

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: Підвищення енергоефективності холодильного обладнання систем вторинного скраплення пари вантажу суден газозовів

Студента 6-ого курсу ННІ Інженерії **Вожжова Олександра Олеговича**
Керівник: професор кафедри СДУ і ХТ, к.т.н., Козьмічих М. А.

Нормоконтроль

Олександр М. М., проф. Фарченко О. П.

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

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

Завідувач кафедри СДУ і ХТ

д.т.н., професор

М. А. Козьмічих

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
ЗАВІДУЮЧИЙ КАФЕДРОЮ
С. В. Сагін

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових енергетичних установок.

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

Завідувач випускової кафедри СЕУ

д.т.н., професор

С. В. Сагін

Рецензент

С. В. Сагін

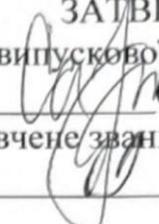
(підпис, ПІБ, дата)

Рецензент

М. А. Козьмічих

(підпис, 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, професор,  Сагін С.В.
(підпис, вчене звання, П.І.Б.)
«  » _____ 202_р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІ **Вожжов Олександр Олегович**

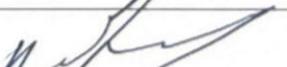
1. Тема дипломної роботи **«Підвищення енергоефективності холодильного обладнання систем вторинного скраплення пари вантажу суден газовозів»**. Затверджена наказом ректора НУ ОМА № 1439 від 26 листопада 2025 р.
2. Об'єкт дослідження - Холодильне обладнання суднових систем вторинного скраплення пари вантажу.
3. Предмет дослідження – екологічна безпека та надійність холодильного обладнання суднових систем комфортного кондиціонування повітря
4. Обсяг пояснювальної записки: до 90 с.
5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Вступ, вибір об'єкту для дослідження, огляд сучасного стану питання використання холодильного обладнання на суднах газовозах, вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу судна , аналіз впливу обраної схеми вторинного скраплення пари вантажу на ефективності холодильного обладнання, висновки.
6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці) - Вступ, визначення енергетичної ефективності судового обладнання, аналіз поширених схем суднових систем вторинного скраплення пари вантажу, визначення експлуатаційних показників елементів холодильної установки, рекомендації з підвищення ефективності холодильного обладнання з урахуванням умов експлуатації .
7. Перелік графічного матеріалу: 10 -12 слайдів що допомагають розкрити зміст роботи

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

8. Консультанти:

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

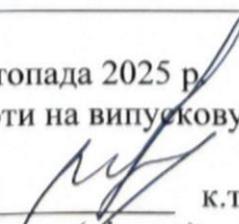
9. Календарний план виконання роботи

№ з/п	Назва етапу дипломної роботи	Відмітка керівника про виконання етапу (дата, підпис)
1	Вибір об'єкту для дослідження	
2	Сучасний стан питання використання холодильного обладнання в системах вторинного скраплення пари вантажу суден газозовів.	
3	Вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу системи	
4	Вибір конфігурації схеми вантажної системи судна для перевезення скрапленого газу.	
5	Основні показники надійності та ефективності холодильної установки суднової системи вторинного скраплення пари вантажу .	
6	Шляхи підвищення надійності та ефективності обладнання суднової системи вторинного скраплення пари вантажу .	
7	Висновки	
8	Оформлення пояснювальної записки	
9	Підготовка презентації та доповіді	

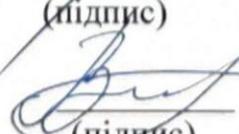
10. Дата видачі завдання 04 листопада 2025 р.

Термін надання дипломної роботи на випускову кафедру _____

Керівник дипломної роботи


(підпис) к.т.н., професор Миколай Козьмініх
(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи


(підпис) Олександр Вожжов
(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра: 81 с., 22 рис., 13 табл., 21 джерел.

Об'єкт дослідження — установки повторного скраплення газу.

Мета роботи — аналіз ефективності грузових холодильних установок суден для перевезення скрапленого газу типу LPG.

У роботі дається опис судна-прототипу, обґрунтування вибору двигуна і розрахунок номінальної потужності головного двигуна, що забезпечує необхідну ефективну потужність.

Розглянуті методи транспортування скрапленого нафтового газу морем та основні типи суден для перевезення скрапленого газу.

Проведено аналіз основних схем установок для повторного скраплення випарного газу, вибір та розрахунок схеми для заданого судна-прототипу.

Зроблено висновок про доцільність використання установок каскадного типу.

Проведено аналіз видів, наслідків і критичності відмов вузлів установки регазифікації.

ГАЗОВОЗ,СНГ, СУДНОВА ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА, УСТАНОВКИ ПОВТОРНОГО СКРАПЛЕННЯ ГАЗУ, КАСКАДНА УПСГ, МЕТАН, ЦИКЛ БРАЙТОНА.

ABSTRACT

Master graduate thesis: 81 p., 22 fig., 13 tables, 21 sources.

The object of study – the boiled-off-gas re-liquefaction installations.

Purpose – analysis of the efficiency of cargo refrigeration plants of the vessels for the liquefied petroleum gas transporting.

The project describes a prototype vessel, the rationale for the selection of the engine and the calculation of the rated power of the main engine, providing the necessary effective power.

The methods of transportation of liquefied natural gas by sea, and the main types of vessels for transport liquefied natural gas are considered.

An feasibility study of major systems installations for re-liquefying of boiled-off-gas, choice and calculation of system for a given vessel prototype was carried out.

The conclusion has been done about the advisability of using cascade-type plant.

Types, consequences and criticality of failures of regasification units were analysed.

LPG CARRIERS, LPG, MARINE REFRIGERATING PLANT, BOG RE-LIQUEFACTION SYSTEM, BOILED-OFF-GAS, LBOG, METHANE, BRIGHTON CYCLE.

ЗМІСТ

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	8
1 ВИБІР ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	13
2 ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	15
2.1 Розрахунок необхідної потужності.....	15
2.2 Обґрунтування вибору головного двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	19
2.4 Енергетичний баланс системи наддуву.....	27
3 ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СЕУ.....	29
3.1 Дані для розрахунків коефіцієнта енергетичної ефективності й узагальненого пропульсивного ККД.....	29
3.2 Конструкційний коефіцієнт енергоефективності (ККЕЕ).....	30
3.3 Узагальнений пропульсивний ККД.....	34
3.4 Енергетичні показники.....	38
4 АНАЛІЗ ГРУЗОВИХ СИСТЕМ СУДЕН ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СКРАПЛЕНИХ ГАЗІВ.....	39
4.1 Установки прямого скраплення газів.....	41
4.2. Каскадні установки скраплення газу.....	46
5 УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ЦИКЛОМ БРАЙТОНА.....	53
5.1 Принцип роботи УПСГ, що працює за циклом Брайтона.....	53
5.2 Елементи установки.....	54
5.3 Інтенсивність відмов елементів УПСГ та їх надійність.....	59
6 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ГАЗОВОЗУ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ПАРИ ВАНТАЖУ.....	71
ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	80

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

- СЕУ – суднова енергетична установка
ГД – головний двигун
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
СДУ – суднова дизельна установка
ККД – коефіцієнт корисної дії
МОД – малообертовий двигун
СОД – середньообертовий двигун
МВ – машинне відділення
СПГ – скраплений природний газ
ВГ – випарний газ
УПСГ – установка повторного скраплення газу
ПСВГ – повторно скраплений випарний газ
В-КД – випарювач-конденсатор
ВО – водяний охолоджувач
БСГ – блок спалювання газу
СНГ – скраплений нафтовий газ

ВСТУП

Споживання природного газу в енергетиці, промисловості і побуті безперервно збільшується. Як відмічають провідні міжнародні експерти в період 2002-2025 рр. світовий об'єм споживання газу вельми можливо зросте в 7 разів.

При згорянні газу в атмосферу Землі викидається менше забруднюючих речовин і парникових газів, ніж при згорянні мазуту або вугілля. Б.Е. Патон в свій час підкреслював, що в порівнянні з нафтовими паливами природний газ утворює значно менше оксидів вуглецю, оксидів азоту і диму (у 5 та 8 разів, відповідно), одночасно в димі відсутні свинець і сажа. Ці обставини багато в чому сприяють збільшенню використання природного газу в якості важливого джерела теплової енергії. Ті ж самі висновки можливо поширити і на нафтові гази.

Як відомо, найбільші запаси природного газу знаходяться на Близькому Сході і в Росії (понад 60 відсотків). В той же час такі великі споживачі газу, як США, Японія, Корея та держави Євроспівдружності відокремлені морями і океанами від місць його здобичі. Цей рівень потребує рішення питань невідповідності між місцями здобичі та використанням природного та нафтового газів (рис. 1). Тому, починаючи з другої половини ХХ-го сторіччя, безперервно розвиваються морські перевезення природного та нафтового газу та деяких інших важливих для багатьох галузей промисловості газів. Нині в міжнародній торгівлі більше 75 % природного газу транспортується по трубопроводах, а решта дуже значної кількості - морським шляхом на великі відстані за допомогою спеціальних суден- газовозів.

В теперішній час застосовуються три найбільш поширених способи морського перевезення скраплених газів:

- при температурі доквілля і відповідно високому тиску насичення;
- при тиску, що незначно перевищує атмосферний, і відповідно низькій температурі насичення;
- при тиску вище ніж атмосферний і порівняльно низькій температурі насичення (комбінований спосіб перевезення).

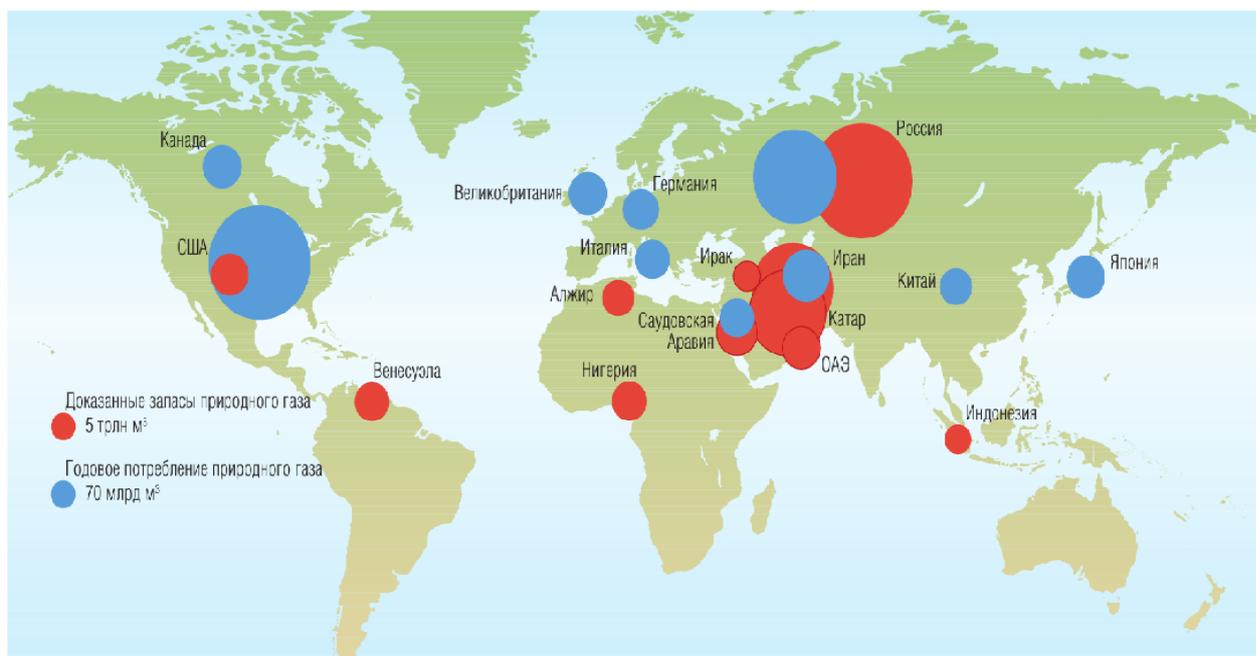


Рисунок 1 - Запаси та вживання природного газу

Спосіб перевезення при тиску, близькому до атмосферного, називають ізотермічним, хоча при комбінованому способі температура вантажу також постійна, але більш висока.

Судна для перевезення газів при температурі докільця звичайно називають напірними газовозами; для перевезення при атмосферному тиску - рефрижераторними; при комбінованому способі - напіврефрижераторними. Останній, не цілком вдалий термін, підкреслює їх відмінність від рефрижераторних газовозів.

Перевезення на напірних газовозах вигідні з енергетичної точки зору, оскільки не вимагають охолодження вторинного газу. Проте вантажні танки для перевезення газів на таких газовозах повинні бути розраховані на надто високий робочий тиск (близько 1,75 МПа) і тому мають сферичну або циліндричну форму, що погано узгоджується з конфігурацією вантажних приміщень судна. До того ж маса порожніх танків дуже велика у зв'язку з великою товщиною стінок. Все це значно зменшує вантажомісткість і чисту вантажопідйомність напірних газовозів.

На рефрижераторних газовозах, загальна місткість яких складає приблизно половину сучасних суден-газовозів, необхідно встановлювати дороге і складне

холодильне обладнання, вартість якого досягає 8... 12 відсотків загальної вартості судна. При цьому способі перевезення, газ перед завантаженням на судно зріджують і зберігають у берегових місткостях при температурі насичення, що відповідає тиску, при якому здійснюється перевезення (приблизно 0,103 МПа). Підвищений тиск в танках не дозволяє атмосферному повітрю проникнути до них і утворити вибухонебезпечну суміш з газом. Під час перевезення скраплених газів (СГ) витрачається багато енергії на роботу холодильного обладнання у зв'язку з необхідністю реконденсації (повторного зріджування) газу, що випаровується внаслідок неминучих припливів теплоти в танки газовозу з навколишнього довкілля, незважаючи на ізоляцію танків.

На перших кроках розвитку на більшості газовозів, що перевозять скраплений природний газ при температурі, приблизно, - 161 °С, установки реконденсації були відсутні, а газ, що випаровувався, випускався в атмосферу або використовувався як паливо в енергетичній установці судна. Це зменшувало кількість газу, що доставляється в порт призначення. Останнім часом, у зв'язку із зростанням вартості природного газу, що складається в основному з метану, на судах-метановозах встановлюють каскадні холодильні установки для реконденсації газу або холодильні установки що працюють за циклом Брайтона.. Перевезення на рефрижераторних газовозах економічно виправдане для судів великої вантажомісткості при перевезеннях на великі відстані.

При комбінованому способі перевезення температура СГ вища, тому теплопритоки нижче і використовуване холодильне устаткування має меншу холодопродуктивність, в порівнянні з рефрижераторними газовозами. Проте останніми роками товщину ізоляції танків при комбінованому способі перевезення збільшують, а температуру вантажу знижують, що зменшує витрати енергії при обробці вантажів в портах .

Вартість морського перевезення скрапленого природного газу(СПГ) на відстань 5000 км (3000 миль) порівняна з вартістю його перекачування по трубопроводу на удвічі меншу відстань. Провідні газові компанії орієнтуються на великих і середніх споживачів, яким вигідно використати СПГ. Зараз у світі

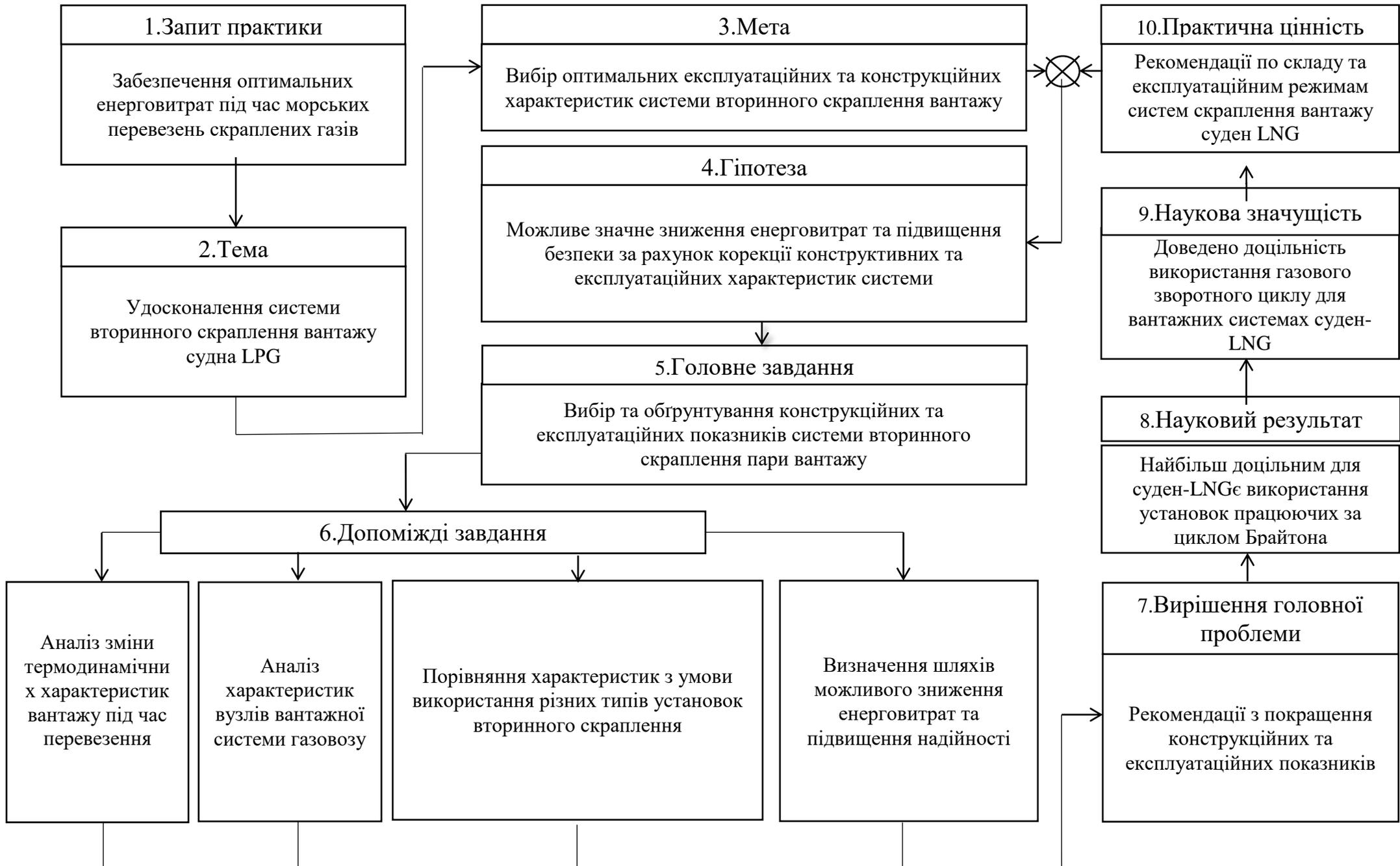
працюють понад 100 комплекси зріджування газу і приблизно 90 термінали його регазифікації, замовлені 7 плавучих сховищ СПГ, а його перевезення здійснюють більш 370 метановозів. Морські перевезення СПГ спираються на серйозну науково-технічну і економічну базу і користуються довірою споживачів.

Найзначніші зміни у виробництві і збуті скрапленого природного газу пов'язані з комерційними, а не технологічними інноваціями. Галузь СПГ знаходиться у стадії переходу від традиційних довгострокових контрактів до сучасної моделі торгових стосунків. Виходячи з цього метановоз має бути обладнаний такими технічними засобами, які можуть забезпечити гнучкість при можливому переході до короткострокових контрактів. Вантажовідправник вимагає мінімальної втрати СПГ під час транспортування, а це безпосередньо залежить від досконалості енергетичного комплексу судна.

Кількість і вартість газу, що випарувався, за період транспортування СПГ на судні досить значні. У зв'язку з цим найбільш раціональний і ефективний метод утилізації вантажу, що випарувався, - повторне його зріджування. Аналіз конструкцій нових та запланованих для будови в 2017-2018 рр. метановозів підтверджує, що наявність установки повторного зріджування газів (УПСГ) майже обов'язкове у складі сучасного метановозу. Проте ці установки маловивчені в експлуатації, недостатньо даних про їх надійність.

УПСГ є елементом складної технічної системи енергетичного комплексу метановоза. Наслідком відмови цього елемента буде неконтрольоване підвищення тиску у вантажних танках, що викличе спрацьовування запобіжних клапанів і втрату частини вантажу, а в деяких випадках - руйнування танка.

