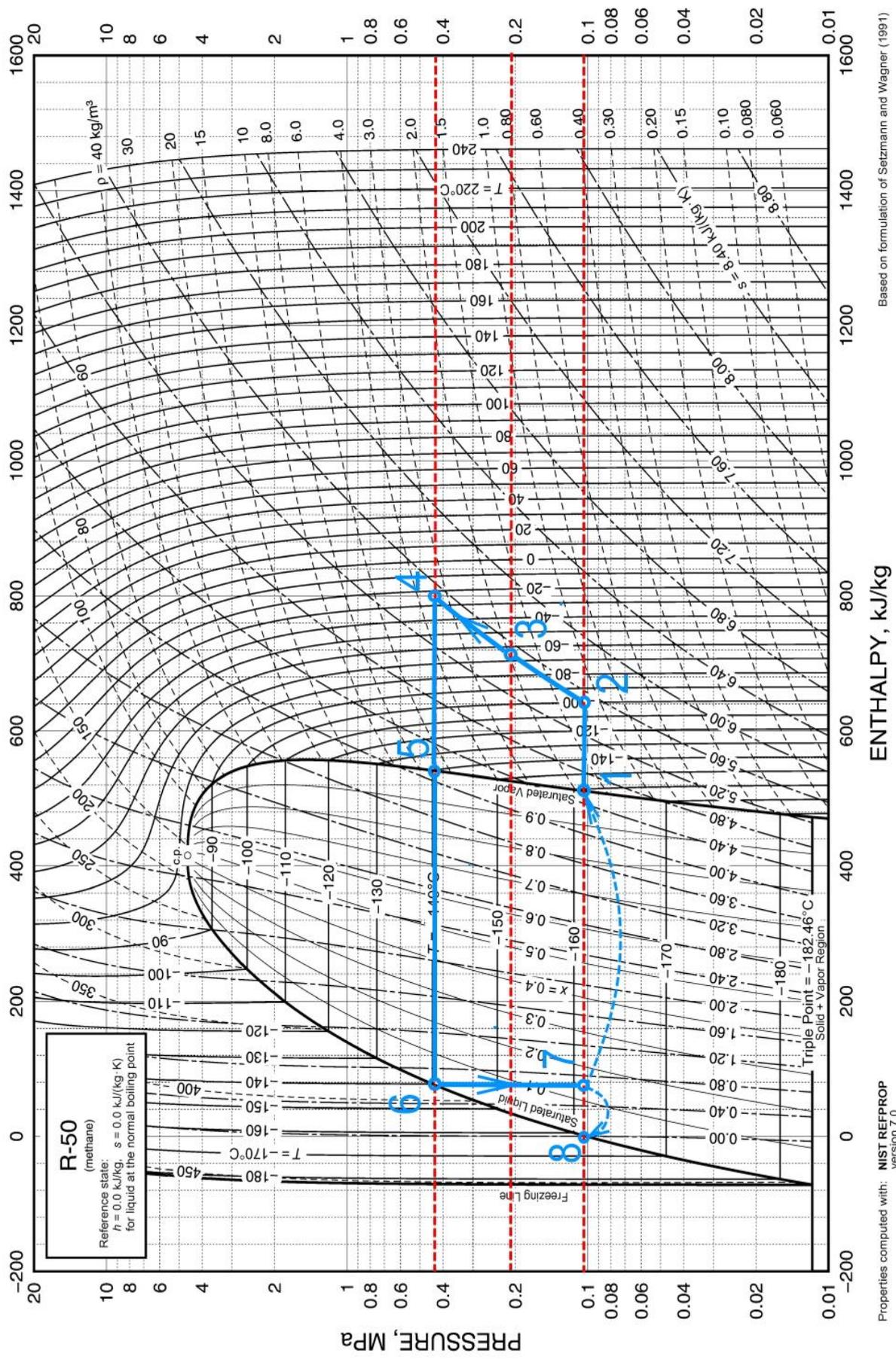


Рисунок 3.6 – p-h діаграма метану з зображенням розімкненого циклу зрідження метану з двоступеневим стисненням (ідеальне стиснення)

Таблиця 3.9 Параметри метанового циклу в вузлових точках відповідно зображення циклу на рис. 3.6

Вузлова точка циклу	t, °C	p, МПа	h, кДж/кг	s, кДж/(кг К)	Ступень сухості
1	-161.6	0.100	510.6	4.579	1
2	-100.0	0.100	642.2	5.520	-
3	-64.7	0.210	714.6	5.520	-
4	-21.3	0.450	804.1	5.520	-
5	-139.7	0.450	541.7	4.105	1
6	-139.7	0.450	78.5	0.635	0
7	-161.6	0.100	78.5	0.704	0.155
8	-161.6	0.100	-0.6	-0.005	0

Слід відзначити, що на рис. 3.6 цикл зображений виходячи з того, що процеси стиснення газоподібного метану у компресорах відбуваються адіабатно (тобто при постійній ентропії). Далі розрахуємо питомі потужності компресорів з урахуванням індикаторного ККД $\eta_c = 0,75$.

Питома потужність двоступеневого компресора стиснення метану (без проміжного охолодження метану між ступенями стиснення):

$$w_{c1} = (h_4 - h_2) / \eta_c, \text{ кДж/кг.}$$

З величини питомої потужності компресора можна визначити значення ентальпії для метану на виході з компресора

$$h_{4'} = h_2 + w_{c1}, \text{ кДж/кг.}$$

За розрахованими значеннями ентальпій визначені температури на виході з компресорів (за допомогою RefProp при відомих тисках) та на p-h діаграму метану нанесено новий цикл, який зображений на рис. 2.7, в якому враховані відхилення реального процесу стиснення від ідеального (ізоентропного). Процес 4-6 (позначений на діаграмі червоним кольором) відповідає процесу охолодження газоподібного метану та його конденсації за рахунок відведення теплоти азоту, який нагрівається у процесі 9'-10 відповідно зображення азотного циклу на рис. 3.4.

