МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка заходів по технічному використанню, обслуговуванню та ремонту системи газообміну головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна Margrethe Maersk

Прототип MAN B&W 7S80ME-C9.4.

Виконав:
студент групи 41-ЕМ-22з
_____ ***Пріставко О.О.***
(підпис)

Керівник роботи:
доцент кафедри ДЕУ, к.т.н.,доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Трунін К.С.***
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та ененргетичні установки»

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
«12» 01 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Пріставко Олексію Олексійовичу

1. Тема роботи: «Розробка заходів по технічному використанню, обслуговуванню та ремонту системи газообміну головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна Margrethe Maersk».
Керівник роботи Трунін К.С.
Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року № 6

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип - головний двигун MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна Margrethe Maersk.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Загальна характеристика судна, енергетичної установки і головного двигуна. 2. Особливості технічного використання системи газорозподілу головного двигуна 7S80ME-C9.4 фірми MAN B&W судна «Margrethe Maersk». 3. Розробка заходів технічного обслуговування та ремонту елементів системи газорозподілу головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C9.4 судна «Margrethe Maersk». 4. Охорона праці. Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.
1. Розташування механізмів у машино-котельному відділенні судна. 2. Головний судновий двигун MAN B&W 7S80ME-C. 3. Турбіна суднового двигуна. 4. ТО і ремонт системи газорозподілу двигуна.

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «12» січня 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2026	
2	Загальний розділ.	10.03.2026	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2026	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2026	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2026	
5	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент _____ **Приставко О.О.**

Керівник роботи _____ **Трунін К.С.**

АНОТАЦІЯ

Основною метою виконаного дипломного проекту є розгляд особливостей використання, технічного обслуговування і ремонту системи газорозподілу двигуна MAN B&W 7S80ME-C судна "Margrethe Maersk".

Для забезпечення цієї мети розглянуто особливості судна та його енергетичної установки. Розглянуті особливості конструкції системи газорозподілу, технічне обслуговування та проведено тепловий розрахунок двигуна і показників турбіни. Згідно з інструкцією виробника головного двигуна складено технологічну інструкцію щодо технічного обслуговування і ремонту елементів газорозподільного механізму. Визначені найбільш небезпечні та шкідливі фактори з охорони праці, а також шляхи їх усунення та мінімізації.

В роботі розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 70 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 17 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизель, суднова енергетична установка, технічне застосування, обслуговування, ремонт, система газообміну, охорона праці.

ABSTRACT

The primary objective of this graduation project is to investigate the operational specifics, maintenance, and repair procedures for the valve gear (gas distribution system) of the MAN B&W 7S80ME-C engine operating aboard the vessel "Margrethe Maersk".

To achieve this goal, the specific characteristics of the vessel and its marine power plant were analyzed. The design features of the valve gear and its maintenance requirements were examined, and thermal calculations for the engine as well as turbine performance indicators were carried out. In strict accordance with the main engine manufacturer's guidelines, a technical instruction manual was compiled for the maintenance and repair of the valve gear mechanism components. Furthermore, the most critical occupational hazards and harmful factors were identified, along with corresponding methods for their elimination and mitigation.

Occupational health and safety measures were developed, and environmental protection issues were addressed within the framework of the work.

The graduation project is written in Ukrainian on 70 pages of the calculation and explanatory note. A total of 17 reference sources were utilized. The graphical part is presented on 4 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, marine power plant, technical operation, maintenance, repair, gas exchange system, occupational safety.

ЗМІСТ

Вступ…… 5

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ І ГОЛОВНОГО ДВИГУНА……... 6

1.1 Загальна характеристика судна «Margrethe Maersk» ……..….. 7

1.2 Характеристика суднової енергетичної установки …..……..... 13

РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7S80ME-C9.4 ФІРМИ MAN B&W СУДНА «MARGRETHE MAERSK»……..…….. 18

2.1 Особливості технічної експлуатації суднових турбокомпресорів ……..……... 22

2.2 Особливості роботи компресора та турбіни в умовах експлуатації ……...…… 33

2.3 Газодинамічна характеристика малообертових двигунів і характеристики компресора та турбіни ……. 24

2.4 Визначення і обгрунтування режимів експлуатації суднового двигуна ……..….. 25

2.5 Тепловий розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C …….. 31

2.6 Визначення показників турбокомпресора для заданих умов експлуатації ……... 47

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 7S80ME-C9.4 СУДНА «MARGRETHE MAERSK» ……. 51

3.1 Основні особливості технічної експлуатації суднових систем газорозподілу з турбонагнітачами ……..… 51

3.2 Особливості очищення турбонагнітачів в процесах технічного обслуговування ……..…… 52

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ …… 58

4.1 Нормативно-правова база охорони праці на суднах 58

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні ……..……..... 58

4.3 Протипожежні заходи ……. 59

4.4 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні …….. 60

4.5 Безпека праці при ремонтних роботах на суднах ……. 62

4.6 Оцінка ризиків при роботі з елементами механізму газорозподілу ……... 65

ВИСНОВКИ……. 68

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ……. 69

ДОДАТОК А. Відомість дипломного проекта……... 70

ВСТУП

Особливо актуальною в процесі експлуатації дизельних двигунів є проблема раціонального використання палива нафтового походження, що обумовлено обмеженістю запасів вихідної сировини – нафти. Розвиток суднового дизелебудування відбувається шляхом активізації досліджень і впровадження практичних рішень, спрямованих на підвищення середнього ефективного тиску. Одним із ключових завдань є створення головних і допоміжних суднових дизельних установок як інтелектуальних двигунів на базі комп'ютерних систем керування. Системи газообміну належать до найважливіших вузлів дизеля. У порівнянні з іншими елементами сучасних форсованих суднових двигунів саме система газообміну демонструє найвищу стабільність і конструктивну значущість. Тому при зміні умов експлуатації необхідно ознайомлюватися з сучасними конструктивними рішеннями елементів систем газообміну, щоб майбутній інженер-механік міг ефективно вирішувати складні завдання технічної експлуатації сучасних і перспективних дизелів, розуміючи експлуатаційну сутність закладених конструктивних рішень.

Метою даної роботи є аналіз досвіду технічної експлуатації, обслуговування та ремонту елементів системи газообміну суднових двигунів серії 7S80ME-C9.4 компанії MAN B&W, а також розробка заходів щодо підвищення ефективності їх функціонування.

Завдання, що вирішуються в роботі, включають:

- аналіз конструктивних та експлуатаційних особливостей суднового двигуна серії 7S80ME-C9.4 компанії MAN B&W;

- проведення дослідження з метою вибору найбільш ефективних шляхів удосконалення систем газообміну суднових двигунів;

- розробку комплексу заходів щодо технічного обслуговування елементів газообміну в процесі експлуатації;

- обґрунтування впровадження організаційних заходів з охорони праці та забезпечення техніки безпеки.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ І ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

1.1 Загальна характеристика судна «Margrethe Maersk»

Тип судна. Контейнеровоз «Margrethe Maersk» (тип судна — container ship, IMO № 9632131, MMSI № 219629000) є сучасним екологічно орієнтованим судном, побудованим за проєктом D4696 на суднобудівному підприємстві Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering Co. Ltd. (Geoje, Південна Корея) 13.04.2015 року (рис. 1.1). Після завершення будівництва судно було передано компанії Maersk Line та повністю відповідає вимогам Міжнародної морської організації (IMO) щодо безпеки та надійності виконання контейнерних і вантажних операцій. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1.

Рисунок 1.1. - Загальний вигляд судна «Margrethe Maersk»

Контейнеровоз «Margrethe Maersk» створено з урахуванням сучасних досягнень у галузі суднобудування та морської інженерії. У процесі проєктування і будівництва були впроваджені підвищені стандарти екологічної безпеки, експлуатаційної надійності та економічної ефективності, що є особливо важливим при перевезенні різноманітних вантажів. Зокрема, на судні реалізовано систему рециркуляції вихлопних газів, яка сприяє зниженню шкідливих викидів у атмосферу, одночасно забезпечуючи підвищення потужності енергетичної установки та зменшення витрат палива. Конструктивно судно має півбак, вантажні трюми для контейнерів, а також вісім пар баластних танків. Подвійний борт використовується для розміщення мазутних танків, що дозволяє мінімізувати ризик витоку палива відповідно до вимог конвенції MARPOL. Судно включає бак і ют, транцеву корму та кормове розташування машинного відділення. Надбудова містить житлові приміщення, розраховані щонайменше на 34 членів екіпажу, а також передбачає можливість розміщення до 6 осіб допоміжного персоналу. Конструкція корпусу передбачає подвійне дно і подвійні борти. Автономність плавання становить до 75 діб за запасами провізії та близько 55 діб за запасами палива, води та мастил. У різні періоди судно експлуатувалося під назвами MIRFRETHE MAERSK (2018, Данія) та MARGR (2018, Данія).

Призначення судна. «Margrethe Maersk» є спеціалізованим контейнеровозом, призначеним для транспортування контейнерних вантажів. Судно здатне перевозити до 18 340 контейнерів масою до 14 т кожен, зокрема до 600 рефрижераторних контейнерів. Вантажі транспортуються у контейнерах довжиною 20, 40 і 45 футів; при цьому 45-футові контейнери розміщуються виключно на палубі, а 20- і 40-футові — як у трюмах, так і на палубі. Рефрижераторні контейнери встановлюються у спеціально обладнаних місцях у трюмах або на палубі нижніх ярусів, де забезпечено підключення до електромережі для роботи холодильного обладнання.

Клас судна. Класифікація судна відповідно до American Bureau of Shipping (ABS): +A1(E), “Container Ship”, SH, SHCM, SH-DLA, SFA(25),

FL(25), +AMS, +ACCU, CPS, TCM, NBLES, BWE (Sequential method), UWILD, HIMP, RRDA, GP, POT, CRC, MAN, SLAM-B, SLAM-S, PMP, CMS, SEC.

Судно ходить під прапором Данії, порт приписки — Сондерборг (Sønderborg). Район плавання — необмежений.

Основні розмірення судна «Margrethe Maersk» наведено в табл. 1.1. На борту передбачено систему танків для зберігання суднових запасів, що забезпечує приймання палива і мастильних матеріалів, необхідних для досягнення дальності плавання до 11 000 морських миль.

Таблиця 1.1 – Основні розмірення судна

Параметр	Значення
Загальна довжина, м	399,225
Швидкість судна, вуз. / год	21,4
Довжина між перпендикулярами, м	376,21
Ширина, м	59,00
Висота борта, м	30,30
Осадка судна, м	16,026
Дедвейт судна, т	196000
Валова місткість, т	194849

Швидкість судна при повному завантаженні, за умов посадки на рівний кіль і осадки 15 м, у глибоководних районах при хвилюванні моря не більше 2 балів та силі вітру до 3 балів за шкалою Бофорта, за умови чистого корпусу, становить близько 22 вузлів. Це досягається при роботі головного двигуна на рівні 85 % від максимальної потужності та частоті обертання гребного гвинта 72 об/хв. Період хитавиці судна в усіх експлуатаційних режимах навантаження знаходиться в межах 11–20 с. Остійність судна у всіх випадках експлуатаційного завантаження відповідає чинним вимогам морського регістру для суден необмеженого району плавання. Непотоплюваність

гарантується при перевезенні всіх видів вантажів. Для покращення маневрених характеристик на малих швидкостях у вузьких акваторіях та під час швартових операцій судно оснащене двома носовими підрулюючими пристроями типу «гвинт у трубі» потужністю по 2500 кВт кожен. Керування ними здійснюється дистанційно з ходового містка.

З метою забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов праці та відпочинку екіпажу судно обладнане комплексом відповідних систем, серед яких: система парового опалення, система прісної води продуктивністю 36 т/добу, система збору та обробки стічних і господарсько-побутових вод, а також холодильні установки для зберігання провізії.

Для забезпечення камбузу та медичного блоку гарячою питною водою встановлено автоматизований ємнісний пароелектричний водонагрівач. Усі житлові приміщення, кают-компанія, санітарні блоки, їдальні та інші приміщення обладнані системою кондиціонування повітря з можливістю індивідуального регулювання температури.

Система парового опалення. Парове опалення передбачене для господарських, санітарно-побутових та інших приміщень, які не обслуговуються системою кондиціонування. У систему подається пара під тиском 0,6 МПа до таких споживачів: повітропідігрівачі машинного відділення, системи підготовки палива, системи підігріву дизелів перед пуском, сепаратори палива та мастила, а також водонагрівачі гарячого водопостачання. Від паророзподільної колонки з тиском 0,4 МПа пара подається до опалювальних батарей, систем пропарювання цистерн стічних вод і продування кінгстонних ящиків. Конденсат відводиться через конденсаційні клапани в конденсатор і теплий ящик.

Парогенераторна установка включає один допоміжний котел Aalborg OS та два економайзери відпрацьованих газів. У портових умовах потреба в парі забезпечується котлом, а під час морського переходу — економайзерами. Допоміжний котел Aalborg Industries типу Mission OS (вертикальний газотрубний, мазутного типу) виробляє до 5000 кг/год пари при

максимальному тиску 0,9 МПа та використовується, зокрема, для підігріву танків важкого палива і мастил.

Додатково встановлено два економайзери відпрацьованих газів Aalborg Industries типу Mission XW-TG з пароперегрівачами. Вони забезпечують вироблення насиченої пари: високого тиску — 0,70 т/год, низького тиску — 1,57 т/год, а також перегрітої пари — 5,44 т/год. Температура відпрацьованих газів на вході становить 268 °C, на виході — 163 °C. Економайзери встановлені для кожного головного двигуна та використовують тепло вихлопних газів для генерації пари і приводу турбогенератора.

Баластна система. Баластна система призначена для приймання, перекачування та видалення водяного баласту. Забортна вода використовується для збільшення осадки порожнього судна з метою покращення роботи гребного гвинта, вирівнювання крену і диферента, а також регулювання остійності. Система оснащена двома відцентровими електронасосами Desmi моделі NSL300-525B/E14 продуктивністю по 1000 м³/год, які розташовані в машинному відділенні. Відкачування баласту здійснюється через бортові відливні патрубки. Загальна маса прийнятого баласту може досягати 50 % водотоннажності судна. Контроль рівня води у баластних танках здійснюється за допомогою двох мікропроцесорних блоків Level Datics 1000 та електропневматичних датчиків. Вимірювання рівня в баластних танках базується на принципі повітряної трубки, тоді як для бункерів використовується метод із застосуванням сильфона.

Усі операції з приймання та відкачування баласту для кожного танка повинні фіксуватися у баластному журналі (форма ID 207Q) із зазначенням дати, посади відповідальної особи, температури, питомої ваги, обсягів перекачування, кількості задіяних танків та інших приміток відповідно до вимог IMO Resolution A868(20) та правил Lloyd’s Register.

Стерновий пристрій. Стерновий пристрій призначений для забезпечення керованості судна, виконання маневрування, зміни курсу та утримання заданого напрямку руху. До складу кермового пристрою входять

стерно, стернова машина та система керування. Електропривід стернової машини забезпечує перекладання пера стерна, його зупинку, зміну напрямку руху та регулювання швидкості. На судні встановлено два напівбалансирних підвісних стерна профілю NACA площею 60,078 м² кожне. Стернова машина виробництва Yoowon-Mitsubishi (модель YDFT-475-4×2) має крутний момент 5394 кН·м при куті перекладки 35° і забезпечує перекладання стерна з 35° одного борту до 30° іншого борту за 28 с при повному передньому ході та роботі одного насосного агрегату.