Нині проблеми надійності і експлуатації УПСГ набули великого значення для морських суден, оскільки від цих показників залежить безпека і ефективність транспортування СПГ морським шляхом. У зв'язку із стрімким розвитком метановозного флоту важливо підтримувати безпеку УПСГ на належному рівні, передбачати і попереджати її можливі відмови і їх наслідки, що дозволить підвищити надійність системи повторного зріджування.



Технологічна карта наукового дослідження

1 ВИБІР ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

В якості об'єкту дослідження обрано судно для перевезення скраплених газів, а саме його система вторинного скраплення пари вантажу.

Судна розрізняють за призначенням, способом перевезення зрідженого газу, а також конструкції судна. Газовози за призначенням розділяють на дві групи: для скраплених нафтових газів –пропану,бутанута ін.; для скрапленого природного газу (метану).

Цистерни газозовів підрозділяють на вбудовані, мембранні, напівмембранні і вкладні. Вбудовані - частина конструкції корпусу, мембранні складаються з тонкої оболонки, яка не несе навантаження. Напівмембранні мають елементи перших і других. Вкладні цистерни автономні від корпусу. Форма газових цистерн газозова - призматична, сферична,циліндрична та ін.

Вперше перевезення скраплених газів спеціальними суднами здійснена компанією “Shell” на початку 30-х рр. XX ст. Сучасні міжнародні перевезення скрапленого газу складають близько 20% загального обсягу природного газу, який транспортується споживачам.

Технологія перевезення газів:

Вибір транспортування нафтових газів залежить від цілого ряду чинників, пов'язаних не лише з розмірами і конструкцією самого судна, але і з умовами зберігання скрапленого газу на березі, в сховищах, в місцях вантаження і вивантаження. Берегові сховища, як і газозови, можуть бути напірного, напіврефрижераторного і рефрижераторного типів. Доцільно, щоб умови зберігання скрапленого газу в портах вантаження, вивантаження і на борту газозова були ідентичними, т. е. рефрижераторні берегові сховища повинні обслуговувати газозови рефрижераторного типу, напірні сховища - напірні газозови і т. д.

Проте сховища скрапленого газу в порту завантаження і в порту вивантаження можуть виявитися різнотипними. Якщо берегові сховища напірного типу, то, щоб здійснити завантаження газозова рефрижераторного або

напіврефрижераторного типу, необхідно за допомогою берегової або суднової рефрижераторної установки привести температуру і тиск скрапленого газу у відповідність з умовами перевезення на судні. Така операція зазвичай викликає значне збільшення часу стоянки. Значно більше часу займає приведення у відповідність умов транспортування скрапленого газу, якщо має відбутися завантаження газовеоза напірного типу з берегових сховищ рефрижераторного типу при температурі, близькій до температури кипіння, і атмосферному тиску. Слід зауважити, що такі операції проводяться досить рідко, оскільки довгострокові угоди, на основі яких здійснюється постачання скрапленого вантажу, полягає між одиницями транспортної системи з однаковими умовами зберігання скрапленого газу.

Тиск пари газу у вантажних танках на рефрижераторних і напіврефрижераторних газовеозах регулюється теплоізоляцією вантажних танків і повторним зріджуванням вантажу, що випарувався, або теплоізоляцією, повторним зріджуванням і охолодженням скрапленого газу, або теплоізоляцією і охолодженням скрапленого газу.

Таблиця 1.1 - Основні характеристики обраного судна судна.

Тоннаж	140239 тон
Дедвейт	79139 тон
Довжина	288 метрів
Ширина	49,0 метрів
Висота борту	16,58 метра
Осадка	11,4 метра
Експлуатаційна швидкість	19,5 вузлів

Непотоплюваність і аварійна остійність задовольняє вимогам усіх Правил і Конвенцій (Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення моря нафтою, Міжнародна Конвенція про вантажну марку, СОЛАС, Правила Регістра, Правила проходження Суецького й Панамського каналів і т.д.). Остійність судна забезпечена у всіх експлуатаційних режимах завантаження.

2 ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок необхідної потужності

Потужність СЕУ визначається за формулою:

$$N = \frac{dA}{dt} = F \cdot v$$

де F – сила упору (Н),

v – швидкість ходу судна (м/с).

Якщо судно рухається з усталеною швидкістю, то сила упору дорівнює силі опору

$$F = F_{on}$$

Оскільки обтікання судна при характерних експлуатаційних значеннях швидкості супроводжується виникненням турбулентного потоку, то сила опору водного середовища пропорційна квадрату швидкості

$$F_{on} = -\alpha v^2,$$

де α – коефіцієнт опору водного середовища, який залежить від завантаження судна, форми зануреної частини корпусу та його стану, а знак „-” вказує, що ця сила напрямлена завжди проти швидкості руху судна.

Таким чином, для потужності СЕУ отримуємо

$$N = \alpha v^3$$

На практиці звичайно потужність установки визначають за емпіричними формулами, з яких найбільш прийнятна і зручної є формула адміралтейських коефіцієнтів (кВт)

$$N_e = \frac{V^3 \cdot v^3}{C_a \cdot \eta_{bl} \cdot \eta_e}$$

де V – об'ємна водотоннажність судна, м³;

C_a – адміралтейський коефіцієнт, який обирають з таблиць;

$\eta_{bl} = 0,96-0,98$ – КПД валопроводу;

$\eta_{np} = 0,97-0,99$ – КПД передачі.

Об'ємна водотоннажність судна знаходимо з виразу:

$$V = \frac{D}{\rho}$$

де D – водотоннажність судна, тон;

ρ – густина води, кг/ м³.

Враховуючи характеристика судна, отримаємо

$$V = \frac{741391}{1025} \text{ м}^3$$

Адміралтейський коефіцієнт C_a для контейнерних суден знаходиться у межах $C_a = 390 - 825$.

Прийнявши $C_a = 550$; $\eta_{вл} = 0,98$; $\eta_{пр} = 0,99$; і, з огляду на, що $v = 19,5$ вуз, одержимо

$$N_e = \frac{722390}{3000,8} \text{ кВт.}$$

2.2 Обґрунтування вибору головного двигуна

Жорсткість екологічних норм і зростання цін на традиційні види судового палива є основними рушійними силами для використання природного газу в якості палива на водному транспорті. Найбільший екологічний збиток від викидів шкідливих речовин, що утворюються в камері згорання поршневих двигунів, доводиться на оксиди азоту (NO_x), основну масу яких складає монооксид азоту (NO). Застосування природного газу дозволяє практично повністю виключити викиди сірки, істотно скоротити викиди оксидів азоту і вуглецю, а також твердих частинок.

Робочий цикл дизеля, що працює на газі по газо-рідинному процесу, характеризується тим, що в циліндрі двигуна під час такту стиснення знаходиться газоповітряна суміш, а рідке паливо вводиться в циліндр в кінці стиснення, і самозапалившись, підпалює суміш. У двотактному двигуні зарядка циліндра газоповітряної сумішшю здійснюється шляхом продувки циліндра готовою сумішшю або повітрям з наступним додаванням газу.

Подача газу під високим тиском здійснюється при положенні поршня поблизу верхньої мертвої точки (ВМТ) і реалізована в двигунах MAN B & W серії ME-GI (marine electronic gas injection). Подача здійснюється через дві окремі газові форсунки, розташовані в кришці циліндра. Для досягнення критичного перепаду тисків на газовій форсункі і в камері згоряння (КС) тиск в газопроводі має становити 150 - 250 кгс / см² (в залежності від навантаження). Температура кінця такту стиснення складає 500 - 600 ° С, що є недостатнім для надійного запалення метану, з огляду на його високу температуру самозаймання (600 ° С), тому перед подачею газового палива подається мала доза запального палива.

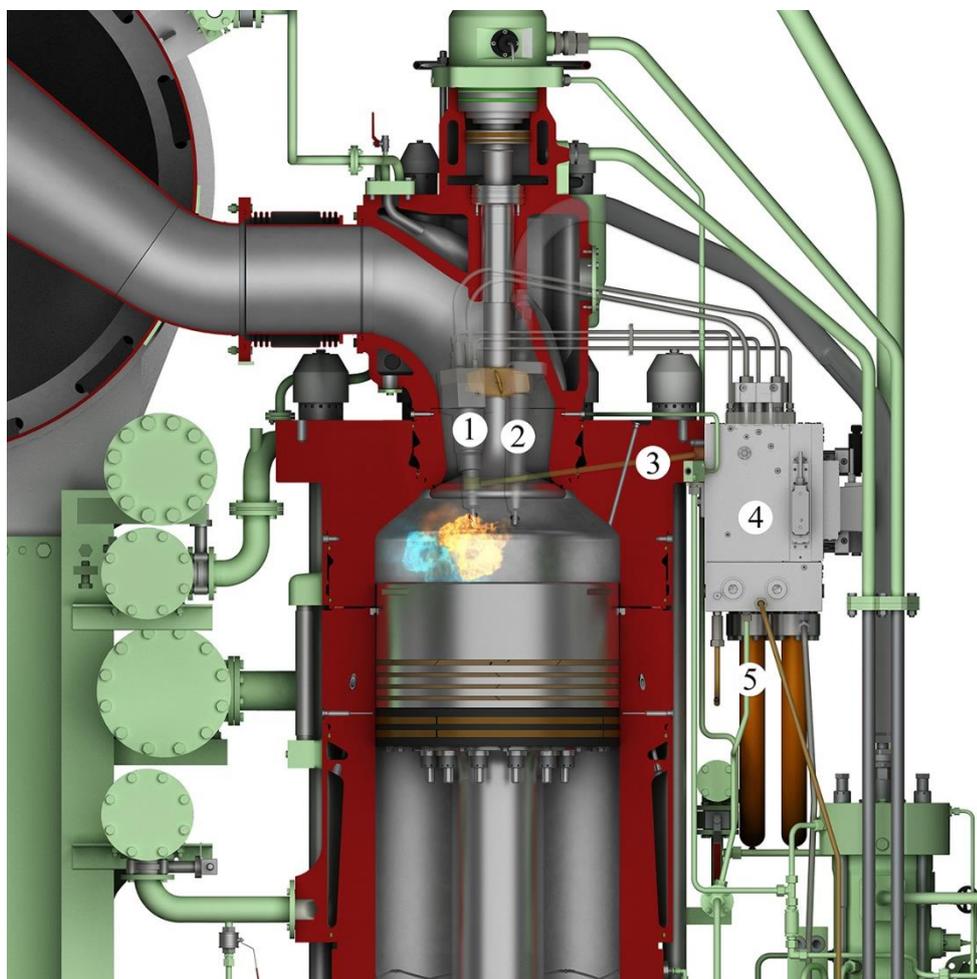


Рисунок 2.1 - Малооборотний газодизель із високим тиском подання газу «MAN B&W ME-GI»: 1 - газова форсунка; 2 – форсунка для рідкого палива; 3 - газорозподільний канал; 4 - газорозподільний блок; 5 - газові труби високого тиску

Таблиця 2.1 - Зниження викидів шкідливих речовин при використанні СПГ в якості палива СЕУ

Компонент викидів	Ступінь зниження	Примітки
SO _x	98 %	Відповідає вимогам МАРПОЛ
NO _x , низький тиск газу	85 %	Відповідає етапу III МАРПОЛ
NO _x , високий тиск газу	40%	Необхідно додаткове очищення ОГ для етапу III МАРПОЛ
CO _x	25 – 30 %	Покращує ККЕЕ
Тверді частинки (ТЧ)	95 – 98 %	Вимоги відсутні

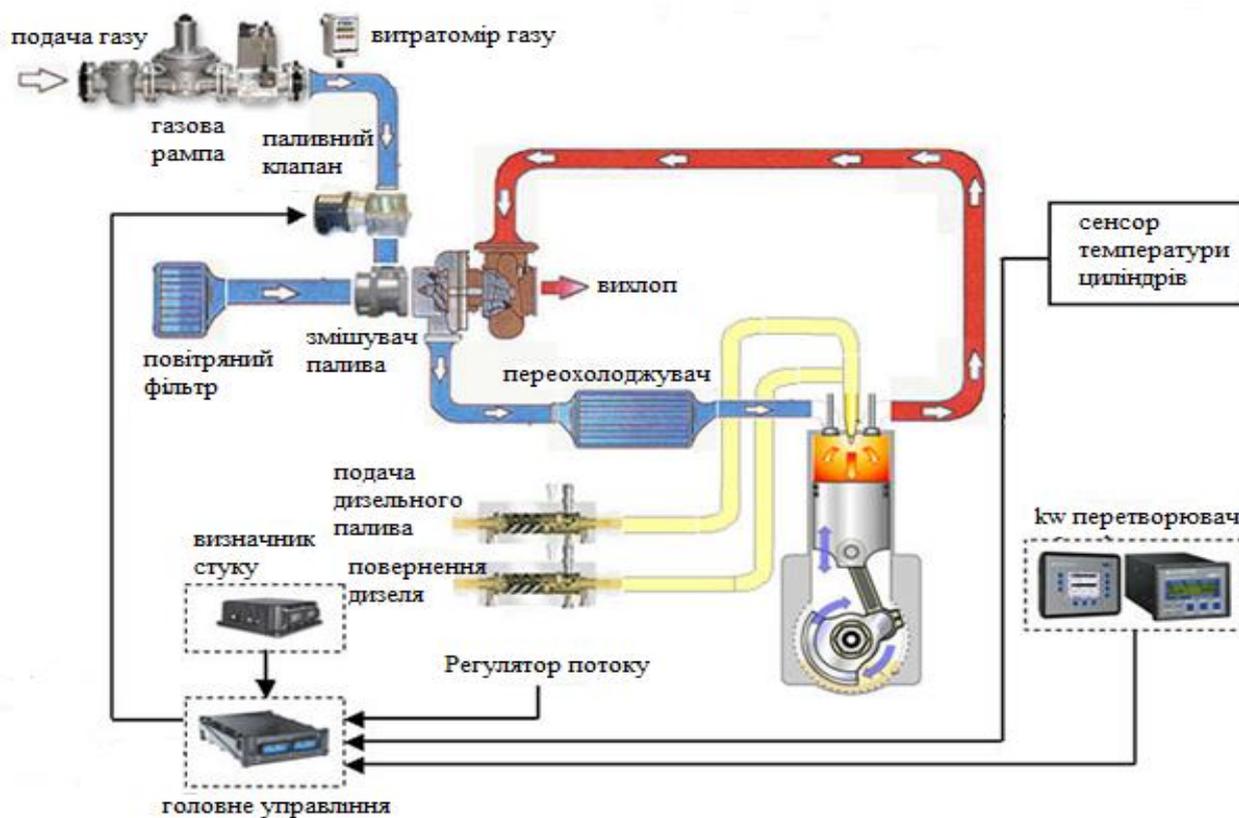


Рисунок 2.2 - Система подачі газу

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Вихідні дані по двигуну «MAN B&W 8S80ME-C9.4»:

Циліндрова потужність	$N_{ei} = 4510 \text{ кВт}$
Діаметр поршня	$D = 800 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 3450 \text{ мм}$
Оберти двигуна	$n = 76 \text{ об/хв}$
Тактність	Двотактний

Визначаємо робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} = \frac{\pi \cdot 0,720^2 \cdot 2800}{4} = 1,73 \text{ м}^3$$

Середній ефективний тиск

$$P_e = \frac{60 \cdot N_{ei}}{V_s \cdot z \cdot n} = \frac{60 \cdot 2944}{1,237 \cdot 1 \cdot 84} = 2,05 \text{ МПа},$$

де z – коефіцієнт тактності двигуна (для двотактних $z=1$)

Тиск наддува приймаємо

$$P_k = 0,410 \text{ МПа} .$$

2.3.1. Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{n_k - 1} = 448,18 \text{ К},$$

де $T_0 = 318 \text{ К}$ – температура навколишнього середовища – приймаємо

$P_0 = 0,103 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища

$n_k = 1,33$ – показник політропи стиску в компресорі

Температура повітря перед двигуном

$$T_s = T_{зв} + 10 \text{ К} = 318 \text{ К},$$

де $T_{зв} = 308 \text{ К}$ – температура забортної води – приймаємо

Зниження температури в повітроохолоджувачі

$$\Delta T_{охл} = T_k - T_s = 130 \text{ К} .$$

Температура заряду до кінця процесу наповнення

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_e \cdot T_e}{1 + \gamma_e} = 363 \text{ K},$$

де $\Delta T_a = 20 \text{ K}$ – підігрів повітря від стінок циліндра;

$T_e = 1000 \text{ K}$ – температура залишкових газів;

$\gamma_e = 0,04$ – коефіцієнт залишкових газів.

Тиск заряду перед двигуном

$$P_s = P_k - \Delta P_{oxl} = 0,4 \text{ МПа},$$

де $\Delta P_{oxl} = 0,008 \text{ МПа}$ – втрата тиску в повітроохолоджувачі.

Тиск заряду до кінця процесу наповнення

$$P_a = P_s \cdot 0,99 = 0,342 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_k = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a \cdot T_s}{P_s \cdot T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_e} \cdot (1 - \varphi_n) = 1,7,$$

де $\varphi_n = 0,1$ – частка ходу поршня зайнята процесами газообміну;

$\varepsilon = 13$ – ступінь тиску.

2.3.2. Розрахунок процесу стиску

Середня мольна ізохорна теплоємність повітря

$$C'_v = 19,26 + 0,0025 \cdot T, \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{K})$$

Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання

$$C''_v = 20,47 + 0,0036 \cdot T, \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{K})$$

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиску

$$C_{vs} = \frac{\lambda_z \cdot C''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_z) - \gamma_z] \cdot C'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_z)} = 19,3 + 0,0025 \cdot T, \text{ кДж} / (\text{кмоль} \cdot \text{K}),$$

де $\alpha = 1,9$ – коефіцієнт надлишку повітря.

Середній показник політропи стиску

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{vc} + b_{vc} \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1 = 1,36$$

Тиск наприкінці процесу стиску

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 11,45 \text{ МПа}$$

Температура наприкінці стиску

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 935,5 \text{ К}$$

2.3.3. Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння

$$L_0^{зж} = L_0^z + gL_0^{жж} = 1,03 \text{ кмоль / кг},$$

де $C = 0,87$ – масовий склад палива;

$$H = 0,126;$$

$$S = 0,01;$$

$$O = 0,004.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{g\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right) - \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4}\right)C_n H_m\right]}{1 + a_1 L_0^z} = 1,022$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_z}{1 + \gamma_z} = 1,028$$

Частка палива згорілого у точці Z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,9,$$

де $\xi_z = 0,92$ – коефіцієнт використання тепла у точці Z;

$\xi_b = 0,94$ – коефіцієнт використання тепла у точці b.

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці Z

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_z} \cdot x_z = 1,027$$

Максимальна температура згоряння

$$T_z = 2001,38$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 17,17 \text{ МПа}.$$

2.3.4. Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = 1,46$$

Ступінь наступного розширення

$$\delta = \varepsilon / \rho = 8,87$$

Середній показник політропи розширення визначаємо з рівняння

$$n_2 = \frac{8,314 \cdot (\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b)}{\frac{Q_H \cdot (\zeta_b - \zeta_z)}{L \cdot (1 + \gamma_z) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (\alpha_{vz} + b_{vz} \cdot T_z) \cdot T_z - (\alpha_{vb} + b_{vb} \cdot T_b)} = 1,272$$

Температура наприкінці процесу розширення

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} = 1094,79 \text{ К}$$

Тиск наприкінці процесу розширення

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} = 1,05 \text{ МПа}.$$

2.3.5. Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (p - 1) + \frac{\lambda \cdot p}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 2,52 \text{ МПа}$$

Дійсний індикаторний тиск

$$P_i = P_i' \cdot (1 - \varphi_n) = 2,26 \text{ МПа}$$

Індикаторна питома витрата палива

$$b_i = \frac{443 \cdot P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 0,165 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{\epsilon_i \cdot Q_H} = 0,514$$

Індикаторна потужність агрегату

$$N_i = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot Z \cdot P_i \cdot n \cdot i = 29917,9 \text{ кВт}$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 2,08 \text{ МПа},$$

$\eta_m=0,94$ – механічний ККД – приймаємо

Питома ефективна витрата палива

$$\epsilon_e = \epsilon_i / \eta_m = 0,18$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,54$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 27523 \text{ кВт}$$

Погрішність по P_i

$$\Delta = 0,016 \%$$

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є висхідним матеріалом для динамічного і міцнісного розрахунків двигуна.

Побудову діаграми виконують аналітичним способом так як графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють за наступними формулами:

- для процесу стиснення

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^n}$$

- для процесу розширення

$$P = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}},$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів є поточним значенням ступеня стиснення.