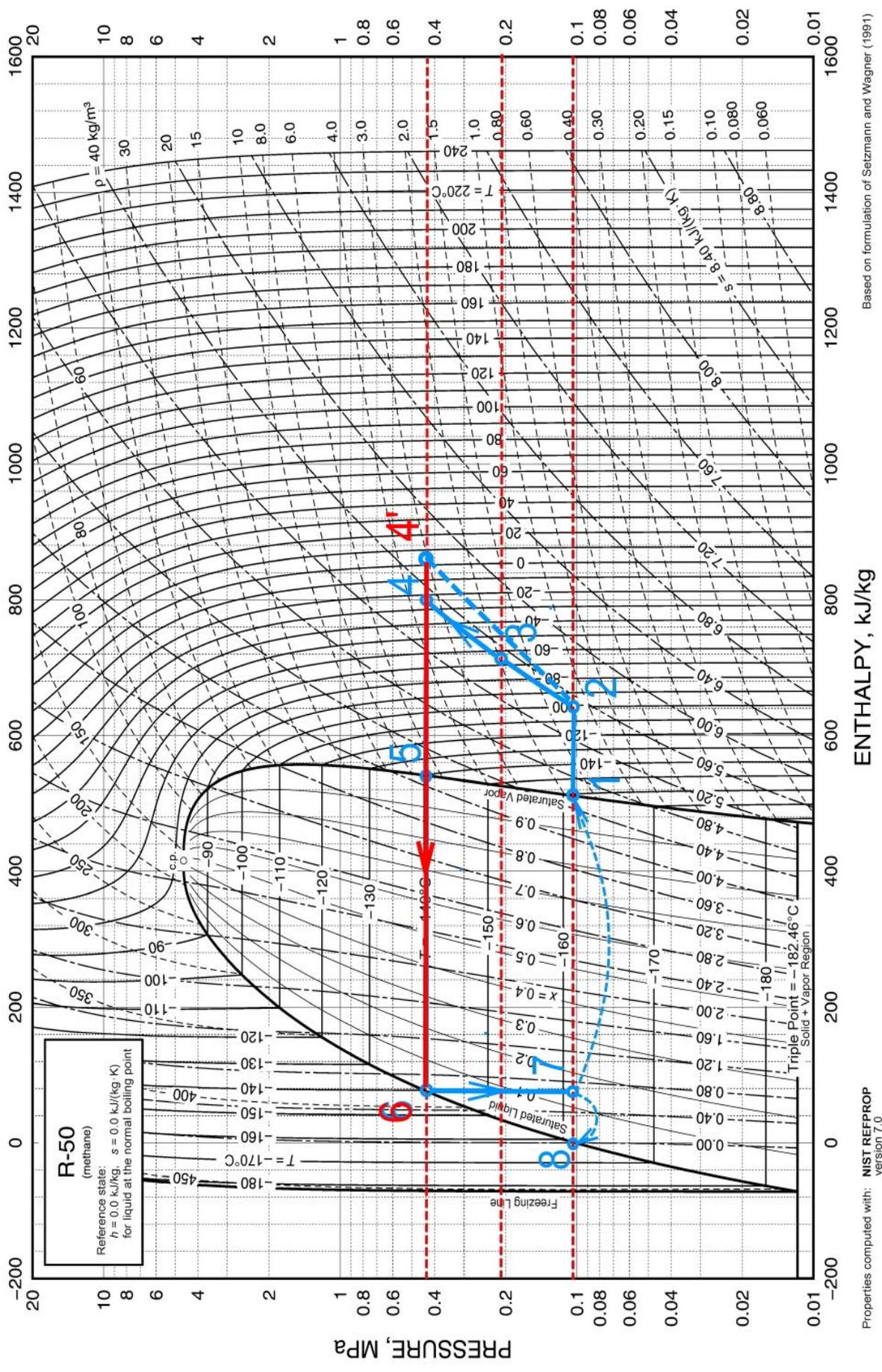


Рисунок 3.7 — p-h діаграма метану з зображенням циклу зрідження метану з двоступеневим стисненням, в якому враховані відхилення реальних процесів стиснення від ідеальних (ізоентропних)

З табл. 3.9 та рис. 3.7 видно, що частка метану з загального потоку BOG, що ре конденсується та повертається у танки складає $(100-15,5) = 84,5 \%$, що відповідає ступені сухості $x_7 = 0,155$ у точці 7. Стан рідини, що повертається у танки у зрідженому стані відповідає точці 8 на рис. 3.7. Нескондесований метан сумісно з BOG з танків (стан відповідає точці 1 на рис. 3.7) потрапляє на всмоктування у компресор (точка 2). Процес 1-2 відповідає нагріву BOG на плаху до компресору та відбувається природним шляхом за рахунок теплообміну з навколишнім середовищем (стан у точці 2 може змінюватися в залежності від параметрів навколишнього середовища та стану обладнання).

Питома потужність двоступеневого компресора стиснення метану:

$$w_{c1} = (h_4 - h_2) / \eta_c = 215,8 \text{ кДж/кг.}$$

Значення ентальпії для метану на виході з компресора:

$$h_{4'} = h_2 + w_{c1} = 858,1 \text{ кДж/кг.}$$

Усі отримані у цьому розділі данні будуть використані у наступному розділі.

4 АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ПРИРОДНОГО ГАЗУ У СУДНОВИХ УМОВАХ

4.1 Визначення витрат енергії на зрідження метану

Для визначення потужності азотних компресорів та детандера потрібно знайти масову витрату азоту у контурі установки, яка працює за зворотнім циклом Брайтона. З цією метою складаємо тепловий баланс обох контурів (азотного та метанового).

Витрата холоду на охолодження та конденсацію метану (процес 4'-6 на рис. 3.7)

$$Q_{LNG4'-6} = G_{LNG} (h_{M4'} - h_{M6}), \text{ кВт.}$$

Азот, який виходить з охолоджувача після третьої ступені стиснення (стан 7), охолоджується (процес 7-8 на рис. 3.4), нагріваючи зворотній потік азоту (процес 10-1 на рис. 3.4)

$$Q_{N2Резен} = G_{N2} (h_{N7} - h_{N8}) = G_{N2} (h_{N1} - h_{N10}), \text{ кВт.}$$

Зворотній потік азоту у процесі 9'-10 на рис. 3.4 нагрівається, охолоджуючи, та конденсуючи метан у процесі процес 4'-6 на рис. 3.7

$$Q_{LNG4'-6} = G_{N2} (h_{N10} - h_{N9'}), \text{ кВт.}$$

Невідомою величиною тут є витрата азоту у контурі G_{N2} , та ентальпій азоту у точці 10 h_{N10} . Ці значення можна отримати при вирішенні системи з двох рівнянь енергетичного балансу:

$$G_{N2} (h_{N7} - h_{N8}) = G_{N2} (h_{N1} - h_{N10}),$$

$$G_{LNG} (h_{M4'} - h_{M6}) = G_{N2} (h_{N10} - h_{N9'}),$$

задавши витрату BOG G_{BOG} , що потрапляє з танків на установку реконденсації, та визначивши таким чином витрату метану, який стискується компресорами

$$G_{LNG} = \frac{G_{BOG}}{(1 - x_7)},$$

де $x_7=0,155$ (з попереднього розділу) - ступені сухості метану у точці 7 (після його дроселювання) на рис. 3.7.