Керування стерновою машиною здійснюється дистанційно з навігаційної рубки за допомогою авторульового, а також вручну з румпельного відділення і приміщення аварійного насоса. У румпельному приміщенні передбачено стаціонарний запас мастила, достатній для заповнення гідросистеми. Система оснащена електричними обмежувачами кута перекладки та механічними обмежувачами у конструкції пера стерна.

Носовий підрулюючий пристрій. Для підвищення маневреності на малих швидкостях і під час швартових операцій судно обладнане двома тунельними носовими підрулюючими пристроями, розташованими у носовій частині. Вони виготовлені компанією Kawasaki Heavy Industries (тип KT-219B5) та мають потужність по 2500 кВт при частоті обертання електродвигуна 880 об/хв. Підрулюючі пристрої являють собою поперечні гвинти регульованого кроку, встановлені в циліндричних тунелях.

Основне призначення пристроїв — підвищення маневреності судна на малих швидкостях і у вузьких акваторіях, утримання судна на місці під дією бокового вітру, а також забезпечення точного позиціонування під час швартування. Конструктивно підрулюючий пристрій включає електродвигун із постійною швидкістю обертання, приводний вал, конічну зубчасту передачу, карданний вал, гвинт змінного кроку, гідравлічну систему керування кроком та електронний блок управління. Напрямок і величина тяги регулюються зміною кроку гвинта.

Маса одного підрулюючого пристрою становить приблизно 22,6 т,

основні елементи виготовлені зі сталі. Керування здійснюється дистанційно з містка та його крил, із можливістю інтеграції з іншими системами судна, такими як система динамічного позиціонування (DP), система керування судном та реєстратор рейсових даних (VDR).

Швартовий та буксирний пристрої. Судно оснащене 16 електричними швартовними лебідками виробництва TTS Kocks GmbH: 6 — у носовій частині, 8 — у кормовій, 2 — на вантажній палубі. Лебідки можуть працювати як у ручному, так і в автоматичному режимі, забезпечуючи автоматичне вибирання слабини або послаблення натягу тросів при зміні положення судна.

Швартовне обладнання включає кнехти, канати та універсальні клюзи з поворотними обоймами і роликами, що зменшують зношування канатів. Швартовні канати (10 шт.) мають діаметр 75 мм і довжину 210 м, виготовлені з синтетичних матеріалів із розривним зусиллям 570 кН. Буксирний сталевий трос (1 шт.) має діаметр 65 мм, довжину 280 м і розривне зусилля 1690 кН; він зберігається у носовому тросовому відсіку.

Рятувальне та шлюпочне обладнання. Судно оснащене індивідуальними та колективними засобами порятунку відповідно до вимог SOLAS і кодексу LSA: рятувальними кругами, жилетами, гідротермокостюмами, засобами індивідуального захисту та судновими аптечками.

На судні встановлено дві моторні рятувальні шлюпки місткістю по 34 особи виробництва Fassmer-Marland Ltd., оснащені дизельними двигунами з електричним запуском і двома акумуляторами. Також передбачено одну моторну рятувальну шлюпку (Fassmer RR4.9) місткістю 8 осіб. Крім того, встановлено чотири рятувальні плоти місткістю по 20 осіб (спуск за допомогою кран-балки), п’ять надувних плотів по 10 осіб і два — по 6 осіб, оснащені гідростатичними пристроями спуску.

Валопровід та гребний гвинт. Валопровід включає гребний, проміжний і упорний вали, підшипники (опорні та упорні), дейдвудні ущільнення, гальмівні та допоміжні пристрої. Гребний вал забезпечує передачу обертального руху рушію, а його опорами є дейдвудні підшипники. Упорний

вал передає осьове зусилля на упорний підшипник, жорстко закріплений у корпусі судна. Гребний і проміжні вали виготовлені з вуглецевої сталі з межею міцності 480 МПа. З'єднання гребного вала з гвинтом і напівмуфтою виконане конічним безшпонковим способом. Передбачено стопорний пристрій для запобігання обертанню валопроводу під час буксирування зі швидкістю до 10 вузлів. Головний упорний підшипник інтегрований у головний двигун. Як рушій використовується один чотирилопатевий гвинт фіксованого кроку виробництва Hyundai діаметром 9,65 м і кроком 1,094 м.

1.2 Характеристика суднової енергетичної установки

Судно обладнане двома головними двигунами, кожен з яких забезпечує обертання гвинта фіксованого кроку. Валопровід кожного двигуна оснащений валогенератором, що може використовуватися як для подачі електроенергії на головні розподільчі щити, так і для участі у приводі рушія. Як головні енергетичні установки на контейнеровозі «Margrethe Maersk» застосовано два двигуни виробництва Doosan, виготовлені за ліцензією MAN B&W типу 7S80ME-C. Це семициліндрові, електронно керовані, двотактні, реверсивні крейцкопфні двигуни з газотурбонаддувом (турбокомпресор MHI-Doosan MET 83MB), що працюють за схемою постійного тиску газів перед турбокомпресором, із прямоточно-клапанною продувкою та вбудованим упорним підшипником. Двигуни мають рядне виконання з діаметром циліндра 800 мм і ходом поршня 3450 мм, розвиваючи максимальну потужність 23 310 кВт при частоті обертання колінчастого вала 72 об/хв.

Конструктивною особливістю двигуна є відсутність традиційного розподільного валу, замість якого використовується електронна система керування паливними насосами та випускними клапанами. Головний двигун призначений для забезпечення необхідної потужності, що визначає швидкість руху судна; рушій перетворює енергію обертання в упор; валопровід передає потужність від двигуна до гвинта; допоміжні механізми забезпечують виробництво електроенергії, пари, опрісненої води та інших ресурсів для

потреб судна. Двигун MAN B&W 7S80ME-C може працювати на паливі з кінематичною в'язкістю до 700 мм²/с при температурі до 150 °С, а також на паливі типу RMG 380 і вище. План машинно-котельного відділення судна наведено на рис. 1.2.

Головний двигун жорстко закріплений на фундаментній рамі за допомогою епоксидних клинів. Фундаментна рама є зварною металевою конструкцією, а станина виконана як суцільнозварна сталева конструкція. Циліндрові блоки являють собою чавунні сорочки, з'єднані болтами в єдину жорстку систему. Усі елементи остова об'єднані анкерними зв'язками, що компенсують розтягувальні напруження, які виникають під дією газового тиску. Пуск двигуна можливий як з машинного відділення, так і з ходової рубки. Двигун має вертикальне рядне розташування циліндрів і систему прямого впорскування палива. Поперечний переріз двигуна наведено на рис. 1.3, а основні технічні характеристики — у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розміщення та кількість циліндрів	рядне 7
Порядок роботи циліндрів	1-7-2-5-4-3-6
Діаметр циліндра D, мм	800
Хід поршня S, мм	3450
Циліндрова потужність, кВт	3330
Максимальна потужність, кВт	23310
Частота обертання колінчастого валу, хв.-1	72
Питома витрата палива, г/(кВт/год.);	161,7
Середньо ефективний тиск, МПа	1,6
Турбокомпресор, шт	2xMHI-Doosan, MET 83MB

На платформі машинного відділення встановлено три автоматизовані дизель-генератори Doosan-MAN: два агрегати типу 6L32/40 потужністю по

2800 кВт при частоті обертання 720 об/хв і один агрегат типу 9L32/40 потужністю 4300 кВт при тій самій частоті обертання. Кожен дизель-генератор може функціонувати як робочий або резервний. Резервний агрегат автоматично підтримується у прогрітому стані та готовності до запуску.

Дизель-генераторна установка складається з дизельного двигуна і генератора змінного струму, змонтованих на спільній рамі з амортизаторами. Пуск агрегатів здійснюється пневматично — з місцевого поста або автоматично через систему керування електростанцією. Охолодження забезпечується центральною системою охолодження. Кожен двигун оснащений масляними насосами, насосами та підігрівачами охолоджувальної води.

Дизель-генератори можуть працювати як окремо, так і паралельно. Передбачено можливість точної ручної та автоматичної синхронізації агрегатів.

Крім того, судно оснащене турбогенератором виробництва Mitsubishi типу ATD64CLM2 потужністю 6000 кВт. Кожен головний двигун укомплектований валогенератором Siemens AG потужністю 3000 кВт, який може функціонувати як у генераторному режимі, виробляючи електроенергію, так і в режимі ходового електродвигуна (при частоті обертання не менше 55 об/хв), забезпечуючи рух судна. Це дозволяє підвищити ефективність роботи головних двигунів, зокрема під час набору обертів.

Використання валогенераторів у моторному режимі також дає можливість утилізувати надлишкову електроенергію, що виробляється турбогенератором, що, у свою чергу, сприяє зниженню витрат палива головного двигуна.

Як аварійне джерело електроживлення на судні встановлено дизель-генератор STX Cummins моделі 12VTA28DMGE потужністю 500 кВт при частоті обертання 1800 об/хв. Він розміщений у спеціально обладнаному приміщенні на палубі судна.

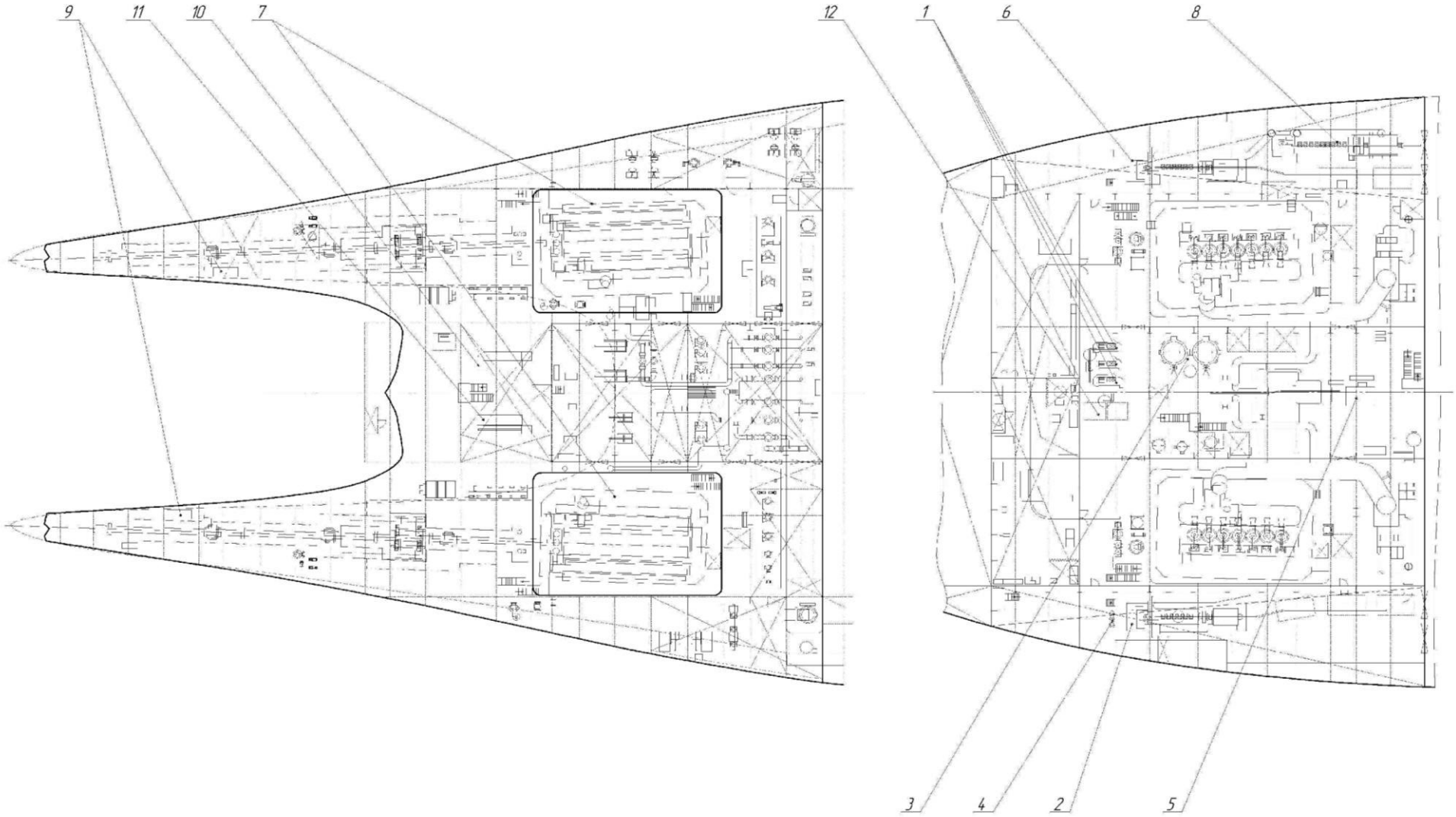


Рисунок 1.2 – План МКВ судна «Margrethe Maersk»: 1 – головний повітряний компресор; 2 – дизель-генератор №4; 3 - головний повітряний резервуар; 4 – головниі масляниі насоси; 5 – турбогенератор; 6 – дизель-генератор №3; 7 – головний двигун; 8 – дизель-генератор №1; 9 – кормовий насос і охолоджувач дейдвуда; 10, 11 – головний масляний теплообмінник; 12 – компресор повітря управління.

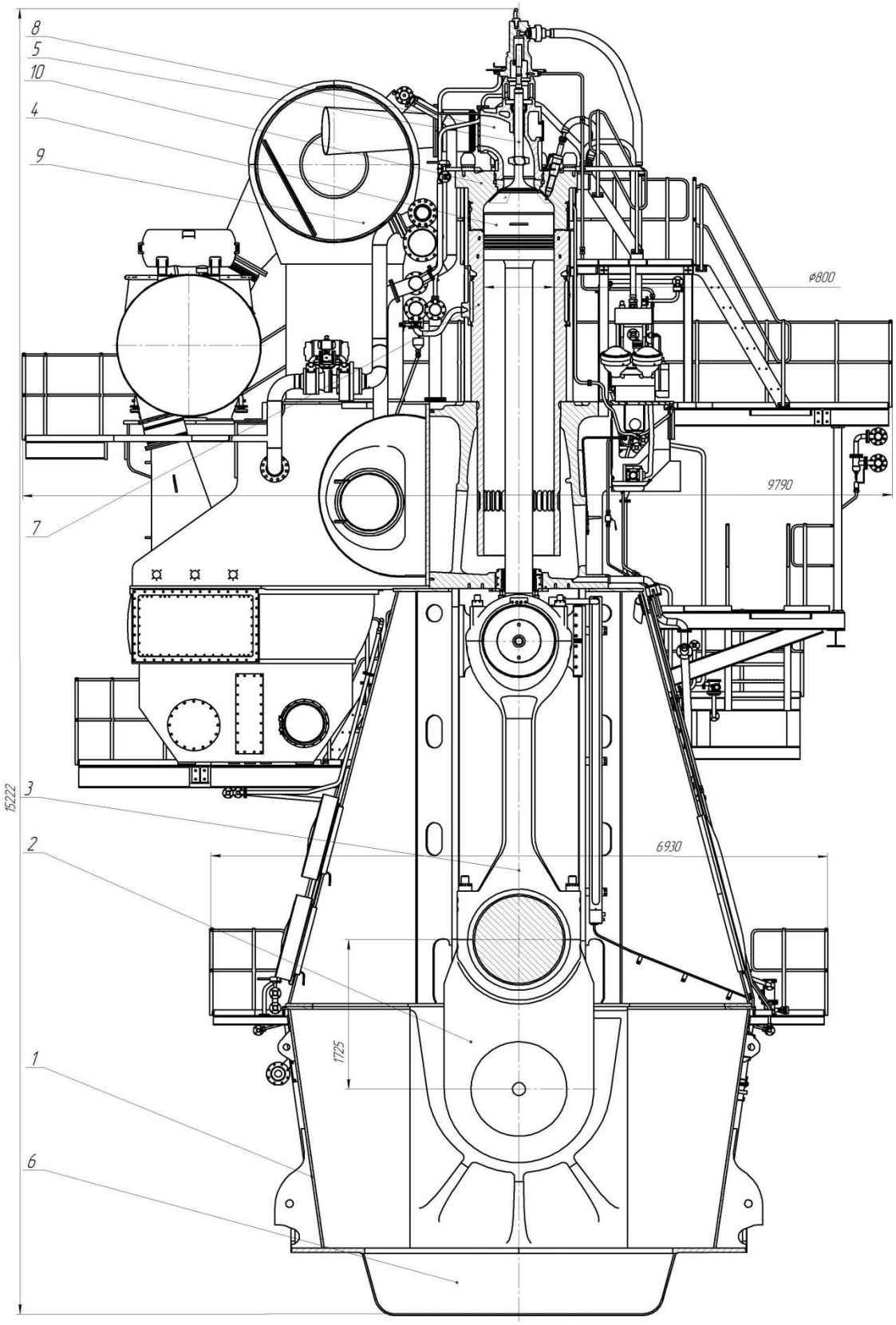


Рисунок 1.3 – Поперечний переріз головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C: 1 – фундаментна рама; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – випускний клапан; 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра; 8 – випускний колектор; 9 – впускний патрубок циліндра; 10 – кришка циліндра

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 7S80ME-C9.4 ФІРМИ MAN B&W СУДНА «MARGRETHE MAERSK»

2.1 Особливості технічної експлуатації суднових турбокомпресорів

Ефективність роботи комбінованого дизеля значною мірою визначається станом і режимом функціонування агрегатів системи наддуву. Застосування наддуву дає змогу при порівняно незначному збільшенні масогабаритних показників двигуна підвищити його циліндрову та загальну потужність на 40–80 %, а також у більшості випадків покращити паливну економічність. Саме тому наддув став одним із ключових напрямів розвитку сучасного дизелебудування.