Теоретична діаграма робочого циклу в цьому випадку представляється в системі координат $P - V/V_c$ безрозмірної у напрямі осі об'ємів.

Абсолютні об'єми, відповідні значенням відношення V/V_c легко знайти помноживши відношення V/V_c на постійний об'єм V_c камери стиснення:

-для двотактних дизелів

$V_c = V_s(\varepsilon_r - 1)$,де $\varepsilon_r = (\varepsilon - \phi_e)/(1 - \phi_e)$ - геометричний ступінь стиснення.

Таблиця 2.3 - Розрахунок індикаторної діаграми

$\frac{V}{V_c}$	$\lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$n_1 \cdot \lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}$	$P, \text{МПа}$ (стиснення)	$P, \text{мм}$	$n_2 \cdot \lg\left(\frac{V}{V_c}\right)$	$\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}$	$P, \text{МПа}$ (розширення)	$P, \text{мм}$
1	0	0	1	11,345	229,03	-	-	-	-
1,25	0,969	0,133	1,36	8,44	168,76	-	-	-	-
1,465	0,166	0,227	1,69	6,79	135,74	0,21	1,63	17,18	343,55
1,5	0,176	0,241	1,74	6,57	131,49	0,22	1,68	16,65	333,50
1,75	0,243	0,332	2,15	5,32	106,46	0,31	2,04	13,69	273,92
2	0,301	0,412	2,58	4,43	88,69	0,38	2,42	11,55	230,98
2,5	0,397	0,545	3,50	3,26	65,35	0,51	3,22	8,69	173,72
3	0,477	0,653	4,49	2,54	50,92	0,61	4,07	6,89	137,64
4	0,602	0,824	6,68	1,71	34,34	0,77	5,87	4,77	95,33
6	0,778	1,065	11,61	0,98	19,72	0,99	9,85	2,84	56,80
8	0,903	1,236	17,22	0,66	13,30	1,15	14,22	1,97	39,34
10	1	1,369	23,36	0,49	9,80	1,28	18,91	1,48	29,89
12	1,079	1,478	29,99	0,38	7,63	1,38	23,87	1,17	23,44
13	1,113	1,525	33,46	0,34	6,84	1,42	26,43	1,06	21,16

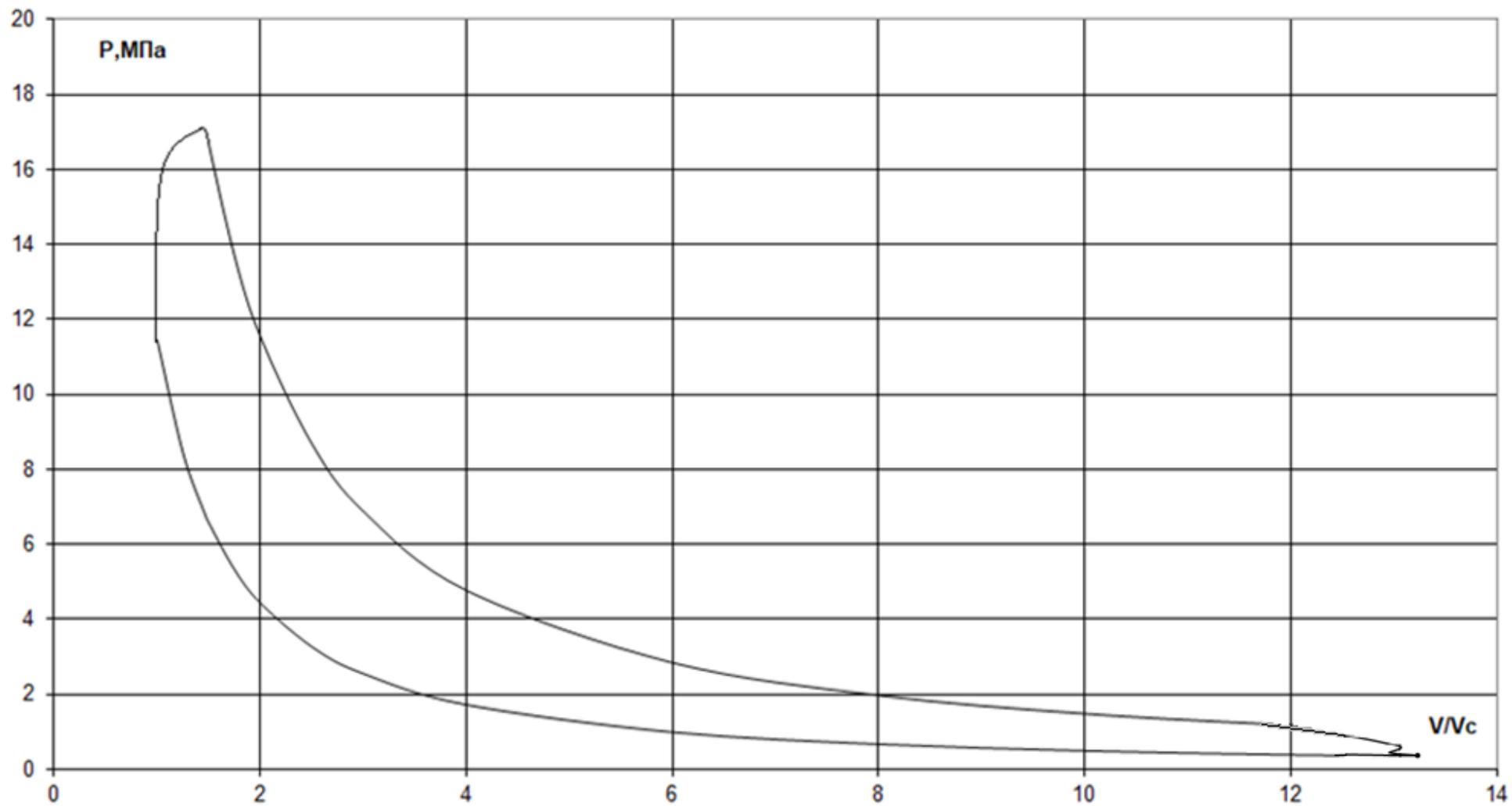


Рисунок 2.4 - Індикаторна діаграма

2.4 Енергетичний баланс системи наддуву

2.4.1 Відцентровий компресор

Секундна витрата повітря через компресор

$$G_k = \frac{N_e \cdot \mu_s \cdot \alpha \cdot b_e \cdot \varphi_a}{3600} = 67,96 \text{ кг / с},$$

де $\mu_s=28,95$ – відносна молекулярна маса повітря;

$\varphi_a=1,2$ – масовий коефіцієнт продув очного повітря (стор.166 Самсонов).

Адіабатна робота стиску повітря у компресорі

$$L_{\text{Као}} = \frac{k}{k-1} \cdot R_s \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 154,79 \text{ кДж / кг},$$

де $k = 1,4$ – показник адіабати повітря;

$R_s = 0,287 \text{ кДж / (кг}\cdot\text{K)}$ – газова постійна повітря;

$P_k = 0,410 \text{ МПа}$ – тиск повітря за компресором.

Потужність, потребляема компресором

$$N_k = \frac{G_k \cdot L_{\text{Као}}}{\eta_{\text{Као}}} = 12474 \text{ кВт}$$

$$\eta_{\text{као}} = 0,83$$

Індикаторна потужність циліндрів підключених до одного турбокомпресору

$$N_i = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot Z \cdot P_i \cdot n \cdot i = 29917 \text{ кВт}$$

Відносна потужність компресора

$$\delta = N_k / N_i = 0,423$$

2.4.2 Газова турбіна

Ізобарна теплоємність повітря

$$C'_p = C'_v \cdot T_s + 8,314 = 28,331 \text{ кДж / (моль}\cdot\text{K)}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згоряння

$$C''_p = C''_v \cdot T_r + 8,314 = 31,91 \text{ кДж / (моль}\cdot\text{K)}$$

Теплоємність суміші газів перед турбіною

$$C_p'' = \frac{(\varphi_a - 1) \cdot C'_p + \beta_0 \cdot C_p''}{\varphi_a - 1 + \beta_0} = 31,22 \text{ кДж / (кмоль}\cdot\text{K)}$$

Тиск газів перед турбіною

$$P_T = P_K \cdot 0,88 = 0,369 \text{ МПа}$$

Температура продуктів горіння

$$T_T = \frac{T_\varepsilon}{(P_\varepsilon / P_T)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}} = 870,9 \text{ К}$$

Температура газів перед турбіною

$$T_T = \frac{(\varphi_a - 1) \cdot C_p' \cdot T_s + \beta_0 \cdot C_p'' \cdot T_T}{(\varphi_a - 1 + \beta_0) \cdot C_p''} = 772,7 \text{ К}$$

Адіабатна робота розширення газів у турбіні

$$L_{Тад} = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_s \cdot T_T \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{3m}}{P_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right] = 243,8 \text{ кДж / кг ,}$$

де $\kappa_T = 1,3$ – показник адіабати розширення газів у турбіні (стор.182 Самсонов);

$P_{3T} = 0,104 \text{ МПа}$ – тиск газів за турбіною (стор.183 Самсонов).

Сумарний расход газів через турбіну

$$G_T = \frac{b_e \cdot N_e \cdot i}{3600} \cdot (\mu_s \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot \varphi_a + 1) = 52,33 \text{ кг / с}$$

Потужність газової турбіни

$$N_T = G_T \cdot L_{Тад} \cdot \eta_T \cdot K_E = 12716 \text{ кВт},$$

де $\eta_T = 0,81$ – ефективний ККД турбіни;

$K_E = 1$ – коефіцієнт імпульсності (при ізобарному наддуві приймають 1 (стор.183 Самсонов)).

Розбаланс між турбіною та компресором

$$\Delta = \frac{N_T - N_K}{N_T} \cdot 100\% = 1,9\%$$

3 ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СЕУ

3.1 Дані для розрахунків коефіцієнта енергетичної ефективності й узагальненого пропульсивного ККД

Дані, необхідні для розрахунків ККЕЕ наведені в табл. 3.1. Там же даний приклад значень зазначених параметрів і додаткова інформація із судна й СЕУ.

Таблиця 3.1 - Суднові дані

ДАНІ СУДНА	Газовоз
Загальна довжина, м	288
Довжина між перпендикулярами, м	276
Ширина, м	49
Осадка, м	11,4
Водотоннажність, т	133 744
Дедвейт , т	79139
Швидкість судна при літньому осіданні, узл.	19,5
Швидкість судна при літньому осіданні й 75 % потужності ГД на глибокій воді	17,9
ГОЛОВНИЙ ДВИГУН	
Максимальна тривала потужність (MCR),кВт і витрата палива г/кВт.г	36080 167
Потужність, кВт і витрата палива г/кВт.ч ГД при 0.75 (MCR)	27060 167
Частота обертання вала двигуна, об/хв	76
Кількість ГД	1
Використовуване паливо ISO 8217-2010	RMK380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868

Закінчення таблиці 3.1

ДОПОМІЖНІ ДВИГУНИ	
Максимальна тривала потужність (MCR),кВт і витрата палива г/кВт.г	3800x2 180
Потужність ДГ на ходовому режимі судна, кВт	600
Кількість ДД	3
Використовуване паливо	РМК 380
Питома теплотворна здатність палива, кДж/кг	41868

3.2 Конструкційний коефіцієнт енергоефективності (ККЕЕ)

З 1 січня 2013 року відповідно до положень Резолюції ІМО МЕРС.203(62) (9) набули чинності нові правила Конвенції МАРПОЛ, спрямовані на підвищення енергоефективності судів. На всі нові судна, побудовані після 1 січня 2013 року поширюється вимога з розрахунку "Експлуатаційного коефіцієнта енергоефективності судна", а для судів, що перебувають в експлуатації, із цієї дати вводиться вимога по наявності на борті "Плану керування енергоефективністю судна (ПУЭС)/Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP)".

Відповідно до виправлень до Правила 22 Додатка 6 до Конвенції МАРПОЛ наявність на борті судна ПУЭС є одним з підстав для одержання судном міжнародного сертифіката енергоефективності.

Вимоги до енергоефективності нових судів (у частині відповідності ними ККЭЭ) викладені у відповідній методиці ІМО (International Maritime Organization). Коефіцієнт ураховує не тільки потужність силової суднової установки, але й загальні дані судна.

Вимоги ІМО поширюються на морські судна й суду типу «ріка-море», які роблять рейси за межі територіальних вод. Однак, на засіданні комітету ІМО у нові правила було внесено застереження: будь-яка адміністрація прапора може дати своїм судам виключення з даного правила. Але при цьому в тих країнах, де система

енергоефективності судів діє беззастережно, такий флот виявиться неконвенційним.

3.2.1 Методика розрахунків ККЕЕ

Розрахунки ККЕЕ проводиться за загальною методикою, наведеної ІМО у керівництві МЕРС 62/24/Add.1 (Marine Environment Protection Committee). Потім судно перевіряється морською адміністрацією держави або її вповноваженим органом Регістром судноплавства. Після успішної перевірки судну видається Міжнародний сертифікат по енергоефективності.

У загальному виді формулу розрахунків ККЕЕ можна представити в такий спосіб:

$$ККЭЭ = \frac{\text{количество выбросов } CO_2}{\text{произведенная транспортная работа}}$$

Кількість викидів CO_2 визначається по витраченому за рейс паливі певного сорту. У свою чергу, витрату палива СЕУ базується на потужності двигунів пропульсивного комплексу на певному експлуатаційному режимі й інших споживачів палива на судні.

Зроблена транспортна робота судном визначається його конструктивними особливостями, обсягом вантажних відсіків і швидкістю судна, заміряної при максимальному завантаженні по літню вантажну марку й 75 % потужності ГД.

Максимальна величина $K_{КЭ(МАХ)}$ задеться статечною емпіричною формулою залежно від типу судна і його дедвейту:

$$K_{КЭ(МАХ)} = a_i D_{W(i)(j)}^{-c_i},$$

де a_i, c_i – емпіричні коефіцієнти і-го типу судна $i = [1 \dots 7]$;

$D_{W(i)(j)}$ – j – й дедвейт i -го типу судна.

У загальному випадку, $ККЭЭ(p)$ прямо пропорційний витраті палива всіма судовими споживачами з урахуванням утилізації тепла й інших енергозберігаючих конструкційних заходів і обернено пропорційний роботі судна по перевезенню вантажів.

Формула розрахункового значення коефіцієнта енергетичної ефективності судна містить наступні складові :

а) Витрати пов'язані з Головними Двигунами (потужність ГД, витрата палива й викиди CO_2);

б) Витрати, пов'язані з дизель-генераторами (потужності ДГ, витрата палива й викиди CO_2);

в) Енергозберігаючі технології для допоміжних установок;

г) Енергозберігаючі технології для головних установок;

д) Робота судна по перевезенню вантажів.

Розрахунковий $KKEE_p$ без обліку фактора погоди ($f_w = 1$).

$$KKEE_{\text{розрах.}} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{nE} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE})}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref}} =$$

$$= \frac{(27060 \cdot 3,206 \cdot 167) + (7600 \cdot 3,206 \cdot 180)}{79139 \cdot 17,9} = 6,93 \left(\frac{gCO_2}{t \cdot mile} \right)$$

Значення $KKEE$ з урахуванням фактора погоди, $f_w = 0.90$

$$KKEE_{\text{розрах.}} = \frac{5,5}{0,9} = 7,7 \left(\frac{gCO_2}{t \cdot mile} \right)$$

Для суден з льодового класу коефіцієнт $f_j = 0.4 \div 1.0$ [1].

Отримані дані дозволяють оцінити енергоефективність СЕУ. З наведеного розрахунків видно що значення $KKEE_p$ при заданих параметрах суттєво нижче $KKEE_{MAX}$.

3.2.2 Сучасні технології по збільшенню енергоефективності морських суден

Уведення для судів морського флоту серйозних екологічних обмежень при використанні різних сортів палива, установлені морськими контролюючими суспільствами, привело до масштабного процесу розробок провідними дизелебудівними фірмами нових енергозберігаючих екологічні характеристики, що й удосконалюють, технологій. Передбачається їхнє використання як на знову споруджуваних судах, так і при модернізації СЕУ судів, що перебувають в експлуатації. До таких технологій ставиться:

- використання систем очищення випускних газів, що дозволяють знизити кількість шкідливих викидів в атмосферу;

- застосування берегового живлення, при стоянці судна в порту ;
- використання на ходовому режимі СЕУ валогенераторів або турбогенератор;
- застосування в системах керування паливоподачі й газорозподілу електронних компонентів ;
- впровадження системи економходу « Slow Steam Mode»;
- використання системи стисненого повітря (MALS), подаваного під корпус судна при його русі;
- конструкційні зміни в системі керування, зокрема установки системи «Thrust Fin».

Таблиця 3.2 - Понижуючі коефіцієнти (у відсотках) для ККЕЕ по відношенню до базової лінії ККЕЕ

Тип судна	Розміри (дедвейт)	Етап 0 1 січня 2013 року - 31 грудня 2014 року	Етап 1 1 січня 2015 року - 31 грудня 2019 року	Етап 2 1 січня 2020 року - 31 грудня 2024 року	Етап 3 1 січня 2025 року та далі
Балкер	20000 т і більше	0	10	20	30
	10000-20000 т	не застосовується	0-10	0-20	0-30
Газовоз	10000т і більше	0	10	20	30
	2000-10000 т	не застосовується	0-10	0-20	0-30
Танкер	20000 т и более	0	10	20	30
	4000-20000 т	не застосовується	0-10	0-20	0-30
Контейнеровоз	15000 т і більше	0	10	20	30
	10000-15000 т	не застосовується	0-10	0-20	0-30

Закінчення таблиці 3.2

Судна для перевезення генеральних вантажів	15000 т і більше	0	10	15	30
	3000-15000 т	не застосовується	0-10	0-15	0-30
Рефрижераторне судно	5000 т і більше	0	10	15	30
	3000-5000 т	не застосовується	0-10	0-15	0-30
Комбіноване судно	20000 т і більше	0	10	20	30
	4000-20000 т	не застосовується	0-10	0-20	0-30

3.3 Узагальнений пропульсивний ККД

Таблиця 3.3 -Вихідні дані для розрахунку узагальненого пропульсивного ККД.

Тип судна	Газовоз
Довжина між перпендикулярами L	276 м
Ширина за міделем B	49
Осадка по вантажну марку T_{Γ}	11.4 м
Швидкість ходу (завантажене) V_s	19,5 узл
Швидкість ходу (завантажене) ϑ	10,03 м/с
Ефективна потужність ГД N_e	36080 кВт
Частота обертання ГД $n_{ГД}$	76 об/хв
Питома ефективна витрата палива ГД $g_{ГД}$	0,167 кг/кВт-ч
Теплота згорання палива Q_p''	40040 кДж/кг
Ефективний ККД ГД $\eta_{ГД}$	0,54
Ефективний ККД дизель генератора $\eta_{ДГ}$	0,45
ККД допоміжного котла $\eta_{ДК}$	0,9
ККД генератора η_c	0.9
Густина забортної води ρ	1,025 т/м ³

Закінчення таблиці 3.3

Робочий тиск пари у котлі P_K	8.0 кг/см ² (бар)
Ентальпія пари i_n	2767 кДж/кг
Ентальпія живильної води i_g	720,9 кДж/кг

3.3.1 Конструктивні показники ефективності корпусу судна.

Коефіцієнт загальної повноти δ не завжди можна визначити, використовуючи розміри судна. Тому розрахунок буде виконано за наступним алгоритмом.