Величину витрати BOG G_{BOG} приймаємо за нормою 0,10...0,12 %/добу від маси вантажу. Для досліджуваного LNG-газовоза AL RUWAIS повна місткість вантажних танків становить $V_{LNG} = 210\ 000\ \text{м}^3$.

Маса вантажу:

$$m_{LNG} = V_{LNG} \cdot \rho_{LNG} = 210\ 000 \cdot 0,45 = 94\ 500\ \text{т.}$$

де ρ_{LNG} – густина зрідженого природного газу, приймається $450\ \text{кг/м}^3$.

Норму випаровування приймаємо $BOR = 0,12\ \% / \text{добу} = 0,0012$ (найгірше значення). Добова масова витрата випаруваного газу (найгірше значення для повністю заповнених танків)

$$G_{BOG} = 94\ 500 \cdot 0,0012 = 113,4\ \text{т/добу},$$

що відповідає приблизно $4,73\ \text{т/год}$ або $1,31\ \text{кг/с}$.

Витрата метану, що стискується компресорами

$$G_{LNG} = \frac{G_{BOG}}{(1-x_7)} = \frac{4,73}{0,845} = 5,60\ \text{т/год} = 1,55\ \text{кг/с.}$$

Потужність компресорів стиснення азоту:

$$W_{cN_2} = G_{N_2} (w_{c1} + w_{c2} + w_{c3}),\ \text{кВт.}$$

Потужність азотного детандера:

$$W_{dN_2} = G_{N_2} \cdot w_d,\ \text{кВт.}$$

Потужність метанового компресора:

$$W_{cLNG} = G_{LNG} \cdot w_{c1},\ \text{кВт.}$$

Питомі витрати енергії (кДж/кг LNG) для зрідження BOG (природного газу) у суднових умовах з застосуванням схемного рішення, яке базується на азотному зворотному циклі Брайтона з поверненням у цикл роботи, що виробляється в детандері

$$g_{LNG} = \frac{W_{cN_2} + W_{cLNG} - W_{dN_2}}{G_{BOG}},\ \text{кДж/кг (кВт·год/кг).}$$

Відповідно до наведеної вище методики та результатів, отриманих у розділі

3, виконуємо розрахунок g_{LNG} для фіксованої витрати BOG G_{BOG} при змінних температурах заборотної води. Результати розрахунку наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи установки реконденсації природного газу при змінних температурах заборотної води

$t_{3B}, ^\circ\text{C}$	$t_{охл}, ^\circ\text{C}$	$G_{N2},$ кг/с	$W_{cN2},$ кВт	$W_{dN2},$ кВт	$W_{cLNG},$ кВт	$g_{LNG},$ кДж/кг	$g_{LNG},$ кВт·год/кг
8	16	19.4	3533	629.7	334.6	2472	0.687
12	20	20.9	3848	679.4	334.6	2674	0.743
16	24	22.7	4216	737.3	334.6	2911	0.809
20	28	24.8	4651	805.8	334.6	3191	0.886
24	32	27.3	5174	888.1	334.6	3527	0.980
28	36	30.4	5814	988.9	334.6	3939	1.094
32	40	34.3	6616	1115.1	334.6	4454	1.237

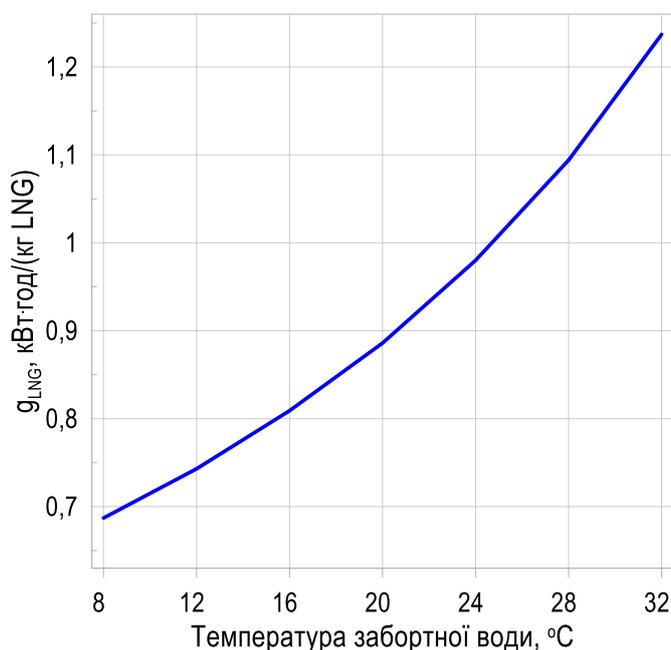


Рисунок 4.1. Залежність питомих витрат електроенергії на реконденсацію природного газу від температури заборотної води

Слід зазначити, що отримані питомі витрати енергії при реалізації розглянутого схемного рішення від 0,687 кВт·год/кг до 1,237 кВт·год/кг суттєво більше,

ніж при зрідженні метану у берегових великотоннажних установках, які складають близько 0,3 кВт·год/кг (0,25...0,40) [32]. Однак, для судових умов переважають вимоги компактності, надійності, а також простоти й безпеки експлуатації системи зрідження. Тому використання великогабаритних систем зрідження, характерних для великотоннажних виробництв, не доцільно у судових умовах.