Комбінований двигун є єдиним енергетичним комплексом, до складу якого входять дизель, компресор і газова турбіна. Будь-які відхилення в роботі одного з цих елементів неминуче впливають на інші. Наприклад, зниження тиску наддувного повітря внаслідок погіршення роботи компресора викликає зміну процесів продувки і наповнення циліндрів, зменшення маси заряду повітря та підвищення температури випускних газів. Це, у свою чергу, погіршує умови роботи турбіни. Аналогічно, збільшення опору в газообмінному тракті двигуна або зміна прохідного перетину випускних і продувних органів також порушує узгодженість роботи всієї системи наддуву.

Компресор повинен забезпечувати дизель необхідною кількістю повітря з такими параметрами, які на всіх режимах дозволяють отримувати задану потужність при високій економічності, допустимих теплових і механічних навантаженнях та стійкій роботі. При цьому створювані компресором витрата повітря і ступінь підвищення тиску мають відповідати характеристиці конкретного двигуна. Для суднового головного двигуна з прямою передачею на гребний гвинт потужність змінюється за законом, близьким до кубічної

залежності від частоти обертання, тоді як дизель-генератор працює в умовах сталої частоти обертання при змінному навантаженні. За будь-якого режиму компресор повинен працювати на безпечній відстані від межі помпажу та мати високий ККД.

Надійна й економічна робота наддувного двигуна можлива лише за умови правильного узгодження характеристик дизеля, турбіни та компресора. Таке узгодження передбачає взаємну відповідність основних газодинамічних, конструктивних і експлуатаційних параметрів цих елементів. На першому етапі суміщують характеристики турбіни і компресора, які жорстко з'єднані спільним валом і обертаються з однаковою частотою. У цьому випадку між ними має забезпечуватися баланс потужності: турбіна розвиває стільки енергії, скільки потрібно компресору для стискання й подачі повітря до двигуна.

На наступному етапі формують лінію робочих режимів турбокомпресора, яка визначає зміну основних параметрів його роботи на всіх режимах двигуна: тиску наддуву, витрати повітря, ККД турбіни і компресора. Для системи з одним турбокомпресором ця лінія збігається з витратною характеристикою двигуна, оскільки витрата повітря через компресор практично дорівнює витраті повітря через дизель. Задовільне розташування лінії робочих режимів має забезпечувати: максимальний ККД на основному експлуатаційному режимі; достатній запас до межі помпажу; незначну зміну ККД у широкому діапазоні частот обертання; досягнення номінального тиску наддуву при допустимій температурі газів перед турбіною; необхідний перепад тисків між продувними і випускними органами для якісної продувки циліндрів.

Виконати всі ці вимоги одночасно непросто, оскільки між ними часто існує суперечність. Наприклад, зона найвищого ККД компресора нерідко розташована поблизу межі помпажу. Крім того, зміна району плавання, температури навколишнього повітря, якості палива чи технічного стану двигуна змінює робочі режими і самого дизеля, і турбокомпресора. Тому при

практичному налаштуванні системи наддуву важливо орієнтуватися не лише на номінальний режим, а насамперед на найбільш характерні експлуатаційні режими.

Однією з основних вимог до турбіни є максимально повне використання енергії випускних газів при мінімальному протитиску на випуску. Її пропускна здатність, яка визначається насамперед параметрами соплового апарата, має забезпечувати проходження необхідної кількості газів і вироблення потрібної потужності на всіх робочих режимах дизеля. До загальних вимог до агрегатів системи наддуву також належать: висока надійність, простота й технологічність конструкції, довговічність, доступність для огляду та обслуговування, низький рівень шуму і покращені техніко-економічні показники.

У суднових умовах двигун рідко тривалий час працює саме на паспортному номінальному режимі. На практиці його експлуатаційні режими повного ходу залежать від стану двигуна, температури й тиску зовнішнього повітря, температури забортної води, сорту палива і мастила, а також забруднення газоповітряного тракту. У зв’язку з цим номінальна потужність часто є радше стендовою, ніж реальною експлуатаційною характеристикою. Водночас саме на номінальному режимі зазвичай проводиться заводське узгодження робочого процесу, систем подачі палива й повітря. Для паливної системи деяка компенсація можлива за рахунок регулювань, але для турбокомпресора така корекція зазвичай обмежена. У результаті на реальних експлуатаційних режимах повного ходу тиск наддуву знижується, а ККД турбокомпресора може бути на 5–8 % нижчим, ніж на розрахунковому режимі.

Додатково подача повітря погіршується в жарких кліматичних умовах, а також через забруднення випускного і продувного трактів та самого турбокомпресора. Усе це призводить до типових експлуатаційних проблем: зростання температури випускних газів, недосягнення нормального тиску наддуву, неможливості розвинути повне навантаження, збільшення питомої

витрати палива, погіршення екологічних показників і зниження надійності установки. Іноді ці явища посилюються неточним узгодженням характеристик двигуна і ТК ще на стадії проєктування або невдалою компоновкою агрегатів.

Для покращення сумісної роботи дизеля і турбокомпресора у широкому діапазоні режимів запропоновано кілька технічних рішень. Одним із них є турбокомпаундна установка, у якій надлишкова енергія випускних газів спрямовується в силову турбіну, механічно пов'язану з валом двигуна через редуктор і гідромуфту. На часткових режимах силова турбіна може відключатися, а весь потік газів надходить до основного турбокомпресора. Це дозволяє покращити параметри наддуву і знизити витрату палива у широкому діапазоні навантажень.

Іншим шляхом є регулювання турбонаддуву. Воно може здійснюватися зміною геометрії компресора, регулюванням соплового апарата турбіни або поєднанням обох способів. Найпоширенішим у суднових дизелях стало регулювання соплового апарата. При малих навантаженнях використовується менший прохідний перетин, що підвищує енергію газового потоку і покращує роботу турбіни, а на високих навантаженнях перетин збільшується. Застосування соплових апаратів змінної геометрії дозволяє поліпшити якість згоряння палива на часткових навантаженнях, збільшити крутний момент і знизити витрату палива приблизно на 5 %.

Ще одним способом є регістровий наддув, за якого кількість працюючих турбокомпресорів змінюється залежно від режиму двигуна. При зростанні частоти обертання і навантаження послідовно підключаються додаткові ТК, а швидкодіючі повітряні й газові заслінки забезпечують перехід між режимами. Така система дозволяє підвищити тиск наддуву, поліпшити прийомистість, знизити термічне навантаження і шкідливі викиди. Однак турбокомпаундування, регулювання геометрії та регістровий наддув не набули масового поширення у великотоннажному флоті через складність конструкції, підвищені вимоги до автоматики й технічного обслуговування. Тому на

практиці найбільш поширеними залишаються двигуни з «чистим» газотурбінним наддувом.

У процесі експлуатації технічний стан турбокомпресора поступово погіршується. Це проявляється у зниженні ККД, зменшенні тиску наддуву, скороченні витрати повітря на двигун, підвищенні температури випускних газів і загальному погіршенні економічності дизеля. Саме тому правильна експлуатація, регулярний контроль параметрів і своєчасне технічне обслуговування турбокомпресора мають вирішальне значення для надійної та економічної роботи суднової енергетичної установки.

2.2 Особливості роботи компресора та турбіни в умовах експлуатації

Випускні гази з колектора двигуна надходять до соплового апарата турбіни з температурою приблизно 350–500 °С залежно від режиму роботи. Далі вони проходять через нерухомі лопатки соплового апарата, потрапляють на робоче колесо турбіни і, розширюючись, обертають ротор. Після цього гази через газовідвідний корпус спрямовуються до системи випуску.

Ротор турбіни жорстко з’єднаний із ротором компресора, тому турбіна приводить у дію компресорне колесо. Повітря з машинного відділення надходить через фільтр-глушник, де очищується від механічних домішок і частково знижується рівень шуму на всмоктуванні. Далі повітря потрапляє до вхідної частини компресора. На вході до робочого колеса формується розрідження, завдяки чому повітря засмоктується в міжлопаткові канали.

Вхідні кромки лопаток компресора мають осьовий відгин, який забезпечує плавний вхід потоку в колесо за напрямком відносної швидкості. Це зменшує вхідні втрати і покращує умови роботи компресора на розрахунковому режимі. Під дією лопаток повітря набуває одночасно окружного і радіального руху, тобто переміщується по спіралі від осі до периферії колеса. У колесі повітрю передається кінетична енергія, яка частково перетворюється на енергію тиску вже в самих міжлопаткових каналах.

Після виходу з робочого колеса потік проходить через безлопатковий дифузор, де його швидкість зменшується, а статичний тиск і температура зростають. Для подальшого ефективного перетворення кінетичної енергії на потенціальну застосовується лопатковий дифузор, який плавно змінює напрямок потоку і знижує втрати. Далі повітря збирається спіральним повітрозбірником — завиткою — і через нагнітальний патрубок надходить до охолоджувача наддувного повітря, а потім у ресивер двигуна.

Кожен елемент проточної частини компресора виконує свою функцію в перетворенні енергії. Найбільше значення має робоче колесо, далі — лопатковий дифузор, потім безлопатковий дифузор і завитка. Остання практично не використовується як активний перетворювач енергії, оскільки її роль полягає переважно у рівномірному збиранні потоку та запобіганні виникненню додаткових радіальних навантажень на ротор.

Під час роботи ротор турбокомпресора обертається з дуже високою частотою — від приблизно 12 000 до 75 000 $хв^{-1}$ залежно від типорозміру. У зв’язку з цим особливого значення набувають точне статичне і динамічне балансування ротора, а також конструкція підшипникових опор. Підшипники сприймають не тільки радіальні навантаження від ваги ротора і можливого дисбалансу, а й осьові зусилля, що виникають через різницю тисків на колесах турбіни й компресора. Для зменшення теплового впливу турбіни на підшипникові вузли застосовують теплові екрани, порожнини з охолодженням та теплоізоляцію корпусу.

Існують різні схеми компонування турбокомпресорів. Схема з консольним розташуванням підшипників простіша за конструкцією, але може мати гірші масо-інерційні показники ротора. Схема з консольними колесами забезпечує кращу газодинаміку і меншу масу ротора, проте ускладнює конструкцію підшипникових вузлів і їх обслуговування. На практиці обидві схеми знайшли приблизно однакове поширення.

Максимальний ККД турбокомпресора досягається на розрахунковому режимі. При відхиленні від нього змінюються умови обтікання лопаток

компресора і турбіни, що призводить до зростання втрат і погіршення ККД. Це відбувається при зміні витрати повітря, частоти обертання або обох параметрів одночасно. Тому в реальних експлуатаційних умовах ККД ТК змінюється разом зі зміною навантаження двигуна.

2.3 Газодинамічна характеристика малообертових двигунів і характеристики компресора та турбіни

Роботу компресора визначають чотири основні параметри: витрата повітря, ступінь підвищення тиску, адіабатний ККД і частота обертання ротора. Їх взаємозв'язок утворює характеристику компресора, яка зазвичай встановлюється експериментально. На такій характеристиці виділяють напірні лінії для постійних частот обертання, лінії сталого ККД і межу помпажу.

Помпаж є небезпечним режимом нестійкої роботи компресора, що супроводжується зривом потоку, сильними коливаннями тиску, вібрацією, шумом і навіть періодичним зворотним рухом повітря через компресор. У важких випадках це може призвести до руйнування агрегата. Тому робоча точка компресора повинна знаходитися на достатній відстані від межі помпажу. Для суднових дизелів нормативний запас до цієї межі становить не менше 15 %. Для кожного типорозміру турбокомпресора виробник, як правило, передбачає декілька змінних проточних частин, що дозволяє отримати різні поля витрати і підібрати ТК під конкретний двигун. Вибір відповідного типорозміру здійснюється на основі суміщення характеристики компресора, характеристики турбіни і газодинамічної характеристики двигуна.

Газодинамічна характеристика двигуна являє собою залежність між витратою повітря і ступенем підвищення тиску в двигуні. Вона визначається конструктивними параметрами циліндрів, коефіцієнтами продувки і наповнення, частотою обертання колінчастого вала, втратами у впускній системі та умовами навколишнього середовища. Зі збільшенням забруднення повітряного і газового трактів характеристика двигуна стає крутішою, тобто для забезпечення тієї ж подачі повітря потрібен вищий тиск.

Характеристика турбіни, подібно до характеристики компресора, пов’язує її ККД з витратою газу, частотою обертання ротора та ступенем розширення газів. При сталому режимі роботи дизеля, компресора і турбіни між ними мають виконуватися умови матеріального та енергетичного балансу: витрата повітря через компресор повинна відповідати витраті повітря через двигун, витрата газів через турбіну — витраті повітря з урахуванням спаленого палива, а потужність турбіни — потужності, необхідній для приводу компресора.

Робочий режим системи наддуву визначається точкою перетину характеристики двигуна і напірної характеристики компресора. Саме ця точка задає фактичні параметри наддуву, витрати повітря та частоти обертання ротора ТК. Для її точного визначення використовують ітераційні розрахунки, у ході яких послідовно уточнюють параметри газу за двигуном, характеристики турбіни та компресора. Такі розрахунки необхідні як при виборі марки турбокомпресора, так і при підборі відповідних проточних частин і налаштуванні газорозподілу малообертового дизеля.

Отже, газодинамічне узгодження дизеля і турбокомпресора є основою ефективної, економічної та безпечної експлуатації суднового двигуна. Порушення цього узгодження через забруднення тракту, зношування агрегатів або невдало обрані параметри призводить до зниження ККД, збільшення витрати палива, росту температури випускних газів і погіршення надійності всієї суднової енергетичної установки.