Для даного типу судна обираємо відповідну емпіричну формулу, наведену у методичних вказівках.

$$\delta = 1,2 - 0,39 \left(\frac{V_s}{L^{0,5}} \right) = 1 - 0,39 \cdot \frac{19,5}{276^{0,5}} = 0,542$$

Розрахувавши δ , знайдемо об'ємну водотоннажність судна :

$$V = \delta \cdot L \cdot B \cdot T_s = 0,542 \cdot 276 \cdot 49 \cdot 11,4 = 83562 \text{ (м}^3\text{)}$$

Значення масової водотоннажності отримаємо з виразу:

$$D = V \cdot \rho = 83562 \cdot 1,025 = 85651 \text{ (т)}$$

Число Фруда:

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} = \frac{10,03}{\sqrt{9,81 \cdot 276}} = 0,192$$

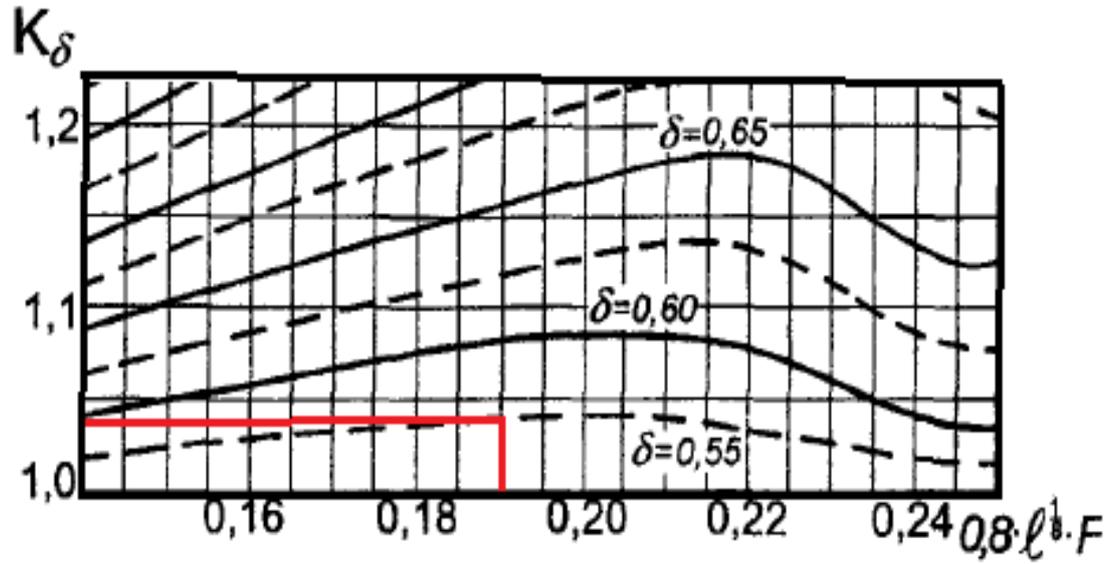
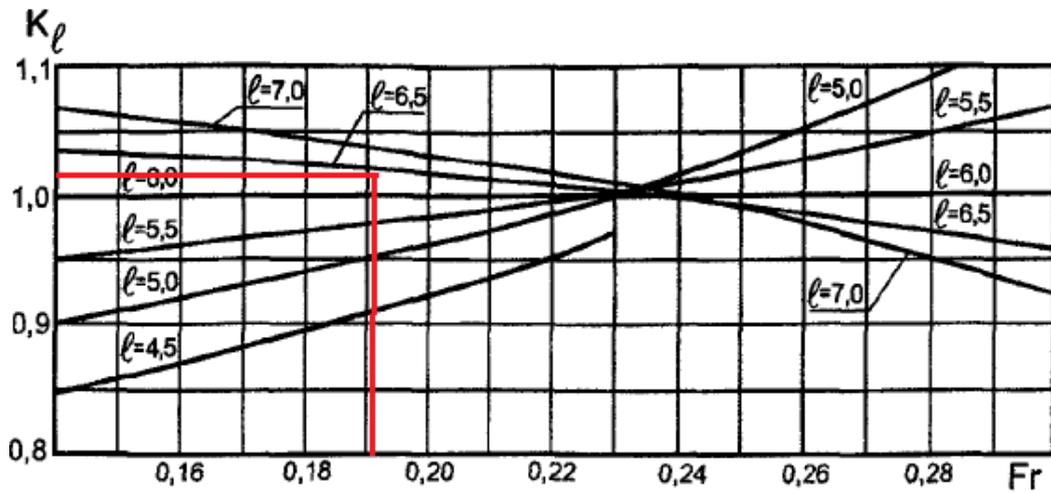
Безрозмірний коефіцієнт l для визначення Kl :

$$l = \frac{L}{\sqrt[3]{V}} = \frac{276}{\sqrt[3]{83562}} = 6,3$$

Безрозмірний коефіцієнт для визначення $K\delta$:

$$x_\delta = 0,8 \cdot l^{\frac{1}{8}} \cdot F_r = 0,8 \cdot 6,3^{\frac{1}{8}} \cdot 0,192 = 0,19$$

За допомогою отриманих величин знаходимо $K\delta$ и Kl (рис.3.1 і 3.2 відповідно).

Рисунок 3.1 - Графік для визначення K_δ Рисунок 3.2 - Графік для визначення K_l .

Отримуємо наступні значення: $K_\delta = 1.04$; $K_l = 1.025$.

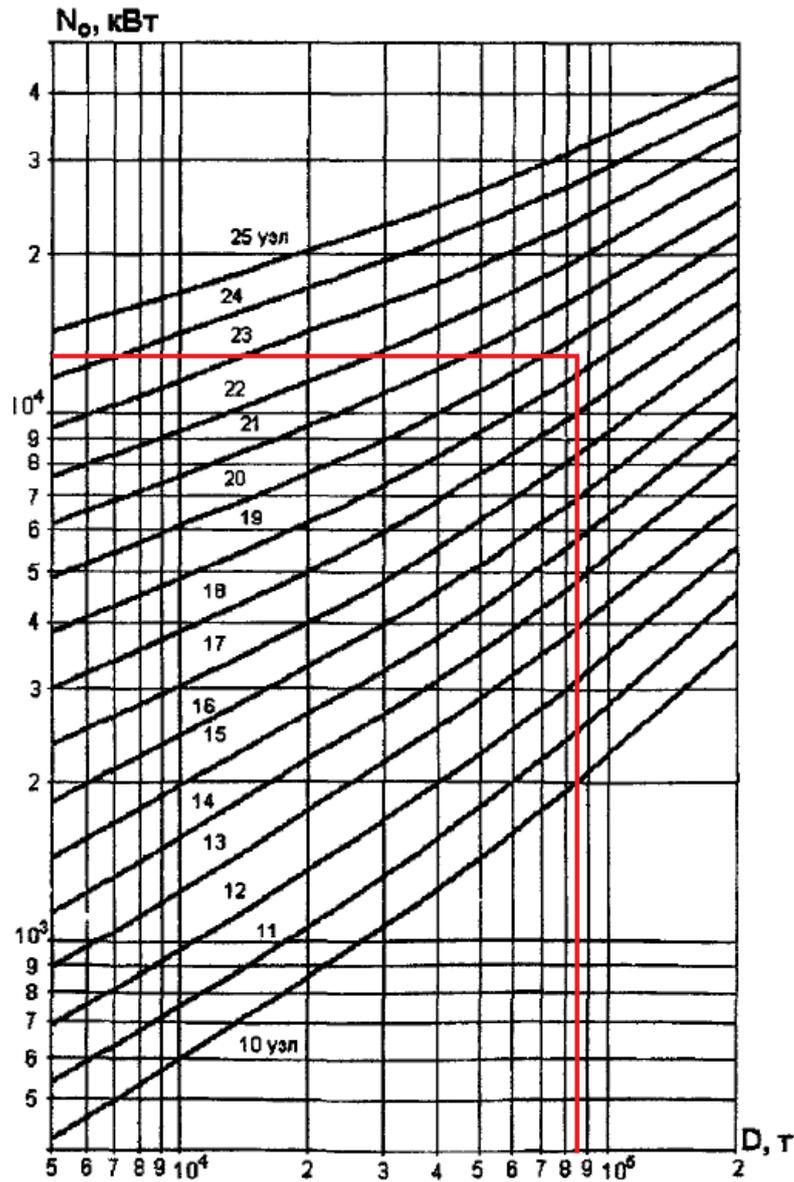


Рисунок 3.3 - Залежність буксирної потужності від водотоннажності та швидкості судна

Далі по рисунку 3.3. для $D = 85651$ т і $V_s = 19.5$ вузл. знаходимо $N_0 = 10600$ кВт.

Розрахункова величина буксирної потужності складає:

$$N_B = N_0 \cdot K_l \cdot K_s = 10600 \cdot 1,025 \cdot 1,04 = 11300 \text{ кВт}$$

3.4 Енергетичні показники СЕУ

Годинна витрата палива ГД:

$$B_{ГД} = g_{ГД} \cdot Ne_{ГД} = 0,167 \cdot 36080 = 6025 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Годинна витрата палива на ДГ:

$$P_{ДГ} = 120 + 0,028 \cdot 36080 = 1130 \text{ кВт};$$

$$Ne_{ДГ} = \frac{P_{ДГ}}{\eta_{Г}} = \frac{1130}{0,9} = 1255 \text{ кВт};$$

$$B_{ДГ} = g_{ДГ} \cdot Ne_{ДГ} = 0,180 \cdot 1255 = 266 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Витрата палива на допоміжний котел складатиме:

$$B_{ДК} = \frac{D_{ДК} \cdot (i_n - i_{не})}{\eta_{ДК} \cdot Q_p^H} = \frac{4247 \cdot (2767 - 721)}{0,9 \cdot 40040} = 337,3 \frac{\text{кг}}{\text{год}},$$

де $D_{ДК} = 1000 + 0,09 \cdot Ne_{ГД} = 1000 + 0,09 \cdot 36080 = 4247 \text{ кг/год}$.

Визначаємо узагальнений пропульсивний ККД :

$$\eta_{yn} = \frac{3600 \cdot N_B}{Q_H^p \cdot (B_{ГД} + B_{ДГ} + B_{ДК})} = \frac{3600 \cdot 11300}{40040 \cdot (6025 + 266 + 337)} = 0,153.$$

Розрахункове значення пропульсивного ККД за отриманої потужності НБ та заданому значенні потужності ГД $Ne_{ГД}$ складає:

$$\eta_{п} = \frac{N_B}{Ne_{ГД}} = 0,29$$

Даний розрахунок узагальненого пропульсивного ККД виконано для СЕУ із стандартною комплектацією, тобто: головний двигун— для забезпечення руху судна; дизель генератори – для вироблення електроенергії; допоміжний котел – використовується на ходовому режимі.

4 АНАЛІЗ ГРУЗОВИХ СИСТЕМ СУДЕН ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ СКРАПЛЕНИХ ГАЗІВ

Мотивування скраплення природного газу дуже просте. При атмосферному тиску, коли газ охолоджується до переходу його в рідкий стан, його обсяг зменшується приблизно в 600 разів. Це робить скраплення і транспортування газу з великих віддалених родовищ на великі відстані економічно привабливим. СНГ відрізняється від природного газу своїми більш високими температурними режимами: температура перевезення повинна бути в межах до -50°C . Нафтовий газ в рідкому вигляді закачується в морські судна спеціальної конструкції і перевозиться на термінали, відстань до яких часто становить тисячі миль.

У процесі транспортування зріджені гази зазвичай випаровуються, що призводить до підвищення тиску в вантажних танках. Не випаровується скраплений газ в тому випадку, якщо він перевозиться при високому тиску і температурі, що відповідає температурі навколишнього середовища. Однак таким чином безпечно та економічно доцільно транспортувати не горючі гази, а тільки високотоксичні. Є три способи регулювати тиск в танку:

- викид зайвих парів у атмосферу. Такий метод є вкрай не вигідним економічно;

- спалювання газу в двигуні;

- повторна конденсація газу. Установки для реконденсації дорогі і не до кінця вивчені. Однак цей метод утилізації газу вкрай ефективний і повністю себе окупає.

На рефрижераторних і напіврефрижераторних газозах скраплений газ перевозиться при знижених температурах. Внаслідок цього у вантажні танки надходить тепло ззовні, яке випаровує частину вантажу. Ця частина видаляється з вантажного танка, при цьому забезпечується постійний тиск газів в вантажному танку, відповідаю до встановленої температурі перевезення. Газ що випаровується можна використовувати для суднових потреб, роботи головної енергетичної установки або спалювати в утилізаційних установках зі скиданням в атмосферу

водяного пара, що утворюється при спалюванні надлишку газу що випарувався у вантажних танках зрідженого газу.

На метановозах допустимим є викид зайвих парів метану в атмосферу, так як природний газ легший за повітря і його викид не викликає задушливого ефекту. На газовозах, що перевозять СНГ на коротких лініях, іноді допускається тимчасове підвищення тиску і температури до певного рівня, що запобігає неекономічний викид газу в атмосферу. У цьому випадку вантажні танки та теплову ізоляцію розраховують на підвищений тиск у деякі короткі періоди експлуатації судна.

З метою економії ресурсів випарований при транспортуванні газ максимально використовують у якості палива в котлах, генераторах інертного газу, двигунах внутрішнього згоряння і газових турбінах. Для спалювання газоподібного палива в СЕУ великих перетворень не потрібно. Важливо забезпечити захист машинного відділення від впливу пароподібного вантажу при його подачі і використуванні як палива. Однак найбільш раціональним є застосування установок реконденсації газів на газовозах, що забезпечують повне збереження вантажу, що перевозиться. У міру зростання місткості суден і кошти зріджених газів доцільність повторного зрідження природного газу стає очевидною і на метановозах.

Установки повторного зрідження газів на газовозах можливо розділити на три групи: систему прямого (безпосереднього) скраплення, систему непрямого охолодження і комбіновану (каскадну) систему. Вибір типу установки повторного зрідження газу, що перевозиться залежить від його фізико-хімічних і термодинамічних властивостей, від вантажомісткості газовоза, а також від рівня спеціалізації судна за родом перевозимого на ньому вантажу.

Установки реконденсації, що працюють за прямою схемою скраплення, використовуються на газовозах вантажомісткістю до 12 ... 15 тис.м³, призначених для перевезення СНГ і аміаку. Вони використовуються також і на метановозах вантажомісткістю до 75 тис.м³. Установки реконденсації, що працюють за непрямою схемою скраплення, застосовуються на етіленовозах невеликої вантажомісткості. У них вторинним холодильним агентом служить фреон або азот. У цих установках циркуляційні контури конденсованого газу виконуються в

насосному і безнасосному виконаннях. Установки, що діють за комбінованою схемою скраплення, використовують на багатоцільових універсальних газовозах місткістю понад 12 ... 15 тис.м³ та на метановозами вантажомісткістю 140 тис.м³ і більше. Метановози з великою вантажомісткістю частіше обладують турборозширюючими машинами, що працюють по циклу Брайтона з природним газом або азотом, або по модифікованим циклам Брайтона.

Методи повторного зрідження газу на газовозах залежать від температурних умов. У цьому плані всі установки повторного зрідження можна умовно розділити на три температурних рівня. При температурі до -42°C зрідження піддаються бутан, бутадієн, моновінілхлорид, пропан, пропілен і аміак. Другий температурний рівень відповідає температурі -104 ° С, при котрій до зрідження піддаються етилен і етан. Третій температурний рівень становить -163°C, коли зрідженню в суднових умовах піддається метан.

Вибору типу установок реконденсації повинен передувати їх техніко-економічний аналіз. Розглянемо різні типи установок докладніше.

4.1 Установки прямого скраплення газів

Метод прямого скраплення реалізується в зворотному термодинамічному циклі скраплення випаровуючого з вантажного танка вантажу. При цьому в якості холодильного агента використовуються пари вантажу у відкритому циклі. Найпростіша схема установки безпосередній реконденсації представлена на рисунку 4.1.

Випарований у вантажному танку газ засмоктується компресором 3 через віддільника рідини 2 і стискається до тиску конденсації, що визначається температурою забортної води. Далі стиснений газ через масловіддільник 4 надходить у конденсатор 5 і конденсується в ньому. Сконденсований газ надходить у ресивер 6, а звідти через регулюючий вентиль 7 дроселюється у вантажний танк.

На схемі 4.1 зображений для простоти одноступінчатий компресор. При відношенні тисків P_k / P_i , що перевищує 8 бар, встановлюють двоступеневий компресор.

Вже згадана схема найбільш компактна, не вимагає вахтового обслуговування і має найбільш низькі значення початкової вартості і експлуатаційних витрат. Однак ці установки мають недоліки. Наявність підвищеного тиску в системі повторного зрідження створює потенційну можливість витоку газу в компресорному відділенні і освіти вибухонебезпечних сумішей. Крім того, мастило компресора, потрапляючи до вантажу, що перевозиться, забруднює його, що в деяких випадках неприпустимо. Самі компресори працюють у більш тяжких умовах: наявність летючих компонентів в газі сприяє підвищенню тиску і температури нагнітання, рідкі формації тяжких компонентів, потрапляючи в картер, розбавляють мастило. деякі вуглеводні (бутадієн) викликають утворення смолистих опадів (особливо інтенсивно виділяються опади при переході на перевезення скрапленого газу іншого виду). Такі забруднення засмічують арматуру, осідають на клапанах і виводять з ладу прилади автоматики.

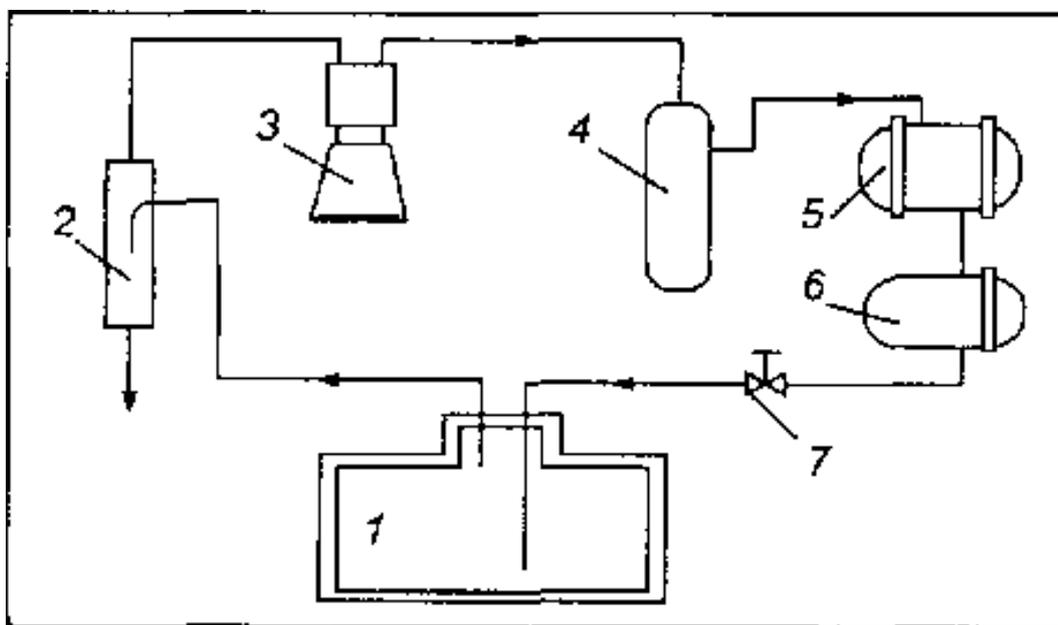


Рисунок 4.1 - Схема установки безпосередній реконденсації: 1 - вантажна цистерна; 2 - віддільника рідини; 3 - компресор; 4 - масловіддільник; 5 - конденсатор; 6 - ресивер; 7- регулюючий вентиль

Вже згадана схема найбільш компактна, не вимагає вахтового обслуговування і має найбільш низькі значення початкової вартості і експлуатаційних витрат. Однак ці установки мають недоліки. Наявність підвищеного тиску в системі повторного зрідження створює потенційну можливість витoku газу в компресорному відділенні і освіти вибухонебезпечних сумішей. Крім того, мастило компресора, потрапляючи до вантажу, що перевозиться, забруднює його, що в деяких випадках неприпустимо. Самі компресори працюють у більш тяжких умовах: наявність летючих компонентів в газі сприяє підвищенню тиску і температури нагнітання, рідкі формації тяжких компонентів, потрапляючи в картер, розбавляють мастило. деякі вуглеводні (бутадієн) викликають утворення смолистих опадів (особливо інтенсивно виділяються опади при переході на перевезення скрапленого газу іншого виду). Такі забруднення засмічують арматуру, осідають на клапанах і виводять з ладу прилади автоматики.

Основним важко конденсуємим компонентом СНГ є етан. Чистий пропан конденсується при атмосферному тиску при температурі -42°C . Зміст в ньому лише 5% етану знижує температуру скраплення від -44°C на початку процесу до -63°C у кінці процесу. Тому компресори, що працюють в установках прямого методу зрідження, розраховуються на максимальний зміст етану рівний 7%. Для видалення важко конденсуємих компонентів з газів у схему установки повторного зрідження вводять відділювач газів, що діє за принципом фракційної конденсації висококиплячих компонентів. Не сконденсовані в ньому домішки викидаються через дросель в атмосферу або спалюються.