4.2 Визначення витрат судового палива на зрідження метану на борту суден-газовозів

Компресори споживають електроенергію, що виробляється на борту судна дизель-генераторами. Витрати судового дизельного палива на 1 кВт·год електроенергії на борту судна у середньому дорівнює $g_{MDO}=0,25$ л/кВт·год [33]. Тоді питома витрата дизельного палива на одиницю зрідженого на борту судна природного газу складає (густина судового дизельного палива складає у середньому 0,82 кг/л):

$$\gamma_{MDO} = g_{LNG1} \cdot \rho_{MDO} \cdot g_{MDO} \text{ кг судового дизпалива/кг LNG.}$$

Метою подальшого розрахунку було оцінка витрати LNG як палива для вироблення електроенергії на борту судна для зрідження 1 кг LNG. Подальший аналіз базувався на значенні нижньої теплотворної здатності двох палив: дизельного (MDO) та природного газу LNG. Нижня теплотворної здатність MDO по нормі складає $Q_{MDO}^h = 42,707$ МДж/кг. Нижня теплотворної здатність природного газу як палива відповідно до ДСТУ $Q_{LNG}^h = 31,8$ МДж/м³ (не менше, при нормальних умовах, при цьому густина складає 0,6682 кг/м³). Тобто для природного газу $Q_{LNG}^h = 47,9$ МДж/кг.

Таким чином можна оцінити питома витрата природного газу як палива на одиницю зрідженого на борту судна природного газу:

$$\gamma_{LNG} = \gamma_{MDO1} \cdot Q_{MDO}^h / Q_{LNG}^h, \text{ кг LNG палива/кг LNG вантаж.}$$

Результати розрахунку питомих витрат двох видів палива на ре конденсацію одиниці природного газу при різній величині температури заборотної води наведено у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Результати розрахунку питомих витрат палива на ре конденсацію одиниці природного газу при різній величині температури заборотної води

$t_{3B}, ^\circ\text{C}$	$t_{охв}, ^\circ\text{C}$	$G_{N_2},$ кг/с	$\gamma_{MDO},$ кг судового дизпа- лива/кг LNG	$\gamma_{LNG},$ кг LNG палива/кг LNG вантаж.
8	16	19.4	0.1408	0.1255
12	20	20.9	0.1523	0.1358
16	24	22.7	0.1658	0.1478
20	28	24.8	0.1817	0.1620
24	32	27.3	0.2009	0.1791
28	36	30.4	0.2243	0.2000
32	40	34.3	0.2537	0.2262

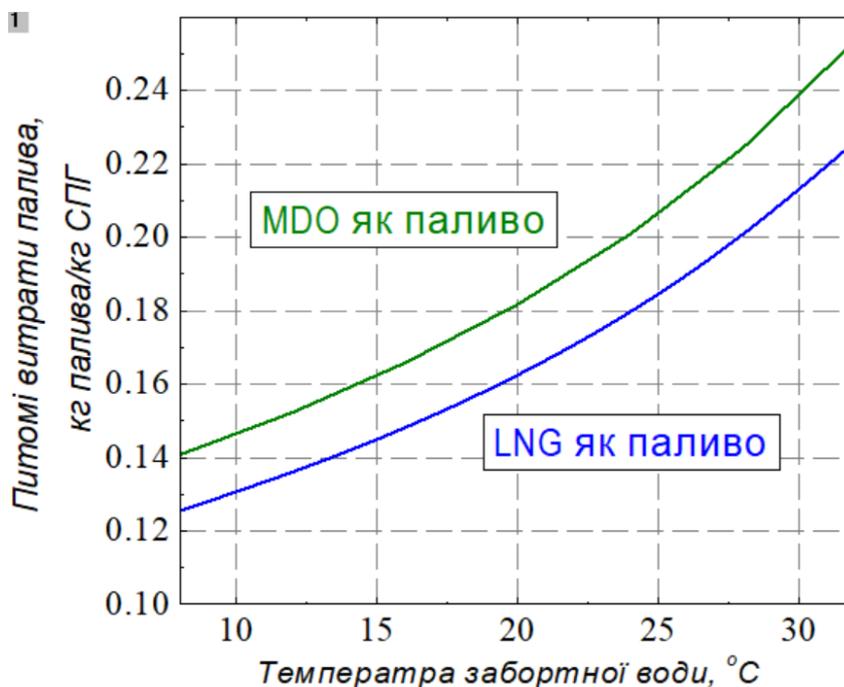


Рисунок 4.2. Залежність питомих витрат палива на реконденсацію природного газу від температури заборотної води

На рисунку 4.2 наведено залежність питомих витрат палива на реконденсацію природного газу від температури забортної води для двох варіантів енергозабезпечення установки повторного зрідження СПГ: при використанні MDO як палива та LNG як палива.

Аналіз графіків показує, що зі зростанням температури забортної води в діапазоні від 8 до 32 °C питомі витрати палива зростають для обох розглянутих варіантів. Це пояснюється збільшенням енергетичних витрат на забезпечення необхідного рівня холодопродуктивності, що розглянуто у попередньому розділі.

При цьому для всього досліджуваного діапазону температур питомі витрати палива при використанні LNG є меншими, ніж при використанні MDO. Різниця між кривими зберігається практично постійною та свідчить про вищу енергетичну доцільність використання LNG як палива для забезпечення роботи установки повторного зрідження.

Також слід відзначити, що зі збільшенням температури забортної води різниця в абсолютних значеннях питомих витрат між варіантами зростає, що вказує на підвищену чутливість варіанта з використанням MDO до зміни зовнішніх теплових умов.

Отримані результати явно не підтверджують доцільність використання LNG як палива для енергозабезпечення установок повторного зрідження СПГ, тому що не врахована вартість цих двох видів палива.

4.3 Економічне обґрунтування доцільності запропонованих технічних рішень

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

- судно як паливо споживає MDO та працює установка повторного зрідження LNG;

- судно як паливо споживає LNG, установка повторного зрідження LNG не задіяна.

Ідея порівняння полягала у тому, щоб оцінити економічну доцільність повторного зрідження природного газу під час знаходження судна у переході у порівнянні використання його як палива.

Додаткові витрати палива на генерацію електроенергії та котли тут не вахуємо, тому що вони практично однакові для порівнюваних варіантів.

Вартість судового палива та LNG на світовому ринку постійно змінюється – рис. 4.3 та 4.4. Для подальших розрахунків приймаємо данні за останній період.