2.4 Визначення і обгрунтування режимів експлуатації суднового двигуна

У сучасній практиці експлуатації суден і, відповідно, суднових енергетичних установок дедалі ширше застосовуються режими, за яких швидкість судна знижується приблизно до 0,7 від максимальної, а головний двигун у реальних умовах працює на часткових навантаженнях — до 40 % від номінальної потужності. Такі режими характеризуються меншими витратами

палива на виконання транспортної роботи, однак супроводжуються зниженням експлуатаційної швидкості судна. З урахуванням реальних умов експлуатації в дипломній роботі доцільно виконати розрахунок турбіни двигуна для заданого режиму зниження потужності та оцінити можливість її ефективного використання при навантаженні 40 %.

Разом з тим, зменшення швидкості ходу судна до 0,7 від повного ходу призводить до зниження потужності головного двигуна приблизно до 40 % від номінального значення. Тривала експлуатація на такому режимі може негативно впливати на моторесурс двигуна. Дослідження свідчать, що одним із найбільш ефективних способів забезпечення оптимального робочого процесу в широкому діапазоні навантажень є застосування регульованого турбонаддуву. У зв'язку з цим необхідно виконати вибір турбонагнітачів і розрахунок характеристик енергетичної установки. Найбільш доцільно реалізувати це за допомогою програмного комплексу CEAS Engine Calculations, який дозволяє в окремі періоди експлуатації відключати один турбокомпресор і забезпечувати роботу судна на навантаженні 40 % за допомогою іншого. Для оцінювання ефективності функціонування систем головного двигуна в експлуатаційних умовах за допомогою CEAS Engine Calculations визначаються обмежувальні та гвинтові характеристики двигуна, а також основні параметри його роботи на заданих режимах. Розрахунок виконується в діапазоні потужностей від 25 до 100 %. Обмежувальні та гвинтові характеристики двигуна наведені на рис. 2.1.

За допомогою зазначеного програмного забезпечення визначаються параметри роботи суднового двигуна для умов навколишнього середовища: температура повітря 20 °С, температура охолоджувальної рідини для продувного повітря 36 °С. Основні експлуатаційні параметри для цих умов наведені в табл. 2.1.

Далі виконують визначення параметрів двигуна для режиму роботи з двома встановленими турбокомпресорами марки MET71MB, загальний вигляд одного з яких наведено на рис. 2.2.

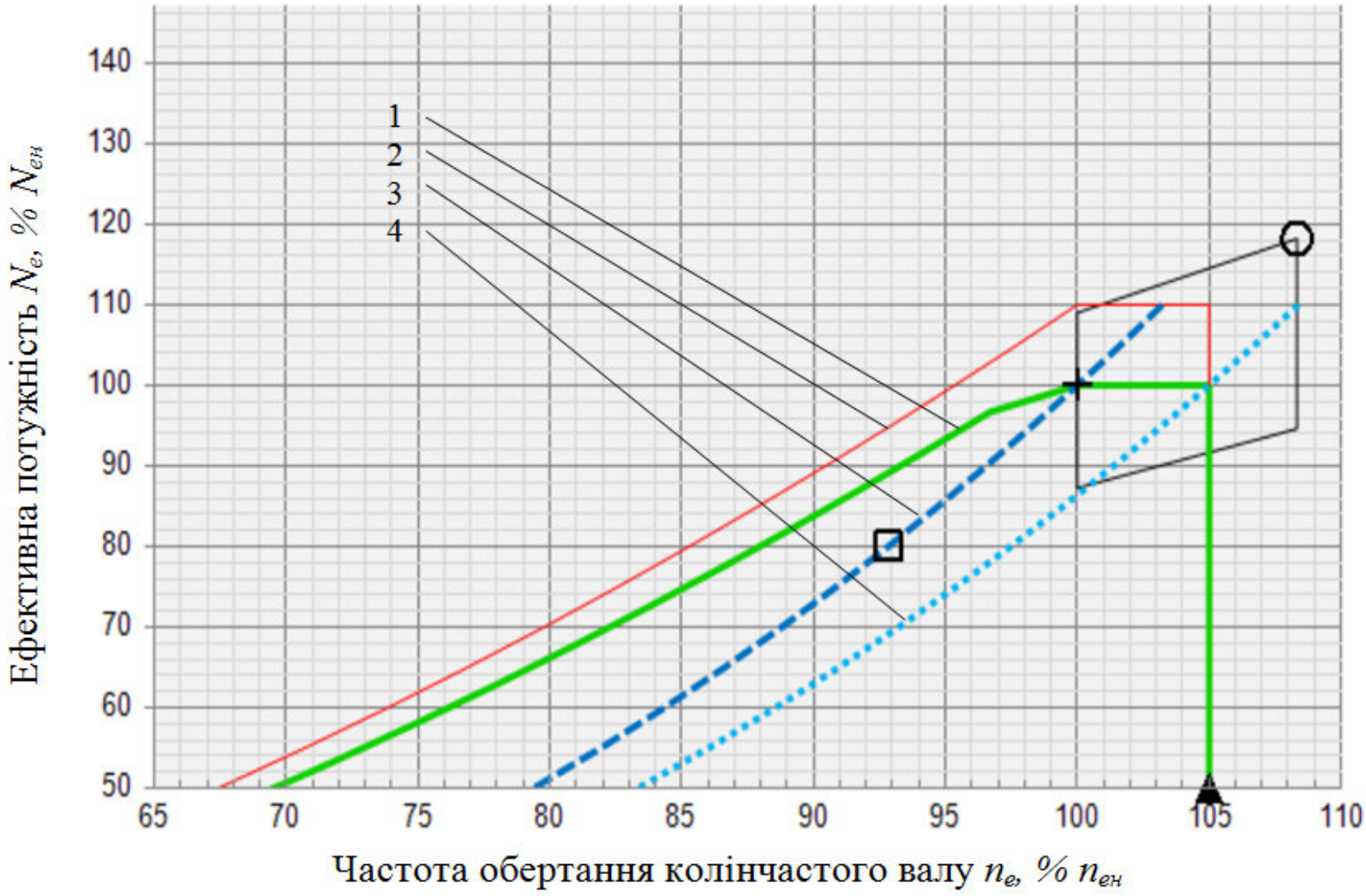


Рисунок 2.1 – Обмежувальні та гвинтові характеристики головного двигуна: 1 – обмежувальні характеристики для тривалого режиму навантаження; 2 – обмежувальні характеристики для короткочасного режиму навантаження; 3 – номінальна гвинтова характеристика; 4 – характеристика «легкого» гвинта

Таблиця 2.1 – Експлуатаційні параметри роботи головного двигуна (40% N_e) для заданих умов експлуатації: температура повітря навколишнього середовища - 20°C, температура охолоджуючої рідини - 36°C, (за даними CEAS Engine Calculations (https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas))

Потужність двигуна, (%SMCR)	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання двигуна, хв.$^{-1}$	Питома витрата палива, г/(кВт ·год)	Витрата відпрацьованих газів після ГТН, кг/с	Температура газів після ГТН, °С	Витрата пари, Кг/год
100	26,710	72.0	164.9	63.1	237	5,480
95	25,375	70.8	164.6	60.9	230	4,620
90	24,039	69.5	162.5	58.7	225	3,930
85	22,704	68.2	161.6	56.4	220	3,400
80	21,368	66.8	161.0	54.0	218	3,040
75	20,033	65.4	160.6	51.5	217	2,800
70	18,697	63.9	160.5	48.9	217	2,660
65	17,362	62.4	161.0	46.1	218	2,610
60	16,026	60.7	161.7	43.2	221	2,630
55	14,691	59.0	162.7	40.2	225	2,710
50	13,355	57.1	163.8	37.0	230	2,820
45	12,02	55.2	165.0	33.7	238	2,970
40	10,684	53.1	166.3	30.2	247	3,100
35	9,349	50.7	167.7	26.7	255	3,080
30	8,013	48.2	168.7	27.5	214	1,370
25	6,678	45.4	170.7	23.2	220	1,370
20	5,342	42.1	172.7	19.7	216	1,040
15	4,007	38.3	176.7	16.5	200	360
10	2,671	33.4	186.8	14.1	162	0

Таблиця 2.2 – Експлуатаційні параметри роботи головного двигуна (40% N_e) для заданих умов експлуатації: температура повітря навколишнього середовища - 20°C, температура охолоджуючої рідини - 36°C, (за даними CEAS Engine Calculations (https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas))

Потужність двигуна, (%SMCR)	Витрата повітря турбокомпресором, (кг / с) +/- 5%	Тиск продув очного повітря наддуву, МПа	Температура у повітряному ресивері, °C	Кількість теплоти, що відводиться до повітряного холодильника, кВт	Кількість теплоти, що відводиться до контуру сорочки охолодження, кВт, + 0 / -15%	Кількість теплоти, що відводиться до масла, кВт	Маса сконденсованої води, т / 24 год
100	61.8	0,407	48	10,070	3,180	2,060	1.4
95	59.7	0,388	47	9,320	3,060	2,030	2.2
90	57.6	0,370	46	8,570	2,950	2,000	2.6
85	55.4	0,352	45	7,840	2,830	1,970	2.7
80	53.0	0,338	44	7,220	2,710	1,930	2.9
75	50.6	0,324	43	6,610	2,590	1,890	2.9
70	48.1	0,304	42	5,870	2,470	1,840	2.4
65	45.4	0,284	41	5,140	2,360	1,790	2.1
60	42.5	0,263	41	4,420	2,240	1,730	1.8
55	39.5	0,243	30	3,730	2,120	1,670	1.6
50	36.4	0,223	39	3,050	2,000	1,600	1.3
45	33.1	0,205	38	2,460	1,880	1,530	1.0
40	29.7	0,188	47	1,930	1,760	1,450	0.7
35	26.2	0,173	44	1,450	1,650	1,360	0.4
30	27.1	0,159	43	1,240	1,530	1,270	0.1
25	22.9	0,146	43	840	1,410	1,160	0.0

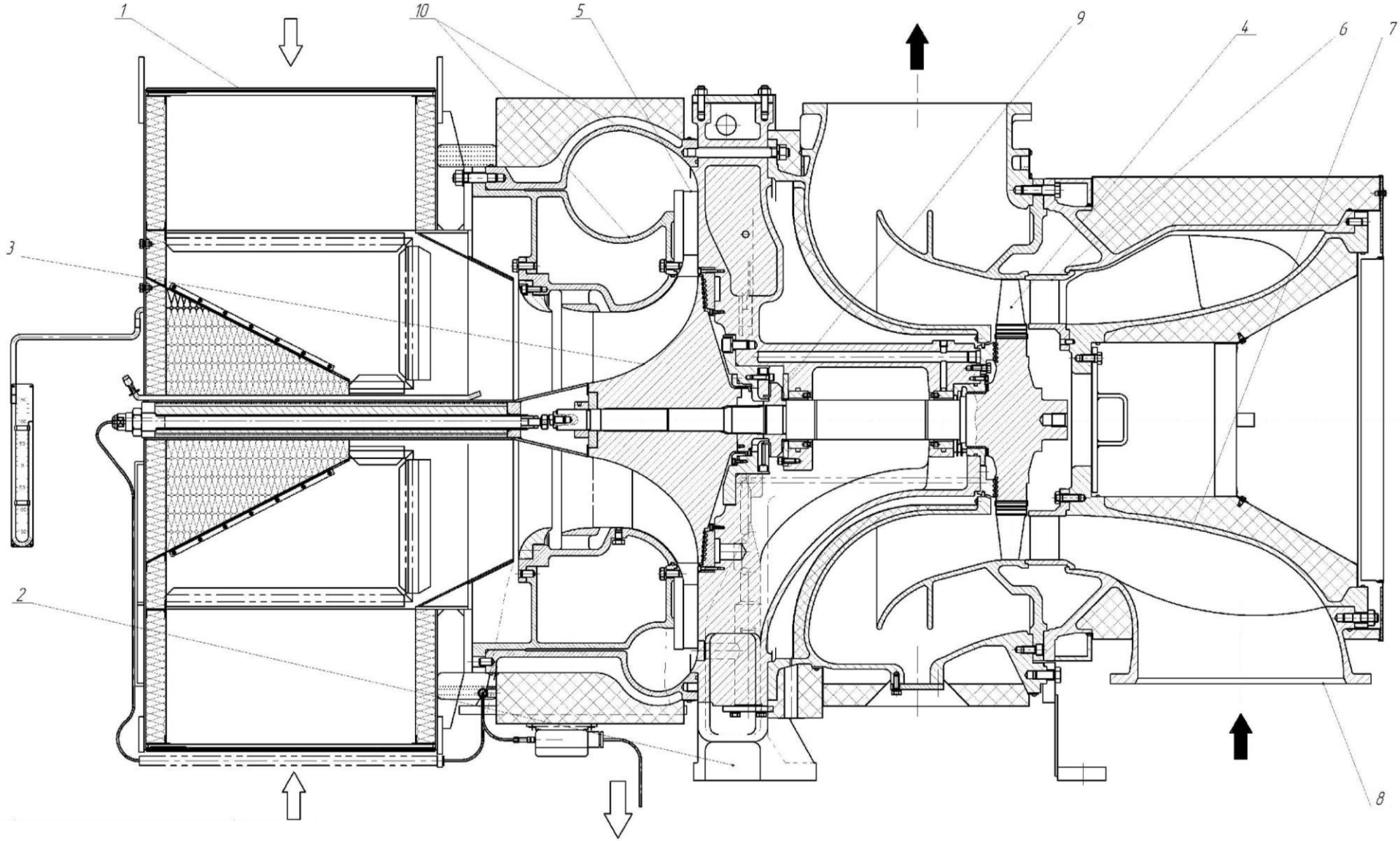


Рисунок 2.2 – Турбіна суднового двигуна: 1 – глушник; 2 – корпус; 3 – турбінне колесо; 4 – лопатка; 5 - дифузор; 6 – насадка; 7 – впускний кожух; 8 – впускний патрубок; 9 – упорний підшипник; 10 - спираль

2.5 Тепловий розрахунок головного суднового двигуна MAN B&W 7S80ME-C

Для визначення основних параметрів робочого процесу використовується метод Гринівецького–Мазінга. Побудова розгорнутих індикаторних діаграм здійснюється на основі методу енергетичного балансу в робочому циліндрі, розробленого Центральним науково-дослідним дизельним інститутом. Розрахунок реалізується за допомогою програмної моделі на персональному комп'ютері. Вихідні дані для розрахунку наведені у табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	800
Хід поршня, мм	3450
Число циліндрів, шт.	7
Частота обертання, $хв^{-1}$	72
Геометричний ступінь стиску	14
Ефективна потужність, кВт	10684 (при 40% N_e)

2.5.1 Вихідні дані для теплового розрахунку. Тепловий розрахунок головного двигуна виконується з метою визначення його робочих параметрів після модернізації та оцінки впливу змін робочого процесу на основні експлуатаційні показники дизеля.

Важливим конструктивним параметром є відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D). Зменшення цього відношення сприяє зниженню механічних втрат і зношування, а також поліпшує умови розміщення клапанів. Водночас збільшується довжина двигуна, зростають навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму та погіршується форма камери згоряння. Для сучасних суднових дизелів значення S/D знаходиться в межах 2,16–4,8. У даному розрахунку приймається S/D = 1,10, що відповідає базовому двигуну.