На рисунку 4.2 представлена схема діючої установки повторного скраплення, що працює за прямим методом зрідження. Вона використовується на багатоцільових газозах, призначених для перевезення СНГ і на метанозах для часткового зрідження (до 35%) природного газу. Установка працює в наступних режимах:

- режим повного зрідження СНГ. Пари газу з вантажної ємності 7 відсисаються через регенеративний теплообмінник 5 (тут вони нагріваються потоком конденсату) підтискуючим компресором 11 і подаються до одного з

дотискаючих компресорів 1 або 4. В дотискаючому компресорі газ стискається з проміжним охолодженням 2 до тиску конденсації і подається в конденсатор 3. Сконденсований у конденсаторі газ надходить у регенеративний теплообмінник 5, переохолоджується у ньому до температури близької до температури у вантажному трюмі і надходить у ресивер 6. З ресивера переохолоджений рідкий газ дроселюється в дросельному поплавковому клапані до тиску в вантажній ємності і надходить у вантажній трюм. Котел 8 може працювати як на рідкому, так і на газоподібному паливі. Він виробляє пар для парової турбіни 12 яка є приводом підтискаючого компресора 11. При перевезенні СНГ котел 8 працює на рідкому паливі;

- режим часткового зрідження природного газу. Природний газ висмоктується з танка 7 через трехпоточий регенеративний теплообмінник 10 (тут він нагрівається за рахунок теплоти часткової конденсації природного газу) підтискаючим компресором 11 і стискається в ньому до тиску 0,2 МПа, при якому можлива подача газу в топку котла 8 . Далі близько 55% газу направляється в топку котла 8, а інша частина стискається двоступінчастим компресором 1 або 4 до тиску 4,2 МПа. Під таким тиском природний газ проходить повітрянагрівач 10, де конденсується і частково переохолоджується, а потім дроселюється до тиску 0,2 МПа. Суміш пару та рідини, що утворилась, надходить в ресивер 9, де розділяється: новоутворений при дроселюванні пар направляється через регенеративний теплообмінник 10 (де нагрівається) у топку котла, а рідина, що залишилась, дроселюється до атмосферного тиску в дросельному поплавковому клапані і надходить у вантажній танк 7.

включення обох дотискати компресорів; гідравлічного регулятора дотискати компресора.

4.2 Каскадні установки скраплення газу

Установки повторного зрідження, що працюють за комбінованою або каскадною схемою скраплення, найбільш складні і дорогі. Їх застосовують на газовозах, призначених для перевезення СНГ вантажомісткістю понад 30 тис.м³. Каскадна схема реконденсації газу складається з нижньої гілки каскаду, в якій здійснюється повний цикл низького тиску (стиснення випаруваного у вантажному танку газу компресором, його конденсація в конденсаторі і дроселювання у вантажний танк), і верхньої гілки каскаду, в якій також здійснюється повний замкнутий цикл високого тиску. При цьому конденсатор нижньої гілки каскаду є випарником верхньої гілки каскаду. Найпростіша схема каскадної установки повторного зрідження газів представлена на рис. 4.3.

У нижній гілці каскаду випарований у вантажному танку 4 газ засмоктується компресором 5, стискається в ньому і подається в конденсатор-випарник 6. Тут він конденсується, віддаючи тепло випаровується холодильному агенту верхньої гілки каскаду. Далі сконденсований газ дроселюється в дросельному клапані 10 до тиску перевезення і повертається назад в вантажний танк 4.

У верхній гілці каскаду рідкий холодильний агент з віддільвача рідини 7 насосом 8 подається в конденсатор-випарник 6, де частково випарюється, і надходить назад у віддільник рідини 7. У ньому відбувається поділ фаз і виділившийся пар холодильного агента відсмоктується компресором 1, стискається до тиску конденсації і подається в конденсатор 2. Тут пар конденсується, віддаючи тепло конденсації до забірної води, і надходить у ресивер 3. З ресивера 3 рідкий холодильний агент дроселюється у дросельному клапані 10 і зливається у віддільник рідини.

На рисунку 4.3 показана конструкція вкладної вантажної цистерни, де між цистерною і ізоляцією циркулює інертний газ (зазвичай азот), який охолоджується спеціальним змійовиком, св'язаним з конденсатором-випарником.

При ізотермічному перевезенні етану і етилену (температура конденсації відповідно $-88,5 \dots -104^{\circ}\text{C}$) у каскадній установці використовуються двоступеневі компресори. Наприклад, на експериментальному багатоцільовому газовозі «Pythagore» каскадна схема включає двоступеневий закритий пропановий цикл і двухступеньчатий відкритий етиленовий цикл.

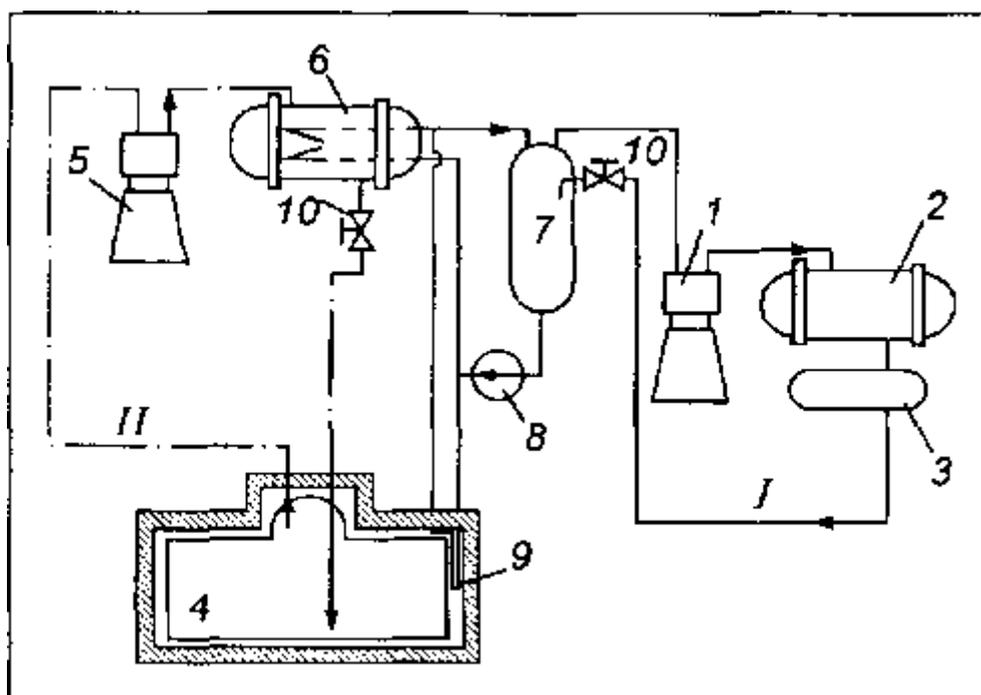


Рисунок 4.3 - Схема каскадної установки конденсації газів при ізотермічному способі перевезення: 1 - компресор верхньої гілки каскада; 2 - конденсатор; 3 - ресивер; 4 - вантажний танк; 5 - компресор нижньої гілки каскаду; 6 - конденсатор-випарник; 7 - відділювач рідини; 8 - насос; 9 - охолоджувач інертного газу; 10 регулюючий вентиль

На рисунку 4.4 зображена практично повна схема каскадної установки повторного зрідження нафтових газів, що застосовується на газовозах великої вантажомісткості. Установка легко пристосовується до різноманітних експлуатаційних умов. Наприклад, при перевезенні бутану, для якого не потрібна висока ступінь стиснення, можна відключити верхній каскад і працювати за прямим методом зрідження. Для цього в схемі передбачено конденсатор вантажу 11. У цьому випадку утворений у вантажному танку пар всмоктується через

відділювач рідини 1 газвим компресором 2, стискається в ньому і подається у вантажний конденсатор 11. Тут пар конденсується, віддаючи тепло забортної води, дроселюється в дросельному клапані до тиску перевезення і прямує назад у вантажній танк 13.

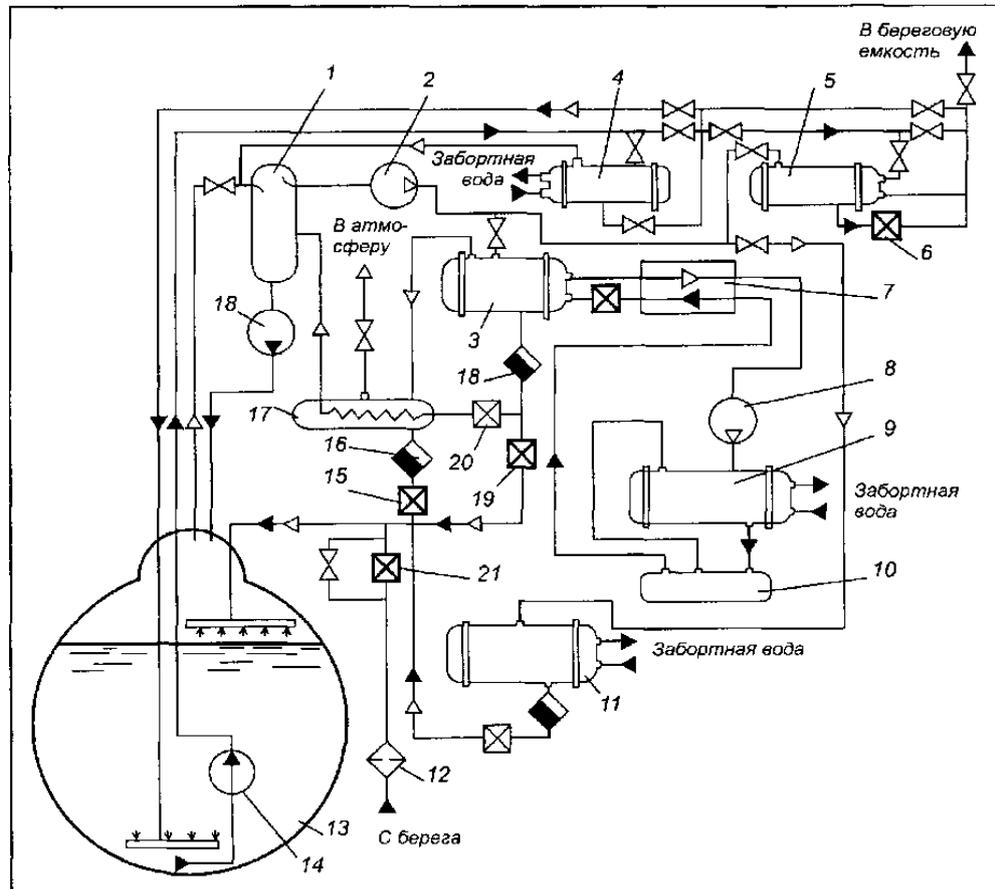


Рисунок 4.4 - Схема каскадної установки повторного зрідження нафтових газів: 1 - відділювач рідини; 2 - газвий компресор нижнього каскаду; 3 - конденсатор-випарник; 4 - газвий випарник; 5 - конденсатор-випарник; 6 - дросельний клапан; 7 - регенеративний теплообмінник; 8- фреоновий компресор; 9- фреоновий конденсатор; 10 ресівер; 11 - конденсатор вантажу; 12- фільтр-грязевик; 13 - вантажний танк; 14- вантажний насос; 15 - дросельний клапан; 16 - конденсатовідвідник; 17-відділювач неконденсуючих або трудноконденсуючих газів; 18- конденсатовідвідник; 19, 20, 21 - дросельні клапани

При перевезенні скрапленого газу при більш низькій температурі (наприклад, етану або етилену) установка працює по каскадній схемою. У цьому випадку газ, що випаровується в вантажному танку 13, надходить до віддільника рідини 1, звідки рідкий газ насосом 18 повертається у вантажний танк. Отсепарировавши у віддільнику 1 пари газу надходять в газовий компресор 2 нижнього каскаду, стискаються в ньому і подаються на конденсацію у конденсатор-випарник 3. Тут газ частково конденсується (основна важча фракція), а несконденсована більш летюча фракція надходить у віддільник неконденсуючих газів 17. Тут залишки газів конденсуються на холодних поверхнях змійовика та через конденсатор-відвідник 16 і дросельний клапан 15 направляються у вантажний танк 13, а залишаються інертні гази викидаються в атмосферу або надсилаються в топку.

З конденсатора-випарника рідкий газ через конденсатор-відвідник 18 поступає в рідинну лінію газу, звідки основна частина рідини дроселюється в дросельному клапані 19 і направляється у вантажний танк, а менша частина рідкого газу через дросельний клапан 20 надходить в змійовик відділювач неконденсуючих газів 17, випаровується в ньому і направляється у віддільник рідини 1. Подача зрідженого газу з берегових сховищ при навантаженні судна здійснюється через фільтр-грязевик 12 за допомогою берегових вантажних насосів.

Верхній каскад установки повторного зрідження включає в себе фреоновий компресор 8, фреоновий конденсатор 9, ресивер 10, регенеративний теплообмінник 7 і дросельний клапан. Як випарник верхнього каскаду служить конденсатор-випарник 3, в якому випаровування фреону відбувається за рахунок конденсації випаруваного вантажу.

Як правило, газовози завантажують береговими засобами, однак іноді виникає необхідність завантаження судна за допомогою установки повторного зрідження і судових палубних вантажних насосів. В цьому випадку пар, утворившийся у вантажному танку 13, відсмоктується газовим компресором 2, стискається в ньому і подається в берегове сховище, що забезпечує більш надійну роботу судових вантажних насосів. Найбільш напруженими є умови роботи судової установки

реконденсації газів при навантаженні з берегових сховищ, якщо зріджений газ знаходиться в них під тиском і температурі, рівній температурі навколишнього середовища. При такому способі навантаження зруджений газ надходить на судно самопливом під дією різниці тисків. При проході через дросельний клапан 21 тиск і температура рідкого вантажу знижуються до їх значень при їх перевезенні. Проте утворюються при це пари вантажу значно перевищують їх кількість, виділяється протягом рейсу в вантажних танках від зовнішніх теплопритоків. Ця пара відсмоктується з вантажного танка 13 вантажним насосом 2, повторно скраплюється в конденсаторі-випарнику 3 і повертається в вантажний танк 13. Тому холодильну потужність суднової установки реконденсації, що працює за каскадним методом зрідження, проектують з урахуванням необхідного скорочення часу завантаження. Це дозволяє пристосувати газозовози рефрижераторного типу до обслуговуванню берегових сховищ будь-якого типу, включаючи зберігання газу під тиском.

При розвантаженні газозовоза рідкий вантаж відкачується з вантажного трюму 13 вантажним насосом 14, а звільняється при цьому обсяг танка заміщається парами вантажу, що надходить в танк по зрівняльній магістралі від берегової установки або що утворюється в випарнику 4, що обігрівается забортної водою. У випарник 4 рідкий вантаж надходить з вивантажної магістралі рідкого газу. У зимових умовах при низькій температурі забортної води підключають додатковий конденсатор-випарник 5. Тоді пар з випарника 4 засасує газовим компресором 2, стискається в ньому і нагнітається в конденсатор-випарник 5, де він конденсується при більш високій температурі, значно перевищує температуру морської води, що надходить в конденсатор. Пройшовши дросель 6, парова фракція надходить в танк 13.

Конденсатор-випарник 5 служить також для підігріву вантажу в процесі розвантаження газозовоза в випадках, коли берегові сховища зрідженого газу розраховані на температуру зберігання вантажу вищу, ніж температура транспортування. В цьому випадку конденсується газ в конденсаторі-випарнику 5 підігриває частина рідкого вантажу на стороні випарника.

Суднові установки реконденсації метану дороги і енергоємні. На рис. 4.5 показана графічна залежність приводної потужності установки реконденсації різних газів від вантажомісткості судна. Як випливає з малюнка, абсолютне значення потужності і її інтенсивність росту на метановозах значно більше, ніж на інших газозах. Тому на малих і середніх судах газ, що утворюється в вантажних танках, частково або повністю утилізується в судових головних і допоміжних механізмах. При сучасних цінах на природний газ і при значному протязі рейсів (більше ніж 7 діб.) Застосування установок повторного зрідження природного газу на великих метановозах (вантажомісткістю 125 ... 140 тис.м³), становиться доцільним.

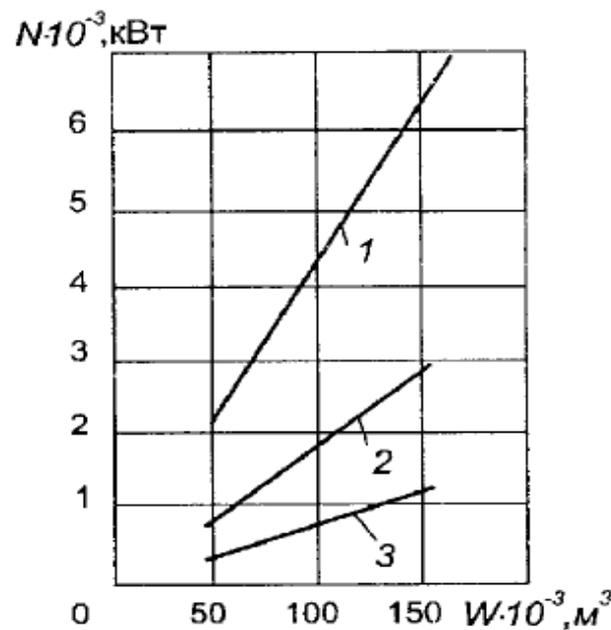


Рисунок 4.5 - Залежність потужності N приводу установок реконденсації газів від вантажомісткості газоза W при перевезенні різних газів: 1 - природний газ; 2 - етилен; 3 - нафтовий газ

Як показують розрахунки, використання установки повторного зрідження газу на метановозах вантажомісткістю 140 тис.м³ підвищує вартість побудови судна на 8 ... 12%.

При наявності установки реконденсації природних газів питання забезпечення судна інертним газом вирішуються більш економічним шляхом.

При наявності установки реконденсації природних газів питання забезпечення судна інертним газом вирішуються більш економічним шляхом.

У якості висновка можна сказати, що установка прямого скраплення є найбільш компактною, дешевою, вона не вимагає додаткового обслуговування і має широкий діапазон регулювання холодильної потужності недоцільним. І хоча її застосовують на невеликих багатоцільових і СНГ газовозах, але її підвищена небезпека при експлуатації зводить на ні перераховані переваги.

При порівнянні установок доцільніше використовувати каскадні установки. Великі економічні витрати і складність окупаються можливістю обслуговування сховища будь-якого типу, а також можливістю завантаження газовоза без берегових засобів. Ще однією перевагою є велика продуктивність і досягнення більш низьких температур. Це важливі показники з огляду на те, що судно-прототип розроблено для необмеженого району плавання і має великий обсяг вантажних танків. Найчастіше такі установки працюють за циклом Брайтона. Цей цикл є найнадійнішим і економічно вигідним при використанні холодильних установок для скраплення газу. Саме на установки за циклом Брайтона звернуто увагу у цієї роботі.

5 УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ЗА ЦИКЛОМ БРАЙТОНА

5.1 Принцип роботи УПСГ, що працюють за циклом Брайтона

Берегові системи скраплення природного газу часто працюють по циклах з багатокомпонентними холодильними агентами. Використання таких схем в судновій енергетиці неприпустимо, з огляду на те що до складу суміші входять вуглеводні (від бутану до метану), протікання яких можуть привести до пожежонебезпечних наслідків.

Суднові системи скраплення природного газу являють собою двоконтурну систему із загальним теплообмінником. До холодоагенту пред'являлися наступні вимоги:

- холодоагент повинен перебувати в газоподібному стані у будь-якій точці циклу;
- холодоагент повинен бути нетоксичним і незаймистим;
- холодоагент повинен бути доступним для можливості дозаправки системи.

В якості холодоагенту обраний N_2 (азот).