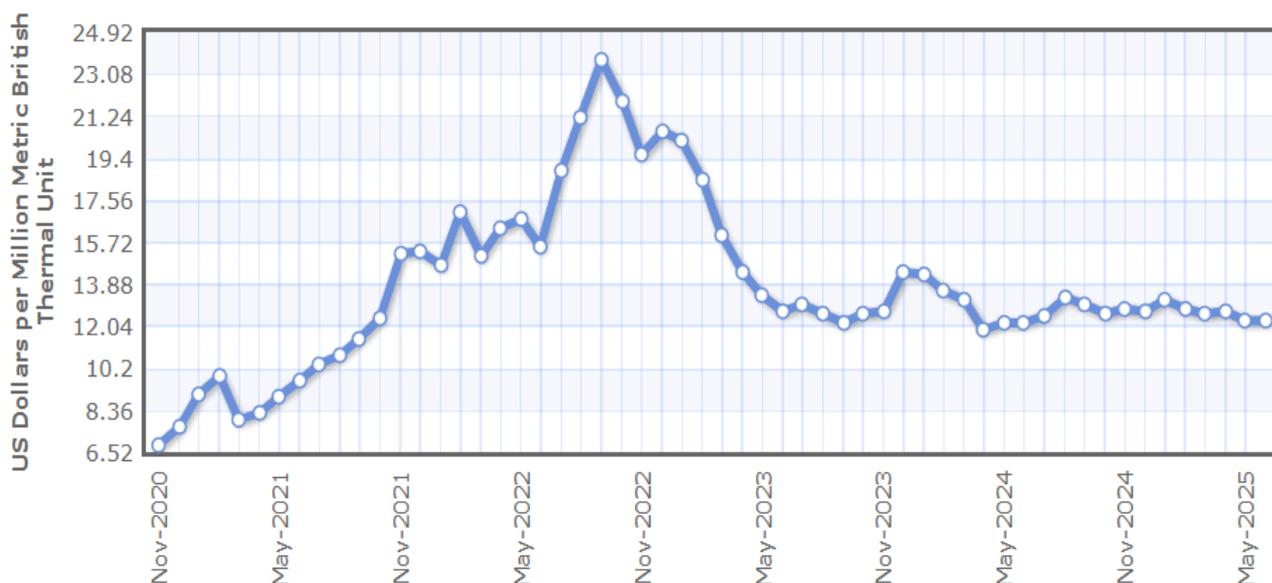


Рисунок 4.3 Світові ціни на LNG (in U.S. dollars per million metric British thermal units) [34]

Відповідно до інформації, наведеної на рис. 2.8, для розрахунків приймаємо середню вартість LNG $C_{LNG}=13$ \$ USA за млн. Btu. Переводимо цю вартість у кг, використовуючи величину нижчої теплотворної здатності природного газу $Q_{LNG}^H=47,9$ МДж/кг та коефіцієнт перерахунку млн. Btu в МДж (1 Btu = 1055 Дж).

$$C_{LNG} = \frac{13 \cdot 47,9}{1055} = 0,59 \text{ \$ USA/кг.}$$



Рисунок 4.4 Світові ціни на бункерне паливо IFO380 [35]

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

Деякі вхідні данні для розрахунку грошових витрат на паливо судном під час рейсу з урахуванням можливості використання двигуном двох видів палива та з урахуванням додаткових витрат на скраплення природного газу наведено у таблиці 4.3.

Результати розрахунку питомих та годинних грошових витрат на паливо для забезпечення роботи системи реконденсації СПГ в залежності від температури заборотної води наведено у таблиці 4.4.

Таблиця 4.3 Вхідні данні для розрахунку грошових витрат на паливо LNG танкером під час рейсу при використанні різних видів палива

Параметр	Судно як паливо споживає MDO та працює установка повторного зрідження LNG	Судно як паливо споживає LNG, установка повторного зрідження LNG не задіяна
Потужність головного двигуна (два двигуна) при заданій рейсовій швидкості (приймаємо 0,75 від максимальної)	$2 \times 10194 \text{ кВт}$	
Кількість LNG, що випаровується (з попередніх розрахунків)	$113.4 \text{ тонн/добу} = 4,75 \text{ тонн/год} = 4750 \text{ кг/год}$	
Вартість LNG	$0,59 \text{ \$ USA/кг}$	
Вартість MDO (IFO380)	$0,382 \text{ \$ USA/кг}$	
Годинні витрати палива на роботу головних двигунів (для СПГ витрата палива оцінена з урахуванням теплотворної здатності LNG та MDO)	$162 \text{ г/кВт}\cdot\text{год} \times$ $\times 2 \times 10194 \text{ кВт} =$ $= 3,30 \text{ тонни MDO /год}$	$138 \text{ г/кВт}\cdot\text{год} \times$ $\times 2 \times 10194 \text{ кВт} =$ $= 2,81 \text{ тонни LNG /год}$
Годинні грошові витрати на паливо на роботу головних двигунів	$3300 \text{ кг MDO /год} \times$ $\times 0,382 \text{ \$ USA/кг} =$ $= 1260 \text{ \$ USA/год}$	$2810 \text{ кг LNG /год} \times$ $\times 0,59 \text{ \$ USA/кг} =$ $= 1658 \text{ \$ USA/год}$
Годинні економія грошових витрат на паливо на роботу головних двигунів на MDO у порівнянні з кг LNG	$398 \text{ \$ USA/год}$	

Таблиця 4.4 Результати розрахунку питомих та годинних грошових витрат на паливо для забезпечення роботи системи реконденсації СПГ в залежності від температури забортної води

$t_{зв}$, °C	$t_{охл}$, °C	\$ США/кг LNG, MDO як паливо	\$ США/кг LNG, LNG як паливо	\$ США/год, MDO як паливо	\$ США/год LNG як паливо
8	16	0.0538	0.0740	255.4	351.7
12	20	0.0582	0.0801	276.4	380.6
16	24	0.0633	0.0872	300.8	414.2
20	28	0.0694	0.0956	329.7	454.1
24	32	0.0767	0.1057	364.5	501.9
28	36	0.0857	0.1180	407.0	560.5
32	40	0.0969	0.1334	460.3	633.9