Кількість і компоновка циліндрів також впливають на характеристики двигуна. Зі збільшенням числа циліндрів покращується рівномірність роботи та балансування, однак зменшення їх діаметра ускладнює процес сумішоутворення. Збільшення діаметра, навпаки, зменшує теплові втрати, але підвищує теплонапруженість деталей. Найбільш поширеною є рядна вертикальна схема, яка забезпечує простоту конструкції та обслуговування. У розрахунку прийнято число циліндрів i = 7.

Зростання частоти обертання сприяє покращенню індикаторних показників, але супроводжується підвищенням інерційних навантажень, втрат на тертя та зниженням ресурсу двигуна. З урахуванням умов експлуатації приймається частота обертання n = 72 хв$^{-1}$.

Форма камери згоряння визначається способом сумішоутворення. Вона повинна забезпечувати ефективне очищення циліндра від відпрацьованих газів і якісне наповнення свіжим зарядом. Зменшення відношення площі поверхні камери до її об’єму знижує теплові втрати. Для об’ємно-плівкового сумішоутворення, характерного для прототипу, застосовуються напіврозділені камери згоряння, розташовані в головці поршня, що забезпечує високу економічність і знижує навантаження на деталі КШМ.

На основі прийнятих параметрів визначаються геометричні характеристики дизеля (табл. 2.2).

2.5.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу. Склад та властивості горючої суміші й продуктів згорання. Горюча суміш утворюється внаслідок змішування парів палива з повітрям у камері згоряння. Для аналізу робочого процесу необхідно визначити склад і властивості суміші та продуктів згоряння.

Суднові дизелі зазвичай працюють на важких видах палива (IFO, TFO, HFO, RFO), які потребують підігріву до температури 100–140 °C для зниження в’язкості до робочого рівня (10–14 сСт). Такі палива містять значну кількість сірки та інших домішок, що зумовлює підвищені вимоги до корозійної стійкості паливної апаратури.

Найбільш поширеними на флоті є палива IFO-180 та IFO-380, які відповідають стандарту ISO 8217 і належать до класів RME 25 та RMG 35. Їх характеристики враховуються при подальших розрахунках робочого процесу дизеля.

Таблиця 2.4 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
C – вуглець	0,86
H – водень	0,123
O – кисень	0,006
S – сірка	0,005
Середня молекулярна маса, кг/моль	230
Нижча теплота згоряння, кДж/кг (МДж)	42700 (42,7)

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається за формулами:

$$L_o = \frac{1}{0.208}\cdot\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}+\frac{S}{32}-\frac{O}{32}\right)=\frac{1}{0.208}\cdot\left(\frac{0,86}{12}+\frac{0,123}{4}+\frac{0,012}{32}-\frac{0,005}{32}\right)=0.4934 кмоль$$

$$l_0=\frac{1}{0,23}\left(\frac{8}{3}C+8H+S-O\right)=\frac{1}{0,230}\left(\frac{8}{3}0,86+8\times 0,123+0,012-0,005\right)=14,32 \text{ кг/кг}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α) характеризує відношення фактичної кількості повітря, що подається в камеру згоряння, до теоретично необхідної для повного згоряння палива. Для забезпечення повного та ефективного

процесу згоряння в дизелях кількість повітря суттєво перевищує стехіометричну.

Для сучасних наддувних дизелів з охолодженням наддувного повітря значення коефіцієнта надлишку повітря на номінальному режимі зазвичай знаходиться в межах α = 2,25…4,0. У даному розрахунку приймається значення α = 4,45, що відповідає параметрам базового двигуна.

Кількість свіжого заряду *(M_1)*, для дизеля визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

$M_1 = \alpha L_0 = 4{,}45 \text{ x } 0{,}493 = 2{,}2$ *кмоль*

Кількість продуктів згоряння (M_2) ,

Для повного згорання (а > 1)

$$M_2 = \sum_{i=1}^{n} M$$

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0{,}860}{12} = 0{,}072 кмоль;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0{,}123}{2} = 0{,}062 кмоль;$$

$$\mathrm{M}_{s_2} = \frac{S}{32} = \frac{0{,}012}{32} = 0{,}000375 кмоль$$

$$M_{O_2} = 0{,}21(\alpha - 1) L_0 =$$

$$0{,}21(4{,}450 - 1)0{,}493 = 0{,}3575 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0{,}79 \cdot \alpha \cdot L_0 =$$

$$0{,}79 \cdot 4{,}450 \cdot 0{,}493 = 1{,}7347 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^{n} M = 0{,}072 + 0{,}062 + 0{,}000375 + 0{,}3575 + 1{,}7347 = 2{,}2257 \text{ кмоль}.$$

2.5.3 Процес впуску. Температура й тиск навколишнього середовища (T_0, p_0). приймаються відповідно до стандартних атмосферних умов: $p_0 = 0{,}103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Для двигунів з наддувом параметри повітря на вході визначаються характеристиками системи наддуву. У випадку відсутності охолодження вони відповідають параметрам повітря після компресора. При наявності проміжного охолоджувача враховуються значення тиску і температури повітря після охолодження.

У даному двигуні, згідно з прототипом, застосовується наддув із проміжним охолодженням повітря. Тому параметри повітря на вході приймаються відповідно до характеристик після охолоджувача. Значення тиску наддуву приймаємо згідно з прототипом:

$$p_к = (1{,}5…2{,}2) \text{ x } p_o = 1{,}850 \text{ x } 0{,}103 = 0{,}191 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиску в компресорі ($n_к$), визначається типом компресора та ефективністю протікання процесу стиску. Для сучасних турбокомпресорів його значення зазвичай знаходиться в межах $n_к$ =1,4...2. У розрахунку приймається значення $n_к$ = 1,6. яке є характерним для більшості сучасних конструкцій. Температура повітря після компресора в двигунах з наддувом визначається, головним чином, ступенем підвищення тиску:

$$T'_к = T_0\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 288{,}0\left(\frac{0{,}191}{0{,}103}\right)^{\frac{1{,}6-1}{1{,}6}} = 362{,}7 \text{ K},$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі σ_{ox} = 0,7…0,90, залежить від типу теплообмінника. Для водоповітряних охолоджувачів її значення зазвичай знаходиться в межах 0,7…0,9. У розрахунку приймається σ_{ox} = 0,8.

$$T_к = T'_к - \sigma_{ox}\left(T'_к - T'_a\right) = 362{,}7 - 0{,}800\left(362{,}7 - 288{,}0\right) = 302{,}9 \text{ K},$$

Температура повітря у впускному ресивері двигуна з проміжним охолодженням визначається з урахуванням температури охолоджувальної води та температури повітря після компресора. При використанні забортної води температура охолоджувального середовища приймається рівною

температурі навколишнього повітря ($T_a' = T_0 = 288$ К), а температура повітря перед охолоджувачем відповідає температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів у циліндрі *(p_r)* залежить від конструктивних і режимних факторів: параметрів клапанного механізму, опору газообмінного тракту, фаз газорозподілу, ступеня наддуву та швидкохідності двигуна. Для високо наддувних дизелів його приймають у межах $p_r = (0{,}75...0{,}98)p_к$. У розрахунку прийнято: p_r =0,900 х $p_к$ = 0,950 х 0,191 = 0,171 МПа

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів зазвичай становить 700–900 К. Вона знижується зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря та ступеня стиску і підвищується зі зростанням частоти обертання. У даному випадку прийнято Tr=580 К.

Зміна температури заряду у впускному тракті (ΔT/T) для наддувних дизелів знаходиться в межах від −5 до +10 К. Її значення залежить від конструкції впускної системи та умов теплообміну. З урахуванням особливостей прототипу прийнято ΔT=6 К.

Тиск наприкінці процесу впуску (*(p_a)* зменшується внаслідок гідравлічних втрат у впускному тракті. Для оцінки цих втрат попередньо визначають густину заряду в циліндрі:

$$\rho_к = \frac{p_к \cdot 10^6}{R_в \cdot T_к} = \frac{0{,}191 \cdot 10^6}{287 \cdot 302{,}9} = 2{,}192 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_в$ = 287 кДж/(кг х К) газова постійна повітря.

Коефіцієнт опору впускної системи (c) враховує втрати швидкості свіжого заряду при вході в циліндр, а також гідравлічні втрати у впускному тракті. Він визначається як сума коефіцієнта загасання швидкості потоку (β) і коефіцієнта опору впускної системи (ζвп) у її найменшому перетині: c=β+ζвп.

Значення цього коефіцієнта зазвичай знаходиться в межах 2,5…4,0 і значною мірою залежить від частоти обертання колінчастого вала: зі збільшенням nnn він зростає. З урахуванням конструктивних особливостей базового двигуна приймаємо c=2,8.

Середня швидкість повітря у прохідних перетинах впускних органів (ωвп) для дизелів знаходиться в межах 20…70 м/с і визначається площею прохідних перетинів та частотою обертання. Зменшення перетину або збільшення частоти обертання призводить до зростання швидкості потоку. У даному розрахунку приймаємо ωвп=20 м/с.

Втрати тиску у впускній системі визначаються на основі рівняння Бернуллі. При цьому приймається, що швидкість заряду на вході у впускний тракт близька до нуля, а зміною густини повітря під час його руху можна знехтувати. У такому випадку отримаємо:

$$\Delta p_a = c\frac{\omega_{вп}^2}{2}\rho_к \cdot 10^{-6} = 2{,}80\frac{20{,}0^2}{2}2{,}192\cdot 10^6 = 0{,}012 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$p_a = p_к - \Delta p_a = 0{,}191 - 0{,}0012 = 0{,}1893 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів ($\gamma_г$). Цей показник характеризує ступінь очищення циліндра від продуктів згоряння і визначається як відношення кількості (у молях) залишкових газів до кількості свіжого заряду. За відсутності врахування процесів продувки та додаткового наповнення циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за відповідною розрахунковою залежністю:

$$\gamma_г = \frac{(T_к + \Delta T)\cdot p_г}{T_г(\varepsilon_0 \cdot p_a - p_г)} = \frac{(302{,}9 + 6)\cdot 0{,}189}{580{,}0(14{,}35\cdot 0{,}189 - 0{,}171)} = 0{,}036.$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна: дизеля даного типу ($\gamma_г$ =0,025...0,06).

Температура наприкінці процесу впуску ($T_а$) залежить від температури повітря після компресора $T_к$, підігріву заряду ΔT, температури $T_г$ і коефіцієнта залишкових газів γ.

$$T_a = \frac{T_к + \Delta T + \gamma_г \cdot T_г}{1 + \gamma_г} = \frac{302,9 + 6,0 + 0,036 \cdot 580,0}{1 + 0,036} = 318,3 \text{ К}.$$

Температура кінця впуску для дизелів з наддуванням T_a = 320...450 К.

Коефіцієнт наповнення (η_v). Цей параметр є одним із основних показників ефективності процесу газообміну під час впуску. Він визначається як відношення фактичної кількості свіжого заряду, що надійшла в циліндр, до максимально можливої кількості заряду, яка могла б заповнити його за умов тиску і температури середовища на вході:

$$\eta_v = M_д / M_0,$$

де $M_д$ – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 - число молів свіжого заряду, що могло б помістится в циліндрі при $p_к$ і $T_к$.

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)}\left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_г}{p_k}\right) =$$

$$= \frac{302,9}{(302,9 + 6)(14,35 - 1)}\left(\frac{14,35 \cdot 0,189}{0,191} - \frac{0,171}{0,191}\right) = 0,981.$$

2.5.4 Процес стискування. У реальних умовах теплоємність заряду в циліндрі змінюється внаслідок теплообміну зі стінками, що ускладнює точний термодинамічний опис процесу стиску. Крім того, на його перебіг впливають витоки газів через нещільності, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випаровування та часткове згоряння палива наприкінці стиску.

З огляду на це, на практиці процес стиску приймають умовно політропним із середнім показником n_1, який забезпечує еквівалентну роботу стиску порівняно з реальним процесом зі змінними параметрами.

Показник політропи стиску n_1 для дизелів зазвичай знаходиться в межах 1,32…1,40. Його значення залежить від експлуатаційних і конструктивних факторів:

- зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала n1 зростає;

- підвищення середньої температури стиску призводить до його зменшення;

- зниження інтенсивності охолодження сприяє збільшенню n1;

- зменшення відношення площі охолоджуваної поверхні до об'єму циліндра також збільшує n1.

З урахуванням конструктивних особливостей прототипу та характеру камери згоряння у розрахунку приймається значення n_1=1,40.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c):

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_0^{n_1} = 0{,}189 \cdot 14{,}35^{1{,}400} = 7{,}883 \text{ МПа}.$$

Для розглянутого у проекті класу сучасних МОД з високим наддуванням p_c = 6,3...8,7 МПа. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c):

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_0^{n_1-1} = 318{,}3 \cdot 14{,}35^{1{,}400-1} = 923{,}9 \text{ К}.$$

Для розглянутому в проекті класу дизелів, здатних працювати на важких паливах, T_c = 830…1020 К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v). Для розрахунку молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273{,}15 = 923{,}9 - 273{,}15 = 650{,}7 \text{ К}.$$

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність:

$$c_v' = 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} t_c - 5,657 \cdot 10^{-7} t_c^2 =$$

$$20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 650,7 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 650,7^2 =$$

$$= 22,292 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

2.5.5 Процес згоряння Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1+\gamma_г)} + (\mu \cdot c_v' + 8,314\lambda) t_c = \mu(c_v'' + 8,314) t_z.$$

Для рішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згорання у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ):

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{2,225 + 0,036 \cdot 2,196}{2,196 + 0,036 \cdot 2,225} = 1,013.$$

Для дизелів μ = 1,03...1,06. Отримане значення відповідає даному *діапазону.*

Коефіцієнт ефективного використання теплоти згоряння (ξz) характеризує частку теплової енергії палива, яка фактично використовується в робочому процесі, з урахуванням теплових втрат під час згоряння. Для дизелів на номінальному режимі його значення зазвичай знаходиться в межах ξz=0,7…0,85.

Величина цього коефіцієнта залежить від режиму роботи двигуна. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала ξz зростає, що пов’язано з покращенням процесів сумішоутворення та згоряння. Однак подальше підвищення частоти може призводити до збільшення теплових втрат через подовження фази догорання палива, що обмежує зростання коефіцієнта.

Таким чином, для кожного двигуна існує оптимальний діапазон частот обертання, при якому досягається максимальне значення ξz. У розрахунку приймається ξz=0,77.

Середню мольну теплоємність продуктів згоряння в діапазоні температур t=1000…2800∘C доцільно визначати за допомогою апроксимуючих залежностей, отриманих для продуктів згоряння дизельного палива.

$$c_v'' = 27,0211 + 0,002039t_z - 2,234\alpha,$$

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо:

$$\frac{0,770 \cdot 42700}{2,196(1+0,036)} + (1,013 \cdot 22,29 + 8,314 \cdot 1,136) \cdot 650, =$$

$$= (1,011(27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \cdot 4,450) + 8,314)t_z.$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду:

$$A \cdot t_z^2 + B \cdot t_z - C = 0.$$

$$0,002093t_z^2 + 25,67872t_z - 35180,05 = 0.$$

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці z:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} =$$

$$\frac{-25,67872 + \sqrt{25,67872^2 + 4 \cdot 0,002062 \cdot 35180,05}}{2 \cdot 0,002062} = 1242,374 \text{ °C}.$$

Тому що $t_z = T_z - 273,15,$

$$T_z = 1242,374 + 273,150 = 1515,524 \text{ K}.$$

Максимальна температура згоряння в дизельних двигунах зазвичай знаходиться в межах Tz=1400…1600 К, що відповідає отриманим у розрахунку значенням.