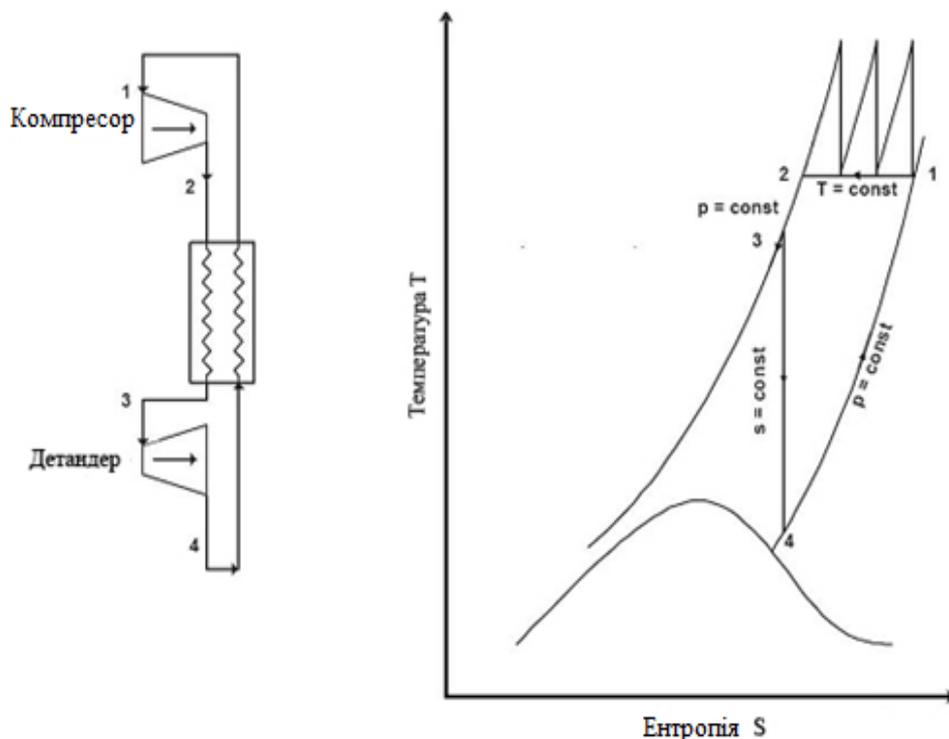


Рисунок 5.1 - Зворотний цикл Брайтона

Газ стискається ізотермічні в трехступеневом компресорі з проміжним охолодженням. Потім газ проходить через теплообмінник при постійному тиску, в якому відбувається обмін енергією з відходить потоком низького тиску. Від точки 3 до точки 4 відбувається ізоентропное розширення в детандере. Від точки 4 до точки 1 холодний газ нагрівається до початкової температури, відводячи енергію при постійному тиску від вхідного потоку високого тиску.

УПСГ метановози розроблені двома провідними виробниками: Hamworthy (Норвегія) і Cryostar (Франція). Принципових відмінностей в установках немає. Для метановозами місткістю вантажних танків 142000 м³ установка розрахована на продуктивність 2000 кг / год і на автоматичне регулювання продуктивності від 20 до 100%.

5.2 Елементи установки

5.2.1. Вантажний контур

Вантажний контур складається з пластинчастого вакуумного теплообмінника, сепаратора, насоса і трубопровідної арматури.

Випарований газ надходить у систему зрідження газу приблизно при тиску 5,5 кгс / см² і температурному діапазоні 0 - 50°С. У верхній частині криогенного теплообмінника випарований газ попередньо охолоджується, таким чином, відбувається зняття перегріву і потім конденсується на дні. Сконденсований газ надходить у сепаратор. З сепаратора скраплений газ повертається назад в танки, за рахунок перепаду тиску між сепаратором і вантажним танком, через клапан регулювання рівня в сепараторі. Рідина може бути повернута за допомогою насоса. Частина скрапленого газу буде використовуватися для попереднього охолодження газу перед компресором. Залежно від режиму роботи, УПСГ знову скраплений вантаж буде повернен у вантажні танки двома різними методами. У режимі вільного потоку в теплообмінник СПГ з сепаратора відбирається насосом. У режимі подачі газу в теплообмінник компресором вантажних парів, газ повернеться в вантажні танки під впливом перепаду тисків між сепаратором і вантажним танком.

У разі підвищення тиску в танках збільшиться тиск всмоктування компандеру, який призведе до більш інтенсивної конденсації пари вантажу. В результаті цього знизиться тиск на виході компресора вантажних парів. Регулятор тиску на виході компресора розгорне напрямні лопатки дифузора таким чином, щоб утримувати тиск постійним, тим самим збільшуючи потік газу в компресор вантажних парів і таким чином зменшити тиск в танку до заданого значення. Коли тиск в танках зменшиться нижче заданого значення, відбудуться зворотні процеси.

5.2.2 Азотний контур УПСГ

Азотний контур, в свою чергу, складається з осушувачів азоту, підтискаючих компресорів, резервуара запасу холодоагенту, трьохступеневого відцентрового компресора, детандера, трьох газоохолоджувачів, охолоджуваних прісною водою, і одного пластинчастого триходового криогенного теплообмінника. Охолодження відбувається за рахунок циклу стиснення - розширення. Азот з максимальним тиском $10,7 \text{ кгс} / \text{см}^2$ стискається приблизно до $54 \text{ кгс} / \text{см}^2$ в трьохступеновому відцентровому компресорі і після кожного ступеня стиснення охолоджується прісною водою в газоохолоджувачі.

5.2.3 Осушувач азоту

Азот із суднової ВРУ осушується до точки роси -70°C при $5,5 \text{ кгс} / \text{см}^2$ перед подачею у підтискаючий компресор.

5.2.4 Азотний підтискаючий компресор

Забезпечує управління запасами холодоагенту в системі шляхом поповнення азотного резервуара або безпосередньо подачею N_2 на всмоктування трьохступенчатого компресора.

5.2.5 Резервуар запасу азоту

Містить в собі запас азоту необхідний для регулювання хладопроизводительности системи, а також для покриття витрат азоту на протікання в ущільненні валів.

5.2.6 N₂-компандер

Компандер (від англ. Compressor - expander) - триступеневий відцентровий компресор з однієї стадією розширення. Компандер складається з двох провідних шестерень, де ступені 1-я і 2-я ступені компресора зчеплені з першої ведучою шестірнею, а 3-й ступінь компресора і детандер зчеплені зі другою провідною шестернею. Детандер передає крутний момент на редуктор, при цьому знижуючи енерговитрати 3-ої ступені компресора.

5.2.7 Триходовий криогенний теплообмінник

Теплообмінник складається з трьох секцій:

- 1) Вантажні пари протікають від верхньої частини теплообмінника, де відбувається зняття перегріву, до нижньої частини, де пари конденсуються.
- 2) «Тепла» азотна секція. Азот протікає під високим тиском і охолоджується.
- 3) «Холодна» азотна секція. Холодний азот протікає від нижньої частини теплообмінника до верхньої, тим самим охолоджуючи вантажні пари і азот «теплою» секції.

У криогенному трьохканальному протівоточному теплообміннику азот попередньо охолоджується приблизно до -110°C , а потім розширюється до $11,7 \text{ кгс} / \text{см}^2$ і -163°C . Азот надходить в "холодну" секцію, на дно криогенного теплообмінника, де він охолоджує і зріджується випарувався газ. Далі азот проходить через "теплу" частина криогенного теплообмінника перш, ніж повернутися на всмоктування трехступенчатого компресора. Температурний діапазон роботи теплообмінника лежить в межах 40°C у верхній частині і -163°C в нижній частині. Надзвичайно важливо підтримувати температурний перепад між секціями в межах, розрахованих для теплообмінника. Підвищення відхилення перепаду температур призведе до збільшення теплонапруженості, що може послужити причиною тріщин і протікання в секціях теплообмінника. Допустима швидкість зміни температури теплообмінника складає $1^{\circ}\text{C} / \text{хв}$.

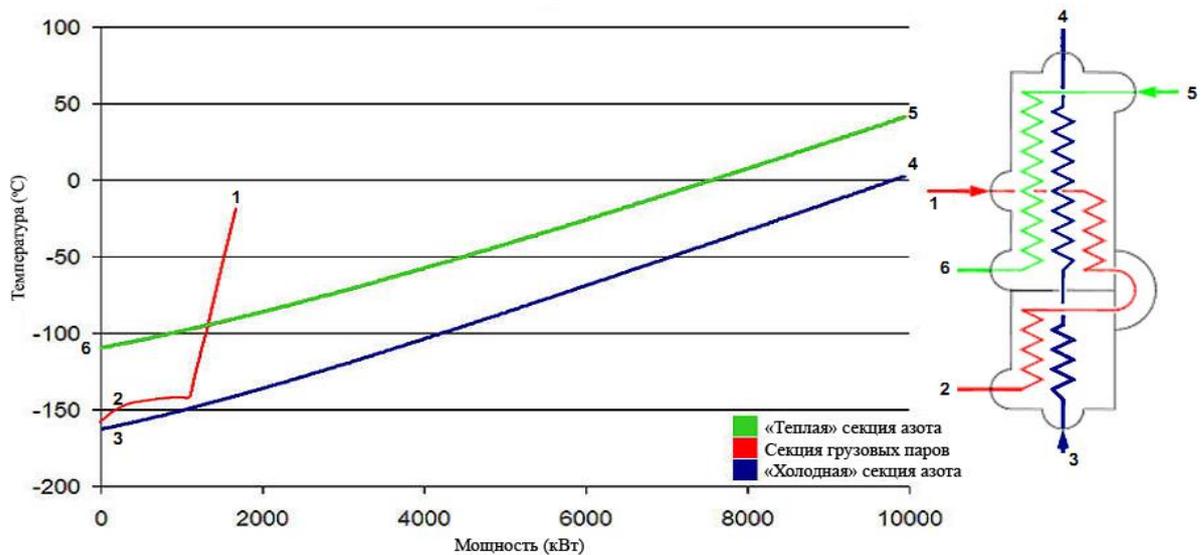


Рисунок 5.2 - Температурний діапазон роботи теплообмінника

5.2.8 Сепаратор

При високій концентрації неконденсованих газів (найчастіше азоту) в парах вантажу скраплення буде частковим, тому в установці передбачений сепаратор, в якому проводиться безперервний моніторинг вмісту азоту в парах вантажу і його відділення шляхом продувки. Вентиляція неконденсованих газів є процесом необхідним для запобігання підвищеного енергоспоживання установки.

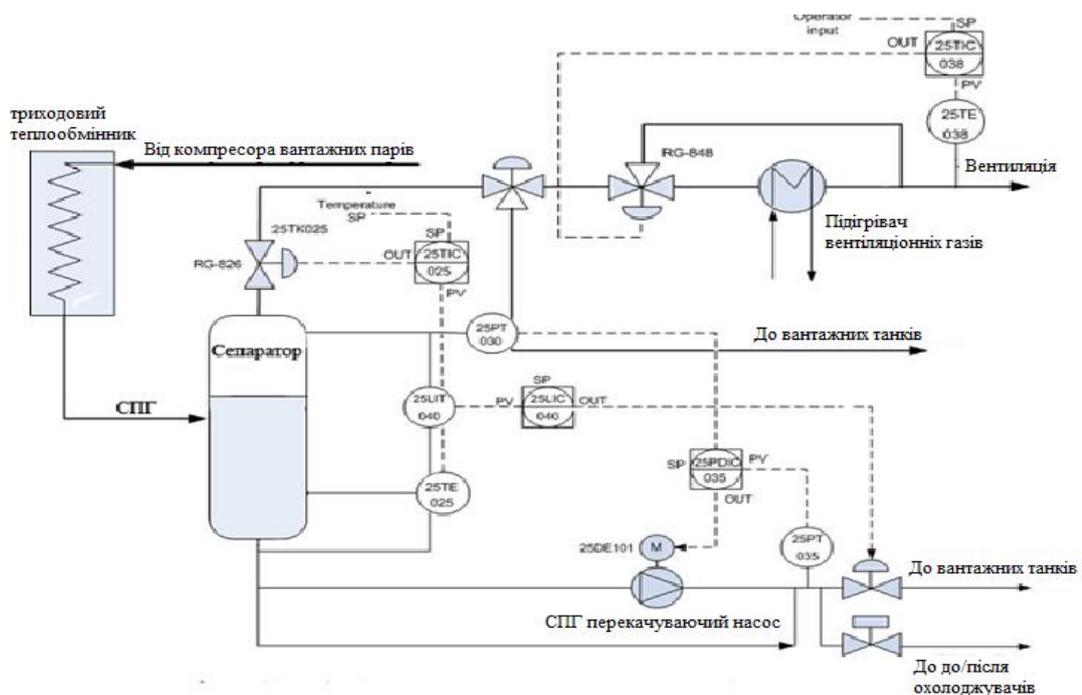


Рисунок 5.3 - Контури регулювання сепаратора

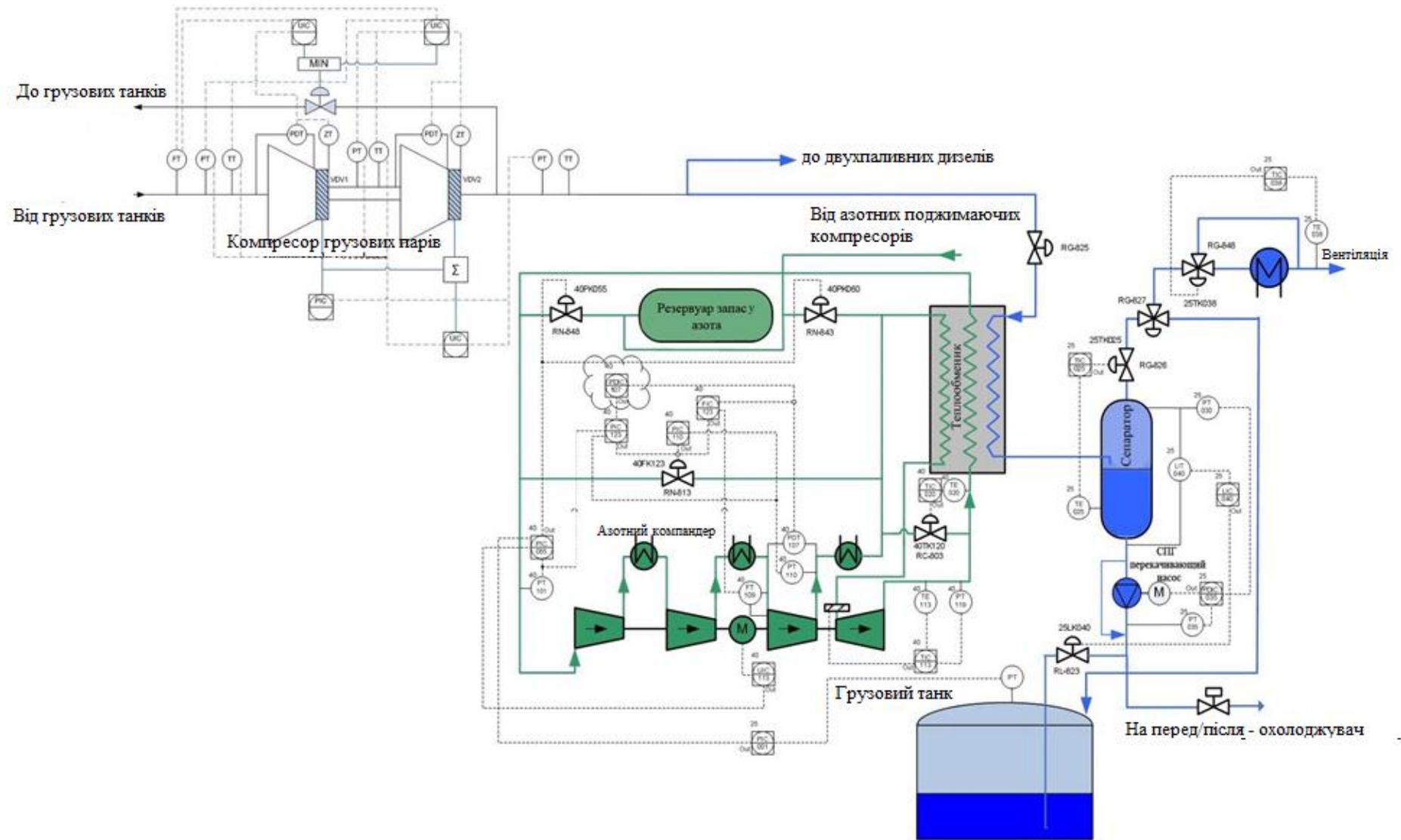


Рисунок 5.4 - Принципова схема УСПГ працююча за циклом Брайтона

5.3 Інтенсивність відмов елементів УПСГ та їх надійність

5.3.1 Визначення інтенсивності

УПСГ є елементом складної технічної системи енергетичного комплексу метановозу. Наслідком відмови цього елемента буде неконтрольоване підвищення тиску в вантажних танках, що викличе підриг запобіжних клапанів і втрату частини вантажу, а в деяких випадках може привести до руйнування танка.

УПСГ комплектується резервними підтискаючим компресором і осушувачем, азотним компандером, компресором вантажних парів. Метод резервування - структурний, за способом включення резерву - динамічний, заміщенням.

Резервування заміщенням - це динамічне резервування, при якому функції основного елемента передаються резервному тільки після відмови основного елемента. Включення резерву заміщенням має наступні переваги:

- не порушує режим роботи резерву;
- зберігає в більшій мірі надійність резервних елементів, так як при роботі основних елементів вони знаходяться в неробочому стані;
- дозволяє використовувати резервний елемент на кілька основних елементів.

УПСГ є складною відновлюваною технічною системою і може бути розділена на сім незалежних підсистем. Мінлива $X_i(t)$ визначає стан системи i в часі для $i = 1, 2, \dots, 7$. Для допоміжного компресора вантажних парів і азотного компресора змінна стану може приймати три або чотири значення на увазі многоступенчатості компресорів, а також передбачається, що відповідні підсистеми можуть приймати подвійний стан.

Механічним елементи принципово є старіючим. Як показують проведені дослідження вчених в області надійності, час безвідмовної роботи механічних елементів має розподіл Вейбулла або усічене нормальний розподіл.

Отже, експоненціальна модель не адекватна фізичним процесам, що протікають у системі. Для ремонтіваних систем час відновлення практично ніколи не є експоненціальним, тобто він складається з часу виявлення, часу локалізації та

часу усунення несправності, тобто дорівнює сумі (залежних або незалежних) зазвичай неекспоненційних розподілів випадкових величин. Причинами неекспоненціальних розподілів також можуть бути: неодноразовість роботи елементів, наявність відновлення великої кількості механічних пристроїв, наявність штучної і природної надмірності.

Таблиця 5.1 - Підсистеми та стани

Параметр стану	Елемент	Значення параметра
X_1	Вантажний компресор	$\{0, \frac{1}{2}, 1\}$
X_2	Азотний компандер	$\{0, \frac{1}{4}, \frac{1}{2}, \frac{3}{4}, 1\}$
X_3	Теплообмінник	$\{0, 1\}$
X_4	Сепаратор СПГ	$\{0, 1\}$
X_5	Перекачуючий насос	$\{0, 1\}$
X_6	Резервуар запасу N_2	$\{0, 1\}$
X_7	Азотний підтискаючий компресор з осушувачем	$\{0, 1\}$

Отже, експоненціальна модель не адекватна фізичним процесам, що протікають у системі. Для ремонтіваних систем час відновлення практично ніколи не є експоненціальним, тобто він складається з часу виявлення, часу локалізації та часу усунення несправності, тобто дорівнює сумі (залежних або незалежних) зазвичай неекспоненційних розподілів випадкових величин. Причинами неекспоненціальних розподілів також можуть бути: неодноразовість роботи елементів, наявність відновлення великої кількості механічних пристроїв, наявність штучної і природної надмірності.

Для наочного уявлення функціонування системи при відмовах і відновлення, складені діаграми переходів станів підсистем компресора вантажних парів і підсистеми азотного компандеру. Стани резервованої підсистем вантажного компресора перераховані в таблиці 5.2. Діаграма переходів стану представлена на

рисунку 5.5. При складанні діаграми були прийняті наступні висновки: в разі відмови основної підсистеми вантажного компресора, негайно станеться запуск резервного компресора з ймовірністю успішного переходу на резерв γ_A . Відмова основного компресора відновлюється з інтенсивністю $\mu_{A,1}$, якщо відбулася відмова одного ступеня компресора; з інтенсивністю μ_A , якщо відбулася відмова всього компресора. У разі повної відмови резервного компресора відновлення, переключення з непрацездатного стану основного і резервного компресорів, відбудеться з інтенсивністю $\mu_{A,B}$. Стан резервної підсистеми азотного компандеру перераховані в таблиці 5.3. При складанні діаграми переходів стану азотного компандеру (рис. 5.7) були прийняті умовиводи аналогічні підсистемі вантажних парів.