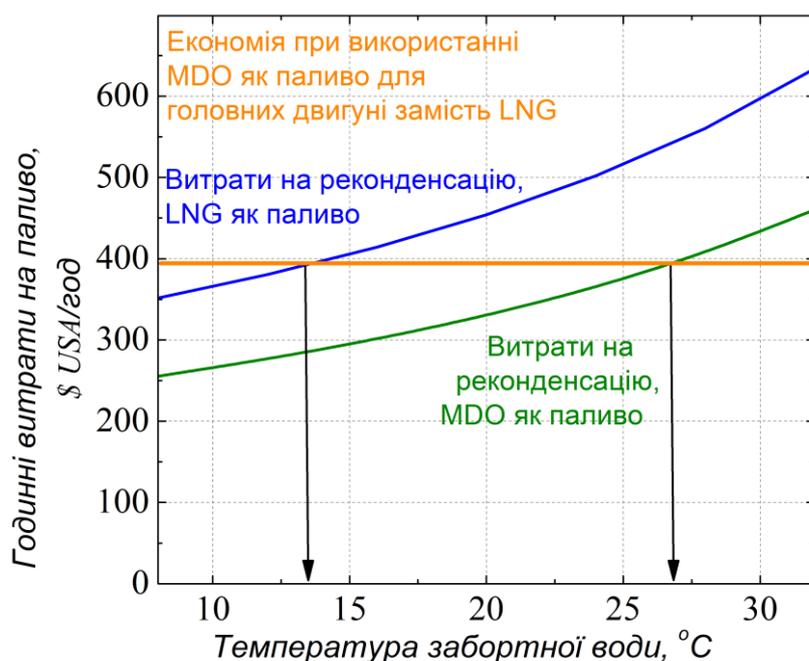


Рисунок 4.5 Залежність годинних грошових витрат на реконденсацію LNG у кількості 4750 кг/год та годинна економія при використанні MDO як палива замість LNG

Як видно з результатів розрахунку, наведених у таблиці 4.4 та на рис. 4.5, економічна ефективність системи реконденсації природного газу істотно залежить від температури забортної води, яка визначає рівень енергоспоживання холодиль-

ного обладнання усієї системи. На рисунку показано зміну годинних витрат на паливо для реконденсації LNG при використанні LNG або MDO як основного палива для головного двигуна з валогенератором (тобто з паралельним вироблення електроенергії) в діапазоні температур заборотної води від 8 до 32 °C.

У випадку використання LNG як палива для головного двигуна, годинні витрати на реконденсацію зростають із підвищенням температури заборотної води від приблизно 350 USD/год при 10 °C до 620 USD/год при 30 °C. При температурі заборотної води близько 14–15 °C витрати на реконденсацію досягають рівня 390–400 USD/год, що відповідає витратам при прямому спалюванні LNG як палива без реконденсації. Подальше підвищення температури призводить до перевищення цього рівня, внаслідок чого реконденсація LNG стає економічно недоцільною. Таким чином, для суден, що експлуатуються на LNG як паливі, реконденсація випарного природного газу є виправданою лише за умов експлуатації в холодних або помірних кліматичних зонах, при температурі заборотної води не вище 14 °C.

Для сценарію, в якому основним паливом є MDO, зростання витрат на реконденсацію LNG відбувається менш інтенсивно. При температурі заборотної води 10 °C годинні витрати становлять близько 260 USD/год, при 20 °C – приблизно 330 USD/год, а при 25 °C – близько 380 USD/год. Граничне значення економічної доцільності досягається при температурі заборотної води 26–27 °C, коли витрати на реконденсацію перевищують 390–400 USD/год. За температур вище цього рівня реконденсація LNG втрачає економічний сенс, і більш доцільним стає пряме використання або спалювання LNG без його повторної конденсації.

Отримані результати свідчать, що температура заборотної води є визначальним фактором при виборі режиму поводження з випаровуванням LNG. У районах з високими температурами морської води (тропічні та субтропічні широти) експлуатація систем реконденсації LNG є економічно обмеженою, особливо для суден, що працюють на LNG як паливі. У таких умовах доцільніше застосовувати пряме спалювання LNG у головних або допоміжних двигунах.

Висновки аналізу підтверджують необхідність урахування кліматичних умов експлуатації судна на етапі вибору та проектування систем поводження з LNG, а також при розробці експлуатаційних режимів паливної установки.

Разом із тим слід зазначити, що наведений аналіз економічної доцільності реконденсації LNG базується на порівнянні безпосередніх годинних експлуатаційних витрат і не враховує низку чинників, які можуть істотно впливати на загальну ефективність системи в реальних умовах експлуатації судна.

По-перше, у розрахунках не враховано капітальні витрати на встановлення системи реконденсації LNG, включно з вартістю холодильних машин, теплообмінного обладнання, додаткових насосів, трубопроводів, систем автоматики та монтажних робіт. З урахуванням значної початкової вартості таких систем, оцінка економічної доцільності потребує також аналізу строку окупності та повних витрат життєвого циклу (Life Cycle Cost, LCC).

По-друге, не розглядалися експлуатаційні та ремонтні витрати, пов'язані з роботою холодильного обладнання, зокрема витрати на технічне обслуговування компресорів, деградацію теплообмінних поверхонь та можливе зниження ефективності внаслідок забруднення конденсаторів забортною водою. У реальних умовах ці фактори можуть призводити до додаткового зростання енергоспоживання та витрат.

По-третє, у роботі не враховано динамічний характер навантаження суднової енергетичної установки. Зміни режимів роботи головного двигуна, коливання інтенсивності утворення boil-off gas, а також зміна швидкості судна можуть істотно впливати як на кількість LNG, що підлягає реконденсації, так і на ефективність роботи холодильного циклу.

Крім того, у межах аналізу не розглядалися екологічні та нормативні аспекти, зокрема вплив обраного режиму поводження з LNG на сумарні викиди парникових газів, відповідність вимогам ІМО щодо енергоефективності та можливі обмеження на спалювання boil-off gas у портових або прибережних районах.

Окремої уваги потребує також вплив регіональної та сезонної мінливості температури забортної води. Для суден, що працюють на змішаних маршрутах

(холодні та теплі акваторії), доцільність реконденсації LNG має оцінюватися з урахуванням річного профілю експлуатації, а не за окремими стаціонарними значеннями температури.