Теоретичний тиск наприкінці процесу згоряння (pz) визначається з урахуванням ступеня підвищення тиску λ. Цей параметр залежить переважно від способу сумішоутворення та конструкції камери згоряння і для дизелів із безпосереднім упорскуванням зазвичай змінюється в межах λ=1,1…1,4. При збільшенні λ зростає жорсткість роботи двигуна, підвищуються навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя та інтенсивність зношування. Тому значення цього параметра обирається з урахуванням компромісу між ефективністю та надійністю. У даному розрахунку приймається λ=1,14, що відповідає характеристикам прототипу.

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 7{,}88 \cdot 1{,}136 = 8{,}96 \text{ МПа}.$$

Отримане значення максимального тиску pz не перевищує допустимого рівня, який для суднових дизелів обмежується приблизно 10 МПа з урахуванням міцності елементів кривошипно-шатунного механізму та зростання механічних втрат.

Ступінь попереднього розширення (ρ) для суднових дизелів із комбінованим підведенням теплоти визначається відповідно до прийнятої термодинамічної моделі робочого процесу:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1{,}011}{1{,}136} \cdot \frac{1515{,}524}{923{,}858} = 1{,}4602.$$

Для дизелів ρ =1,2…1,7. Отримане значення характерно для даного типу двигуна.

2.5.6 Процес розширення Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення виконується з використанням умовно постійного (усередненого) показника політропи n2. Для дизельних двигунів його значення зазвичай знаходиться в межах n2=1,18…1,28.

Величина n2 залежить від ряду факторів: режиму роботи двигуна, геометричних розмірів циліндра, інтенсивності охолодження та особливостей процесу згоряння. Зокрема, зі збільшенням тривалості догорання палива, а також при зменшенні тепловіддачі та витоків газів, значення n2 знижується.

З урахуванням зазначених факторів у розрахунку приймається n2=1,266.

Тиск наприкінці процесу розширення (pb) визначається після попереднього знаходження ступеня наступного розширення δ, який обчислюється за відповідною залежністю:

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{14,35}{1,460} = 9,83.$$

Тоді

$$p_{\text{в}} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{8.96}{9,83^{1,266}} = 0,497 \text{ МПа}.$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_в$ = 1,1…1,4 МПа

Температура наприкінці розширення ($T_{\text{в}}$), К для дизельного ДВЗ:

$$T_{\text{в}} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1515,524}{9,83^{1,266-1}} = 825,642 \text{ К}.$$

Для дизелів $T_в$ = 800…900 К

2.5.7 Процес випуску. Під час розрахунку процесу впуску значення тиску pr і температури Tr залишкових газів наприкінці випуску приймаються орієнтовно. Правильність їх вибору може бути уточнена шляхом визначення температури залишкових газів за розрахунковою залежністю:

$$T_{\text{г}} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_{\text{г}}}}} = \frac{825,6}{\sqrt[3]{\frac{0,497}{0,17}}} = 579,3 \text{ К}.$$

Вихначемо похибку прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{579,3 - 580,0}{(580/100)} = -0,12\%$$

Дана похибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна.

2.5.8 Індикаторні показники циклу Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon_0 - 1}\left[\frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n_1-1}}\right) + \lambda\left(\rho - 1\right)\right] =$$

$$\frac{7,883}{14,35 - 1}\left[\begin{array}{l}\frac{1,14 \cdot 1,460}{1,266 - 1}\left(1 - \frac{1}{9,83^{1,266-1}}\right) - \frac{1}{1,400 - 1} \times \\ \times\left(1 - \frac{1}{14,35^{1,400-1}}\right) + 1,14 \cdot (1,460 - 1)\end{array}\right] = 1,019 \text{ МПа.}$$

Фактичний середній індикаторний тиск циклу є дещо меншим за теоретичний, що зумовлено відхиленням реальної індикаторної діаграми від ідеалізованої. Цю різницю враховують за допомогою коефіцієнта повноти індикаторної діаграми φ.

З урахуванням цього коефіцієнта дійсний середній індикаторний тиск визначається за відповідною залежністю:

$$p_i = \varphi \cdot p_i' = 0,920 \cdot 1,019 = 0,937 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових двигунів, що працюють на рідкому нафтовому паливі (η_i)

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{\rho_k \cdot H_u \cdot \eta_v} = \frac{0,937 \cdot 14,23 \cdot 4,45}{2,192 \cdot 42700 \cdot 0,981} = 0,660.$$

Для дизелів на номінальному режимі η_i = 0,42…0,55

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.):

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,70 \cdot 0,660} = 128,42,$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Питома витрата палива gi на номінальному режимі для середньообертових дизелів, як правило, знаходиться в межах 120…140 г/(кВт·год). Отримане в розрахунку значення відповідає зазначеному діапазону, що свідчить про коректність прийнятих параметрів.

2.5.9 Ефективні показники двигуна. Середній ефективний тиск робочого циклу (p e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i середнього тиску механічних втрат $p_м$:

$$p_e = p_i - p_м.$$

Середній тиск механічних втрат характеризує частину потужності, яка витрачається на подолання сил тертя в кривошипно-шатунному механізмі, привід допоміжного обладнання, а також на здійснення процесів впуску й випуску. Ця величина відноситься до одиниці робочого об'єму циліндра.

Для визначення pm застосовують емпіричну залежність узагальненого виду:

$$p_м = A_p + B_p \cdot V_{п.ср.}, \text{ МПа},$$

де Vп.ср. — середня швидкість поршня, м/с; Ар і Вр — емпіричні коефіцієнти, значення яких залежать від конструкції двигуна.

Для середньообертових дизелів з нерозділеною камерою згоряння приймають: Ар=0,105; Вр=0,0120.

Тоді середній тиск механічних втрат визначається за прийнятою залежністю:

$$p_м = 0,105 + 0,012 \cdot 8,20 = 0,203 \text{ МПа}.$$

Визначимо *середній ефективний тиск* p_e:

$$p_e = p_i - p_м = 0{,}937 - 0{,}203 = 0{,}734 \text{ МПа}.$$

Механічний ККД ($\eta_м$).

$$\eta_м = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0{,}734}{0{,}94} = 0{,}783.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м = 0{,}660 \cdot 0{,}783 = 0{,}516$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_м} = \frac{128{,}424}{0{,}783} = 164{,}01.$$

2.5.10 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу. Уточнюємо основні параметри і показники двигуна:

- літраж двигуна:

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = 1733 дм^3$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_л = V_{лц} i = 10686{,}60$$

- ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_ц} = \frac{p_e V_л n}{30\tau} = \frac{0{,}734 \times 10686{,}6 \times 72}{30 \times 4} = 1526{,}658 кВт$$

-повну потужність при 40% N_e:

$$N_e = N_{e_ц} i = 1526{,}658 \times 7 = 10686{,}60 кВт$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3\times10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3\times10^4 \times 10686,6}{3,142\times72} = 1418074 \ \ Н\times м$$

- годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 10686,6\times164,01*10^3 = 1752,7 \ кг/год$$

- середня швидкість поршня, м/с:

$$V_{П.ср.} = \frac{Sn}{30000} = \frac{3450\times72}{30000} = 8,28 \ м/с$$

Перевіремо похибку прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{8,3-8,2}{(8,20/100)} = 1,0\%$$

Дана похибка цілком припустима для попередніх розрахунків.

2.6 Визначення показників турбокомпресора для заданих умов експлуатації

Визначення дійсного $\pi_к$ компресора на даному режимі роботи двигуна. Витрата повітря через компресор, кг/с:

Універсальна газова стала R = 287, Дж/кг×К

$$\mathrm{G} = \left(\frac{\pi\times \mathrm{D}^2}{4}\right)\times \mathrm{S}\times\left(\frac{\mathrm{P_s}\times10^6}{\mathrm{R}\times\mathrm{T_s}}\right)\times\eta_\mathrm{i}\times\mathrm{i}\times\mathrm{Z}\times\left(\frac{\mathrm{n}}{60}\right)\times\phi_\mathrm{a} =$$

$$= \left(\frac{3,14\times0,80^2}{4}\right)\times3,45\times\left(\frac{0,335\times10^6}{287\times314,34}\right)\times0,66\times7\times2\times\left(\frac{72}{60}\right)\times1,4 = 99,89$$

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + \eta_e \times \left(\frac{N_e}{3600} \right) = 99,89 + 0,516 \times \frac{10684}{3600} = 101,42$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_t = \psi_t \times P_k = 0,8 \times 0,42 = 0,33$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} = 825,6 \times \left(\frac{0,33}{0,497} \right)^{\frac{1,266-1}{1,266}} = 757,57$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{12} \right) + \left[0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0 \right] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,86}{12} \right) + \left(\frac{0,123}{12} \right) + \left[0,21 \times (4,45 - 1) \times 0,493 \right] + (0,79 \times 4,45 \times 0,493) = 2,17$$

Універсальна газова стала:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,1} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,86}{12 \times 2,17 \times 189} + \frac{0,123}{2 \times 2,17 \times 461,1} + \frac{0,21 \times (4,45 - 1) \times 0,493}{2,17 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 4,45 \times 0,493}{2,17 \times 296,8}} =$$

$$= 279,37$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b + T_t) + 8{,}314}{a_{vb} + b_b + T_t} = \frac{(17{,}791 + 0{,}003 + 757{,}57) + 8{,}314}{17{,}791 + 0{,}003 + 757{,}57} = 1{,}01$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_k = \left[\frac{\frac{k_t}{k_t - 1} \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{ad.t} \times 8{,}257}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_0}{k_0 - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{kaa}}} \right]^{\frac{1}{0{,}286}} =$$

$$= \left[\frac{\frac{1{,}01}{1{,}01 - 1} \times 279{,}37 \times 757{,}57 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0{,}33}{0{,}101} \right)^{\frac{1{,}382 - 1}{1{,}382}}} \right] \times 0{,}96 \times 0{,}84 \times 8{,}257}{99{,}89 \times 279{,}37 \times 298 \times \left(\frac{1{,}4}{1{,}4 - 1} \right) \times \frac{1}{0{,}96}} \right]^{\frac{1}{0{,}286}} = 4{,}25$$

Дійсний тиск наддуву, МПа:

$$P_{kd} = \pi_k \times P_0 = 4{,}25 \times 0{,}101 = 0{,}429$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,429 - 0,42}{0,429} = 2,09\%$$

Точність виконаного розрахунку можна вважати задовільною, оскільки відхилення між заданим і отриманим значенням тиску не перевищує 5 %.

Висновок. На основі отриманих результатів встановлено, що для забезпечення необхідних експлуатаційних показників суднового двигуна достатньо використання одного турбокомпресора. Зазначеним вимогам відповідає турбокомпресор типу MET71MB, який застосовується в системі наддуву даного двигуна.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 7S80ME-C9.4 СУДНА «MARGRETHE MAERSK»

3.1 Основні особливості технічної експлуатації суднових систем газорозподілу з турбонагнітачами

Двигун у складі суднової енергетичної установки працює разом із повітряним ресивером, що живиться від одного або кількох турбокомпресорів залежно від конструкції. Відпрацьовані гази обертають турбіну турбокомпресора, яка через спільний вал приводить у дію компресор. Компресор подає очищене повітря з машинного відділення до повітроохолоджувача, де воно охолоджується для підвищення ефективності згоряння. Після проходження через уловлювач водяного туману повітря надходить у ресивер через зворотні клапани, а далі — у циліндри через продувні вікна. Водночас відпрацьовані гази через випускні клапани спрямовуються в колектор і знову приводять у дію турбіну.

Повітроохолоджувач має блочну конструкцію з вбудованою системою відділення конденсату, який накопичується в нижній частині та відводиться дренажем.

Експлуатація турбоприводів здійснюється відповідно до нормативних документів і інструкцій виробника. Перед пуском проводять огляд агрегату, перевіряють відсутність сторонніх предметів, стан вузлів і записи в журналі, а також контролюють осьове і радіальне положення ротора. Обов’язково перевіряють підшипники, контрольно-вимірювальні прилади та мастильну систему: зливають воду і шлам, очищують фільтри, доводять рівень масла до норми та за необхідності підігрівають його. Після запуску масляного насоса контролюють тиск і подачу мастила. Ротор додатково прокручують вручну для перевірки відсутності заїдань.

Під час роботи здійснюється постійний контроль потужності, частоти обертання, параметрів мастила, температури підшипників, рівня вібрації, стану пари та вакууму, а також охолоджувальної води. Контролюється якість конденсату, зокрема його солоність (не більше 5 мг/кг). Щогодини проводиться прослуховування агрегату; у разі появи сторонніх шумів установка зупиняється, а навантаження переводиться на резервні джерела. Основні параметри фіксуються у вахтовому журналі, а виявлені витоки усуваються з дотриманням вимог безпеки.

3.2 Особливості очищення турбонагнітачів в процесах технічного обслуговування

Очищення турбін. Турбокомпресори двигунів, що працюють на важкому мазуті (HFO), морському дизельному паливі (MDO) або морському газойлі (MGO), потребують очищення перед введенням в експлуатацію та періодично під час роботи з метою видалення продуктів згоряння з лопаток турбіни та соплового апарата. У випадку використання газоподібного палива необхідність очищення визначається його якістю.

Інтенсивне забруднення соплового кільця, зокрема продуктами згоряння мазуту, може спричинити підвищення рівня вібрацій і, як наслідок, контакт ротора з корпусом. Це становить небезпеку виникнення серйозних пошкоджень, включаючи руйнування лопаток турбіни та вихід турбокомпресора з ладу.

Для очищення застосовуються два основні методи: вологе та сухе (хімічне) очищення турбіни. Обидва способи можуть використовуватися спільно, доповнюючи один одного: вологе очищення є більш ефективним для соплового апарата, тоді як сухе — для очищення лопаток ротора.

Очищення турбокомпресорів повинно проводитися регулярно, а інтервали визначаються залежно від якості використовуваного палива (HFO, MDO, MGO або газ). Вибір конкретного способу очищення також залежить від конструктивних особливостей двигуна.

Вологе очищення турбіни. Вологе очищення турбіни (рис. 3.1) виконується під час роботи двигуна при зниженому навантаженні, що дозволяє уникнути термічних напружень матеріалів і так званого теплового удару. У порівнянні з сухим способом цей метод забезпечує більш ефективне видалення забруднень, що, у свою чергу, дозволяє збільшити інтервали між очищеннями. Періодичність виконання процедури визначається типом палива та режимом експлуатації, однак зазвичай рекомендується проводити очищення кожні 250 годин роботи.