Таблиця 5.2 - Стани підсистем вантажних компресорів

Стан	Опис	Значення
A_0	Непрацездатний стан основного компресора Непрацездатний стан резервного компресора	0
A_1	Непрацездатний стан основного компресора Непрацездатний стан однієї з двох ступенів резервного компресора	$\frac{1}{2}$
A_2	Непрацездатний стан основного компресора Резервний компресор в працездатному стані, в роботі	1
A_3	Обидві ступені компресора і / або приводний двигун в непрацездатному стані Резервний компресор в працездатному стані, але в очікуванні запуску	0
A_4	Непрацездатний стан однієї з двох ступенів основного компресора Працездатний стан резервного компресора	$\frac{1}{2}$
A_5	Працездатний стан основного компресора Працездатний стан резервного компресора	1

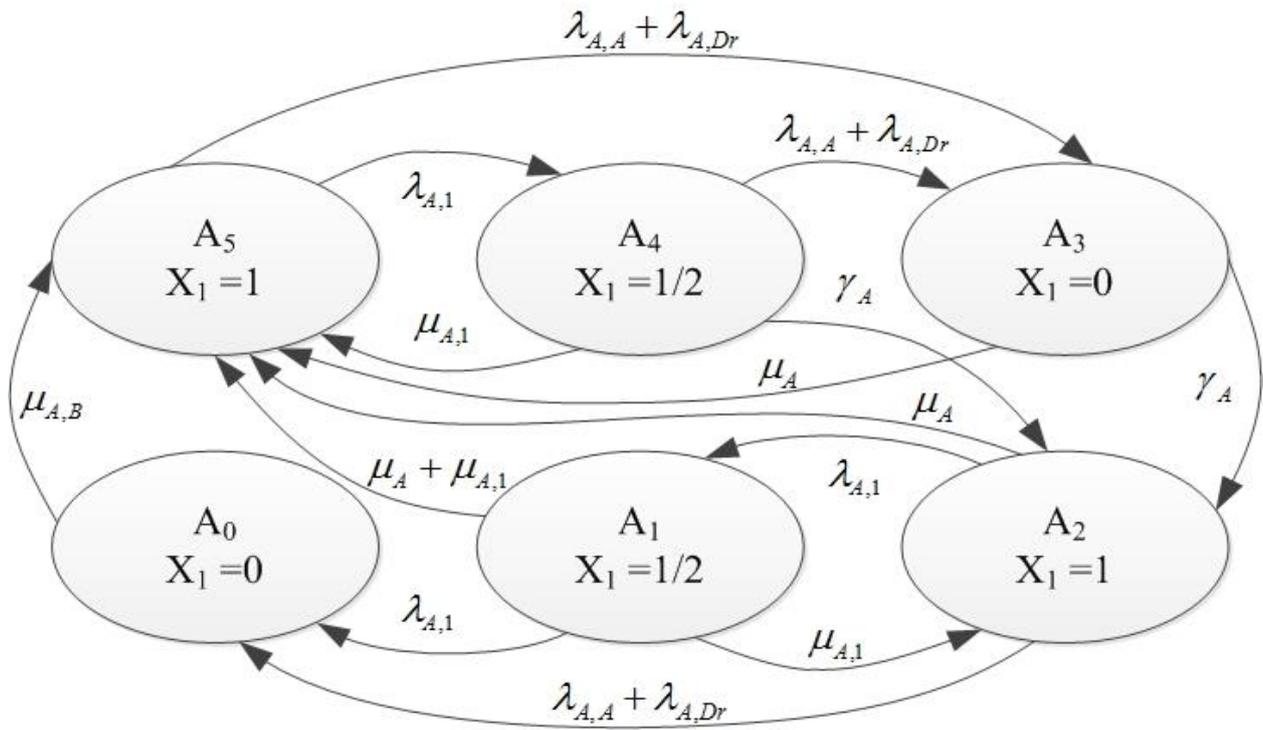


Рисунок 5.5 - Діаграма переходів стану підсистеми вантажного компресора

Таблиця 5.3 - Стани підсистем азотного компандеру

Стан	Опис	Значення
B_0	Непрацездатний стан основного компандеру Непрацездатний стан резервного компандеру	0
B_1	Непрацездатний стан основного компресора 3 ступені резервного компресора в непрацездатному стані, детандер в працездатному стані або 2 ступені компресора і детандер непрацездатному стані, однаступінь в працездатному	$\frac{1}{4}$
B_2	Непрацездатний стан основного компресора 2 з 3 ступенів компресора або детандер з одного із ступенів компресора резервного компандеру в непрацездатному стані	$\frac{2}{4}$

Закінчення таблиці 5.3

B3	Непрацездатний стан основного компандер 1 з 3 ступенів компресора або детандер резервного компандеру в непрацездатному стані	$\frac{3}{4}$
B4	Непрацездатний стан основного компандеру Резервний компандер в працездатному стані, в роботі	1
B5	Непрацездатний стан основного компандер Резервний компандер в працездатному стані, але в очікуванні запуску	0
B6	3 ступені основного компресора в непрацездатному стані, детандер в працездатному стані або 2 ступені компресора і детандер в непрацездатному стані, одна ступінь компресора в працездатному Резервний компандер в працездатному стані	$\frac{1}{4}$
B7	2 з 3 ступенів компресора або детандер зі однією із ступенів компресора основного компандеру в непрацездатному стані Працездатний стан основного компандеру	$\frac{2}{4}$
B8	1 з 3 ступенів компресора або детандер основного компандеру в непрацездатному стані Працездатний стан основного компандеру	$\frac{3}{4}$
B9	Працездатний стан основного компандеру Працездатний стан резервного компандеру	1

Закінчення таблиці 5.4

$\lambda_{B,1} = 3,0 \cdot 10^{-4}$	Інтенсивність відмови одного ступеня азотного компресора
$\lambda_{B,A} = 1,0 \cdot 10^{-4}$	Інтенсивність відмови трьох ступенів азотного компресора
$\lambda_{B,Exp} = 1,0 \cdot 10^{-4}$	Інтенсивність відмови детандера
$\lambda_{B,Dr} = 8,5 \cdot 10^{-5}$	Інтенсивність відмови приводного двигуна азотного компресора
$\mu_B = 3,5 \cdot 10^{-2}$	Інтенсивність відновлення працюючого азотного компресора
$\mu_{B,1} = 4,0 \cdot 10^{-2}$	Інтенсивність відновлення азотного компресора (одному щаблі)
$\mu_{B,B} = 8,0 \cdot 10^{-3}$	Інтенсивність відновлення азотного компандер (перехід з непрацездатного стану в працездатний)
$\mu_{B,Exp} = 3,0 \cdot 10^{-2}$	Інтенсивність відновлення детандера
$\gamma_B = 4$	Імовірність успішного переходу на резервний компандер
$\lambda_{HE} = 2,0 \cdot 10^{-5}$	Інтенсивність відмови криогенного теплообмінника
$\mu_{HE} = 5,5 \cdot 10^{-2}$	Інтенсивність відновлення криогенного теплообмінника
$\lambda_{Sep} = 3,5 \cdot 10^{-5}$	Інтенсивність відмови сепаратора СПГ
$\mu_{Sep} = 2,0 \cdot 10^{-1}$	Інтенсивність відновлення сепаратора СПГ
$\lambda_{TP} = 7,5 \cdot 10^{-5}$	Інтенсивність відмови перекачує насоса
$\mu_{TP} = 2,0 \cdot 10^{-1}$	Інтенсивність відновлення перекачує насоса
$\lambda_{NT} = 6,0 \cdot 10^{-5}$	Інтенсивність відмови резервуара запасу азоту
$\mu_{NT} = 2,0 \cdot 10^{-1}$	Інтенсивність відновлення резервуара запасу азоту

Для проведення аналізу видів наслідків і критичності відмов необхідно досліджувати інтенсивності відмов всіх елементів системи. Інтенсивності переходів засновані на даних зі збірки статистики відмов «Offshore reliability data»

Таблиця 5.5 - Інтенсивності відмов

Елемент	Інтенсивності відмови, 1/ч
Компресор вантажних парів	0,000125
Азотний компресор	0,0001
Детандер	0,0001
Криогенний теплообмінник	0,00002
Сепаратор СПГ	0,000035
Перекачуючий насос	0,000075
Резервуара запасу азоту	0,00006

Основна мета таблиці інтенсивності відмов полягає в поліпшенні системи шляхом визначення:

- елемента, який повинен бути підданий докладному аналізу з метою виключення небезпек, що призводять до виникнення аварії, тобто з метою створення надійної конструкції, що знижує інтенсивність відмов або обмеження шкоди;

- елемента або вузла, що вимагає особливої уваги в процесі виробництва і більш жорсткого контролю якості і потребує особливо обережне поводження протягом усього часу використання;

- спеціальних вимог для постачальників, які підлягають включенню до переліку характеристик, які відносяться до конструкції, функціонування, надійності, безпеки або забезпечення якості;

- норм вхідного контролю, які повинні бути встановлені для елементів, одержуваних від суміжників (субпідрядників) і для параметрів, що підлягають найбільш ретельній перевірці;
- вузлів систем (підсистем), де слід вводити спеціальні процедури, правила безпеки, застосовувати захисне обладнання, контрольні прилади або сигнальні системи;
- ефективного розподілу коштів на запобігання аваріям.

Таблиця 5.6 - Результати розрахунку критичності відмов

Елемент	B ₁	B ₂	B ₃	C
Компресор вантажних парів	2	5	2	20
Азотний компресор	2	6	2	24
Детандер	2	6	2	24
Криогенний теплообмінник	1	7	4	28
Сепаратор СПГ	1	8	5	40
Перекачуючий насос	1	5	3	15
Резервуар запасу азоту	1	4	4	16

У таблиці 5.6: B₁ - оцінка ймовірності відмов в балах; B₂ - оцінка наслідків відмов; B₃ - оцінка ймовірності виявлення відмови до поставки виробу споживачеві.

Критичність відмови - це добуток трьох співмножників, які оцінюються в балах з використанням таблиць ГОСТ 27.310-95 і статистичних даних про відкази. Розрахунки критичності відмов елементів УПСГ представлені у таблиці 5.6. Як показують розрахунки, найбільш критичним елементом є сепаратор.

При високій концентрації неконденсованих газів (найчастіше азоту) в парах вантажу скраплення буде частковим, тому в установці передбачений сепаратор. У сепараторі проводиться безперервний моніторинг вмісту азоту в парах вантажу і

його відділення шляхом продувки. Вентиляція неконденсованих газів є процесом необхідним для запобігання підвищеного енергоспоживання установки.

Сепаратор обладнаний наступними контурами регулювання:

- АСР вмісту азоту. Регулювання вмісту азоту в сепараторі призначене для підтримки високої інтенсивності конденсації. У разі високого вмісту азоту в сепараторі, інтенсивність конденсації знизиться на увазі більш низької температури кипіння азоту (-196°C). Ступінь відкриття вентиляційного клапана сепаратора залежить від перепаду температур рідкої фази і насичених парів в точці вентиляції;
- АСР рівня рідини в сепараторі. Стабілізація рівня рідкої фази в сепараторі призначена для постійного забезпечення скрапленням газом перед- і після охолоджувачів, а також для запобігання сухого ходу перекачує насоса;
- АСР температури вентиляційних газів. Необхідна для підтримки щільності вентиляційних газів нижче щільності повітря, за допомогою підігріву.

Сепаратор є одним з найбільш відповідальних вузлів УПСГ, тому що саме сепаратор визначає ефективність конденсації парів вантажу.

5.3.2 Високий зміст азоту у СПГ, як наслідок відмови сепаратору

Азот (N_2) – це інертний газ. Температура кипіння при атмосферному тиску - $195,75^{\circ}\text{C}$, температура плавлення $-209,86^{\circ}\text{C}$. Розчинність азоту в рідкому метані при температурі -161°C , знаходиться на рівні близько 3 - 6%. Оскільки температура кипіння азоту нижче температури кипіння СПГ при атмосферному тиску, при зберіганні СПГ в вантажних танках відбувається постійне збіднення за цим компонентом, під дією теплопритоку з навколишнього середовища випаровується спочатку азот, як самий низькокиплячий компонент, а потім метан.

Відбувається збагачення СПГ в резервуарі важкими вуглеводнями і домішками. Як правило, википає газ містить 20% азоту, 80% метану і сліди етану. Зміст азоту у випарованому газі може бути приблизно в 20 разів більше, ніж в СПГ. Слід зазначити, що присутність розчиненого в СПГ азоту призводить до появи або розширення області рідких фаз, що не змішуються, тим самим викликаючи

розшарування продукту, що може привести до перевертання вантажу з різким підвищенням тиску (роловер).

Роловер означає швидке вивільнення парів СПГ, яке відбувається за рахунок спонтанного перемішування шарів різної щільності в вантажному танку. Відповідні умови для роловера - виникнення стратифікації, тобто наявність двох шарів різної щільності в танку. Можливість раптового вивільнення великої кількості парів і потенційного перевищення тиску в танку, враховано в основних правилах споруди EN +1473 - "The design of onshore LNG terminals" і NFPA 59A - "Standard for the Production, Storage and Handling of LNG", при виборі розміру запобіжних клапанів. Безсумнівно, запобіжні клапани можуть запобігти пошкодженню танка, однак пари СПГ не тільки легкозаймисті та важчий за повітря, але і є дорогим джерелом енергії і сильнодіючих парниковим газом, тому вентиляції вантажних танків необхідно уникати.

Якщо СПГ містить значну кількість азоту (більше 1%), то можна припускати про потенційну стратифікацію вантажу. Це може привести до утворення шару рідини з низькою щільністю, яка, буде залишатися на поверхні, але в підсумку змішається з нижнім шаром, що призведе до «роловеров». Температура кипіння азоту $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в порівнянні з метаном $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$). Більш того, молярна маса азоту 28, в той час як метану 16. З цієї причини при википанні азоту щільність залишився СПГ знижується, на відміну від СПГ без вмісту азоту, де щільність при зберіганні збільшується.

Таблиця 5.7 - Процентний вміст азоту, метану і щільність СПГ на різних відвантажувальних терміналах

Термінал	N ₂ , %	CH ₄ , %	Густина, кг/м ³
Алжир – Арзев	0,6	88	464
Алжир – Бетіуа	0,9	88,1	455
Австралія – СЗШ	0,4	90,1	460
Єгипет – Идку	0	95,9	436
Лівія	0,7	81,6	485
Сньовіт	0,8	91,8	451
Оман	0,4	87,9	470
Катаргаз I	0,1	87,4	467

Для двопаливного пропульсивного комплексу, який найбільш поширений на метановозах, відмова сепаратора є ще одним критичним наслідком. Як вже було зазначено, спочатку пари вантажу будуть містити велику кількість азоту (20%). Температура навантаження СПГ, як і склад, також залежить від терміналу. Найчастіше вона лежить в діапазоні від -158°C до -163°C . Наприклад, на норвезькому газовому родовищі Сньовіт СПГ відвантажують при температурі -163°C . Це призводить до того, що все теплопритоки через термоізоляцію вантажних танків витрачаються на приховану теплоту пароутворення метану, а тим часом відбувається інтенсивне випаровування азоту, як найбільш низькокиплячого компонента. Це веде до підвищення тиску в вантажному танку, однак, ці пари неможливо використовувати в якості палива для головної енергетичної установки (ГЕУ), тому що відбуватимуться пропуски займання в дизельних двигунах або зриви факела в топкових пристроях парових котлів. З цієї причини, машинна команда змушена переводити ГЕУ на залишкові або дистиляти види палива і переводити УПСГ в режим вентиляції, з подальшою обробкою парів вантажу в спеціальному топковий пристрої. Сепаратор є найбільш критичним елементом УПСГ. Це виходить з високого ступеня небезпеки наслідків відмови сепаратора:

1. Можливе виникнення роловера.
2. Пропуск займання в двопаливного дизельному двигуні.

6 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ГАЗОВОЗУ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ПАРИ ВАНТАЖУ

Вибір пропульсивного комплексу газозову визначається методом обробки парів вантажу: повторне скраплення або використання парів в якості палива. У свою чергу, вибір методу обробки парів вантажу залежить від комплексу факторів: призначення метановозами, умови експлуатації, тип вантажних танків і т. Д. Для аналізу розвитку технічної оснащення метановозів представлена діаграма розподілу пропульсивних комплексів на існуючому і будуючомуся метановозному флоті. З аналізу діаграми чітко помітні сучасні тенденції розробки і використання пропульсивних комплексів.

Значно знизилася замовлення на ПТУ для метановози. Причиною є низький їх термічний ККД і, як наслідок, високі експлуатаційні витрати. Замовлення на ці установки в основному зроблені японськими судноплавними компаніями, так як верфі цієї країни володіють ліцензіями тільки на будівництво метановози з танками типу «Kvaerner-Moss». А на метановозами, обладнаний цією вантажною системою, встановлюють тільки ПТУ. Переваги: висока потужність, висока надійність, довговічність, низька вартість обладнання та обслуговування, гнучкість у виборі палива. Недоліки: низький термічний ККД, слабка маневреність, висока питома витрата палива, необхідність додаткового спалювання дизельного палива. Знизилася замовлення на пропульсивний комплекс, що включає малооборотний дизель з УПСГ. Таким пропульсивним комплексом обладналися метановози підвищеної вантажомісткості Q-flex (210000 м³) і Q-max (266000 м³) компанії «Qatar Gas Transport». Дані метановози проектувалися для поставок СПГ на американський ринок, але виявилися не потрібними через північноамериканської «сланцевої революції». На даний момент дизелі планують переобладнати в ГАЗОДИЗЕЛЬ. Переваги: високий ККД, висока надійність, великий період між технічним обслуговуванням. Недоліки: висока початкова вартість і ремонтні витрати, необхідність потужної електростанції, низький очікуваний термін служби,

слабка екологічність. Понад 55% споруджуваного флоту планується обладнати газодизельного електричним Пропульсивною комплексом (ГДЕПК). Даний комплекс забезпечує можливість роботи ГАЗОДИЗЕЛЬ на дизельному паливі або парах вантажу в залежності від умов фрахту, цін на паливо, перебування в зонах контролю викидів. Переваги: високий ККД, низька питома витрата палива, висока екологічність і надійність, маневреність, гнучкість у виборі палива. Недоліки: висока початкова вартість, потреба в додатковому обладнанні, вимоги до високої якості газового палива. З'явилися численні замовлення на Пропульсивною комплекс з двотактним ГАЗОДИЗЕЛЬ «MAN B & W ME-GI». Перший метановозами «Creole Spirit» компанії «Teekay LNG» з даними комплексом вже спущений на воду і пройшов ходові випробування. На сьогоднішній день - це метановозами з найнижчою фрахтової ставкою, що є економічно привабливим для фрахтувальників, що виявляють інтерес до даного комплексу.

Пропульсивний комплекс з двотактним ГАЗОДИЗЕЛЬ має наступні переваги: високий термічний ККД, гнучкість у виборі палива, низькі експлуатаційні та капітальні витрати. Відмінною особливістю є стійке горіння газоповітряної суміші в циліндрі двигуна, невимогливість до якості газового палива і низький коефіцієнт незгорілого метану (близько 0,2%) при роботі двигуна з низьким навантаженням. Робота двотактного дизеля на газі мало відрізняється від роботи на рідкому паливі. Газ надходить в циліндр, коли поршень двигуна знаходиться у верхній мертвій точці. Подача здійснюється через дві окремі газові форсунки, розташовані в кришці циліндра. З огляду на те, що тиск кінця такту стиснення може досягати майже 120 кгс / см², при номінальному навантаженні для стабільної подачі газу тиск у газопроводі має становити 150-250 кгс / см² в залежності від навантаження. Температура кінця такту стиснення складає 500-600 С, що недостатньо для надійного запалення метану через його високої температури самозаймання (600 С). Тому перед метаном в циліндр впорскується необхідна частка запального дистиллятного палива (мін. 5%).

Основні вимоги до двигуном, до системи газоподачі, обумовлені їх особливостями, представлені в табл.6.1

Таблиця 6.1 - Основні характеристики газового палива

Параметр	Одиниці виміру	Діапазон
Низча теплота сгорання (НТС)	МДж/кг	Не менш 38
Тиск газу	кгс/см ²	200–300
Температура газу	С	45±10

Основна проблема розробки систем газоподачі полягала в високому змінному тиску метану в залежності від навантаження двигуна. Для вирішення проблеми була висунута ідея об'єднання системи обробки парів вантажу з системою газоподачі, функціональні схеми яких представлені на рис.2. У першій з систем передбачається використання компресора високого тиску (КВД), який відсмоктує пари вантажу з купола вантажного танка, тим самим стабілізуючи тиск, і під тиском 300 кгс / см² направляє їх в головний двигун (ГД). При такій компоновці наявність УПСГ є обов'язковим.