Таким чином, для більш повної оцінки ефективності системи реконденсації LNG доцільно доповнити наведений аналіз розрахунками життєвого циклу, сценарним аналізом експлуатаційних режимів, а також оцінкою екологічних і нормативних обмежень, що дозволить обґрунтувати вибір оптимальної технологічної схеми поводження з випарами LNG для конкретного судна та умов його експлуатації.

ВИСНОВКИ

У виконаній дипломній роботі проведено комплексний аналіз доцільності реконденсації випарного природного газу (BOG), що утворюється під час морського транспортування скрапленого природного газу (LNG), на прикладі LNG-газовоза з мембранною вантажною системою та головною енергетичною установкою на базі двох малообертових двотактних двигунів MAN B&W 6S70ME-C (Derated). Дослідження показало, що навіть за сучасного рівня теплоізоляції вантажних танків добовий рівень випаровування LNG для мембранних систем становить у середньому 0,08–0,15 % від об'єму вантажу. Для судна місткістю близько 210 тис. м³ це відповідає утворенню 75–140 т BOG на добу, що є значною величиною з точки зору як економіки рейсу, так і екологічних показників судна. Для подальших розрахунків витрата BOG прийнята рівною 113.4 тонн/добу.

Розрахунок режимів роботи головної енергетичної установки показав, що при нормальному тривалому режимі один двигун MAN B&W 6S70ME-C розвиває ефективну потужність 10 194 кВт за питомої витрати палива 162 г/(кВт·год). Годинна витрата палива одного двигуна при цьому становить близько 1 651 кг/год, а для двох двигунів – приблизно 3,30 т/год.

У розділі 3 виконано термодинамічний аналіз судової системи реконденсації природного газу, що працює за зворотним азотним циклом Брайтона, з побудовою T–s та p–h діаграм азотного і метанового контурів. Розрахунки показали, що для забезпечення повної реконденсації BOG необхідно стискати азот у холодильному контурі до тисків порядку 20–30 бар з подальшим розширенням у детандері до температур нижче –150 °C. У метановому контурі BOG стискується до тиску 8–16 бар і охолоджується у головному кріогенному теплообміннику до температур, нижчих за температуру скраплення метану. Отримані температурні забезпечують стабільний фазовий перехід природного газу у рідкий стан.

Результати енергетичного аналізу азотного циклу показали, що питома споживана електрична потужність системи реконденсації становить 0,8–1,2 МВт на 1 т/год реконденсованого BOG залежно від температури забортної води. Для розра-

хункового рівня випаровування близько 3 т/год сумарна електрична потужність системи реконденсації знаходиться в межах 2,5–3,5 МВт.

Аналіз впливу температури заборотної води показав, що зі зниженням температури заборотної води до 15–18 °С питомі витрати електроенергії на реконденсацію зменшуються на 10–20 % за рахунок покращення термодинамічних параметрів роботи азотного циклу. Водночас при підвищенні температури заборотної води до 28–30 °С спостерігається зростання енергетичних витрат на реконденсацію, що знижує її загальну енергетичну ефективність. За таких умов при низькому рівні випаровування LNG використання BOG як палива може бути більш доцільним, ніж його повна реконденсація.

У випадку використання LNG як палива для головного двигуна, годинні витрати на реконденсацію зростають із підвищенням температури заборотної води від 350 USD/год при 10 °С до 620 USD/год при 30 °С. При температурі заборотної води близько 14–15 °С витрати на реконденсацію досягають рівня 390–400 USD/год, що відповідає витратам при прямому спалюванні LNG як палива без реконденсації. Подальше підвищення температури призводить до перевищення цього рівня, внаслідок чого реконденсація LNG стає економічно недоцільною. Таким чином, для суден, що експлуатуються на LNG як паливі, реконденсація випарного природного газу є виправданою лише за умов експлуатації в холодних або помірних кліматичних зонах, при температурі заборотної води не вище 14 °С.

Отримані результати свідчать, що енергетична доцільність реконденсації BOG на LNG-газовозі є змінною величиною та визначається сукупністю факторів: рівнем BOR, температурою заборотної води, режимом роботи головної енергетичної установки та параметрами азотного циклу. При сприятливих температурних умовах та підвищених витратах BOG реконденсація забезпечує мінімізацію втрат LNG і зниження витрат палива на рейс.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. International Maritime Organization. *International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGC Code)*. London: IMO Publishing, 2016. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.370\(93\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.370(93).pdf) (дата звернення: 24.11.2025).
2. Society of International Gas Tanker and Terminal Operators. *Liquefied Gas Handling Principles on Ships and in Terminals*. 4th ed. London: SIGTTO, 2016. <https://www.sigtto.org/publications/liquefied-gas-handling-principles-on-ships-and-in-terminals-lghp4-4th-edition/> (дата звернення: 24.11.2025).
3. Society of International Gas Tanker and Terminal Operators. *Liquefied Gas Carrier Operations*. London: SIGTTO, 2018. <https://www.sigtto.org> (дата звернення: 24.11.2025).
4. DNV. *Rules for Classification of Ships. Part 5: Liquefied Gas Carriers*. Høvik: DNV, 2023. <https://www.dnv.com/rules-standards/> (дата звернення: 26.11.2025).
5. American Bureau of Shipping. *Guide for Building and Classing Liquefied Gas Carriers with Independent Tanks*. Houston: ABS, 2023. URL: https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/special_service/144-guide-for-building-and-classing-liquefied-gas-carriers-with-independent-tanks/144-lgc-guide-may23.pdf (дата звернення: 26.11.2025).
6. GTT (Gaztransport & Technigaz). *Mark III System Description*. Saint-Rémy-lès-Chevreuse: GTT, 2021. <https://www.gtt.fr/technologies/markiii-systems> (дата звернення: 26.11.2025).
7. GTT (Gaztransport & Technigaz). *NO96 System – Technical Overview*. Saint-Rémy-lès-Chevreuse: GTT, 2022. <https://www.gtt.fr/technologies/no96-systems> (дата звернення: 26.11.2025).
8. GTT (Gaztransport & Technigaz). *Mark III Flex and NO96 Super+ – Low Boil-off Solutions*. Technical brochure. Saint-Rémy-lès-Chevreuse: GTT, 2023. <https://www.gtt.fr/technologies/markiii-systems> (дата звернення: 26.11.2025).

9. GTT (Gaztransport & Technigaz). *Integrity and Safety of Membrane Containment Systems*. Technical note. Saint-Rémy-lès-Chevreuse: GTT, 2020. <https://www.gtt.fr/ensuring-safety-performance-and-operational-flexibility-Ingcs> (дата звернення: 26.11.2025).

10. LNT Marine. *LNT A-BOX Independent Tank System – Technical Overview*. Singapore: LNT Marine, 2021. <https://lntmarine.com/our-technology/lnt-a-box/> (дата звернення: 26.11.2025).

11. Society of International Gas Tanker and Terminal Operators. *Ship/Shore Interface Guidelines for Gas Carriers*. London: SIGTTO, 2020. <https://sigtto.org/media/3350/guidance-on-gas-carrier-and-terminal-gangway-interface.pdf> (дата звернення: 26.11.2025).

12. Lloyd's Register. *Rules and Regulations for the Construction and Classification of Ships for the Carriage of Liquefied Gases in Bulk*. London : Lloyd's Register, 2024. <https://www.lr.org/en/knowledge/lloyds-register-rules/rules-and-regulations-for-ships-for-the-carriage-of-liquefied-gases/> (дата звернення: 26.11.2025)

13. Balcombe P., Speirs J., Brandon N., Hawkes A. Methane emissions: A review of evidence and implications for decarbonisation pathways. *Energy Strategy Reviews*. 2018. Vol. 24. P. 26–38.

14. European Commission. *Methane Emissions Reduction Strategy*. COM(2020) 663 final. Brussels: European Commission, 2020. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:52020DC0663> (дата звернення: 26.11.2025).

15. European Maritime Safety Agency; European Environment Agency. *European Maritime Transport Environmental Report 2025*. Lisbon: EMSA; Copenhagen: EEA, 2025. <https://www.emsa.europa.eu/emter-2025/full-report.html> (дата звернення: 26.11.2025).

16. GTT (Gaztransport & Technigaz). *NO96 Super+ – Enhanced Thermal Performances*. Technical leaflet. Saint-Rémy-lès-Chevreuse: GTT, 2022. <https://www.gtt.fr/no96-super> (дата звернення: 01.12.2025).

17. DNV. *Maritime Forecast to 2050*. Høvik: DNV, 2024. <https://www.dnv.com/maritime/maritime-forecast/> (дата звернення: 01.12.2025).

18. Kochunni S.K., Chowdhury K. LNG boil-off gas reliquefaction by Brayton refrigeration system – Part 1: Exergy analysis and design of the basic configuration. *Energy*. 2019. Vol. 176. P. 753–764.

19. Kochunni S.K., Joy J., Chowdhury K. LNG boil-off gas reliquefaction by Brayton refrigeration system – Part 2: Improvements over basic configuration. *Energy*. 2019. Vol. 176. P. 861–873.

20. Gómez J.R., Gómez M.R., Garcia R., Catoira A. On board LNG reliquefaction technology: A comparative study. *Polish Maritime Research*. 2013. Vol. 21, No. 1. P. 77–88.

21. Shin H., Kim D., Choi W., Lee J.M. Optimal Design of BOG Reliquefaction Systems for LNG Carriers: A Focus on GMS Performance During Loaded Voyages. *Korean Journal of Chemical Engineering*. 2025. Vol. 42(4). P. 901-921.

22. Wärtsilä. LNG Reliquefaction System. Wärtsilä Encyclopedia of Marine Technology. Helsinki: Wärtsilä, 2016. <https://www.wartsila.com/encyclopedia/term/lng-reliquefaction-system> (дата звернення: 03.12.2025).

23. Wärtsilä. Compact Reliq™ – BOG reliquefaction unit. Product brochure. Helsinki: Wärtsilä, 2019. <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/ogi/lng-solutions/compact-reliq-bog-reliquefaction.pdf> (дата звернення: 01.12.2025).

24. Hamworthy / Wärtsilä. LNG reliquefaction system – Nitrogen cycle (cooling cycle). Technical presentation. 2010. <https://www.scribd.com/document/67144088/regasification-Hamworthy> (дата звернення: 03.12.2025).

25. Kim J.S., Kim D.Y. Energy, exergy and economic (3E) analysis of boil-off gas handling and reliquefaction systems on LNG carriers. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2023. Vol. 11, No. 3. 587.

26. Romero J., Orosa J.A., Oliveira A.C. Research on the Brayton cycle design conditions for reliquefaction cooling of LNG boil off. *Journal of Marine Science and Technology*. 2012. Vol. 17, No. 4. P. 532–541.

27. El-Shoubashy H.A., El-Askary W., Eldrainy Y.A., Abdelfattah S.T., Mohamed, M.H. Performance enhancement of marine LNG BOG reliquefaction systems via passive diffuser integration: a thermodynamic and economic assessment. *Journal of Engineering and Applied Science*. 2025. Vol. 72(1). 214.

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

29. Cargo Operating Manual. LNG AL RUWAIS. Pentatech CO., LTD. Marine Venture Center, Korea Maritime University, Dongsam-Dong, Yeongdo-Gu, Busan, Korea. 2022.

30. 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.

31. ASHRAE. Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineering, Inc. Atlanta: ASHRAE. 2017

32. Pu L., Xiong Y., Wang K., Tang L., Qiu L., Wang K. Design and optimization of large-scale natural gas liquefaction process based on triple refrigeration cycles. *Energy*. 2024. Vol. 313. 133750.

33. A Practical Guide to the Selection of Energy Efficiency Technologies for Ships. GreenVoyage2050 Project Coordination Unit, IMO (2022) <https://greenvoyage2050.imo.org> (Accessed 12 November 2025)

34. Indonesian Liquefied Natural Gas Monthly Price <https://www.indexmundi.com/commodities/?commodity=indonesian-liquefied-natural-gas&months=60>

35. World Bunker Prices. <https://shipandbunker.com/prices#IFO380> (Accessed 23 November 2025)

36. Сагін С.В., Колегаєв М.О., Парменова Д.Г. Методичні вказівки для виконання дипломної роботи магістра. Одеса: НУ ОМА. 2023. 56 с.