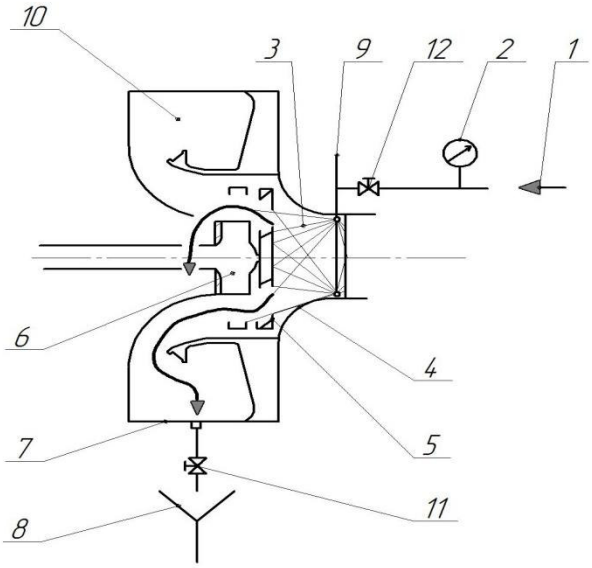


Рисунок 3.1 - Загальна схема виконання вологого очищення турбіни:
1 – подача води (тиск води 0,2…0,3 МПа); 2 – манометр; 3 - насадки*; 4 - корпус прийому газу*; 5 - кільце сопла*; 6 - підключення повітряного ущільнення ротора турбіни*; 7 - розряд води*; 8 - зливна воронка; 9 - герметизація повітря (витягується нижче по ходу від охолоджувача повітря заряду); 10 - корпус виходу газу; 11 - зливний насос; Е - триходовий кран;
*(визначається обсягом подачі в турбокомпресор)

Для очищення використовується прісна вода без хімічних домішок. Процес здійснюється в інтервальному режимі: п’ять циклів по 2 хвилини з двохвилинними паузами для сушіння між ними. Вода подається під тиском 2–3 бар через запірний кран у газовий кожух, де форсунки розпилюють її у потік відпрацьованих газів перед турбіною. Краплі води, взаємодіючи з сопловим апаратом і лопатками турбіни, відривають відкладення та виносять їх разом із

потоком. Промивна рідина збирається в корпусі вихлопу та відводиться через дренажну систему в спеціальний резервуар для осаду. У періоди, коли система не використовується, через трубопроводи пропускається ущільнювальне повітря, яке доцільно відбирати з повітроохолоджувача, оскільки воно є сухішим і холоднішим, що сприяє кращому захисту елементів системи. Необхідна витрата ущільнювального повітря для очищення становить приблизно 0,05–0,15 % від загальної продуктивності компресора і застосовується як при вологому, так і при сухому способах очищення.

Сухе очищення турбіни. Перевагою сухого (гранулятного) очищення турбіни порівняно з вологим є можливість його виконання без зниження навантаження двигуна, тобто під час роботи на повній потужності.

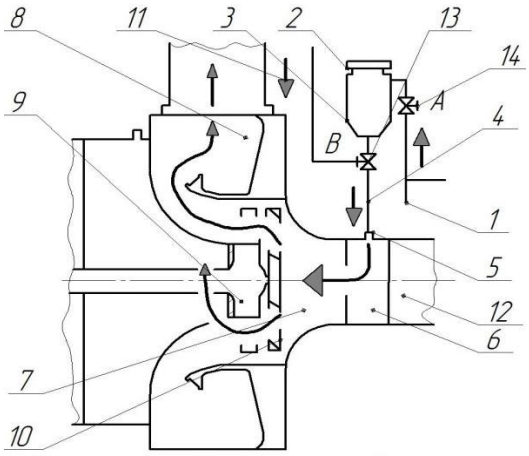


Рисунок 3.2 - Загальна схема виконання сухого хімічного очищення турбіни: 1 – труба стисненого повітря* (0,5…0,8 МПа) Ø 15 х 2 мм; 2 – закручуєма заглушка; 3 – резервуар; 4 – труба; 5 - приєднувальний фланець; 6 - проміжний елемент; 7 - впускний кожух газу; 8 - газовідвідний кожух; 9 - ротор турбіни; 10 - кільце насадки; 11 - ущільнювач повітря (видобутий нижче за течією охолоджувача повітря заряду); 12 - труба для відпрацьованих газів; 13 - триходовий кран ущільнення повітряного з'єднання; 14 - стопорний кран (з'єднання стисненого повітря G1 / 2); * - обсяг поставки двигуна встановлюється виробником

Водночас ефективність видалення важких відкладень є нижчою, тому очищення необхідно проводити частіше. Зазвичай рекомендується виконувати таку процедуру кожні 1–2 доби, а при використанні важкого мазуту (HFO), що сприяє інтенсивному утворенню нагару, — до двох разів на добу. Слід

враховувати, що під час очищення можливе короткочасне винесення забруднень через вихлопну систему, що є особливо важливим для суден пасажирського типу. Система сухого очищення включає контейнер для грануляту, оснащений завантажувальним отвором, підводом стисненого повітря та трубопроводом подачі до газового кожуха. Перед початком роботи контейнер заповнюють гранулами та герметично закривають. Після відкриття клапанів стиснене повітря подає гранулят у газовий тракт, де потік відпрацьованих газів переносить його до турбіни. Частинки грануляту, взаємодіючи з сопловим апаратом і лопатками ротора, видаляють відкладення, після чого разом із продуктами очищення виносяться газовим потоком.

Монтаж системи повинен забезпечувати ефективну роботу: контейнер розташовують не менше ніж на 1 м нижче точки підключення, довжина трубопроводу не повинна перевищувати 6 м, а сама лінія має бути захищена від вібрацій і мати мінімальну кількість вигинів з великим радіусом. Допустима температура в зоні вихідного клапана не повинна перевищувати 150 °C. Час подачі грануляту становить приблизно 3 хвилини. Необхідна витрата ущільнювального повітря для процесу очищення становить близько 0,05–0,1 % від продуктивності компресора і є однаковою як для сухого, так і для вологого способів очищення.

Огляд і промивання повітряного фільтра. Періодичність очищення. Промивання слід виконувати у випадку, коли перепад тиску на фільтрі перевищує 2,0 кПа (200 мм вод. ст.), або не рідше одного разу на два місяці.

Метод очищення. Для миття використовується тепла вода з додаванням нейтрального мийного засобу, у якому фільтр витримують протягом 2–3 годин. Забороняється застосування гасу або лужних мийних речовин. Допускається обережне ручне промивання (рис. 3.3). Використання пральних машин або інших механізованих засобів не допускається, оскільки це може пошкодити структуру волокон фільтра. Також забороняється очищення щітками або тертя фільтрів один об одного. Після промивання фільтр необхідно висушити в затіненому місці з достатньою вентиляцією.

Використання вологого фільтра може призвести до зниження ефективності очищення повітря. Під час встановлення слід дотримуватися обережності, щоб не пошкодити волокнисту структуру матеріалу.

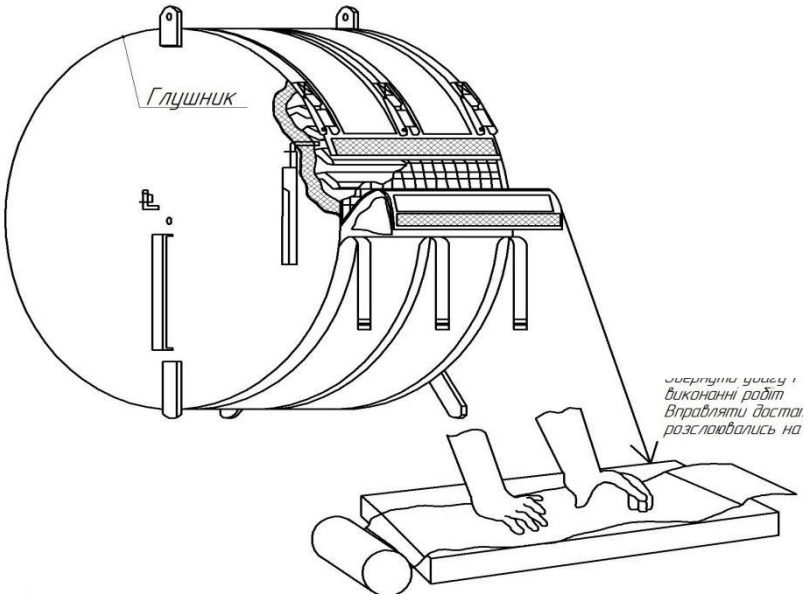
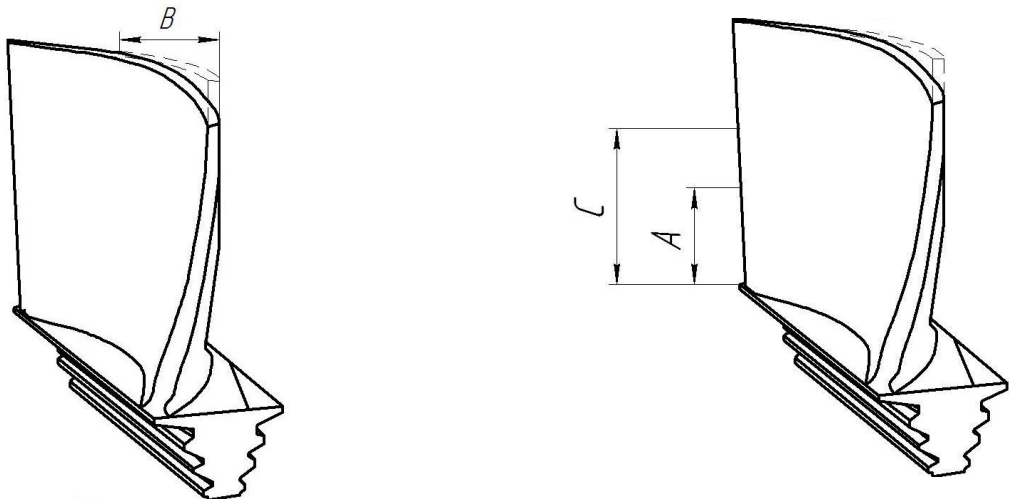


Рисунок 3.3 – Очищення повітряного фільтра

Огляд та очищення лопаток турбін. Знос кінців лопаток турбіни. Хоча зношування кінчиків лопаток турбіни не призводить негайно до відмови турбокомпресора, воно поступово знижує його ефективність. Це, у свою чергу, викликає підвищення температури відпрацьованих газів і збільшення питомої витрати палива. Якщо стан лопаток відповідає зображеному на рис. 3.4 а, їх заміну доцільно виконати під час найближчого докування судна. Оскільки заміна потребує спеціального обладнання та технологій, роботи повинні проводитися за участю сервісної організації та за погодженням із представниками МНІ. При цьому необхідно враховувати допустимі норми зносу: для турбіни розміру (рамки) 71 параметр В не повинен перевищувати 21 мм.

Знос задніх кромок лопаток турбіни. У процесі тривалої експлуатації зношуються не лише кінчики, але й задні крайки лопаток. При зменшенні їх товщини та наявності нерівностей, спричинених корозією, можливе утворення

тріщин, що підвищує ризик відриву лопатки. У разі досягнення граничних значень товщини задньої кромки, наведених на рис. 3.4 б (табл. 3.1), необхідно виконати заміну лопаток турбіни.



а) б)

Рисунок 3.4 - Знос кінчиків лопаток турбіни (а) і знос кінцевих крайок лопаток турбіни (б)

Таблиця 3.1 - Стандарти для заміни коліс турбіни за рахунок зношування (рис. 3.4)

Розмір рамки	MET-SD			MET-SE / SE II / MA / MB		
	Вимірювальний розмір (мм)		Допустима товщина стінки (мм)	Вимірювальний розмір (мм)		Допустима товщина стінки (мм)
71	A	-	-	A	30,4	1,0
	C	-	-	C	60,9	0,5

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Нормативно-правова база охорони праці на суднах

Основою забезпечення безпечних умов праці на суднах є законодавчі та нормативні акти, зокрема Закон України «Про охорону праці», який визначає правові засади захисту життя і здоров'я працівників у процесі трудової діяльності. Він регулює взаємовідносини між роботодавцем і працівником щодо питань безпеки праці, гігієни та виробничого середовища, встановлюючи єдині вимоги до організації охорони праці. Охорона праці включає комплекс правових, організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та профілактичних заходів, спрямованих на збереження працездатності людини. Важливу роль у цьому відіграють сучасні технології, механізація та автоматизація виробничих процесів. До основних нормативно-технічних документів у машинно-котельному відділенні судна належать правила експлуатації енергетичних та електроустановок, безпечної роботи котлів і посудин під тиском, двигунів внутрішнього згоряння, а також вимоги техніки безпеки при експлуатації суднового обладнання. Важливе значення мають і міжнародні документи: конвенція MARPOL щодо запобігання забрудненню моря, конвенція SOLAS про безпеку життя на морі, а також Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден (ISM Code). Останній передбачає впровадження систем управління безпекою, забезпечення кваліфікованого екіпажу та запобігання аварійним ситуаціям.

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні

У процесі експлуатації суднового обладнання на персонал впливають різні небезпечні та шкідливі фактори, які можна поділити на кілька груп:

- Фізичні фактори: шум, вібрація, підвищена температура, вологість, електромагнітні поля;

- Технічні фактори: рухомі частини механізмів, можливість руйнування конструкцій;

- Хімічні фактори: вплив шкідливих речовин, кислот, лугів, розчинників;

- Біологічні фактори: мікроорганізми;

- Психофізіологічні фактори: втома, нервове напруження, статичні навантаження.

Основними джерелами небезпеки є електричні машини та системи автоматизації, які працюють під напругою 380 В (трифазний струм) і 220 В (однофазний). Для забезпечення безпечних умов праці важливе значення мають параметри мікроклімату: температура 18–22 °С, вологість 40–60 %, а також достатня освітленість робочих місць (не менше 200 лк). Робочі місця повинні відповідати ергономічним вимогам, забезпечуючи зручність роботи як у положенні сидячи, так і стоячи. Наявність перелічених факторів вимагає постійного контролю та застосування технічних і організаційних заходів для зниження їх впливу.

4.3 Протипожежні заходи

Пожежна безпека на судні забезпечується комплексом заходів, які включають: запобігання виникненню пожеж; системи пожежогасіння; організаційно-технічні рішення. До профілактичних заходів належить використання негорючих матеріалів, захист від блискавки, застосування вибухобезпечного електрообладнання та автоматичних систем відключення.

*4.3.1 Водяна система пожежогасіння***.** Водяна система призначена для ліквідації пожеж за допомогою струменів води та складається з насосів, трубопроводів, арматури, пожежних кранів і рукавів. Вода також може використовуватися у пінних і спринклерних системах. Система обслуговується кількома відцентровими насосами, які працюють паралельно. На суднах передбачено також аварійний пожежний насос із автономним

приводом, розташований у відокремленому приміщенні. Вода може застосовуватись не лише для гасіння пожеж, але й для технічних потреб (миття палуб, зрошення). Однак забороняється використовувати пожежну систему для осушення приміщень, де зберігались нафтопродукти. Продуктивність насосів визначається залежно від розмірів судна та повинна забезпечувати подачу води одночасно на кілька пожежних стволів.

4.3.2 Система вуглекислотного пожежогасіння. Одним із найбільш ефективних засобів гасіння пожеж на суднах є діоксид вуглецю (CO_2), який використовується для об'ємного гасіння. Його дія полягає у витісненні кисню та зниженні температури в зоні горіння. CO_2 є інертним газом, не проводить електричний струм і не пошкоджує обладнання, що робить його особливо ефективним для гасіння електроустановок і цінних вантажів. Він зберігається у балонах під високим тиском у рідкому стані та при випуску різко розширюється, утворюючи газ і сніжну фазу. Ефективність гасіння досягається при концентрації CO_2 близько 22–23 %. При цьому газ, будучи важчим за повітря, проникає у важкодоступні місця. Разом з тим застосування CO_2 має обмеження: його не використовують у житлових приміщеннях і при гасінні речовин, що горять без доступу повітря (наприклад, деякі метали чи волокнисті матеріали). Кількість вуглекислоти для системи визначається залежно від об'єму найбільшого приміщення, що підлягає захисту. Для локальних пожеж застосовуються переносні вогнегасники та автономні установки.

4.4 Розрахунок вентиляції машинно-котельного відділення

Вибір системи вентиляції на судні визначається типом і призначенням судна, районом плавання, а також потужністю енергетичної установки. Вид вентиляції та кратність повітрообміну залежать від функціонального призначення приміщення, тривалості перебування в ньому персоналу, рівня тепловиділень і можливого загазування.