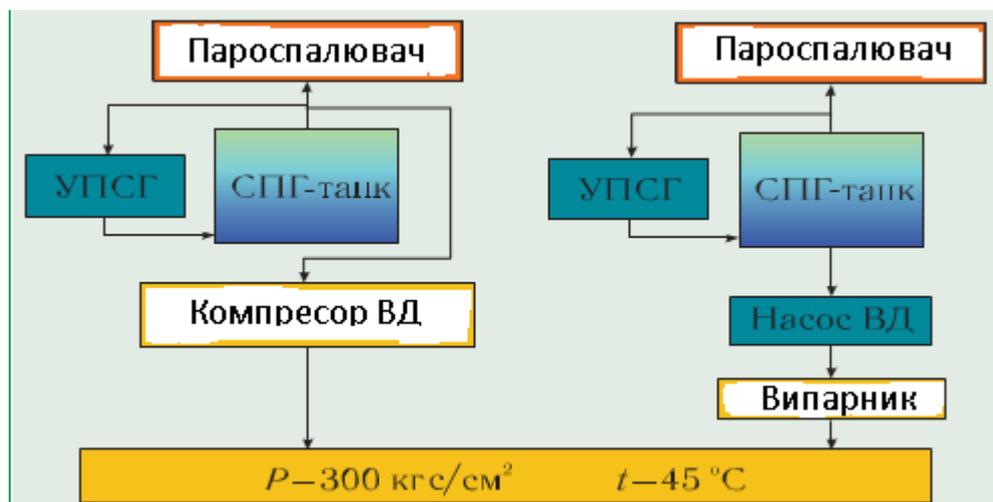


Рисунок 6.1 - Функціональні схеми варіантів реалізації систем газоподачі в двигуни «MAN B & W ME-GI»

У другій системі застосовується насос високого тиску (НВД) і випарник. НВД стискає СПГ, що відбирається з дна танка, до тиску 300 кгс / см². Після цього в випарнику СПГ газифіковане і одночасно підігрівається до необхідної температури. Наявність УПСГ в даному випадку є обов'язковим, так як пари вантажу не відбирати з вантажних танків.

Ці дві схеми, які використовуються різними виробниками, на сьогоднішній день представлені в багатьох варіантах. Різноманітність модифікацій викликано різними умовами експлуатації метановози. Наприклад, судно може працювати як транспортний ланка між терміналами, де важливими факторами є швидкість, економічність, мінімальні втрати вантажу. У разі регазифікаційного метановозами важливіша потужність електростанції, ніж швидкість його ходу, так як ці судна десятки років пришвартовані до причалу.

Система з КВТ

Ключовим елементом цього пропульсивного комплексу є КВТ модельного ряду «Laby®-GI» від «Burckhardt Compression». Головний двигун «ME-GI» разом з дублюючими КВТ утилізує пари вантажу, що виникають в результаті безперервного випаровування СПГ. Діапазон робочого тиску компресора становить 150 - 300 кгс / см², що повністю перекриває потреби головного двигуна (ГД). КВД є п'ятиступінчастий шестициліндровий компресор з проміжним охолодженням для регулювання температур всмоктування перед кожною наступною сходинкою. У схемі застосовується кілька байпасних клапанів. Ці клапани призначені для регулювання подачі газу компресором з необхідним тиском в ГД в залежності від навантаження. Перші три ступені компресора є несмазиваємими; вони мають поршні з лабіринтовим ущільненням. Решта змащувані; в них ущільнення забезпечується поршневыми кільцями. Всі п'ять ступенів об'єднані в один вертикальний корпус. Комбінація лабіринтових і кільцевих ущільнень в п'ятиступінчастою компресорі забезпечує його довговічність. Безліч параметрів впливає на ефективність системи газо- подачі. Наприклад, загальна кількість ЕІГ безпосередньо залежить від стадії рейсу (вантажний або баластний перехід) і діапазону робочого тиску танка. Це може бути результатом

жорстких умов експлуатації КВД: низькотемпературне всмоктування (-160 С), різний склад газу. З іншого боку возмущаючим впливом при відборі парів вантажу може бути одночасна подача газу під низьким тиском (6 кгс / см²) до допоміжних двигунів, паросжігателя, УПСГ.

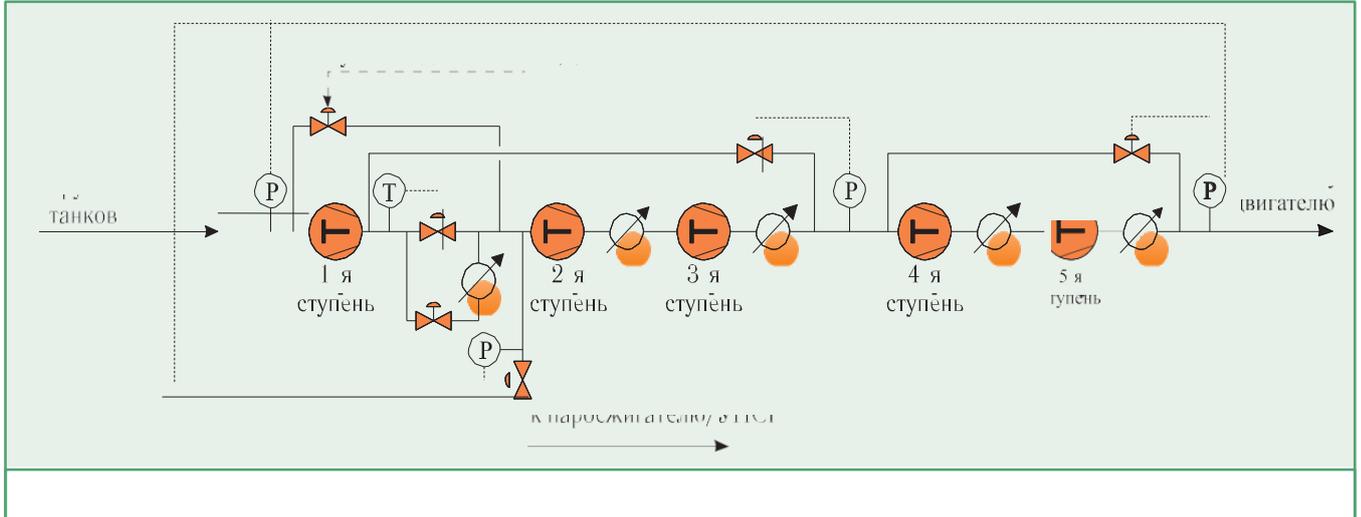


Рисунок 6.2 - Принципова схема КВД «Laby®-GI»

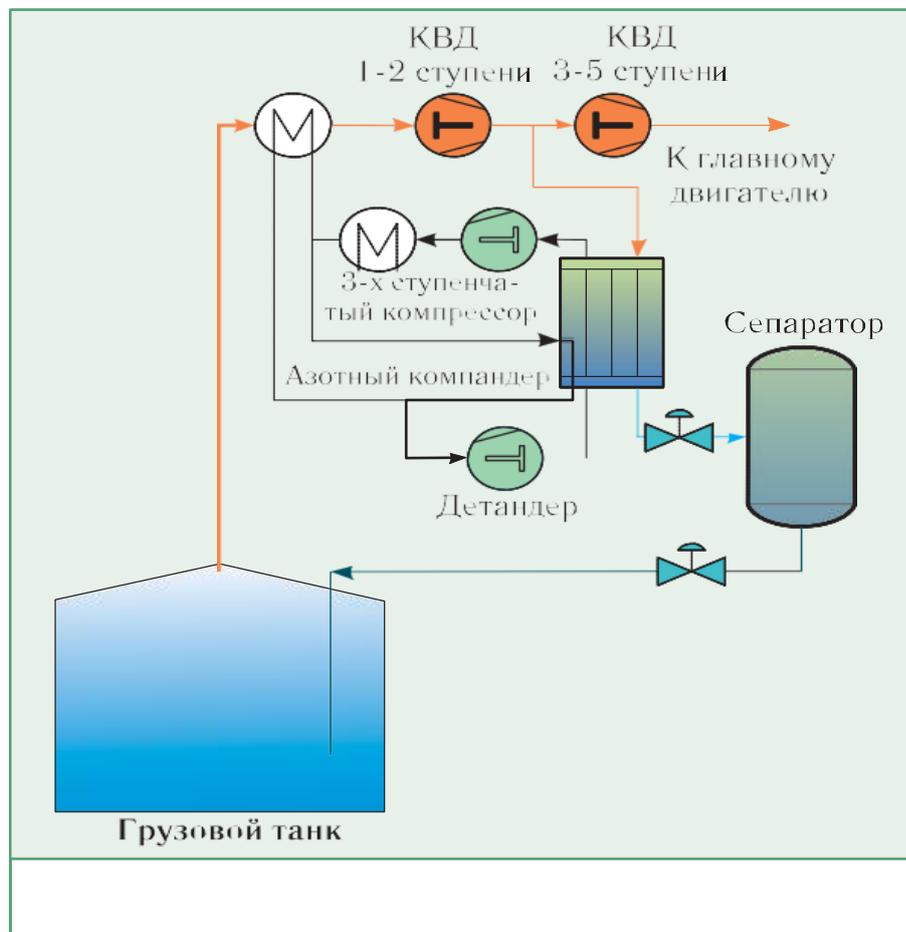


Рисунок 6.3 - Принципова схема УПСГ з КВД

Зважаючи на це КВД оснащується складною системою автоматичного регулювання (САР), головним завданням якої є забезпечення необхідного тиску, необхідного ГД. САР повинна враховувати всі умови подачі газу, такі як тиск в танку, кількість парів вантажу (вантажний або баластний перехід), склад парів і температура всмоктування. Якщо кількість ЕІГ зменшується, то КВД повинен перейти на режим часткового навантаження для стабілізації тиску в танку. При цьому для компенсації нестачі газу необхідно примусово випаровувати вантаж або додатково спалювати рідке паливо. Якщо кількість парів збільшується, результатом чого стане підвищення тиску в танку, САР повинна спрямовувати надлишок газу до паросжігача або УПСГ. На початку вантажного переходу можливо надмірну кількість азоту в ЕІГ (до 30%), що може знизити теплотворення газу. Як видно з таблиці, мінімальна НТС становить 38 МДж / кг, що відповідає 25% азоту в ЕІГ. В даному випадку для компенсації можливого зниження теплотворення ЕІГ частку подачі рідкого запального палива в двигун доведеться збільшувати. Спільно з «Hamworthy Gas Systems» компанія «Burckhardt Compression» розробила систему газоподачі, об'єднавши її з УПСГ.

Система газоподачі з дублюючими КВД буде ефективна в разі експлуатації судна при виконанні довгострокових контрактів, коли воно працює між цілком певними терміналами. У таких випадках важлива швидкість судна, тому ГД працюють в номінальному режимі. У разі інтегрованої системи газоподачі із застосуванням УПСГ з КВД метановозами стає економічно гнучким в сьогоденному нестійкому ринку СПГ.

Система з НВТ

Виробник криогенного обладнання «Cryostar» запропонував ідею досягнення необхідного тиску за рахунок стиснення СПГ, а потім його газифікації. НВД є трехплунжерний насос, який підживлюється СПГ з конденсатної лінії УПСГ. Надлишок конденсату при цьому подається в вантажний танк. Витрата і тиск в системі регулюються частотою обертання насоса від приводного електродвигуна, що дозволяє досягати необхідного тиску при змінному навантаженні ГД. Для згладжування пульсацій потоку на додаток встановлено пульсаційний демпфер.

Незважаючи на що змінюється витрата, тиск в системі підтримується постійним завдяки складній системі регулювання . Насос живиться від сепаратора УПСГ, в кото ром відбувається відділення неконденсованих газів (рис. 5). Сепаратор тут грає роль накопичувальної цистерни, після якої СПГ або подається в двигун, або направляється назад в танк. Така схема забезпечує роботу ГД з мінімальним споживанням рідкого запального палива з огляду на те, що в двигун направляється газ з максимальною теплотворністю (чистий метан). Для запобігання сухого ходу НВД рівень в сепараторі підтримується постійним шляхом автоматичного пуску спреєвого насосу.

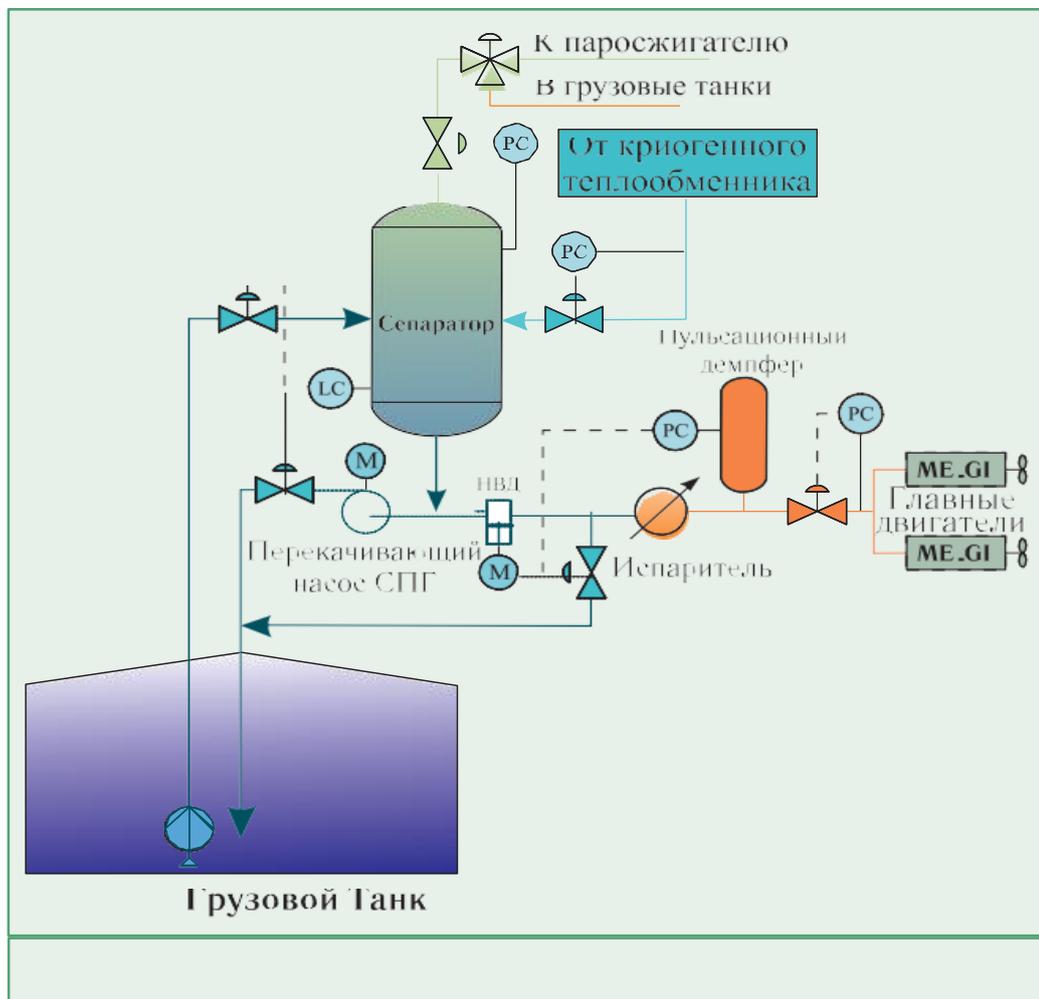


Рисунок 6.4 - Принципова схема УПСГ з НВД

КВТ в даному випадку буде заміщати відцентровий компресор вантажних парів. Після першого і другого ступенів при тиску 56 кгс / см² газ може бути частково або повністю спрямований на УПСГ. Коли ГД працює в газовому режимі,

ЕІГ направляється в ГД, байпасуючи УПСГ. Слід зазначити, що УПСГ «EcoRel» компанії Cryostar » встановлені на метановозах Q-flex і Q-max компанії « Qatar Gas Transport». В даний час системи доповнили НВТ, а дизелі конвертували в ГАЗОДИЗЕЛЬ. Очевидно, що система газоподготовки «Cryostar» буде найбільш ефективною в умовах експлуатації метановозами при короткострокових контрактах, які характеризуються тривалими якірними стоянками, переходами з тихими і середніми ходами.

ВИСНОВКИ

1. Морські перевезення скрапленних газів, особливо метану в дійсний час набувають високого значення.

2. На сучасних суднах для перевезення скрапленого природного газу найбільш поширені вантажні холодильні установки каскадного типу працюючі за циклом Брайтона.

3. Каскадні установки мають деякі значні переваги, а саме:

- порівняльно невисоку місткість по парам вантажу що транспортується;
- більш м'які вимоги до гермитичності обладнання верхнього каскаду;
- пожежобезпечність каскадних систем вища ніж багоступінчатой;
- декілька нижчу енергоємність.

4. Установка вторинного стиснення газу характеризується слабким досвідом експлуатації і маловивчена з точки зору надійності. Відмова елементів веде до критичних наслідків.

5. Сепаратор УПСГ є найбільш критичним елементом УПСГ. Це виходить з високого ступеня небезпеки наслідків відмови сепаратора:

- можливе виникнення ролловера
- пропуск займання в двопаливному дизельному двигуні.
- підвищення надійності сепаратора УПСГ покращує показники надійності системи в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баскаков С.П. Перевезення скраплених газів морем: Навчальний посібник – Миколаїв: Суднобудування, 2001. – 272 с.
2. Заогруйко В.А., Гоїлков О.А. Суднова холодильна техніка, підручник. –Київ, 2000. – 607с.
3. Зайцев В.В., Коробанов Ю.Н. Судна-газовози. – Миколаїв: Суднобудування, 1990. – 304с.
4. Забезпечення безпеки мореплавання суден і запобігання забруднення навколишнього середовища: Монографія / под ред. В.Н. Дмитрієва, В.Є. Леонова — Херсон: ХГМН, 2012. - 397 с.
5. Іванов, Б.Н., Колегаєв М.О., Основи охрани праці на морському транспорті. -Одеса: Компас, 2003. – 210 с.
6. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Щербіна Ю.В. Методичні підходи до ефективного використання альтернативних холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторного рухомого складу. Збірник наукових праць ДУПТ: серія «Транспортні системи і технології, Вип. 33, Т.1, 2019. – С. 202-212.
7. Колегаєв М.А., Іванов Б.Н., Басанець Н.Г. Безпека життєдіяльності та виживання на морі ізд. КП ОМД, 2007.
8. Константинов І.В., Хмельнюк М.Г. Порівняння енергоефективності торгового холодильного обладнання працюючих на різних холодильних агентах. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», 2020. –С. 136-140.
9. Колегаєв М.А., Іванов Б.Н., Басанець Н.Г. Безпека життєдіяльності та виживання на морі ізд. КП ОМД, 2007.
10. Козьміных М.А., Занько О.Н., Голіков В.А. Холодильні установки газозовів і їх експлуатація: «Мортехинформреклама», Одеса: НУ “ОМА”, 1988.- 33с.

11. Козьмініх М.А., Дулдієр О.П, Чепаліс І.В. Системи скраплення газу та вантажні системи суден-газовозів: Навчальний посібник. - Одеса: НУ "ОМА", 2018. -68с.
12. Ладін Н.В. Основи теорії холодильних машин: Навчальний посібник. – Миколаїв, 2007. – 48 с.
13. Лавренченко Г.К. Скраплений природний газ: перспективи виробництва та використання.//Технічні гази, 2014.-№3. -с.3-10.
14. «Міжнародний кодекс по управлінню безпекою експлуатацією суден та запобігання забруднення (МКУБ)».
15. С.Э. Макінтош, П.Г. Ноубл, Дж. Роквеллі, К.Д. Рамлахан. Морська транспортовка природного газу// Нефтегазове обзріння. Лето 2008. Том 20, №2: 58-73.
16. Ханмамедов, С.М. Шакун, В.І. Руденко, М.Б. Пічурін. Методичні вказівки до виконання дипломної роботи магіста. - Одеса: ОНМА, 2017. -28с.
- 17.Чепаліс І.В., Козьмініих М.А., Пишненко М.А. Забезпечення безпеки при завантаженні рідкого аміаку у морський газозов наливного типу // Технічні гази, №1, 2016. -с.65-71.
- 18.Чепаліс І.В., Козьмініих Н.А. Аналіз наслідків та критичності відмов установок вторинного скраплення газів повторного сжиження газоз суден-метанозовів // Технічні гази, №3, 2014. -с.38-42.
19. Чепаліс І.В., Козьмініих М.А. Вторинне скраплення газів як метод стабілізації тиску в вантажних танках метанозовів // Суднові енергетичні установки, №33, 2014. -с.41-48.
20. Bitzerinternational. Огляд хладоагентів.Видання 13.Internet address www.ykaxolod.com.ua.
21. The International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGS Code). - Organization maritime international (OMI) 2017.