Кратність повітрообміну показує, скільки разів за одну годину повітря в приміщенні повністю оновлюється, і визначається за формулою:

$$n = L/V,$$

де L — об'єм припливного або витяжного повітря, м³/год; V — об'єм приміщення, для машинного відділення V=19000 м³.

Необхідна кількість припливного повітря визначається за залежністю:

$$L=Q_{заг}/(c\cdot\gamma\cdot\Delta T),$$

де $Q_{заг}$ — сумарні явні тепловиділення в машинному відділенні; c=1,01 10^3 Дж/(кг·К) — питома теплоємність повітря; γ = 1,3 кг/м^3 — густина повітря; $\Delta T_{літо}$ = 12°С, $\Delta T_{зима}$ = 27°С — допустима різниця температур між зовнішнім повітрям і повітрям у машинному відділенні.

Кількість теплоти, що надходить у машинне відділення від головного двигуна, визначається за формулою:

$$Q_т = K_т\cdot N_e\cdot B\cdot q_e,$$

де Кт=0,02 — коефіцієнт тепловиділення для водо-водяної системи охолодження; Ne=23310 кВт — ефективна потужність двигуна; В=42500В кДж/кг — нижча теплота згоряння палива; ge=0,164 кг/(кВт·год) — питома витрата палива.

Після підстановки отримуємо:

$Q_т$ = 0,02·42500·23310·0,164= 3249414 кДж/год.

Витрата повітря, що споживається двигунами, розраховується окремо з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря α=2,4. У результаті:

$$L_Д = 14,6 \cdot 0,164\cdot 2,4 \cdot 23310 = 133952,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

Тоді приплив повітря для літнього і зимового режимів становить:

$L_{літо}=Q_{заг}/(c\cdot\gamma\cdot\Delta T)$ = 3249414 / (1,01·1,3·12) ≈ 206233,4 м^3/год.

$L_{зима}=Q_{заг}/(c\cdot\gamma\cdot\Delta T)$ = 3249414 / (1,01·1,3·27) ≈ 91659,3 м^3/год.

З урахуванням повітря, що споживається двигунами, визначається реальний обсяг вентиляційного повітрообміну. Для літнього режиму кратність вентиляції становить:

$$n_{літо}=L_{літо}/V = 72281,1/19000 \approx 3,8 \text{ год}^{-1}.$$

Отримані результати свідчать, що встановлена на судні система припливно-витяжної вентиляції машинно-котельного відділення забезпечує нормативні умови праці. Її продуктивність дозволяє підтримувати допустимі параметри мікроклімату, зокрема температуру, вологість, рухливість повітря і тепловий стан середовища. Мікроклімат машинного відділення формується під впливом температури повітря, вологості, швидкості його руху, теплового випромінювання нагрітих поверхонь і загального тепловиділення від механізмів. Підвищена температура викликає швидке стомлення, перегрів організму і зниження працездатності, а занадто низька — переохолодження. Саме тому на судні передбачаються вентиляція, опалення, а за необхідності — охолодження припливного повітря.

4.5 Безпека праці під час ремонтних робіт на суднах

Ремонтні роботи на судні виконуються відповідно до чинних правил технічної експлуатації, вимог охорони праці та інструкцій з безпеки. Усі працівники залежно від характеру робіт повинні бути забезпечені спецодягом, взуттям, засобами індивідуального захисту та необхідним інструментом. Перед початком ремонту старший механік проводить інструктаж виконавців, роз’яснює обсяг робіт, особливості їх виконання та безпечні прийоми праці. Особи, які не входять до складу екіпажу, але працюють на судні, також повинні бути ознайомлені з правилами безпеки і конкретними завданнями. До початку робіт усі механізми, системи та приміщення мають бути приведені у безпечний стан. Обладнання відключається від джерел електроенергії, пари, води та стисненого повітря. Запірні пристрої блокуються, а на органах керування вивішуються попереджувальні таблички. Під час робіт у картері головного двигуна обов’язковими є вентиляція картера та блокування валоповоротного пристрою. Робочі місця повинні бути очищені від сторонніх предметів, добре освітлені, а проходи — вільні та безпечні. Відкриті люки, горловини й отвори необхідно огороджувати леєрними конструкціями та позначати попереджувальними знаками. Демонтовані трапи, огородження і

настили мають негайно замінюватися тимчасовими безпечними конструкціями. Під час робіт на висоті використовуються надійні майданчики, містки й огородження. Робота на нестійких підставках, ящиках або випадкових предметах заборонена. Не допускається також одночасне виконання робіт на різних рівнях по одній вертикалі без спеціальних заходів захисту. Для захисту очей від пилу, іржі чи частинок фарби використовують захисні окуляри.

Особливу увагу необхідно приділяти пожежній безпеці. У місцях проведення фарбувальних або інших пожежонебезпечних робіт забороняються відкрите полум'я та куріння. Використаний обтиральний матеріал збирається у металеві ящики з кришками і після завершення робіт видаляється з судна.

4.5.1 Безпечне користування інструментами і верстатним обладнанням. Однією з поширених причин травматизму є застосування несправного або зношеного інструменту. Тому до роботи допускається лише справний інструмент, перевірений перед використанням. Ударний ручний інструмент, напилки та інші пристрої повинні бути надійно закріплені на рукоятках. Лещата, ключі, затискні пристрої та верстатне обладнання мають бути технічно справними та відповідати вимогам безпеки. Під час роботи з пневматичним інструментом обов'язковим є застосування захисних окулярів. Забороняється регулювати інструмент під тиском, залишати його без нагляду або спрямовувати шланги зі стисненим повітрям на людей. Пуск інструмента допускається лише після його надійного притискання до оброблюваної деталі.

До роботи на металорізальних верстатах допускаються лише підготовлені особи. Під час хитавиці з кутом крену понад 10° такі роботи не виконуються. На верстатах без захисних екранів робота дозволяється тільки в окулярах. Забороняється вимірювати деталі або проводити будь-які допоміжні операції під час обертання заготовки чи інструмента.

4.5.2 Безпека робіт у цистернах і танках. Перед проведенням ремонтних робіт у цистернах, танках та інших замкнених ємностях їх необхідно повністю очистити від залишків нафтопродуктів, бруду та

небезпечних газів. До спуску людей допускаються тільки дегазовані і провітрені ємності. Аналіз повітряного середовища є обов'язковим: вміст вуглеводнів не повинен перевищувати допустимих значень, а вміст кисню має бути достатнім для безпечного дихання. На час робіт у ємностях забезпечується примусова вентиляція, а також виставляється постійне зовнішнє спостереження. Особа, що працює всередині, повинна бути забезпечена страхувальним поясом, сигнальним кінцем і, у разі потреби, шланговим протигазом. Інструмент має бути виготовлений з матеріалів, що не дають іскри, а одяг і взуття — без металевих елементів, здатних викликати займання. Спуск у недегазовані ємності допускається лише в аварійних випадках за спеціальним дозволом і з виконанням посилених заходів безпеки. Час перебування всередині обмежується, після чого обов'язковий відпочинок на свіжому повітрі.

4.5.3 Безпека під час фарбувальних робіт. До фарбувальних робіт допускаються лише особи, які пройшли відповідний інструктаж і не мають медичних протипоказань. Перед початком робіт перевіряють риштування, підвіски, засоби захисту та шляхи евакуації. Перевагу слід надавати менш токсичним і менш пожежонебезпечним лакофарбовим матеріалам. У закритих приміщеннях, де застосовуються розчинники, нітрофарби або інші леткі речовини, необхідна посилена вентиляція. За потреби використовують респіратори або шлангові протигази. Для освітлення в таких місцях застосовують лише вибухобезпечні або акумуляторні світильники. Підігрівати фарби відкритим полум'ям заборонено. Після завершення робіт приміщення повинні бути ретельно просушені та провітрені.

4.5.4 Безпека під час використання вантажопідіймальних механізмів. Переміщення важких деталей і обладнання виконується із застосуванням справних вантажопідіймальних пристроїв, що пройшли випробування і мають маркування щодо вантажопідйомності. Місця підвіски повинні бути спеціально передбачені конструкцією судна. Заборонено кріпити талі або підйомні засоби до трубопроводів чи випадкових елементів конструкції.

Підняті деталі не можна залишати у підвішеному стані без нагляду. Якщо їх неможливо негайно встановити на місце, вони повинні бути надійно закріплені. При виконанні робіт у морі, особливо в умовах хитавиці, усі демонтовані частини мають бути додатково зафіксовані від зміщення. Під час підйому та опускання вантажів заборонено перебувати під ними або на траєкторії переміщення. Кантування здійснюється лише за допомогою відтяжок.

4.5.5 Безпека під час електро- та газозварювальних робіт. Електро- і газозварювальні роботи на судні виконуються тільки спеціально навченим персоналом, який має відповідний допуск. Основними небезпеками при зварюванні є ураження електричним струмом, отруєння газами, опіки, ураження очей випромінюванням дуги, а також загроза пожежі та вибуху. Перед початком зварювання місце робіт оглядається, очищується від горючих матеріалів, провітрюється та забезпечується засобами пожежогасіння. Зварювальне обладнання перевіряється на справність, а самі роботи виконуються тільки після отримання дозволу відповідальної посадової особи. При зварюванні в закритих приміщеннях, цистернах або танках необхідно організувати вентиляцію, застосовувати діелектричні засоби захисту та призначати спостерігача, який перебуває зовні і підтримує зв’язок із зварником. Забороняється використовувати пошкоджені кабелі, а також виконувати роботи в місцях можливого скупчення вибухонебезпечних газів. Під час газозварювання особливу увагу приділяють поводженню з ацетиленом і киснем. Балони мають бути надійно закріплені, віддалені від джерел тепла та електричних кабелів. Контакт кисню з маслами неприпустимий через небезпеку вибуху. Після завершення зварювальних робіт обладнання відключають, місце роботи прибирають, а приміщення ще тривалий час залишають під наглядом для виключення прихованого займання.

4.6 Оцінка ризиків при роботі з елементами механізму газорозподілу

Підвищення рівня захисту працівників від професійних рисів в процесі їх трудової діяльності є одним з головних напрямків діяльності всіх фахівців охорони праці,а скорочення виробничих травм і професійних захворювань залишається важливим завданням всіх рівнів управління охороною праці з будь-яких точками зору - гуманітарної, соціальної та економічної, ліквідаційної, корпоративної та суспільної.

Безпека судна, як транспортного засобу формується на основі комплексу факторів. Організація підготовки до експлуатації та в експлуатації, повинні показувати показники безпеки з точки зору декларування оцінки безпеки.

Метою є аналіз поточного стану безпеки, а також підготовка необхідних заходів, спрямованих на мінімізацію рисів і прогнозування результатів виникнення цих заходів. Величину ризику можна визначити різними способами: матриці 3х3, 4х4, 5х5 або навіть більш складніші. Один з найбільш застосованих способів в стандарті BS 8800 представлено в таблицях (табл. 4.2). У таблиці прийнято три рівня серйозності останнього і три рівня ймовірності збитку. Спочатку визначають серйозність останнього, спричинених ситуацією, а після цього оцінюють ймовірність причини.

На пересіченні трьох вибраних направлень буде знаходитись величина рівня ризику.

Величина ризику різниться від мінімального значення (1 - малозначимий ризик) до максимального значення (5 - недопустимий ризик).

Висновки. Таким чином, у даному розділі розглянуті шкідливі і небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу із запобігання вказаних факторів і дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-витяжної вентиляції.

Таблиця 4.2 – Оцінка ризиків при проведенні робіт при убиранні машинного відділення в процесі виконання робіт з елементами системи газообміну

№	Кроки роботи	Можливі ризики	Ризик			Профілактичні / контрольні заходи / інструкції	Остаточний ризик		
			S	L	R		S	L	R
1	До і під час роботи	Високий рівень шуму, переміщення машин і обладнання, автоматика, гарячі поверхні, слизький інструмент і обладнання, падіння інструменту	3	3	H	Завжди носити належний захисний засіб, спеціалізовані костюми, що витримують високі температури, засоби захисту слуху, захисні окуляри, рукавички та захисне взуття. Використовувати достатню кількість води і миючі засоби. Обслуговуючий персонал повинен бути проінформованим і повинні бути наявними належні знаки, що відзначають площу приміщення.	2	2	M
2	Очищення	Неправильне застосування миючих засобів, гарячі поверхні, парові інгаляції, бризки можуть зашкодити очам, електричний струм, бризки від розливу технологічних рідин можуть викликати слизькі поверхні	2	3	H	Завжди носити належний захисний засіб, спеціалізовані костюми, що витримують високі температури, засоби захисту слуху, захисні окуляри, рукавички та захисне взуття. Використовувати достатню кількість води і миючих засобів, а також вибрати правильні, без змішаних між собою очищувачів. Забороняється використання надлишкових потужностей для затягування прокладок або використання шлангів поблизу гарячих поверхонь, обертових частин або електричного обладнання. Персонал повинен бути поінформованим і належно встановлені знаки та слід позначити область виконання робіт	2	2	M

ВИСНОВКИ

Основною метою виконаного дипломного проекту є розгляд особливостей використання, технічного обслуговування і ремонту системи газорозподілу двигуна двигуна MAN B&W 7S80ME-C судна "Margrethe Maersk".

Для забезпечення цієї мети розглянуто особливості судна та його енергетичної установки. Розглянуті особливости констукції системи газорозподілу, технічне обслуговування та проведено тепловий розрахунок двигуна і показників турбіни. Згідно з інструкцією виробника головного двигуна складено технологічну інстукцію щодо технічного обслуговування і ремонту елементів газорозподільного механізму. Визначені найбільш небезпечні та шкідливі фактори з охорони праці, а також шляхи їх усунення та мінімізації.

Таким чином, завдання, поставлені в дипломній роботі, можна вважати виконаними.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:2707600 /mmsi:219629000/vessel:MARGRETHE%20MAERSK.

2. MAN B&W 7S80ME-C -TII. IMO Tier II. Project Guide. – 2014 - 302 c.

3. https://www.balticshipping.com/vessel/imo/9632131

4. Woodyard, D. (2009). *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines* (9th ed.). Butterworth-Heinemann. – 892 p.

5. Heywood, J. B. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2nd ed.). McGraw-Hill Education. – 1056 p.

6. Kuiken, K. (2012). *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants* (Vol. 1 & 2). Target Global Energy BV. – 720 p.

7. Mollenhauer, K., & Tschöke, H. (2010). *Handbook of Diesel Engines*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. – 636 p.

8. Christensen, S. G. (2002). *Medium and High Speed Marine Diesel Engines*. Institute of Marine Engineering, Science and Technology (IMarEST). – 248 p.

9. Taylor, D. A. (2011). *Introduction to Marine Engineering* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann. – 416 p.

10. Ferguson, C. R., & Kirkpatrick, A. T. (2015). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* (3rd ed.). John Wiley & Sons. – 512 p.

11. McGeorge, H. (2002). *Marine Auxiliary Machinery* (7th ed.). Butterworth-Heinemann. – 544 p.

12. International Maritime Organization. (2020). *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS)*. IMO Consolidated Edition.

13. International Maritime Organization. (2022). *MARPOL: International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*. IMO Consolidated Edition.

14. Influence of Ambient Temperature Conditions Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Электрон. ресурс] / – Режим доступа: http://www.marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/influence-of-ambient-temperature-conditions.pdf?sfvrsn=26 - 24.12.2015г.

15. Zhu, Y., & Zhou, S. (2019). Modernization and performance optimization of turbocharging systems for converted and marine diesel engines. Journal of Marine Engineering & Technology, 18(3), 145-154.

16. https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S80ME-C8_2.pdf

17. https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas