

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГОЛОВНОГО
СУДНОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ
ЗАСОБІВ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




Василь НАЛИВАЙКО

Володимир СПІВАК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Співаку Володимирі Борисовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення експлуатаційної надійності головного суднового
двигуна шляхом застосування засобів технічного діагностування

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від "15" 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун MAN B&W 8L70MC-C8-ТІІ; потужність двигуна – 26160 кВт; частота обертання колінчатого валу – 105 хв⁻¹; механічний ККД двигуна – 0,95; питома ефективна витрата палива – 0,172 кг/(кВт·год)

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд та вибір об'єкта проєктування; моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; діагностування робочого процесу двигуна за допомогою системи DEPAS; оцінка ефективності роботи двигуна в складі CEU; охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграма, діаграми динаміки;
діагностування системою DEPAS; складові вимірювальної апаратури в системі
DEPAS

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

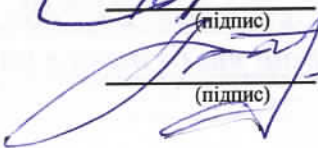
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис) /Володимир СПІВАК/
 (прізвище та ініціали)


 (підпис) /Василь НАЛИВАЙКО/
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі досліджується питання підвищення експлуатаційної надійності головного суднового дизеля контейнеровоза «Cala Pancaldo». На основі аналізу технічних характеристик та вимог до сучасних суднових енергетичних установок обґрунтовано доцільність заміни базового двигуна MAN B&W 7K80MC-C6 на сучасніший двигун MAN B&W 8L70MC-C8-TII. Проведено термодинамічне та динамічне моделювання робочого циклу обраного двигуна, а також оцінено ефективність застосування переносної системи технічного діагностування DEPAS 2.34SP для моніторингу його стану. Робота містить техніко-економічне обґрунтування модернізації та розробку заходів з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях. Результати дослідження демонструють потенціал для підвищення енергоефективності, надійності та екологічності суднової енергетичної установки.

Ключові слова: Судновий дизельний двигун, експлуатаційна надійність, технічне діагностування, модернізація енергетичної установки, термодинамічне моделювання

ABSTRACT

This master's thesis investigates the issue of improving the operational reliability of the main marine diesel engine of the container ship "Cala Pancaldo". Based on the analysis of technical characteristics and requirements for modern marine power plants, the feasibility of replacing the base engine MAN B&W 7K80MC-C6 with the more modern MAN B&W 8L70MC-C8-TII engine is substantiated. Thermodynamic and dynamic modeling of the working cycle of the selected engine was carried out, and the effectiveness of using the portable technical diagnostic system DEPAS 2.34SP for monitoring its condition was assessed. The work contains a technical and economic justification for the modernization and the development of occupational health and safety measures in emergency situations.

The research results demonstrate the potential for increasing the energy efficiency, reliability and environmental friendliness of the ship's power plant.

Keywords: Marine diesel engine, operational reliability, technical diagnostics, power plant modernization, thermodynamic modeling

ЗМІСТ

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ВИБІР ОБ'ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ...	8
1.1 Загальні відомості про судно та його призначення	8
1.2 Основні характеристики судна	9
1.3 Морехідні якості	12
1.4 Суднова енергетична установка	13
1.4.1 Головна енергетична установка	13
1.4.2 Допоміжна енергетична установка	14
1.4.3 Гребний гвинт та валолінія	15
1.5 Обґрунтування відповідності двигуна вимогам об'єкту	15
1.6 Вимоги, яким повинен відповідати двигун	17
1.7 Технічна характеристика двигуна	24
1.8 Конструктивні особливості двигуна	29
1.8.1 Загальна компоновка остова двигуна	29
1.8.2 Конструктивні особливості вузлів та деталей руху двигуна	36
1.9 Висновок до розділу	42
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК	
ДИНАМІКИ ДВИГУНА	44
2.1 Моделювання робочого циклу двигуна	44
2.1.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку	
робочого циклу двигуна	44
2.1.2 Розрахунок процесу наповнення циліндра	46
2.1.3 Розрахунок процесу стиснення	47
2.1.4 Розрахунок процесу згоряння	48
2.1.5 Розрахунок процесу розширення	50
2.1.6 Визначення індикаторних показників циклу	51
2.1.7 Визначення ефективних параметрів двигуна	52

2.2	Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм ..	53
2.2.1	Побудова згорнутої індикаторної діаграми	53
2.2.2	Побудова розгорнутої індикаторної діаграми	54
2.2.3	Визначення середнього індикаторного тиску	54
2.3	Розрахунок динаміки двигуна	55
2.3.1	Вибір та обґрунтування вихідних даних	56
2.3.2	Побудова силової схеми КШМ	57
2.3.3	Розрахунок та побудова діаграми діючих сил	57
2.3.4	Побудова діаграми сумарних дотичних сил	59
2.3.5	Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна	60
2.3.6	Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика	61
2.3.7	Визначення маси та діаметру маховика	62
2.4	Висновок до розділу	64
РОЗДІЛ 4. ДІАГНОСТУВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА		
ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ DEPAS 2.34SP		65
4.1	Основи технічного діагностування	65
4.1.1	Основні поняття і термінологія технічної діагностики	65
4.1.2	Принцип діагностування суднових технічних засобів	69
4.2	Методи діагностики робочого процесу двигуна системою DEPAS 2.34SP	70
4.2.1	Датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16	72
4.2.2	Вібродатчик VS-20	73
4.2.3	Датчик тиску палива PS-150	74
4.2.4	Клапан високого тиску V-200	75
4.3	Висновок до розділу	80
РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА В СКЛАДІ СЕУ ..		82
4.1	Вступ	82
4.2	Висновок до розділу	87

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	89
5.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні	89
5.1.1 Машини і механізми, що рухаються, та незахищені рухливі елементи устаткування	90
5.1.2 Безпека ємностей і установок, що працюють під тиском	90
5.1.3 Електробезпека	91
5.1.4 Пожежна безпека	92
5.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ	93
5.1.6 Шум і вібрація	94
5.1.7 Теплове випромінювання	95
5.1.8 Освітлення	95
5.1.9 Захист від електромагнітних випромінювань	96
5.1.10 Захист від запиленості і загазованості	96
5.2 Оцінка виникнення пожежної ситуації у МВ при займанні льяльних вод	97
5.2.1 Вихідні дані	97
5.2.2 Інженерні розрахунки	97
5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	98
5.3.1 Теплове забруднення атмосфери і її запобігання при експлуатації судна	99
5.3.2 Запобігання забрудненню нафтовмістними водами	100
5.3.3 Додаток 1 до Конвенції МАРПОЛ 73/78	100
5.3.4 Методи очищення нафтовмістних вод	104
5.3.5 Основні типи установок очищення НВ	105
5.3.6 Забруднення стічними водами	106
5.3.7 Забруднення сміттям	107
5.4 Висновок до розділу	108
ВИСНОВОК ДО РОБОТИ	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	112

ВСТУП

Сучасний розвиток морського транспорту супроводжується посиленням вимог до ефективності, надійності та екологічності суднових енергетичних установок. Підвищення інтенсивності експлуатації суден, зростання їхньої вантажопідйомності та швидкості руху обумовлюють необхідність удосконалення головних двигунів, які є основою пропульсивних комплексів. Особливої актуальності набуває забезпечення довготривалої безвідмовної роботи силових агрегатів у умовах автономного плавання та змінних навантажень.

Одним із ключових напрямів підвищення експлуатаційної надійності суднових дизелів є впровадження сучасних засобів технічного діагностування. Діагностичні системи дозволяють здійснювати оперативний контроль технічного стану двигуна, виявляти приховані дефекти на ранніх стадіях, прогнозувати залишковий ресурс вузлів та обґрунтовано планувати ремонтні втручання. Це забезпечує перехід від планово-попереджувального обслуговування до обслуговування за фактичним технічним станом, що суттєво знижує експлуатаційні витрати та збільшує міжремонтні інтервали.

У даній кваліфікаційній роботі досліджується проблема підвищення експлуатаційної надійності головного суднового двигуна шляхом застосування засобів технічного діагностування на прикладі контейнеровоза «Cala Pancaldo». Об'єктом модернізації обрано головний двигун енергетичної установки. Метою роботи є обґрунтування доцільності заміни базового двигуна MAN B&W 7K80MC-C6 на сучасніший аналог MAN B&W 8L70MC-C8-TII та аналіз ефективності використання переносної діагностичної системи DEPAS 2.34SP для моніторингу його робочого процесу.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання: проведення аналітичного огляду та обґрунтування вибору нового двигуна; термодинамічне та динамічне моделювання його робочого циклу; опис принципів роботи та можливостей сучасної діагностичної системи; техніко-економічне об-

					KPM.142.6221м.25.21.00.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ґрунтування запропонованих рішень; розробка заходів з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Результати виконаних розрахунків та аналізів мають практичну цінність для суднових енергетиків, інженерно-технічних працівників судноремонтних підприємств та можуть бути використані для подальшого вдосконалення систем експлуатації та діагностики суднових дизельних установок.

					КРМ.142.6221м.25.21.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ВИБІР ОБ'ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ

1.1 Загальні відомості про судно та його призначення

Судно «Cala Pancaldo» являє собою одногвинтовий контейнеровоз, із збільшеним надводним бортом в передній частині судна (саме над трюмом №1, який йде від носової частини судна, та в ньому можуть бути розміщені небезпечні вантажі класів: 1.1 до 1.6, з класами 1.4s; класи небезпечних вантажів: 2.1-2.3; 3; 4.1-4.2; 5.1; 6.1; 8 і 9 - допускаються в трюмах 2, 3 і 4.), з кормовим розташуванням МКВ і житлової надбудови, 5 трюмами для вантажу, з бульбовим носовим краєм і транцевою кормою.

Судно використовується у вантажоперевезеннях на різних торговельних шляхах і має велику гнучкість по типам вантажоперевезення. Район плавання: побережжя Бразилії, останній відомий порт (термінал) зупинки/стоянки: Віторія, Еспіріту-Санту, Бразилія та йде курсом на Порт Песем, Сан Гонсало-ду-Амаранте, штат Сеара, Бразилія.

Контейнеровоз спроектований на клас «B178-III/1» Італійського Морського Регістру судноплавства (RINA) і задовольняє сучасним вимогам до суден цього типу, Правилам, Конвенціям та нормам. Зовнішній вигляд контейнеровозу «Cala Pancaldo» зображено на рис. 1.1.



Рис. 1.1 Зовнішній вигляд контейнеровозу «Cala Pancaldo»

					KPM.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		8

1.2 Основні характеристики судна

Швидкість судна в умовах випробувань при потужності ГД 25270 кВт при максимально тривалій роботі 85 % складає 22,4 вузлів.

Остійність та непотоплюваність судна при всіх експлуатаційних випадках навантаження задовольняє Вимогам Правил Регістру.

Технічні характеристики судна наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Технічні характеристики судна

Характеристика		Значення
Довжина, габаритна		207,30 м
Довжина, по перпендикулярам		191,10 м
Ширина, теоретична (найбільша)		32,24 м
Теоретична висота борту до головної палуби (найбільша)		18,7 м
Ширина подвійного корпусу	бічна сторона	1,97 м
	нижня частина (днищева)	1,73 м
Осадка	проектна, або розрахункова	10,5 м
	габаритна	12,15 м
Валова місткість		33000 т
Дедвейт	проектний, або розрахунковий	27984 т
	габаритний	37212 т
Сервісна (робоча) швидкість, 90 % від MCR		22,4 вузла
Вантажна місткість	кипова	55,177 м ³
	насіпом (зернова)	60,276 м ³
Бункери (паливні цистерни)	важкого палива	3820 м ³
	дизельного палива	287 м ³
Водяний баласт		13,878 м ³
Водяний баласт транспортований в завантаженому (контейнерами) стані		4545 т
Розхід пального	тільки головний двигун	99 т/день
	допоміжне обладнання	19,5 т/день

Продовження табл. 1.1

Характеристика		Значення
Класифікація (судна)		Італійський Регістр судноплавства (RINA) С * Контейнеровоз, IWS, SYS-NEQ-1, STAR HULL NB, AUT-MS, MON-SHAFT, CLEAN AIR ⁺ (+чисте повітря)
Відсоток високоміцної сталі використаної в конструкції		приблизно 40%
Устаткування для контролю крену (під час обробки вантажів)		Норре (Норре Marine, «Хоппе» Гамбург, Німеччина) [11]
Головний двигун	Проект	MAN B&W
	Модель	7K80MC-C6
	Виробник	H Cegielski
	Кількість	1
	Тип використовуваного палива	HFO (Мазут)
	Номінальна ефективна потужність	26270 кВт [11], <u>25270 кВт - з паспорту двигуна [1]</u> при 104хв ⁻¹
Гребний гвинт	Матеріал	Нікель-алюмінієва бронза
	Проект/ Виробник	MARIN/ABB, Польща
	Кількість	1
	Крок	Фіксований
	Діаметр	7420 мм
	Швидкість	104 хв ⁻¹
Дизельні генератори	Кількість	4
	Двигун марка / тип	2×MAN/5L28/32H; 2×MAN/6L28/32H
	Тип використовуваного палива	HFO (Мазут)
	Швидкість і потужність на виході	2×1050 кВт; 2×1260 кВт/720 хв ⁻¹
	Генератор марка / тип	DFME/2×GDB-1410S/04 DFME/2×GDB-1410M/04
	Ефективна потужність	2×1250 кВт; 2×1500 кВт

Продовження табл. 1.1

Характеристика			Значення		
Котел	Кількість		1 (2 в 1, комбінований)		
	Тип		комбінований (допоміжний котел + утилізаційний), вертикальний, композитний, дымо-водотрубний		
	Виготовлений		Ольборг, Данія		
	Продуктивність		3200 кг/год і 2700 кг/год		
Швартове обладнання	Кількість		2×швартові лебідки/брашпилі; 4× швартові лебідки		
	Виготовлений		Towimor, Польща		
	Тип		електричне		
Рятувальне обладнання, кількість			1×рятувальна шлюпка вільного падіння; 1×рятувальний катер; 2×35 людей/1×6 людей — рятувальних плотів		
Кришки люків	Дизайнер / виробник		Макгрегор		
	Тип		Підйомно-відвідні понтони		
Контейнери	Довжина (1-фут = 0,305м)		20, 40, 45 та 49-футів		
	Висота		9.5, 8.5-футів		
	Направляючі секції		в трюмах		
	Загальна місткість контейнерів (TEU)	на палубі		2785	1258
		в трюмах			1527
		рівномірно завантажені до 14 тонн (згідно стандартам ІМО)			2168
		рефрижераторних контейнерів			332

Продовження табл. 1.1

Характеристика		Значення
Вантажні крани	Кількість	3
	Виготовлені	Макгрегор
	Тип	зменшений електрогідравлічний
	Продуктивність	2×45 тон-swł [#] ; 1×50 тон-swł [#] ([#] swł - Safe Working Load: допустимого робочого навантаження)
Склад екіпажу	офіцери	10
	загальний екіпаж	12
	Суецький екіпаж	6
Носовий підрулюючий пристрій	Виготовлений	ABB, Польща
	Кількість	1
	Потужність	1200 кВт
Система ДАУ СЕУ (на містку)	Виготовлена	Meramont
	Тип (модель)	UCN 41
	Обслуговування однією людиною	є
Система виявлення пожежі	Виготовлена	Consilium
	Тип (модель)	CS 4000
Устаткування для пожежогасіння	вантажні трюми	система розбризкування води Novenco, Unitor CO ₂
	машинне відділення	Unitor CO ₂
Системи утилізації відходів	сміттєспалювач (інсинератор)	Teamtec G3500C
	стічних вод	Hamworthy ST3S
Дата контракту		22 жовтня 2004
Спуск на воду / транспортування морської основи на місце встановлення (дата)		22 березня 2007
Дата поставки		26 липня 2007

1.3 Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу судна (який є подвійний, має вузький кормовий обвід і п'ять суховантажних суднових трюмів для контейнерів) і розподілу навантажень забезпечується при баластовому та вантажному

переходах, корпус має бульбовидний ніс, транцеву корму, та кормове розташуванням МКВ.

Остійність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє діючі вимоги класифікаційного суспільства Registro Italiano Navale (RINA) для судна безмежного району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами класифікаційного суспільства Registro Italiano Navale (RINA) при затопленні двох суміжних автономних відсіків.

1.4 Суднова енергетична установка

1.4.1 Головна енергетична установка.

У якості головного двигуна на судні встановлено двигун фірми MAN B&W 7K80MC-C6. Характеристики головного двигуна наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 Основні характеристики головного двигуна фірми MAN B&W 7K80MC-C6

Характеристика	Опис
Тип	Двотактний, простої дії, реверсивний, крейцкопфний, з двома турбонагнітачами з наддувом при $p = const$ і двома охолоджувачами надувного повітря (ОНП)
Кількість циліндрів	7
Діаметр циліндра та хід поршня, мм	800 x 2300
Номінальна потужність в т. L_1 , кВт	25270
Частота обертання, $хв^{-1}$	104
Питома витрата палива, $г/(кВт \cdot год)$	171
Середній індикаторний тиск, МПа	1,97
Максимальний тиск, МПа	15,16
Середня швидкість поршня, м/с	7,958
Турбонагнітач	2×TCA 77

ДАУ СЕУ забезпечено системою Meramont UCN 41, виробництва: Польща, де обслуговування забезпечується однією людиною.

1.4.2 Допоміжна енергетична установка

У якості джерел електричної енергії на контейнеровозі Cala Pancaldo встановлені чотири дизель-генераторів фірми MAN. У якості первинних двигунів дизель-генераторів використані двигуни MAN 6L28/32H, а в якості генераторів трифазного електричного струму - генератори DFME. Основні характеристики первинного двигуна MAN 6L28/32H та генератора фірми DFME наведені у табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Основні характеристики ДГ фірми MAN (5/6) L28/32H та DFME

Характеристика	Опис
Первинний двигун	
Марка	MAN (5/6) L28/32H
Тип	чотиритактний, простої дії, нереверсивний
Кількість циліндрів	5/6
Діаметр циліндра та хід поршня, мм	280 x 320
Номінальна потужність в т. L ₁ , кВт	1050/1260
Частота обертання, хв ⁻¹	720
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	190
Середня швидкість поршня, м/с	7,7
Турбонагнітач	NR24/R
Генератор	
Виробник	DFME
Тип	GDB-1410S/04 і GDB-1410M/04
Номінальна потужність, кВт	1250/1500
Тип струму	АС.3 (трьохфазний), cosφ = 0,7
Частота струму	60 Гц

У якості джерел парової енергії на контейнеровозі Cala Pancaldo встановлено комбінований (допоміжний + утилізаційний) котел Aalborg з характеристиками, які вказані у табл. 1.4.

На судні для вироблення пари на ходовому режимі комбінований котел працює як утилізаційний, а в інших режимах – як допоміжний. Температура відпрацьованих газів на виході з котла складає близько 175 °С.

Таблиця 1.4. Основні характеристики комбінованого котла

Характеристика	Опис
Тип	комбінований, вертикальний, композитний, димо-вогнетрубний паровий котел
Паропродуктивність, кг/год (перше значення – для допоміжного, друге – для утилізаційного)	3200 кг/год і 2700 кг/год
Марка	Aalborg
Кількість	1

1.4.3 Гребний гвинт та валолінія

На контейнеровозі Cala Pancaldo встановлено гвинт фіксованого кроку з характеристиками, які представлені в табл. 1.5. Зважаючи на те, що МКВ має кормове розташування, то валова лінія пропульсивного комплексу істотно зменшена.

Таблиця 1.5. Основні характеристики гвинта контейнеровоза Cala Pancaldo

Характеристика	Опис
Тип	Гребний гвинт фіксованого кроку (ГГФК)
Фірма виробник	MARIN/ABB, Польща
Кількість	1
Діаметр, м	7,42
Частота обертання, хв ⁻¹	104
Матеріал	Нікель-алюмінієва бронза

1.5 Обґрунтування відповідності двигуна вимогам об'єкту

Вибір типу головного двигуна повинний проводитися з урахуванням усіх переваг і недоліків. Головними вимогами, які висуваються до проектування суден, є: висока економічність, екологічність, можливість використання найбільш дешевих сортів палива, надійність роботи, мінімальні габарити і маса,

пристосованість до тривалої роботи в умовах автономного плавання, роботи в штормових умовах тощо.

Перевірити правильність вибору двигуна для об'єкта можна перевірити за допомогою Адміралтейської формули:

– для базового судна

$$N_{eб} = C \cdot V_{сб}^3 \cdot D^{23}$$

– для модернізованого судна

$$N_{ем} = C \cdot V_{см}^3 \cdot D^{23}$$

де C – адміралтейський коефіцієнт;

$V_{сб} = 22,4$ вуз – швидкість базового судна;

$D = 33000$ т – водотоннажність судна;

$N_{еб} = 25270$ кВт – потужність двигуна на базовому судні;

$N_{ем} = 26160$ кВт – потужність двигуна на модернізованому судні.

З вищенаведених формул можна знайти швидкість для модернізованого судна

$$V_{см} = V_{сб} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{ем}}{N_{еб}}}$$

Підставивши значення, отримаємо

$$V_{см} = 22,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{26160}{25270}} = 22,7 \text{ вуз}$$

Швидкість модернізованого судна перевищує швидкість базового на 0,3 вузлів, що є підтвердженням правильності вибору двигуна.

Перевагами двигуна MAN B&W 8L70MC-C8-ТІІ перед двигуном MAN B&W 7K80MC-C6, який встановлений на судні-прототипі, є:

- 1) Порівняно більш низька питома витрата мастила;
- 2) Більша потужність при менших масогабаритних розмірах;
- 3) Більша швидкість судна;
- 4) Легкість змінювання режиму роботи в процесі експлуатації;

- 5) Більш точна система керування, що забезпечує кращий розподіл балансу між циліндрами і теплового навантаження на двигун у цілому;
- 6) Система оцінювання продуктивності, адекватного моніторингу і діагностики двигуна дозволяє отримати порівняно більший міжремонтний інтервал;
- 7) Можливість роботи на низьких обертах забезпечує маневреність судна;
- 8) Можливість удосконалення характеристик двигуна протягом усього терміну експлуатації шляхом заміни програмного забезпечення;
- 9) Екологічність двигуна (у співвідношень серій IMO: Tier II до Tier I).

1.6 Вимоги, яким повинен відповідати двигун

Для того щоб судновий дизель нової конструкції повністю відповідав своєму призначенню і мав високі технічні та економічні показники, необхідно при проєктуванні виходити з перерахованих нижче основних вимог загального характеру.

1) Простота конструкції – вибір таких конструктивних форм дизеля в цілому і окремих його вузлів, які спрощують виготовлення і монтаж двигуна, а також його обслуговування під час експлуатації. Спрощення конструкції не має, однак, знижувати досконалості конструкції або погіршувати технічні показники двигуна.

2) Надійність в роботі – властивість дизеля працювати нормально (тобто без будь-яких перебоїв, поломок, аварій, вимушених зупинок, втрати потужності) в межах обумовленого технічними умовами міжремонтного терміну служби та при дотриманні всіх вимог інструкції з обслуговування дизеля. Тривала надійна робота забезпечується раціональною конструкцією і ступенем її відпрацювання; стабільністю властивостей обраних матеріалів; високою якістю виготовлення і суворим дотриманням правил технічної експлуатації. Вимога високої надійності особливо важливо для суднових дизелів, які повинні працювати безперебійно в важких умовах морського плавання при тривалих рейсах і в будь-яку погоду.

Одним із найважливіших елементів надійності є ремонтпридатність

					KPM.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

двигуна. Під ремонтпридатністю слід розуміти, як пристосовано дизель до виявлення та усунення відмов. Ремонтпридатність характеризується часом змушеного простою, який дорівнює сумарному часу, який витрачається на виявлення відмови та його усунення, а також фінансуванням на експлуатацію, можливістю виконання ремонту.

Ремонтпридатність разом з надійністю визначають ефективність роботи дизеля. Ремонтпридатність визначається щільністю розподілення часу відновлення.

Забезпечення швидкого та зручного розбору та збору усіх відповідальних деталей двигуна (кришок циліндрів, поршнем, підшипників), а також зручність ремонту цих деталей - основна вимога до ремонтпридатності.

Підвищення ремонтпридатності може бути ефективним засобом зменшення вартості експлуатації. Чим вище ремонтпридатність дизеля, тим менше часу витрачається на профілактичні роботи та ремонт [13].

3) Тривалий термін роботи дизеля до капітального ремонту (так званий моторесурс), при якому виробляється перебирання дизеля з підйомом колінчастого валу. Моторесурс – це робота головного двигуна до капітального ремонту. На момент капітального ремонту виконуються роботи по виготовленню окремих механізмів та вузлів, демонтажу механізмів та обладнання, виготовленню та заміні суднових систем або їх окремих частин (вузлів) та інше. Капітальний ремонт виконується з метою відновлення нормальних техніко-економічних характеристик двигуна.

Моторесурс є досить важливим показником якості конструкції, виготовлення й експлуатації двигуна. Встановленні наступні два види термінів служби двигуна:

- Термін служби до першого перебирання, необхідного для розбирання й огляду циліндропоршневої групи, промивання поршневих кілець і заміни їх у випадку потреби, перевірки зазорів, болтових з'єднань, паливної апаратури та інших робіт;
- Термін служби до капітального ремонту, що включає підйом і перекладку

колінчастого валу, усунення конусності й овальності шийок, калібрування шийок, часткове або повне пере заливання або заміну підшипників, відновлення припустимих меж відхилення осей і зазорів у вузлах “руху” відновлення і заміну зношених або непрацездатних вузлів або деталей і повне відновлення первісних показників роботи двигуна.

Моторесурс дизелів змінюється в широких межах і залежить від ряду факторів, серед яких визначальними є тип двигуна, діаметр циліндра, середній індикаторний тиск, якість матеріалів, умови і якість експлуатації, якість палива і масла, своєчасне виконання профілактичних робіт (передбаченими інструкціями з обслуговування).

Моторесурс МОД приблизно 150 тис. годин.

При встановленні на судно двигуна з таким моторесурсом забезпечується термін служби двигуна до 25 років, що практично, дорівнює терміну служби судна. Моторесурс СОД приблизно 100 тис. годин, що набагато менше по часу в відношенні до МОД. Таким чином цей параметр є одним з ключових для МОД [13].

4) Висока економічність - можливість працювати з найменшими питомими витратами палива і масла при різних експлуатаційних навантаженнях і особливо при навантаженнях, близьких до номінальних. До складу економічних показників входять:

– Питома вага – це вага двигуна без рідин в системах, яка віднесена до номінальної потужності, кг/кВт;

– Питома конструкційна матеріалоємність виробу - вага двигуна, віднесена до добутку номінальної потужності на ресурс до капітального ремонту, кг/(кВт·год);

– Питома витрата палива – g_i та g_e , є основним показником, який характеризує економічність двигуна та являє собою відношення годинної витрати палива до потужності двигуна;

– Витрата циліндрового масла G_m – кількість масла, яка подається лубрикатором у одиницю часу;

- Питома витрата циліндрового масла g_m – витрата циліндрового масла на 1 кВт·год;
- Витрата циркуляційного масла $G_{\text{ц}}$ – кількість циркуляційного масла, витраченого дизелем беззворотньо за одиницю часу;
- Питома витрата циркуляційного масла $g_{\text{ц}}$ – витрата циркуляційного масла на 1 кВт·год [2].

5) Вимоги до екологічності

Екологічні показники враховують негативний вплив роботи двигуна на навколишнє середовище. А саме, відпрацьовані гази двигуна мають деякі негативні властивості, які шкідливо впливають на людину. Наявність окислів азоту та сірки, окислів вуглецю, альдегідів визначають токсичність газів. Димність газів, які мають у своєму складі сажу, тобто не повністю окислювальні вуглеводні, погіршує прозорість повітря. Вуглеводні, сірчисті та азотні сполучення надають відпрацьованим газам неприємний запах. Наявність окислювачів у вигляді іонів та радикалів викликає подразнення очей, носу та горла.

У якості нормованих екологічних показників прийняті наступні:

- питомий викид окислів азоту, г/(кВт·год);
- питомий викид окисі вуглецю, г/(кВт·год);
- коефіцієнт послаблення світлового потоку, %;
- питомий викид вуглеводнів, г/(кВт·год).

Питомий викид шкідливої речовини - це маса шкідливої речовини, яка міститься у відпрацьованих газах на 1 кВт·год ефективної роботи двигуна у режимі випробувань.

При роботі двигуна у режимах з середнім ефективним тиском більше 0,3 МПа питомий викид оксиду вуглецю не повинен перевищувати 10 г/(кВт·год), а припустимий вміст оксиду азоту залежить від питомої ефективної витрати палива.

Припустимі концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах наведені у табл. 1.6.

					КРМ.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.6. Припустимі концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах

Речовини	Відсоткова величина							Кількісна величина				
	ррт, % (вол.)	ррт, % (сух.)	ррт, %				г/(Н·м ³)	г/(кВт·год)	г/(кВт·год)	г/МДж	г/кг	кг/г
			15%O ₂	13%O ₂	5%O ₂	0%O ₂						
NO _x	1210	1280	1200	1600	3220	4200	2,5	9,04	16,7	2,2	87,5	379
CO	95	100	94	125	250	330	0,117	0,44	0,8	0,1	4,17	18
HC(cCH ₄)	200	210	198	265	530	700	0,1	0,51	0,96	0,13	5,0	22
SO _x	635	670	630	840	1690	2220	1,8	6,61	12,2	1,6	64	277
O ₂	13,8	14,6	15	13	5	0	198	720,3	1330	174	6960	30142
CO ₂	4,6	4,8	4,5	6	12	16	88,6	323,4	600	79	3150	13630
H ₂ O	5,3	0	0	0	0	0	0	154,3	285	37	1495	6475
Інші	-	-	-	-	-	-	0,173	0,66	1,2	0,15	6,15	27

б) Забезпечення менших габаритних розмірів дизеля (особливо по довжині), а також допоміжних механізмів, встановлених поза дизелем, необхідних для його роботи, але без втрат технічних показників дизеля.

При оцінюванні придатності того або іншого типу двигуна з точки зору малогабаритних показників треба мати на увазі, що надлишкова вага та довжина головного двигуна призводить до об вантаження установки у цілому, тобто до зниження корисно перевози мого вантажу, що знижує рентабельність судна. Разом з тим стрімкість до зниження ваги двигуна та його елементів не повинно йти у збиток надійності та економічності.

Однією з характеристик прийнятого типу головного двигуна та передачі служить вага, яка віднесена до одиниці потужності G/N_e . Крім того оцінюється вага найбільш важкої деталі, яку переміщують під час ремонту. Останній показник визначає потрібну потужність підйомних пристроїв та в звісній мірі, характеризує ремонтпридатність головної енергетичної установки.

По відношенню до цих параметрів малооборотів двигуни (МОД) та й безпосередньо двигун, прийнятий у кваліфікаційній роботі, поступаються середньооборотним двигунам (СОД). Цей параметр є одним з самих великих недоліків МОД [16].

До масогабаритних показників відносяться:

- діаметр циліндру – D ;
- хід поршня – S ;
- відношення – S/D ;
- габарити двигуна: довжина (L), ширина (B), висота (H);
- вага двигуна – G ;
- кількість циліндрів – i .

Для оцінки ступеня використання габаритів двигуна в умовах МВ судна служать наступні показники:

- об'ємна потужна насиченість двигуна

$$\chi_v = \frac{N_e}{L \cdot B \cdot H}, \text{ кВт/м}^3,$$

де L – довжина двигуна, м; B – ширина двигуна, м; H – висота двигуна, м.

- потужна насиченість площі основи двигуна

$$\chi_F = \frac{N_e}{L \cdot B}, \text{ кВт/м}^2,$$

- потужна насиченість по довжині двигуна

$$\chi_L = \frac{N_e}{L}, \text{ кВт/м}.$$

Перший з цих показників зменшується зі збільшенням основних розмірів двигуна, а два останні приблизно пропорційні ступеню форсування двигуна.

7) Забезпечення повного урівноваження сил інерції обертових і поступально рухомих частин, а також їх моментів, щоб уникнути виникнення вібрації остова дизеля і корпусу судна.

8) Відсутність заборонених «критичних» зон чисел оборотів для експлуатаційних режимів роботи (особливо для зон, близьких до номінального

режиму).

9) Наявність регулятора безпеки прямої дії, що не допускає перевищення номінального числа обертів більш ніж на 15% від розрахункового. Цей регулятор повинен мати безпосередній привід від колінчастого валу і спрацьовувати незалежно від положення органу ручного регулювання подачі палива.

10) Доступність для спостереження та огляду всіх найбільш відповідальних вузлів і частин мало- і середньообертових двигунів (підшипники, деталі кривошипно-шатунного механізму).

11) Наявність валоповоротного пристрою для можливості повертання двигуна вручну або від електродвигуна при його огляді, або перед пуском (у середньо- і малообертових дизелів). Повинно бути передбачено також блокування, що виключає можливість пуску при включеному валоповоротному пристрої.

12) Забезпечення швидкого і зручного розбирання й складання всіх відповідальних деталей двигуна (кришок робочих циліндрів, поршнів, підшипників), а також зручність ремонту цих деталей.

13) Повна безпека обслуговування двигуна при всіх експлуатаційних умовах його роботи. Дотримання всіх правил охорони праці, передбачених для двигунів.

14) Забезпечення мінімально можливого шумового рівня самого двигуна і його впускної, випускної, продувочної, наддувочної та інших систем.

15) Можливість пристосування двигунів малообертових і середньообертових до роботи на різних сортах рідкого палива, в тому числі на сірчистих і високов'язких.

16) Можливо повна автоматизація роботи та управління двигуном для полегшення догляду за ним та зменшення кількості обслуговуючого персоналу.

17) Можливо низька вартість виготовлення самого двигуна і всіх механізмів, потрібних для його роботи.

Крім перерахованих вище вимог загального характеру, необхідно ще зазначити спеціальні вимоги, які пред'являються до головних судових дизелів:

					КРМ.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

I. Можливість зміни числа обертів двигуна (отже, і швидкості судна) в широких межах від мінімально можливого до максимального (з поста управління) при безпосередньому приводі гребного гвинта.

II. Забезпечення стійкої роботи двигуна на малих числах оборотів (до $1/3 - 1/4$ від номінального). Безвідмовні пуски в хід з будь-якого положення колінчастого валу, при найменшій витраті стиснутого пускового повітря і при різних експлуатаційних умовах навколишнього середовища.

III. Швидкість маневрування, тобто здатність забезпечити багаторазові послідовні реверси (пуск, зміни напрямку обертання, зупинки) при мінімальній тривалості часу реверсу (не більше 15 сек при русі судна на малому ході згідно з Правилами Регістру СРСР), а також швидкість переходу з одного режиму на інший.

IV. Забезпечення на задньому ході судна потужності головного дизеля не менше 85 % від розрахункової переднього ходу (при безпосередньому з'єднанні дизеля з гвинтом).

V. Блокування всіх органів управління між собою і з машинним телеграфом для попередження можливості виконання маневру.

VI. Бажано мати всережимний регулятор, який підтримує задане число оборотів і навантаження при всіх режимах.

VII. Бажана наявність дистанційного управління та аварійно-попереджувальної сигналізації для забезпечення надійного контролю та полегшення умов експлуатації.

1.7 Технічна характеристика двигуна

Дизель MAN B&W 8L70MC-C8-TII застосовується як головний двигун у складі пропульсивної установки судна, з прямою передачею потужності на ГГФК. Основні характеристики двигуна приведені в табл. 1.7.

Поперечний переріз головного двигуна наведено на рис. 1.2. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.3.

					KPM.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		24

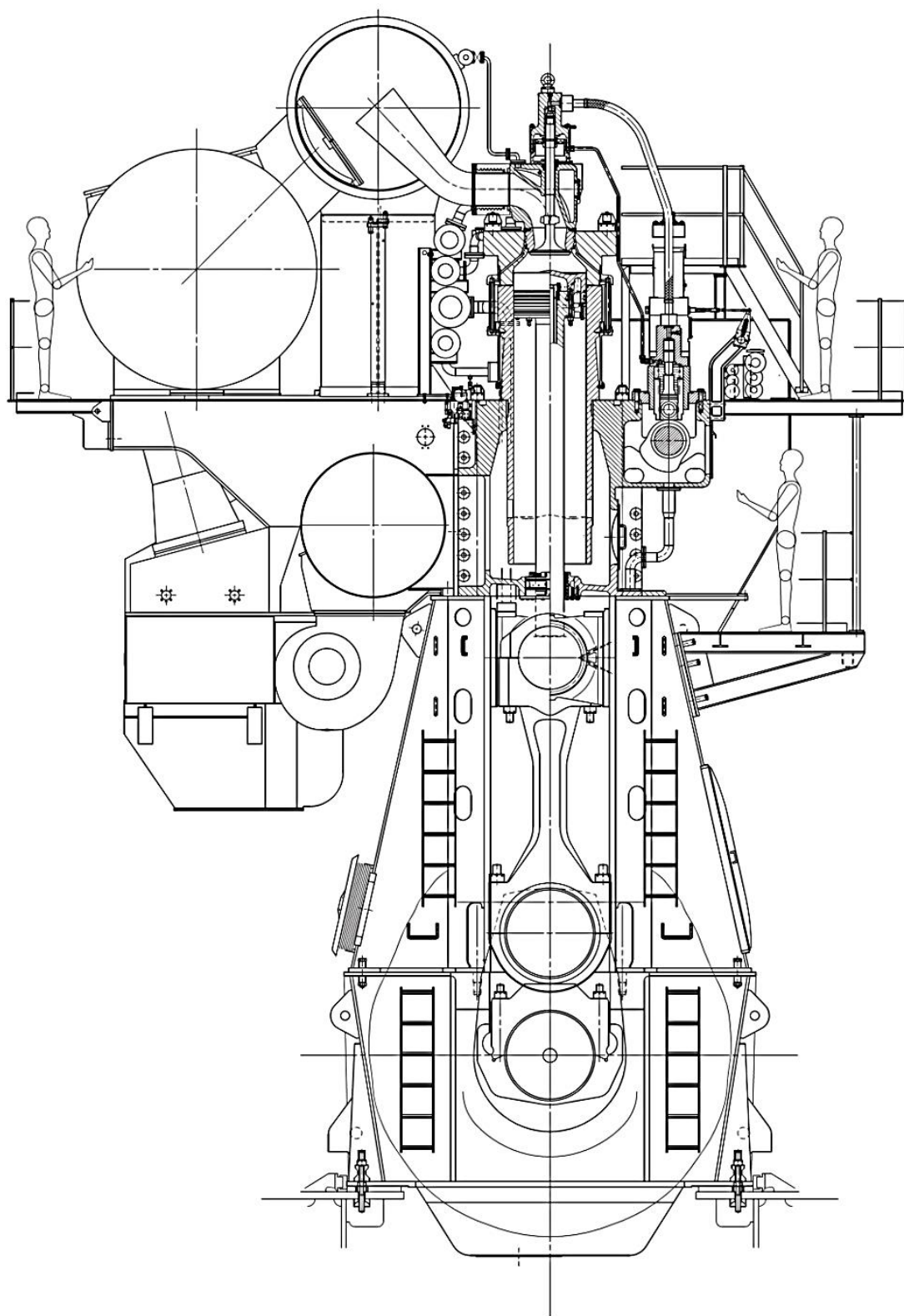


Рис. 1.2. Поперечний переріз двигуна

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.21.01.ПЗ

Лист

25

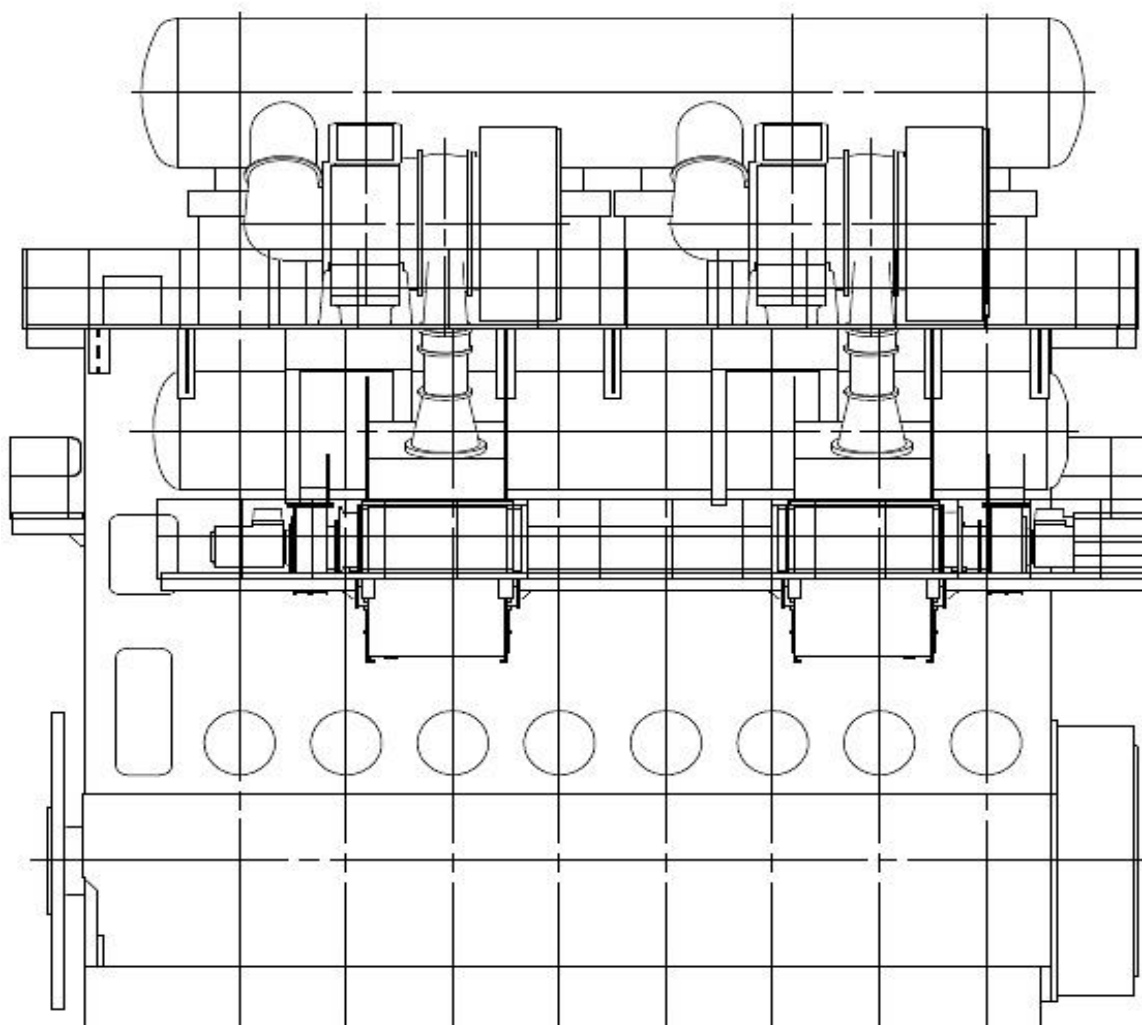


Рис. 1.3. Зовнішній вигляд двигуна

Таблиця 1.7. Основні характеристики двигуна

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-TII
Тип	Двотактний, крейцкопфний, реверсивний дизель простої дії з газотурбінним наддувом;
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, з постійним тиском перед ТК, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача;
Число турбокомпресорів (ТК)	2
Марка (ТК)	TCA 77
Система продувки	Прямоточно-клапанна

Продовження табл. 1.7

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-ТII	
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою	
Розташування циліндрів	Рядне, вертикальне	
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-8-2-6-4-5-3-7	
Кількість циліндрів, $i_{\text{ц}}$	8	
Діаметр циліндра, мм	700	
Хід поршня, мм	2360	
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	105	
Довготривала експлуатаційна потужність при опорі в газовипускному трубопроводі, вимірюваному безпосередньо за турбіною, 300 мм вод. ст., розрідженні на всмоктуванні 50 мм вод. ст., температура повітря на всмоктуванні $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$, барометричному тиску 760 мм рт. ст. та вологості повітря не вище 70%	26160 при 105 хв^{-1}	
Довготривала експлуатаційна потужність	85% від номінальної потужності (N_e)	
Температура випускних газів за циліндрами, $^{\circ}\text{C}$	235	
Паливо	ISO 8217:2005 паливо RMK 700 з в'язкістю не більше 700 сСт при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ та 55 сСт при $100\text{ }^{\circ}\text{C}$	
Масла: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості	Фірма	Марка SAE 30, BN 5-10
	Castrol Chevron ExxonMobil Shell Total	CDX30 Veritas 800 Marine 30 Mobiigard 300 Melina 30/S30 Atlanta Marine D3005

Продовження табл. 1.7

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-TII
Питома витрата масла, г/(кВт·год)	0,1
Лубрикаторне змащення, г/(кВт·год)	0,65
Температура масла, °C: - вхідного в дизель - вихідного з дизеля	≥60 ≤68
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °C: - вихідної з дизеля - перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	75...80 ≤10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤30
Мінімальний тиск пускового повітря, при якому забезпечується пуск холодного дизеля, при температурі в машинному відділенні +8 °C, МПа	1,2
Мінімальний тиск пускового повітря, при якому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	6...7
Середня витрата повітря на один пуск дизеля з реверсом, м³: - на стенді при ручному пуску - при управлінні з системи ДАУ (заповнюється після ходових випробувань)	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8 °C і початковому тиску повітря 30 МПа	≥12
Час реверсу дизеля від моменту виконання маневру до початку роботи дизеля на паливі в зворотному напрямку при русі судна малим ходом, при ручному пуску та пуску з ДАУ, с	≥15
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у межах габаритів дизеля, т	683

Параметри	MAN B&W 8L70MC-C8-ТII
Вага найбільш важких вузлів та деталей, що переміщуються при ремонті, кг:	
- втулка циліндра	4630
- кришка циліндра у зборі з випускним, пусковим, запобіжними клапанами та індикаторним краном, але без стійки з важелем та без форсунок	2854
- поршень циліндра у зборі зі штоком	2105

1.8 Конструктивні особливості двигуна

1.8.1 Загальна компоновка остова двигуна

Остов двигуна утворюють його нерухомі деталі, всередині яких розміщується КШМ. До остову також кріпляться всі агрегати допоміжних систем. Остов двигуна складається з фундаментної рами, картера або станини, циліндрів та їх кришок. Всі частини жорстко з'єднані між собою і складають єдину систему. Деталі остова сприймають зусилля від тиску газів в циліндрах і сил інерції КШМ. На рис. 1.4 показаний загальний вигляд остова двигуна. Остов з всіма блоками, які входять до його складу затягується анкерними болтами й утворюють єдиний блок. Загальний вид анкерних пов'язів показано на рис. 1.5

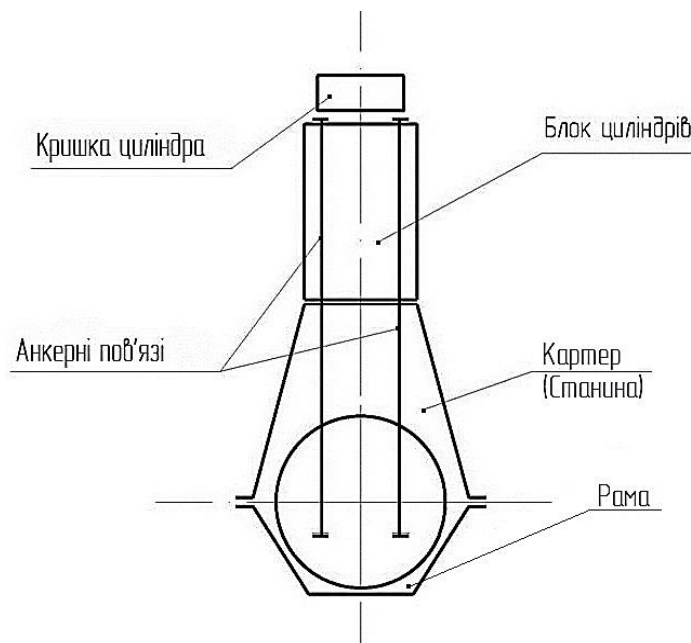


Рис. 1.4. Загальний вигляд остова двигуна

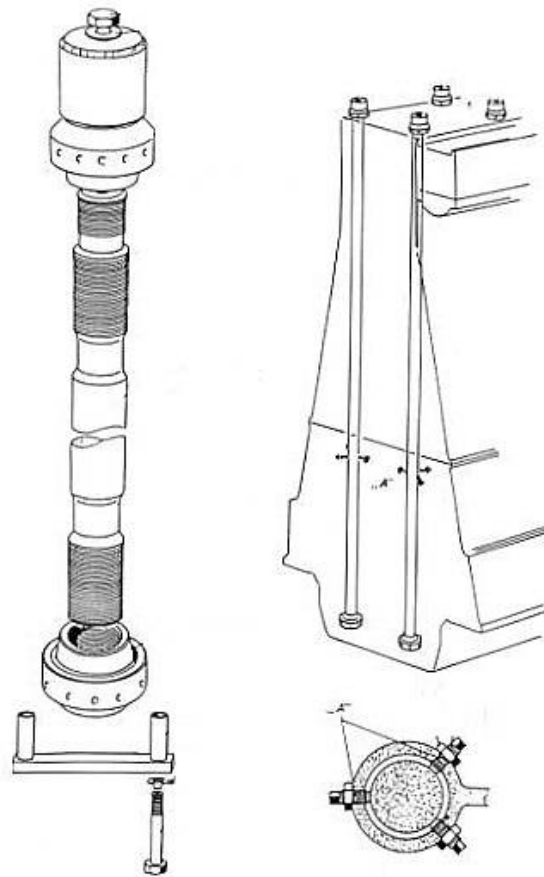


Рис. 1.5 Анкерні пов'язі MAN B&W MC-C

Фундаментна рама великих МОД сталева зварна і складається з поздовжніх балок з привареними до них сталевими поперечними балками з литими сталевими постелями рамних підшипників. У двигунах малої розмірності використовуються чавунні литі рами. Рамні підшипники залиті білим металом. Упорний підшипник вбудований в кормовий кінець рами.

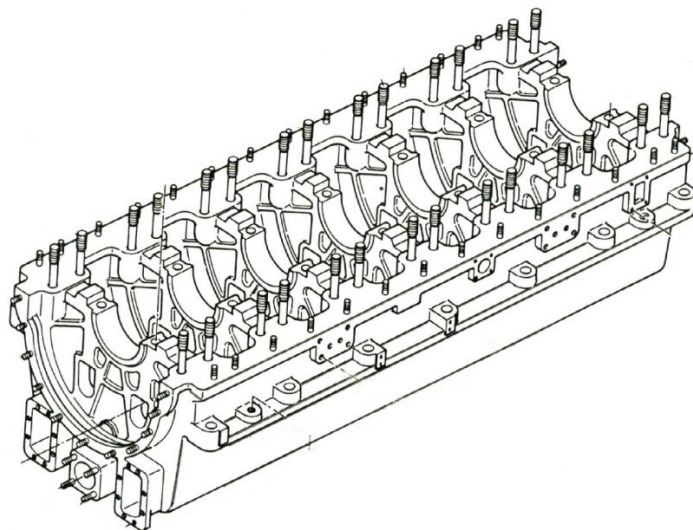


Рис. 1.6. Фундаментна рама MAN B&W MC-C

Фундаментна рама двигуна встановлюється на опарних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами. На рис. 1.6 зображена фундаментна рама двигуна MAN B&W MC-C.

Станину (картер) встановлюють на фундаментній рамі, вона служить опорою для циліндрів. Спільно з фундаментною рамою станина утворює закриту порожнину для руху КШМ. Для двигуна MAN B&W L-MC-C станина виконана у вигляді окремих колон або стійок (див. рис. 1.7).

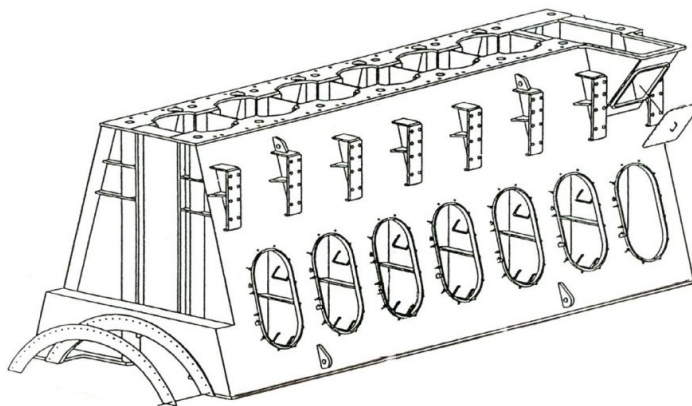


Рис. 1.7. Станина крейцкопфного двигуна MAN B&W типу MC

Станина повинна володіти достатньою міцністю, жорсткістю і герметичністю для парів масла і газів. Для зменшення ваги станину виконують зварною сталевую. У малорозмірних двигунах вона чавунна лита. А-подібні стїйки виконують коробчастого або двотаврового перетину, встановлюють в площині перетину рамових підшипників на фундаментну раму, а вгорі з'єднують з блоком циліндрів. Прольоти між стїйками герметично закриваються знімними щитами, в яких є люки для огляду КШМ. До стїюк на спеціальних приливах кріплять паралелі крейцкопфа.

При роботі двигуна в картер можуть прориватися гази з циліндрів, які разом з парами масла утворюють вибухонебезпечну суміш. Щоб уникнути вибуху на картері розташовують запобіжний клапан 1 (рис. 1.8) з кільцем ущільнювача 2. Станина обладнана з боку вихлопу запобіжними клапанами, а з боку розподільчого валу – широкими люками для кожного циліндра з метою полегшення доступу до елементів КШМ.

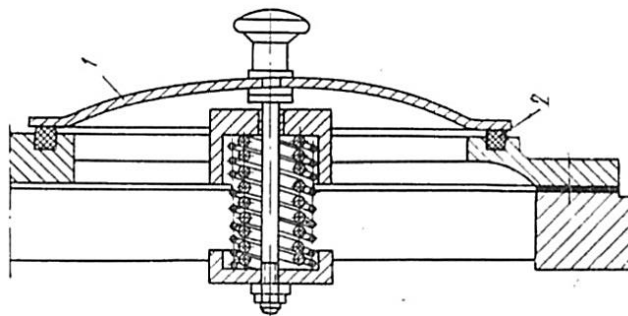


Рис. 1.8. Запобіжний клапан картера

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків (рис. 1.9).

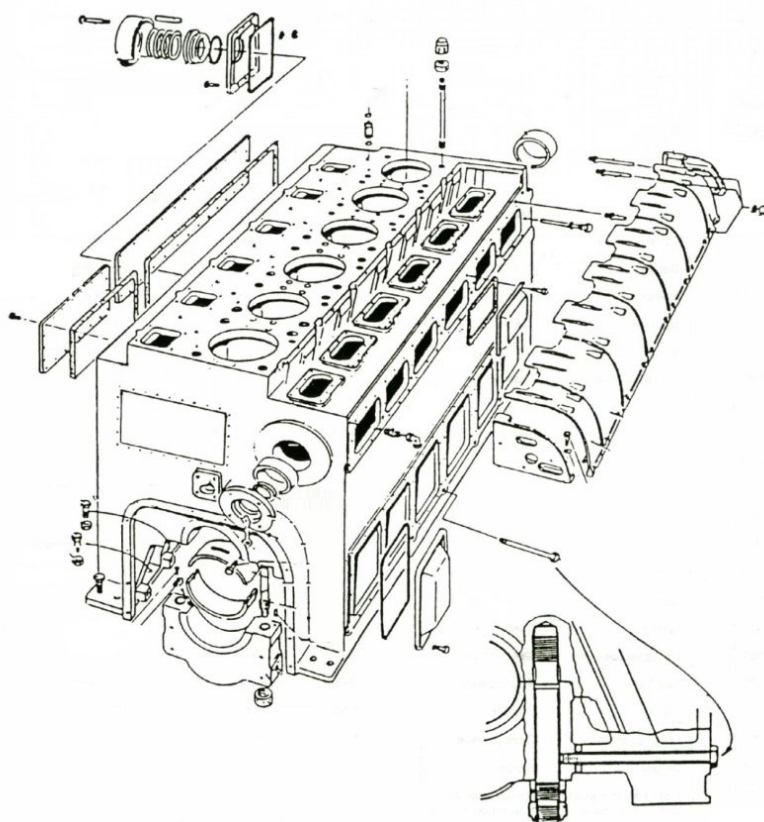


Рис. 1.9. Блок циліндрів

У кожен блок запресована складена втулка циліндра, що складається з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виготовляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижньої частини втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрового змащування. Верхня частина втулки ззовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. У районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охо-

лоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями; у верхній частині, в районі сорочки охолодження - двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою - кільцем ущільнювача з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів - по таким же перепускним трубкам.

Втулка циліндра (рис. 1.10) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є тридцять продувних вікон. Як і в двигунах компанії MAN більш ранніх модифікацій, масивний бурт верхньої частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Мастило циліндрової втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздаткові канавки.

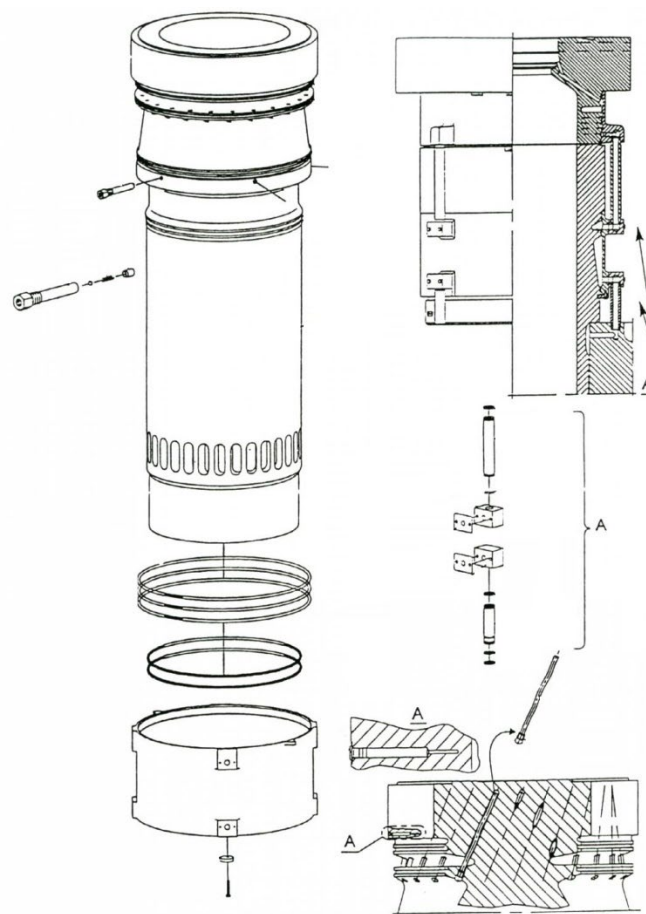


Рис. 1.10. Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.11) – масивна сталева лита, ковпачкового типу, зі свердліннями для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані форсунки (дві або три), вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через пустотілу сорочку охолодження верхньої частини втулки.

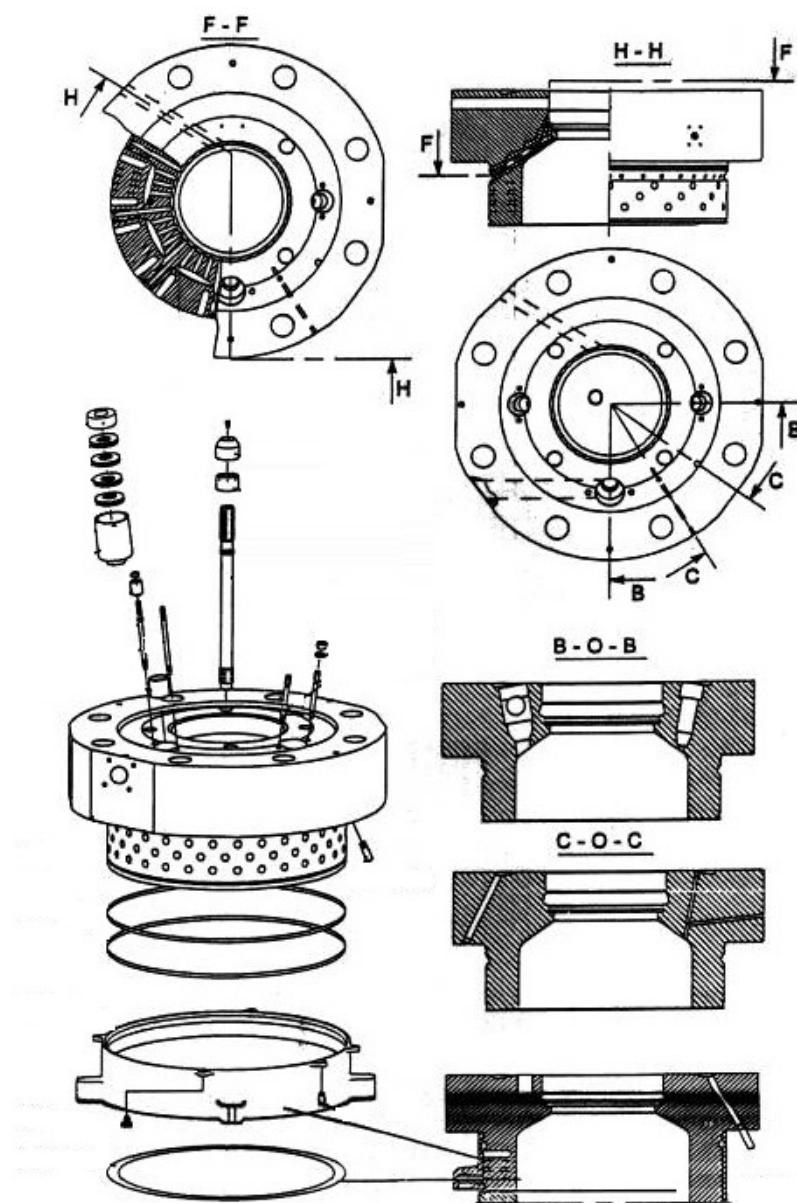


Рис. 1.11. Кришка циліндра

Вихлопний клапан має чавунний литий корпус – шпindel з імпульсом для провертання потоком газів, охолоджуване сидло. Охолоджуюча вода з свердління в кришці проходить через свердління в сидлі близько від посадкового поя-

су, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стеллітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками, поворот і затиск яких здійснюється гідравлічними гайковертами з певним зусиллям.

Закриття клапана амортизується масляною подушкою на вершині штока клапана. Обертаюче зусилля забезпечується вихлопними газами, які впливають на лопатки розташовані на штоку клапана. Для забезпечення тривалої служби випускного клапана осі його виконані зі сплаву з високим вмістом нікелю, а нижні частини із загартованої сталі, що є стандартним для двигунів з великим діаметром поршнів. До числа конструктивних рішень, прийнятих для підвищення надійності випускного клапана відносяться: повна оберտальна симетрія сідла клапана, що дає хороший баланс термохімічних навантажень і деформацій клапана і його сідла; низькі й рівні температури в сідлі клапана, як наслідок високо-ефективного каналного охолодження; тепло- і корозійностійкі матеріали; гідравлічний штовхаючий шток з контролем посадкової швидкості клапана.

Випускний клапан має підвищену надійності та тривалість служби (ресурс клапана досягає 30000 годин роботи між оглядами з хорошим станом). Низька температура передньої частини випускного клапана забезпечує корозійну стійкість від ванадієвих та натрієвих сполук при будь-яких умовах. Ефективне охолодження клапана досягається щільним контуром надлишку повітря в циліндрі.

Конструктивні особливості клапана запобігають наростанню відкладень на сідлі, викривлення сідла, розцентровки та інших факторів, які можуть прискорити пошкодження сідла, провертання клапана в сідлі сприяє притирання клапана до сідла, видалення нагару з посадкового паска і вирівнювання температурного поля тарілки клапана. Загальний вигляд випускного клапану зображено на рис. 4.12.

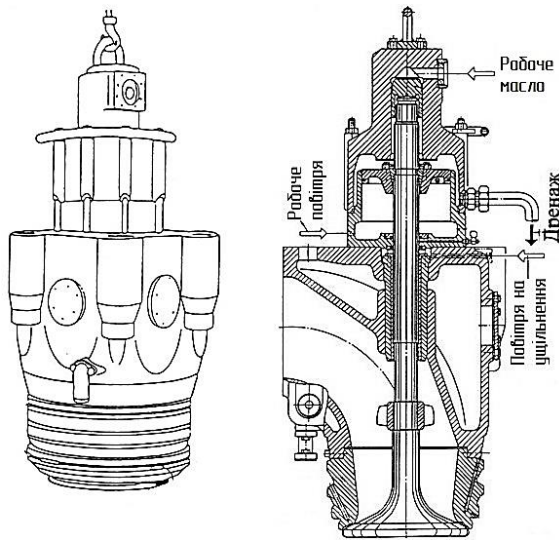


Рис. 4.12. Вихлопний клапан

1.8.2 Конструктивні особливості вузлів та деталей руху двигуна

Колінчастий вал служить для перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршнів в обертальний і передачі крутного моменту споживачеві потужності. На рис. 1.13 показаний загальний вигляд колінчатого валу.

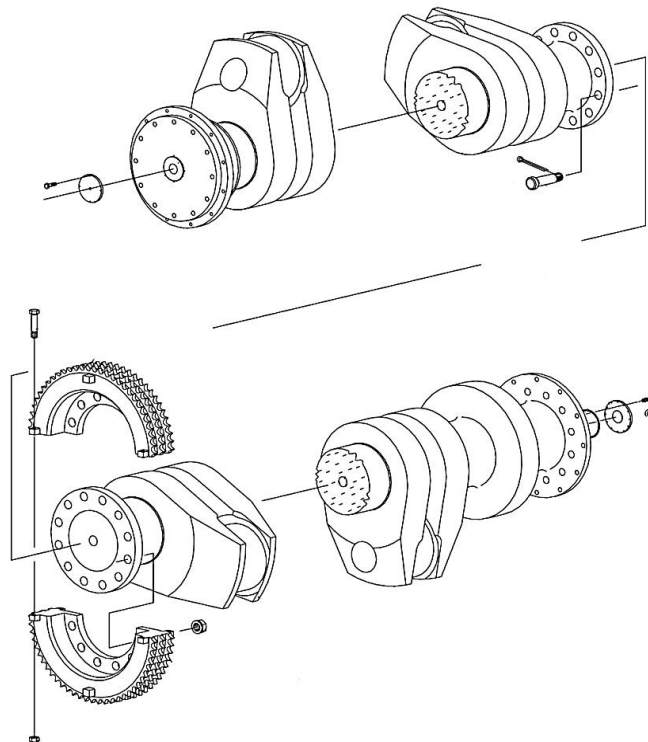


Рис. 4.13. Колінчатий вал

Колінчатий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених і дорогих деталей. Вартість валу може досягати 30 % вартості всього дизеля, а маса – до 15% маси дизеля. Колінчастий вал напівскладальний, тобто частини з'єднані або

насадкою в гарячому стані, або зварюванням. Для 8-12 циліндрових двигунів колінчастий вал виготовлений з двох частин.

Рамові підшипники змащуються з головного маслопроводу, через відгалуження до окремих підшипників, тоді як масло для змащення шатунних підшипників подається з крейцкопфа по отворах в шатунах. У кормовій частині колінчастого валу встановлено маховик і упорний диск упорного підшипника. Колінчастий вал складається з кривошипів, передньої шийки, шийки відбору потужності і жорсткого з'єднувального фланця. При відносно невеликих розмірах і масі вал виготовляють цільними. Кожен кривошип складається з двох рамних шийок, розміщених в рамних підшипниках, двох щік і шатунної (кривошипної) шийки, з'єднаної з нижнім кінцем шатуна. На валу розміщують шестерню приводу допоміжних механізмів, противаги, маховики, іноді – демпфер осьових коливань валу або гаситель крутильних коливань.

У носовому кінці колінчастого валу можуть бути встановлені: додатковий маховик, демпфер крутильних коливань і зірочка ланцюгового приводу компенсатора моментів другого порядку.

Основним матеріалом для виготовлення колінчастого валу є сталь, легована титаном, хромом, нікелем і ванадієм. Поверхню колінчастого валу цементують для підвищення міцності при знакозмінних навантаженнях.

Крейцкопф спроектований у вигляді центральної частини (поперечки) з шийками опорних підшипників на кожному кінці, на яких встановлені плаваючі напрямні башмаки. Центральна частина крейцкопфа спроектована у вигляді шийки підшипника крейцкопфа (головного підшипника). У кришці підшипника крейцкопфа є виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа (головний) має вкладиші, залиті шаром білого металу. Крім того, нижній вкладиш має прироблений шар покриття.

Шатун – один з основних елементів ЦПГ, що забезпечує з'єднання колінчастого валу з механізмом крейцкопфа двигуна. Стержні двотаврового перерізу за-

					KPM.142.6221м.25.21.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

безпечують отримання найбільшої жорсткості при меншій вазі та дають можливість отримати плавні переходи від стержня шатуна до його головок.

Шток поршня спирається на крейцкопф і спрямований напрямним кільцем в крейцкопф. Щоб забезпечити відповідність різним модифікаціям двигуна, між штоком поршня і крейцкопфом може бути встановлена прокладка. Шток поршня кріпиться до крейцкопфа чотирма болтами. На кронштейн крейцкопфа, встановлений між напрямним башмаком і підшипником крейцкопфа, прикріплена телескопічна труба, яка подає змащувальне і охолоджуюче мастило до крейцкопфа, шатунної шийки і поршня. Випускна труба мастила, охолоджуючого поршня, прикріплена до протилежного кінця поперечки крейцкопфа. Випускна труба коває всередині труби з прорізом, встановленої в картері двигуна, звідки мастило, проходячи через датчики контролю на кожному циліндрі для перевірки його температури і потоку, зливається в цистерну мастила.

Крейцкопф має свердленні канали для розподілу масла, що подається через телескопічну трубу, частково для охолодження поршня, частково на змащення головного підшипника крейцкопфа і направляючих башмаків, а через свердління в шатуні – на змащення шатунного підшипника. На рис. 1.14 показані в загальному виді крейцкопф і шатун.

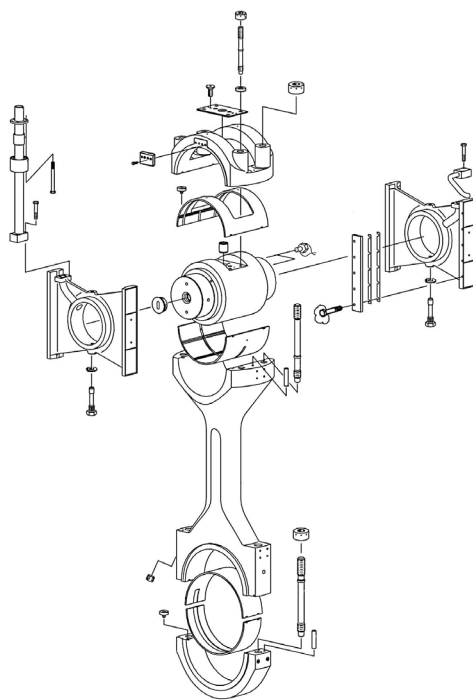


Рис. 1.14 Крейцкопф і шатун

Поверхні ковзання двох направляючих башмаків залиті білим металом. Стопорний болт встановлюється в нижній частині центрального отвору. Крейцкопф рухається по напрямних крейцкопфа в картері двигуна і захищений надійно від зсуву напрямними планками, прикріпленими до напрямних башмаків.

У крейцкопфних дизелів циліндр розвантажений від сили N (передається повзуном на паралель), що дозволяє збільшити зазор між поршнем і циліндром і тим самим зменшити небезпеку їх задирки при перегріві.

Поршень складається з двох складових частин (рис. 1.15):

- головки поршня;
- спідниці поршня.

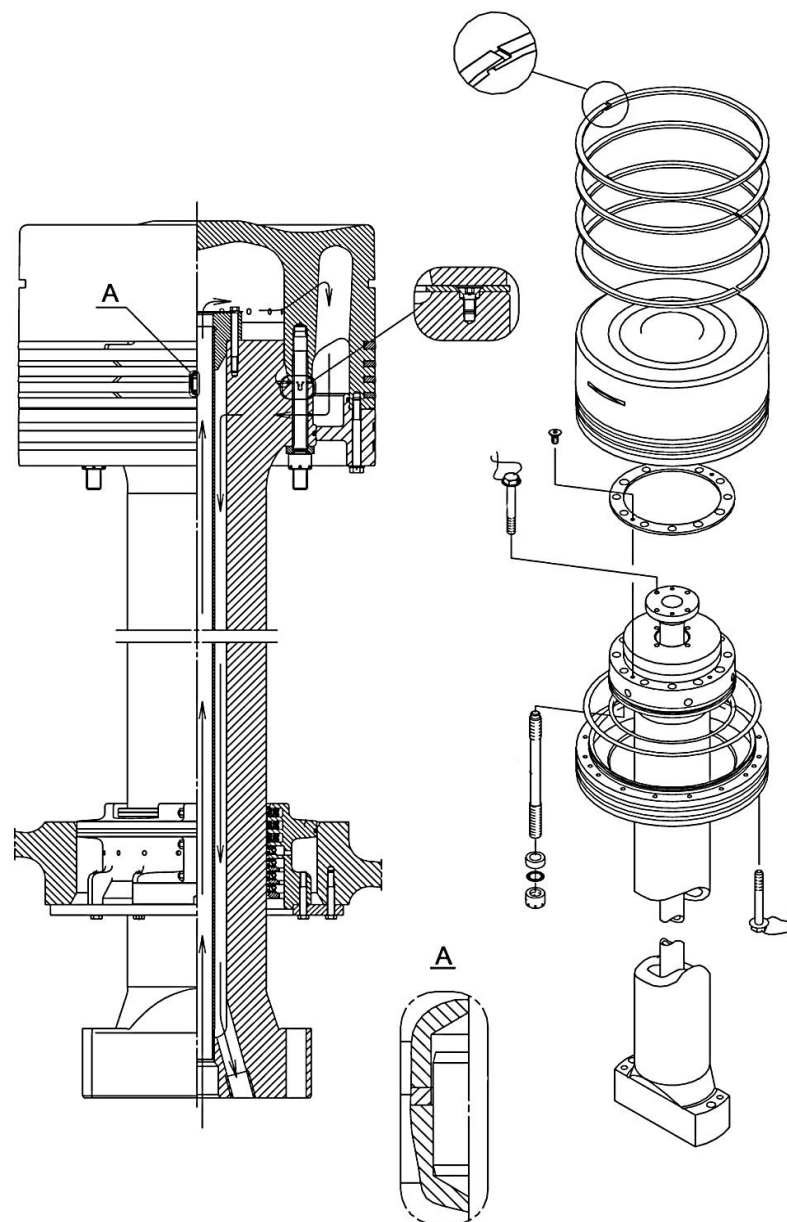


Рис. 1.15 Поршень і шток

Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів. Болти застопорені стопорними скобами.

Спідниця поршня кріпиться до головки поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Болти застопорені стопорними скобами. Зверху головка поршня має теплостійке покриття. Головка поршня має канавки із хромовим покриттям для чотирьох поршневих кілець. Два верхніх можуть бути збільшеною висоти.

Всі поршневі кільця мають косий роз'єм:

- на поршневих кільцях №1 і №3 – правий;
- на поршневих кільцях №2 і №4 – лівий.

У верхній частині головки поршня є канавка для установки підйомних пристосувань. Шток поршня має наскрізний отвір для труби охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока поршня за допомогою болтів з відбортовкою. Охолоджувальне масло подається по телескопічній трубі до крейцкопфа і проходить по свердлінню в основі штока поршня і через трубу охолоджуючого мастила в штоку до головки поршня.

Мастило проходить через ряд отворів в ребрах жорсткості головки поршня і надходить у простір навколо труби охолоджуючого масла в штоку поршня.

З отвору в п'яті, (основі) штока поршня, масло прямує через крейцкопф до зливного коліна і далі в трубу з прорізом всередині картера двигуна, а також через датчики контролю потоку й температури мастила.

Нижня основа штока поршня спирається на торцевий виріз в поперечині крейцкопфа і направляється трубою в крейцкопф. Залежно від типу двигуна він може бути обладнаний прокладкою між штоком поршня і крейцкопфом.

Шток кріпиться до поперечки крейцкопфа чотирма болтами, які утвинчуються крізь основу штока поршня в крейцкопф. Болти застопорені стопорними скобами.

В отвір для штока поршня в днище ресивера продувочного повітря встановлений сальник штока поршня, що запобігає попаданню мастила з картера в порожнину продувочного повітря. Сальник запобігає також потрапляння продувочного повітря в картер. Сальник встановлений на фланці, пригвинчений болтами

до днища ресивера продувочного повітря. Сальник виймається разом зі штоком поршня під час “ревізії” поршня, але може бути також розібраний для “ревізії” в картері, при цьому поршень залишається в двигуні. Корпус сальника складається з двох частин, що з'єднуються болтами.

На корпусі є сім проточених на верстаті кільцевих канавок:

- Сама верхня канавка з маслоз'ємним кільцем, що складається з чотирьох частин, з косими краями, які запобігають потраплянню шламу з-під поршневої порожнини на інші кільця. Під маслоз'ємним кільцем розташовано ущільнювальне кільце, що складається з восьми частин і служить для запобігання проникнення продувочного повітря вниз вздовж штока поршня. Маслоз'ємне кільце і кільце ущільнювальне направляються двома циліндричними штифтами.

- У наступних двох канавках знаходяться по ущільнювальному кільцю, що складається з чотирьох частин, і по ущільнювальному кільцю, що складається з восьми частин, під ним. Кільця направляються двома циліндричними штифтами.

- У чотирьох нижніх канавках розташовані маслоз'ємні кільця, що складаються з трьох частин, які знімають мастило з шатуна. З трьох нижніх канавок масло повертається в картер через отвори в корпусі сальника. Кожна з цих трьох частин складається з основного кільця з двома проточеними на верстаті канавками і впресованою пластиною в кожну з маслоз'ємною кромкою, поверненою до штоку поршня.

Через отвори в корпусі і трубу, канавка верхнього маслоз'ємного кільця з'єднується з контрольною воронкою зовні двигуна.

Ця воронка забезпечує контроль правильності функціонування ущільнювальних та маслоз'ємних кілець.

Прорив повітря вказує на дефекти кілець ущільнювачів, а надлишок масла – на дефекти маслоз'ємних кілець.

Сегменти кілець сальника утримуються на місці і притискаються до штоку поршня за допомогою спіральних пружин, які розташовані в проточених канавках зовні маслоз'ємних і ущільнювальних кілець. Зазори між кінцями сегментів

кілець забезпечують їх прилягання до штоку поршня навіть у зношеному стані. На рис. 1.16 показаний, в загальному вигляді, сальник штока поршня.

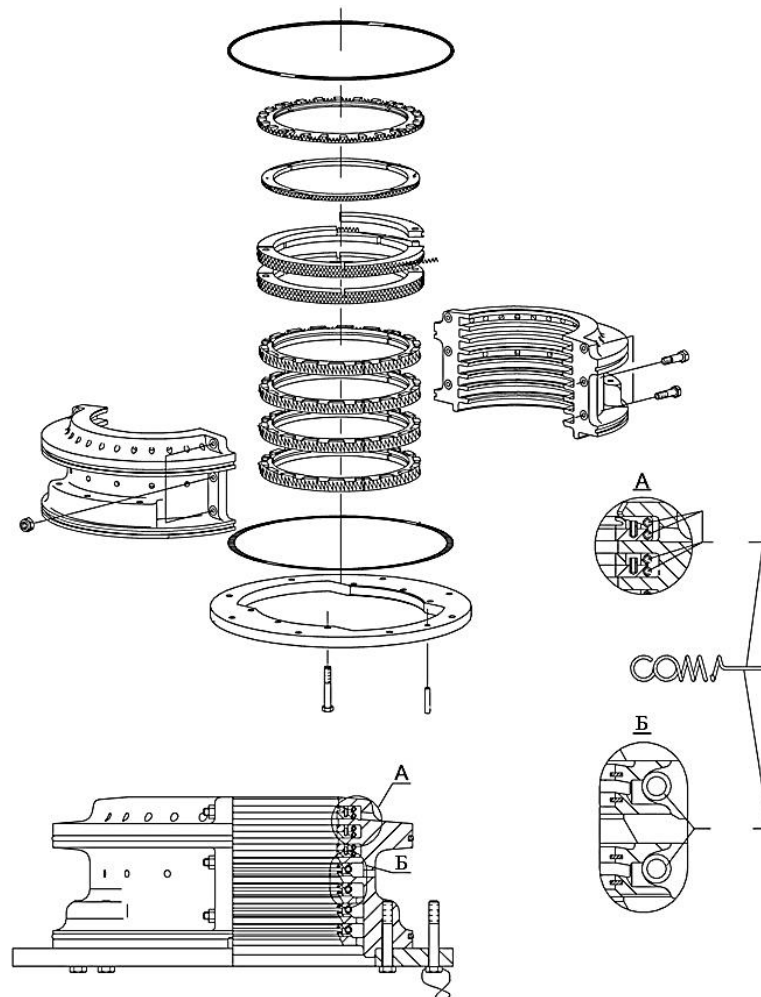


Рис. 1.16. Сальник штока поршня

1.9 Висновок до розділу

У даному розділі проведено комплексний аналіз судна-прототипа – контейнеровоза «Cala Pancaldo» та обґрунтовано вибір головного двигуна для модернізації його енергетичної установки.

На основі вивчення технічних характеристик судна встановлено, що існуюча пропульсивна установка на базі двигуна MAN B&W 7K80MC-C6 забезпечує сервісну швидкість 22,4 вузла при ефективній потужності 25 270 кВт. Проте розвиток суднобудівництва та підвищені вимоги до економічності, екологічності та надійності суден вимагають удосконалення силового обладнання.

В якості альтернативи запропоновано двигун MAN B&W 8L70MC-C8-ТІІ, який має низку переваг:

Підвищену потужність (26 160 кВт), що дозволяє збільшити розрахункову швидкість судна на 0,3 вузла за адміралтейською формулою.

Вдосконалену систему управління та діагностики, що забезпечує оптимальний розподіл навантаження між циліндрами, кращий тепловий режим та збільшення міжремонтних інтервалів.

Високу екологічність, що відповідає суворим нормам ІМО Tier II.

Менші габаритні розміри при більшій потужності, що підвищує компактність установки.

Можливість роботи на різних сортах важкого палива, включаючи високов'язкі, що знижує експлуатаційні витрати.

Розділ також включає детальний опис конструктивних особливостей обраного двигуна, його основних вузлів (остов, КШМ, циліндропоршнева група, системи наддуву та керування) та порівняльний аналіз відповідності двигуна сучасним вимогам до надійності, економічності, ремонтпридатності та безпеки.

Загалом, обґрунтовано, що заміна базового двигуна на MAN B&W 8L70MC-C8-ТІІ є доцільною, оскільки вона забезпечить підвищення енергоефективності, екологічності та експлуатаційної надійності судна, що відповідає сучасним тенденціям розвитку морського транспорту. Наведені технічні характеристики та конструктивні рішення двигуна складають основу для подальших термодинамічних, динамічних та перевірочних розрахунків у наступних розділах проєкту.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Моделювання робочого циклу двигуна

2.1.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Процеси, які здійснюються в робочому циліндрі, унаслідок складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через змінність об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках звичайно прибігають до визначених спрощень опису фізичних явищ, що дозволяє використовувати загальновідомі положення технічної термодинаміки.

Зміна параметрів у процесах циклу залежить, як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиску, так і від параметрів у колекторах, що залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок власне циклу зводиться до визначення параметрів наприкінці відповідних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунку параметрів, що характеризують цикл у цілому – індикаторних показників двигуна; побудові теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, що характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна.

Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна. Розрахунок робочого циклу двигуна виконується за допомогою ПК.

Для розрахунку робочого циклу необхідно вибрати ряд вихідних параметрів, які приводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Діаметр циліндра $D_{\text{ц}}$, м	Задано	0,7
Хід поршня S , м	Задано	2,36
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	Задано	26160
Частота обертання колінчастого валу n , хв^{-1}	Задано	105
Кількість циліндрів, i		8
Питома ефективна витрата палива g_e , $\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$		0,172

Продовження табл. 2.1

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Коефіцієнт тактності, z		1
Частка втраченого ходу, ψ_s	За даними заводу-виробника	0,08
Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива, α	За даними заводу-виробника	2,45
Коефіцієнт продувки, φ_a	За даними заводу-виробника	1,25
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	За даними заводу-виробника	0,04
Температура залишкових газів T_r , К	За даними заводу-виробника	650
Коефіцієнт наповнення циліндра, η_n	Прийнято	0,85
Коефіцієнт падіння тиску при впусканні повітря у циліндр, k_a	Прийнято	1
Підігрів повітря об стіни циліндра ΔT , К	Прийнято	5
Температура повітря в наддувному колекторі T_k , К	За даними заводу-виробника	320
Ступінь стиснення, ε_d	За даними заводу-виробника	14,5
Показник політропи (перше наближення):		
— стиснення, p_1	Прийнято [16]	1,35
— розширення, p_2		1,25
Коефіцієнт використання теплоти у точці «z», ξ_z	Прийнято [16]	0,92
Ступінь підвищення тиску, λ	Прийнято [16]	1,15
Коефіцієнт використання теплоти у точці «b», ξ_b	Прийнято [15]	0,96
Максимальна температура у циліндрі, T_z , К (в першому наближенні)	Прийнято [15]	2000

Продовження табл. 2.1

Параметр, умовне позначення та одиниці вимірювання	Розрахункова формула чи джерело	Чисельне значення
Температура газів в циліндрі в кінці процесу розширення T_b, K (в першому наближенні).	Прийнято [16]	1000
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми, ϕ_d	Прийнято [15]	0,96
Механічний ККД двигуна, η_m	За даними заводу-виробника	0,95
Хімічний склад палива: Кількість вуглецю, C , кг Кількість водню, H , кг Кількість сірки S , кг Кількість кисню, O , кг Кількість води, W	Прийнято [16]	0,866 0,13 0 0,004 0
Коефіцієнт у рівняннях середньої теплоємності чистого повітря та чистих продуктів згоряння: a'_v , кДж/(кмоль·К) a''_v , кДж/(кмоль·К) v' , кДж/(кмоль·К) v'' , кДж/(кмоль·К)	Прийнято [15]	19,26 20,47 0,0025 0,0036

Вибір кількості вихідних даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істотно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

2.1.2 Розрахунок процесу наповнення циліндра

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури наприкінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2

2.2

Таблиця 2.2 Розрахунок процесу наповнення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Числове значення
Необхідний тиск повітря в наддувочному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_c^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_n}$	0,3515

Продовження табл. 2.2

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Числове значення
Тиск в циліндрі на початку стиснення p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,3515
Температура на початку стиснення T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	337,5
Коефіцієнт наповнення циліндру, η_n	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \psi_s)$	0,9009

2.1.3 Розрахунок процесу стиснення

Процес стиснення повітря у циліндрі двигуна виконується при русі поршня від нижньої мертвої точки (НМТ) до верхньої мертвої точки (ВМТ). Основне призначення процесу стиснення - підвищення температури заряду для забезпечення самозаймання впорскуваного палива (суміші) та ефективно його спалення.

Дійсний процес стиснення є політропним з показником ступеня стиску n_1 , перемінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиску приймається, що він відбувається по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує одержання такої ж роботи на лінії стиску, як і при дійсних показниках.

Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Розрахунок процесу стиснення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Коефіцієнт у рівнянні середньої ізохорної теплоємності на лінії стиску:		
a_{vC} , кДж/(кмоль · К)	$\frac{\gamma_r \alpha'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \alpha'_v}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,279
b_C , кДж/(кмоль · К ²)	$\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,0025

Продовження табл. 2.3

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Середні показники політропи стиску n_1 (знаходяться методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III та II не перевищує $\pm 0,005$, кінцевим значенням n_1 приймається останнє значення.	Для початкового n_1 див. п. 2.1.1 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$ $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,35 1,373 1,370 1,3709
Тиск в кінці стиснення p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,7421
Температура у кінці стиснення T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	909,94

2.1.4 Розрахунок процесу згорання

Основним процесом, який відбувається в циліндрі двигуна, є згорання розпиленого палива, яке впорскується в циліндр. Процес згорання є окислення складових частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використовувати. Розрахунок складається з визначення кількості повітря необхідного для повного згорання 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх молярних теплоємкостей, нижньої теплопровідності 1 кг палива, ступінь підвищення тиску і максимальної температури процесу. У першому наближенні температуру T_z приймаємо, виходячи з того, що при більшому значенні $T_z > 2000\text{K}$ відбувається дисоціація газів, що небажано. Результати розрахунку представлені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 Розрахунок процесу згорання

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0,5

Продовження табл. 2.4

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Дійсна кількість повітря необхідна для згоряння 1 кг палива L , кмоль/кг	$\alpha \cdot L_0$	1,225
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,0266
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0256
Частина палива, спалена до точки z , X_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,9583
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \chi_z$	1,0245
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,06525
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)\chi_z + \gamma_r]a_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (\chi_z + \gamma_r)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k \cdot \chi_z}$ $\frac{[(1+k)\chi_z + \gamma_r]b_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - (\chi_z + \gamma_r)]b_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k \chi_z} \cdot \frac{1}{2}$	19,7518 0,0029
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r]b_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]b_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k}$	19,7718 0,0030
Найнижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6(9 \cdot H + W)]$	42716,61
Найнижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'_H , кДж/кг	$Q_H + \alpha L_0 (1 + \gamma_r) \cdot [\beta_z (a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)] \cdot T_0$	43125,26

Продовження табл. 2.4

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Постійні у рівнянні згоряння: – С – В – А	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \cdot \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + \left[a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r (a_{vc} + b_c T_c) + (1 + \gamma_r) 8,314 \cdot \lambda \right] \right\} \frac{b_z}{8,314 + a_{vz}}$	57442,681 0,0029 28,0658
Максимальний тиск в циліндрі, МПа	$P_z = \lambda p_c$	15,8034
Максимальна температура в циклі T_z , К; (встановлюється методом послідовних наближень): I наближення II наближення III наближення Через те, що різниця значень показників T_z в III та II не перевищує 50 К, кінцеве значення T_z приймається останнє значення.	Для початкового T_z див. п. 2.1.1. $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$ $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$ $T_z = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1789,733 1822,973 1817,628

2.1.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня здійснюється при розширенні продуктів згоряння. На процес розширення впливають теплообмін розширюючих газів зі стінками циліндру, можливість витоку газів крізь нещільність у результаті процесу дисоціації. Усі ці фактори обумовлюють зменшення показника політропи p_2 .

Розрахунок процесу розширення складається у визначенні ступеня наступного розширення, параметрів наприкінці процесу і середнього показника політропи розширення. Результати розрахунку представлені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 Розрахунок процесу розширення

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Ступень попереднього розширення	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,6796
Ступень подальшого розширення	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,6328
Постійні рівняння для знаходження показника політропи розширення n_2 кДж/кмоль: – D – C	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L (1 + \gamma_r) \beta}$ $\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	1320,93 45571,569
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\beta_z / \beta \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{bc} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,2533
Температура газу у кінці розширення T_b , К	$\frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}$	992,6974
Тиск у кінці процесу розширення P_b , МПа	$\frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,0605

2.1.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують досконалість робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників складається у визначенні середнього індикаторного тиску (p_i), питомої індикаторної витрати палива (g_i) й індикаторного ККД (η_i).

Результати розрахунку зведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6. Визначення індикаторних показників циклу

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Середній індикаторний тиск по не округленій діаграмі p'_i МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,3351
Середній індикаторний тиск по округленій діаграмі p_i , МПа	$\phi_{\text{скр}} \cdot p'_i (1 - \psi_s)$	2,0624
Питома індикаторна витрата палива q_i	$433 \cdot \frac{p_k \cdot \eta_n}{L \cdot T_k \cdot p_i}$	0,1703
Індикаторний ККД циклу η_i	$\frac{3600}{q_i \cdot Q_n}$	0,4887

2.1.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, які є при передачі енергії розширення газів через поршень і КШМ на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна полягає у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної втрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є один з найважливіших показників робочого циклу, який характеризує ступінь ефективного використання об'єму робочого циліндра, а також рівень освоєння наддуву. Ефективний ККД характеризує ступінь удосконалення робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь удосконалення конструкції. Результати розрахунку зведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметри	Розрахункові формули або джерело отриманих даних	Числове значення
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \cdot \eta_m$	1,9593
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	q_i / η_m	0,1793
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \cdot \eta_m$	0,4643

2.2 Розрахунок і побудова згорнутої та розгорнутої індикаторних діаграм

2.2.1 Побудова згорнутої індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Далі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного і розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом [16], тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Для побудови згорнутої індикаторної діаграми необхідно виконати наступні дії:

1) Встановити масштаби побудови діаграми. Масштаб по осі ординат тиск, m_p . Масштаб по осі абсцис відношення об'ємів m_v/V_c ;

2) Нанести значення по осі абсцис: Для двотактних ДВЗ – від 1 до $\epsilon_{ум}$. Значення $V/V_c = 1$ – відповідає ВМТ двигуна. $V/V_c = \epsilon_{ум}$ – відповідає НМТ двигуна;

3) Розрахувати значення ординат точок політропи стиснення і розширення та занести їх до таблиці;

4) Нанести отримані точки на графік та з'єднати їх плавними кривими. Ординати точок політропи стиснення і розширення обчислюють по наступним формулам:

– для процесу стиснення:

$$P_{cm} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P_{роз} = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)};$$

де V/V_c – відношення об'ємів, які є поточним значеннями ступеня стиску.

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon_z - 1)} = \frac{0,785 \cdot D^2}{(\epsilon_z - 1)} \cdot S$$

де ϵ_z – геометричний ступінь стиску.

Геометричний ступінь стиску:

					КРМ.142.6221м.25.21.02.ПЗ	Лист
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s}$$

де ε_r – геометричний ступінь стиску; ψ_s – доля втраченого ходу;

$$\varepsilon_z = \frac{14,5 - 0,08}{1 - 0,08} = 15,674$$

Результати розрахунку координат теоретичної індикаторної діаграми зведені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 Координати крапок політропи

V/V _c	1	1,25	1,5	(ρ) 1,68	1,75	2	2,5	3	4	6	8	10	12	(ε_0) 14,5
P _{см} МПа	13,74	10,12	7,88	6,75	6,38	5,31	3,91	3,05	2,056	1,18	0,79	0,58	0,45	0,35
P _{роз} МПа	P _z				15,01	12,7	9,61	7,65	5,34	3,21	2,24	1,69	1,35	1,068
	15,803													

За даними табл. 2.8 будемо індикаторну діаграму (див. графічну частину кваліфікаційної роботи).

2.2.2 Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Побудову розгорнутої індикаторної діаграми виконується шляхом перебудови згорнутої діаграми по діаграмі Брікса (див. графічну частину кваліфікаційної роботи).

2.2.3 Визначення середнього індикаторного тиску

Середній індикаторний тиск по індикаторній діаграмі:

$$p_i = p'_i \cdot m_d \cdot \varphi_{окр} (1 - \psi_s), \text{ МПа}$$

де p'_i – відносний середній індикаторний тиск; m_d – масштаб діаграми; $\varphi_{окр}$ – коефіцієнт округлення діаграми; ψ_s – доля втраченого ходу.

$$p'_i = \frac{F_d}{l_d}, \text{ мм}$$

де F_d – площа діаграми; l_d – довжина діаграми.

$$p'_i = \frac{4214,32}{165,84} = 25,412$$

$$p_i = 25,412 \cdot 0,09 \cdot 0,96(1 - 0,08) = 2,0199$$

Похибка розрахунку:

$$\Pi_p = \frac{|p_{i_p} - p_i|}{p_{i_p}} \cdot 100\%$$

де p_{i_p} – середній індикаторний тиск з розрахунку циклу;

$$\Pi_p = \frac{|2,0624 - 2,0199|}{2,0624} \cdot 100\% = 4,25\%$$

2.3 Розрахунок динаміки двигуна

Динаміка ДВЗ – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей КШМ під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми КШМ, рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

КШМ двигуна призначений для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу з одночасною передачею енергії розширення газів у циліндрі на колінчастий вал.

У даному випадку розглядається ДВЗ з центральним КШМ. Механізм називається центральним, тому що вісь колінчастого валу і вісь циліндра перетинаються. Цей тип двигуна є самим розповсюдженим у практиці дизелебудування [1].

Застосування такого КШМ дає перевагу, яка позначається в основному на одержанні уніфікації основних деталей остова при виробництві двигунів правої і лівої моделей.

2.3.1 Вибір та обґрунтування вихідних даних

Вибираємо основні розрахункові дані для двигуна і заповнюємо табл.

2.9

Таблиця 2.9 Вихідні данні

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двотактних ДВС	$D = 2$
Крок (розрахунку). Обирається в залежності від кута заклинки	$H = 5$ град.
Частота обертання колінчастого валу	$n = 105 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$MS = 20\,000$ кг/м
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 1,18 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda_{ш} = 0,445$
Тиск сил тяжіння поступальних мас КШМ	$P_T = 0,2 \text{ МПа}$
Тиск на поршень з тильної сторони	$P_K = 0,35 \text{ МПа}$
Тиск кінця стиску (в точці «с»)	$P_c = 13,74 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці «z»)	$P_z = 15,8 \text{ МПа}$
Степінь попереднього розширення	$\rho = 1,679 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,37$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,25$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 14.5$

2.3.2 Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу.

Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними

зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному вигляді рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S} + P_{В} + P_{К} + P_{ТР}$$

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів; P_{S} – сила інерції поступальних мас; $P_{В}$ - сила ваги поступальних мас; $P_{К}$ - сила тиску на поршень з тильної його сторони (для крейцкопфних двигунів - тиск наддувочного повітря); $P_{ТР}$ - сила тертя між втулкою і поршнем (при необхідності додається сила тертя в крейцкопфі).

У зв'язку з тим, що сила $P_{В}$ і сила $P_{К}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула: $P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S}$

2.3.3 Розрахунок та побудова діаграми діючих сил

На рис. 2.1. представлена силова схема КШМ, де показано розкладання сил у центрах головного і мотилевого підшипників.

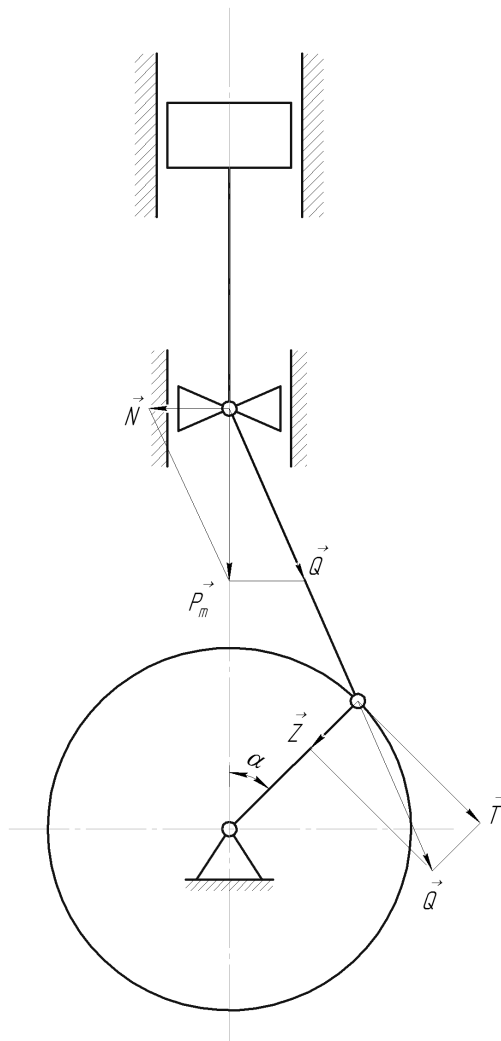


Рис. 2.1. Силовая схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотилевої шийки.

Розрахункові формули мають вид:

$$N = P_{\text{об}} \cdot \text{tg}(\arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha))$$

$$Q = \frac{P_{\text{об}}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

$$Z = \frac{P_{\text{об}} \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

$$T = \frac{P_{аб} \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

2.3.4 Побудова діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого валу дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1-8-2-6-4-5-3-7

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{z \cdot i};$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна; $i = 8$ – число циліндрів;

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{1 \cdot 8} = 45^\circ.$$

Далі значення дотичної сили одного циліндра поділяється на 9 рівних ділянок, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 45^\circ$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 2.13 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Потім, підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 2.10. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 2.10. Розрахунок сумарних дотичних сил

α° , ПКВ	Номер циліндру								ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
0°	0	-1,93	3,134	0	3,334	0,002	1,4	-1,028	4,912
5°	-0,085	-1,785	3,07	1,457	3,017	-0,111	1,189	-1,195	5,557
10°	-0,173	-1,572	2,951	2,915	2,847	-0,37	0,995	-1,367	6,226
15°	-0,266	-1,303	2,784	4,375	2,796	-0,76	0,818	-1,539	6,905
20°	-0,365	-0,998	2,579	5,834	2,829	-1,233	0,656	-1,701	7,601
25°	-0,474	-0,685	2,35	5,901	2,912	-1,685	0,508	-1,842	6,985
30°	-0,594	-0,396	2,108	5,175	3,01	-1,948	0,371	-1,948	5,778
35°	-0,726	-0,164	1,864	4,441	3,093	-1,803	0,243	-2,005	4,943
40°	-0,871	-0,022	1,626	3,811	3,139	-1,112	0,12	-2,002	4,689
45°	-1,028	0,002	1,4	3,334	3,134	0	0	-1,93	4,912

2.3.5 Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна

Розрахункова величина індикаторної потужності:

$$(N_i)_{\partial} = \Sigma T_{cp} \cdot \mu_m \cdot F_{\partial} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3,$$

де ΣT_{cp} – середнє сумарне дотичне зусилля, мм; $\mu_t = 0,046$ – масштаб діаграми, МПа/мм; $F_{\partial} = 0,385$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²; $R = 1,18$ – радіус кривошипа, м; $n = 105$ – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹.

ΣT_{cp} – знаходиться за формулою:

$$\Sigma T_{cp} = \frac{F_g}{L} = \frac{24307}{188,7} = 128,8 \text{ мм},$$

де $F_g = 24307 \text{ мм}^2$ – площа діаграми; $L = 188,7 \text{ мм}$ – довжина діаграми.

$$(N_i)_{\partial} = 128,8 \cdot 0,046 \cdot 0,385 \cdot \frac{3,14 \cdot 105}{30} \cdot 1,18 \cdot 10^3 = 29581 \text{ кВт}.$$

$$(N_i)_{\partial} = 13,1 \cdot p'_i \cdot D_{\partial}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z, \text{ кВт};$$

$$(N_i)_{\partial} = 13,1 \cdot 2,335 \cdot (0,7)^2 \cdot 2,36 \cdot 105 \cdot 8 \cdot 1 = 29713 \text{ кВт}.$$

$$\delta = \frac{|(N_i)_u - (N_i)_d|}{(N_i)_d} \cdot 100\%$$

$$\delta = \frac{|29713 - 29581|}{29581} \cdot 100\% = 0,446\%$$

У зв'язку з тим, що розбіжність між $(N_i)_u$ та $(N_i)_d$ не більша за 5 %, розрахунок слід вважати правильним.

2.3.6 Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика

Розрахунок маховика являє собою визначення махового моменту інерції, максимального діаметру обода маховика та його масу.

Під маховим моментом маховика розуміють вигідну в практиці величину, яка дорівнює відношенню маси маховика на квадрат його зовнішнього діаметра (без ободу). На рис. 2.2 показаний загальний вид маховика.

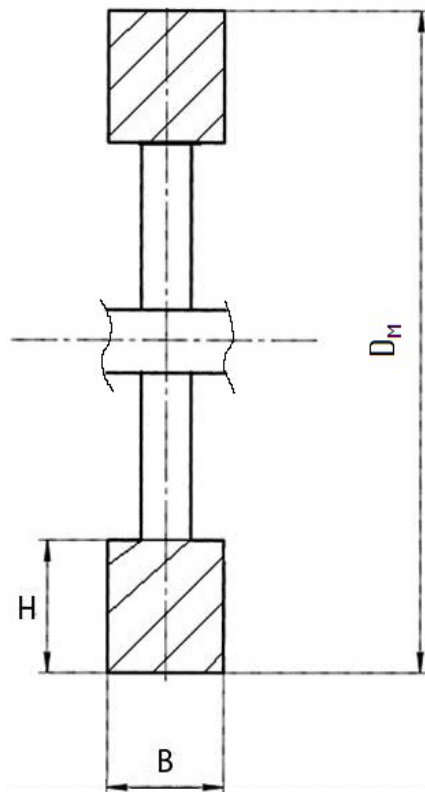


Рис. 2.2 Загальний вид маховика

Величину надлишкової роботи, яку виконує сумарний крутильний момент визначаємо за формулою:

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot L'_{\text{надл}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \mu_{\alpha} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6, [\text{Дж}]$$

де $L'_{\text{надл}} = 1540$ – площа згідно з надлишковою роботою, мм;

$\mu_{\text{т}} = 0,046$ – масштаб діаграми сумарний та дотичних сил, МПа/мм;

$\mu_{\alpha} = 0,238$ – масштаб кута α , град/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,75 \text{ м}^2$;

$R = 1,18$ – радіус кривошипа, м².

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot 1540 \cdot 0,046 \cdot 0,238 \cdot 0,385 \cdot 1,18 \cdot 10^6 = 133274,6 \text{ Дж}$$

Необхідне значення моменту інерції маховика:

$$I_{\text{в}} = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2},$$

$$I_{\text{в}} = \frac{91,2 \cdot 133274,6}{0,04 \cdot 105^2} = 27561,5 \text{ [кг} \cdot \text{м}^2\text{]}$$

де $\delta = 0,04$ – степінь нерівномірності оберту колінчатого валу приймаємо;

$n = 105 \text{ хв}^{-1}$ – частота оберту колін валу.

Враховуючи те, що механізм рухомості має момент інерції рівний половині потрібного, тоді необхідна величина моменту інерції маховика буде дорівнювати:

$$I_{\text{м}} = 0,4 \cdot I_{\text{в}}$$

Таким чином:

$$I_{\text{м}} = 0,4 \cdot 27561,5 = 11024,6 \text{ [кг} \cdot \text{м}^2\text{]}$$

2.3.7 Визначення маси та діаметру маховика

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

					КРМ.142.6221м.25.21.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

$$D_{M_1} = \frac{60 \cdot [V]}{\pi \cdot n},$$

де $[V] = 40$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика.

$$D_{M_1} = \frac{60 \cdot 40}{3,14 \cdot 105} = 7,28 \text{ м}$$

$$D_{M_2} = 1,7 \cdot S$$

$$D_{M_2} = 1,7 \cdot 2,36 = 4,012 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M$$

звідки:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{(D_M)^2},$$

де D_M – діаметр маховика, м.

$$M_M = \frac{4 \cdot 11024,6}{(4,012)^2} = 2739,69 \text{ [кг} \cdot \text{м]}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}},$$

де M_M – маховий момент; $K_M = 0,2$ – В/Н; D_M – діаметр ободу маховика, м; $\rho = 7800$ щільність металу, кг/м³.

$$H = \sqrt{\frac{2739,69}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 4,012 \cdot 7800}} = 0,373 \text{ м}$$

$$B = 0,2 \cdot H$$

$$B = 0,2 \cdot 0,373 = 0,0746 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

					КРМ.142.6221м.25.21.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

$$M_m = \pi \cdot D_m \cdot B \cdot H \cdot \rho$$

де H – висота ободу маховика; B – ширина маховика; ρ – щільність металу.

$$M_m = 3,14 \cdot 4,012 \cdot 0,0746 \cdot 0,373 \cdot 7800 = 2734,2 \text{ кг}$$

2.4 Висновок до розділу

У даному розділі було проведено комплексне моделювання робочого циклу дизельного двигуна, включаючи розрахунок основних термодинамічних процесів (наповнення, стиснення, згоряння, розширення) та визначення індикаторних та ефективних показників. Отримані результати свідчать про високу ступінь узгодженості прийнятих вихідних даних і розрахункових параметрів.

Побудовано теоретичну індикаторну діаграму, яка надає наочне уявлення про зміну тиску в циліндрі протягом робочого циклу. Порівняння середнього індикаторного тиску, отриманого аналітичним шляхом (2,0624 МПа) та шляхом планування діаграми (2,0727 МПа), показало незначну розбіжність (0,5 %), що підтверджує точність виконаних розрахунків.

У рамках динамічного аналізу визначено сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, побудовано діаграми дотичних та сумарних сил, а також виконано розрахунок основних параметрів маховика. Розрахункова індикаторна потужність (27926 кВт) практично співпала з потужністю, отриманою з вихідних даних (≈ 27900 кВт), що свідчить про коректність динамічних обчислень.

Визначено, що для забезпечення заданої нерівномірності обертання колінчастого валу ($\delta = 0,04$) необхідний маховик з масою ободу близько 4982 кг та діаметром 7,28 м. Ці параметри забезпечать стабільну роботу двигуна на номінальному режимі.

Загалом, результати розрахунків підтверджують правильність обраної методики та відповідність проектних параметрів двигуна заданим технічним вимогам. Отримані дані є основою для подальшого конструкторського проектування та розрахунків на міцність деталей двигуна.

РОЗДІЛ 4. ДІАГНОСТУВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ СИСТЕМИ DEPAS 2.34SP

4.1 Основи технічного діагностування

4.1.1 Основні поняття і термінологія технічної діагностики

Для розвитку морського транспорту є характерним зростання вантажопідйомності та швидкості руху суден. Це вимагає постійного підвищення потужності суднових енергетичних установок. Судна оснащують дизельними енергетичними установками, тому ефективність використання та безпека експлуатації суден багато в чому визначає технічний стан головних та допоміжних двигунів. Підтримування двигунів у технічно справному стані пов'язано з великими матеріалами та трудовими витратами. У зв'язку з цим виникає потреба удосконалювання системи технічного обслуговування та ремонту суднових дизелів.

Одним з шляхів підвищення ефективності технічного обслуговування, ремонту та підвищення експлуатаційної надійності та довговічності суднових дизелів є широке використання засобів технічного діагностування під час роботи суднових екіпажів, берегових підприємницьких дільниць та судноремонтних заводів.

Технічне діагностування – відносно молода галузь знань, яка досліджує форми виявлення технічних станів об'єктів діагностування, а також розробляє методи та засоби їх визначення та прогнозування. Вона тісно пов'язана з регулюванням якості роботи та надійності дизелів, сприяє підвищенню ефективності використання останніх.

До складу процесу діагностування входить визначення технічного стану дизеля у дану мить (тобто діагностування), у майбутньому (прогнозування) та оцінка технічного стану, у якому він знаходився у минулому (ретроспекція).

Головною є перша операція, тобто визначення технічного стану та справності дизеля. Це дозволяє проводити технічне обслуговування та ремонт дизелів по фактичному технічному стану та підвищує надійність їх роботи. При виконанні другої операції визначають залишковий ресурс справної роботи дизеля.

Третю операцію діагностування використовують, наприклад, коли необхідно встановити наслідки аварійних відмов дизелів.

Діагностування дозволяє виявляти приховані несправності та попереджати відмови, визначати необхідний об'єм планових ремонтних робіт, прогнозувати ресурс справної роботи дизелів та інше. Все це забезпечує значну економію витрат на змінно-запасні частини та матеріали для планово-попереджувальних робіт, підвищує строк служби та надійність дизелів.

Експлуатація дизелів все більш базується на засобах контролю та діагностування їх технічного стану з використанням вимірювальної апаратури та обчислювальних засобів. Почата розробка нових засобів діагностування другого покоління та вже зроблені промислові зразки автоматизованих станцій діагностування двигунів на основі комплексу комбінованих інерційних стендів та системи вимірювальних перетворювачів знімання інформації по великій кількості параметрів.

Такі станції забезпечують автоматичні постановки та реєстрацію діагнозів двигуна в цілому.

Країни з розвинутим суднобудівництвом проявляють підвищений інтерес до діагностування технічного стану судових технічних засобів. При цьому у першу чергу були створені та використані системи діагностування потужних малооборотних дизелів суден морського флоту.

Системи діагностування таких дизелів будуть переважно на базі електронно-обчислювальних машин (ЕОМ). При цьому використовують судові ЕОМ або децентралізовані системи діагностування, які обробляють обмежену інформацію та оцінюють технічний стан окремих вузлів та агрегатів дизеля. Структурно системи діагностування зазвичай поєднують з системами діагностування централізованого контролю або виконують автономними. ЕОМ, які використовуються у системах діагностування відносяться до спеціалізованих або до універсальних міні- та макро-ЕОМ. Менш розповсюджені більш потужні ЕОМ, крім функцій контролю та діагностування, вони виконують також функції керування енергетичною установкою та судном.

Системи діагностування виконують безперервне або періодичне вимірювання та аналіз параметрів, які точно характеризують якість робочого процесу та технічний стан дизеля. У системах діагностування використовують як традиційного типу датчики та сигналізатори теплотехнічних параметрів, так і спеціально розроблені засоби для вимірювання зазорів у парах, які піддаються тертю, вібраційних та акустичних характеристик та інших параметрів, які визначають технічний стан дизеля.

Діагностична модель - формалізований опис об'єкта діагностування, який враховує можливості зміни його стану в часі. Моделі об'єкта діагностування необхідні для будування алгоритмів діагностування формалізованими методами, для аналізу результатів на повноту виявлення і на глибину пошуку несправностей. Діагностичні моделі представляються в аналітичній, табличній, векторній і графічній формах.

Структурні параметри – параметри, які визначають структуру об'єкту (розміри деталей об'єкту, зазори, неврівноваженість та інше).

Діагностичні параметри (ознаки) - параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата матеріалів та інше), а також параметри фізичних полів, які виникають біля (на поверхні) об'єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, віброакустичні та інше), які за кількістю або якісно характеризують технічний стан об'єкту.

Засоби діагностування – апаратура і програми, за допомогою яких здійснюється діагностування.

Система технічного діагностування – сукупність засобів, об'єкту діагностування і виконавців (людини-оператора).

Розрізняють наступні види систем технічного діагностування.

1) По ступені участі людини-оператора у визначенні і класифікації діагностичних параметрів:

- ручні;
- автоматизовані;
- автоматичні.

2) По розташуванню:

- зовнішні (переносні);
- стаціонарно встановленні зовнішні вимірювальні пристрої;
- вбудовані (повністю вбудовані в об'єкт).

3) По охопленню типів об'єкту:

- спеціалізовані;
- універсальні.

4) По охопленню елементів об'єкта:

- локальні;
- загальні.

Система діагностування є специфічною системою управління та контролю. Специфіка полягає в цілі управління (контролю), яка складається у визначенні технічного стану об'єкту дослідження. У відповідності з цим при розробці системи технічного діагностування повинні вирішуватись ті ж задачі, які зважаються при розробці будь-яких інших систем управління або контролю:

- вивчення об'єкту, його можливих дефектів і ознак проявлення останніх;
- вибір або побудова математичного опису (моделі) поведінки справного об'єкту і його

несправних модифікацій;

- внесення при необхідності зміни в структуру і конструкцію об'єкту дослідження для забезпечення умов діагностування, які вимагаються;
- вибір або розробка засобів діагностування;
- розгляд і розрахунок характеристик системи технічного діагностування.

Розрізняють дві основні групи методів технічного діагностування: функціональне і тестове. Функціональне діагностування здійснюється під час функціонування об'єкту, на який поступають тільки робочі впливи (до нього відносять також аналіз середовищ, які виходять з об'єкта - масла, води, продуктів згоряння). Тестове діагностування здійснюється шляхом подачі на об'єкт тестової дії, у тому числі без розробки, що не руйнує, з частковою розробкою об'єкта діагностування.

Алгоритм діагностування – сукупність розпоряджень, яка визначає послідовність дій людини при проведенні технічної діагностики.

4.1.2 Принцип діагностування суднових технічних засобів

Суть технічного діагностування складається в розробці і практичній реалізації алгоритмів оцінки технічних станів об'єктів діагностування без їх розробки в робочих умовах.

Якщо під технічним станом об'єкту діагностування розуміти сукупність його властивостей, які змінюються під час роботи, то для пошуку дефектів технічного стану необхідно виділити ті суттєві властивості об'єкту, які забезпечують його стійке функціонування. Крім того, необхідно знайти закономірності зміни цих властивостей і тим самим визначити види технічних станів, у яких може знаходитись об'єкт діагностування.

Першорядне значення мають структурні властивості об'єкта діагностування. Ці властивості визначаються сукупністю елементів і зв'язків між ними, формуються при створенні системи і проявляються у процесі його роботи. Головна роль у формуванні будь-якої системи і в характеристиці її структурних властивостей належать міжелементним зв'язкам, оскільки саме вони надають системі цільний характер і забезпечують взаємодію елементів. Виявлення виду зв'язку між елементами, дозволяє диференціювати систему на ряд рівнів з однаковою природою зв'язку, знайти форму її використання через параметри, які вимірюють, визначити характер зміни останніх і сформулювати задачу діагностування, властиву підсистемі одного рівня.

Суднову енергетичну установку можна розглянути, як складну систему, яка представляє собою об'єкт діагностування. СЕУ можна поділити на три рівні взаємопов'язаних систем, що розділяються між собою елементною властивістю і міжелементними зв'язками.

Перший рівень – це СЕУ в цілому, яка складається з агрегатів, пристроїв і механізмів, у

яких послідовно відбувається закінчений цикл перетворень, або передачі енергії. Такі елементи системи представляють собою функціонально самостійні елементи (ФСЕ).

На другому рівні аналізу СЕУ у якості об'єктів діагностування розглядаються функціонально самостійні елементи, з яких складається СЕУ. Елементами підсистеми цього рівня є деталі, або вузли. Фізичною основою зв'язків вважаються процеси взаємодії деталей, які визначаються наявністю ступенів свободи. По своїй природі зв'язки між деталям є механічними. Вони типові для агрегатів, кінематичні пари яких мають число ступенів свободи один і більше. Це повністю характеризує положення і рух деталей агрегатів і кількість визначається узагальненою координатою механічної системи. Під нею приймають кожний з незалежних параметрів, які відповідають положенню деталей відносно нерухомої системи координат.

На третьому рівні структура функціонально самостійних елементів характеризується молекулярними зв'язками. Порушення цих зв'язків призводить до появи у конструкційному матеріалі деталей устаткування тріщин, ерозійних і корозійних ушкоджень, розміри яких можна також врахувати структурними параметрами [15, 16].

Таким чином, по параметрам можна визначити працездатність і технічний стан об'єктів діагностування.

4.2 Методи діагностики робочого процесу двигуна системою DEPAS 2.34sp

Переносні системи використовуються на суднових і стаціонарних дизельних установках з 1996 року. Накопичений великий досвід експлуатації, який дозволив створити високоефективний алгоритм «безфазової синхронізації» - визначення ВМТ, НМТ і подальшої синхронізації даних, без використання датчиків на маховику.

Параметри робочого процесу визначаються по трьох інформаційних каналах: процес згоряння, процес вприскування палива, фази газорозподілу (рис. 41).

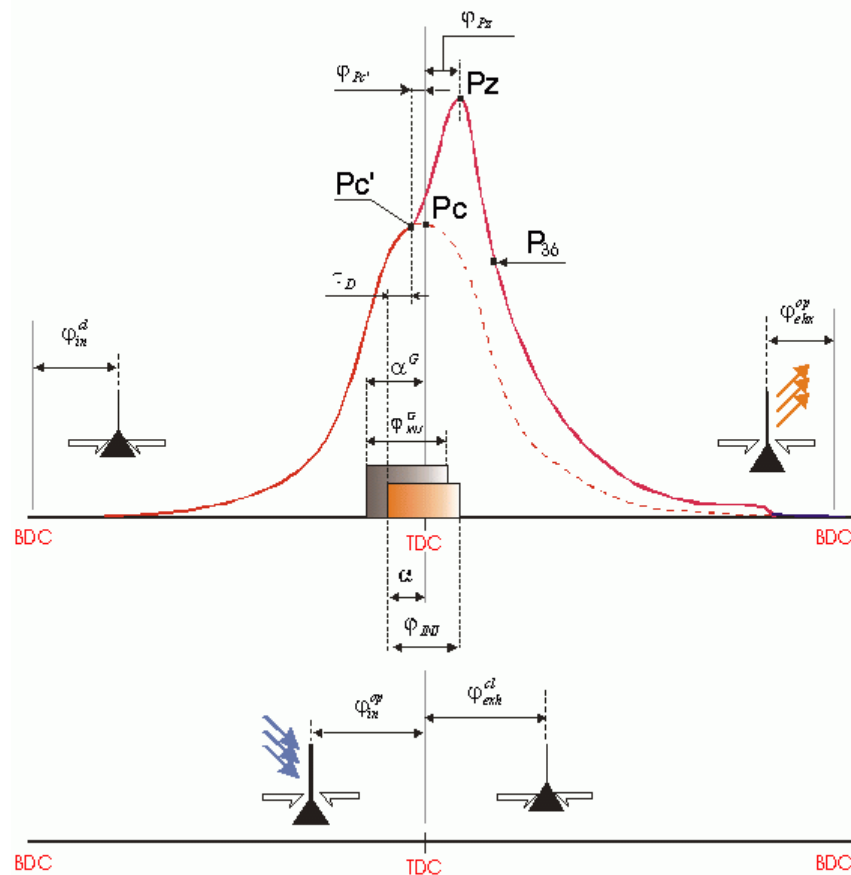


Рис. 4.1. Параметри робочого процесу дизеля, контрольовані системою DEPAS

Основним вимірювальним елементом систем є датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16. Датчик проводить вимірювання тиску в циліндрі двигуна під час робочого процесу. Дані використовуються для розрахунку індикаторної потужності циліндра і визначення основних параметрів робочого процесу (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 Основні параметри робочого процесу

№ п/п	Контрольовані параметри	Позначення
1	Середній індикаторний тиск, МПа	p_i
2	Циліндрова індикаторна потужність, кВт	N_i
3	Частота обертання КВ двигуна, хв^{-1}	n
4	Максимальний тиск згоряння, МПа	p_z
5	Максимальний тиск стиснення, МПа	p_c
6	Тиск на лінії розширення (36° за ВМТ), МПа	p_{exp}
7	Кут, відповідний максимальному тиску згоряння, град. $^\circ$	φ_{pz}
8	Максимальна швидкість наростання тиску при згорянні, м/с	$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta f}$

9	Ступінь підвищення тиску	$\lambda = \frac{\rho_Z}{\rho_C}$
10	Тиск початку згоряння, МПа	p'_c
11	Кут випередження початку згоряння, град.°	$\varphi_{p'_c}$
12	Кут початку подачі палива, град.°	α
13	Кут тривалості подачі палива, град.°	φ_{inj}
14	Дійсний кут початку подачі палива, град.°	α^G
15	Дійсний кут тривалості подачі палива, град.°	α^G_{inj}
16	Визначення фаз газорозподілу	$\varphi_{vin}, \varphi_{vout}$
17	Тиск в будь-якій точці діаграми, МПа	p_x
18	Кут та час затримки запалювання палива, град.°	$\tau_D, \varphi_{\tau D}$

4.2.1 Датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16

Датчик розроблений для морських систем періодичного контролю. Принцип перетворення сигналу тиску – ємнісний (рис. 4.2).

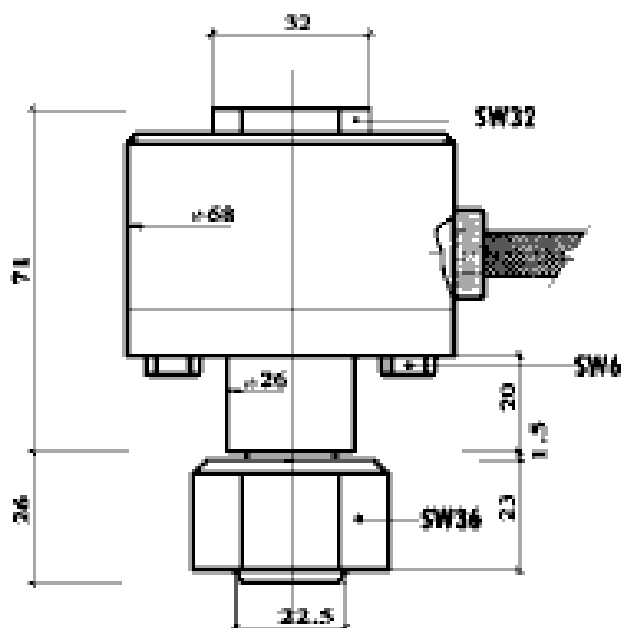


Рис. 8.2 Датчик тиску газів в циліндрі дизеля PS-16

В одному корпусі знаходяться перетворювачі сигналів PS-16 і вібродатчика VS-20. На передній панелі корпусу перетворювача знаходиться жорстко приєднаний армований кабель датчика PS-16, роз'єм вібродатчика VS-20 і індикатор для дистанційної передачі команд помічнику інженера, при відображенні.

Основна погрішність перетворювача g , яка виражена у відсотках від верхньої межі вимірювань вихідного параметра (табл. 4.2)

Таблиця 4.2 Межі вимірювань датчика PS-16

Параметр	Значення
Верхня межа вимірювань тиску	16,0 МПа
Інтервал робочих температур для перетворювача PN-100	-10°C...+60°C
Інтервал робочих температур для корпусу чутливого елемента датчика PS-16	+10°C...+300°C
Зміна напруги на виході перетворювача	0 ... 5 V
Опір навантаження перетворювача PN-100	2 ... 3 кОм
Найбільше відхилення дійсної характеристики від номінальної статичної характеристики	+0.5 %
Межа основної погрішності, що допускається	+ 1 %
Напруга живлення Перетворювача PN-100	24 + 0,72 V

4.2.2 Вібродатчик VS-20

Вібродатчик VS-20 є допоміжним датчиком системи (рис. 4.3). Аналіз віброімпульсів різних вузлів паливної апаратури і ЦПГ дизеля дозволяє визначити параметри подачі палива і газорозподілу (табл. 8.3).

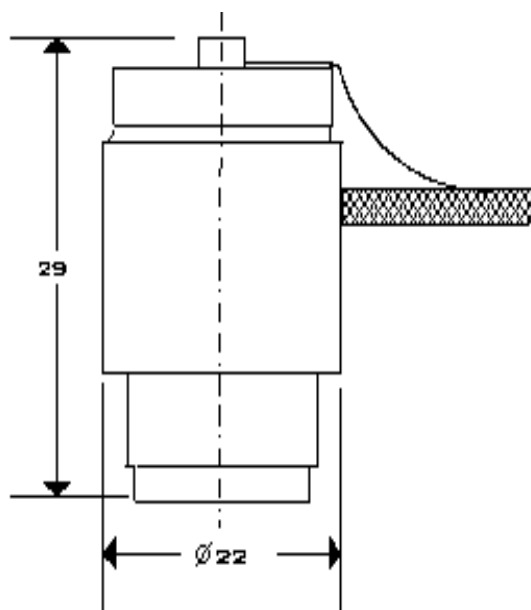


Рис. 4.3. Вібродатчик VS-20

Вібродатчик призначений для визначення фазових характеристик подачі палива і газорозподілу (рис. 4.4). Метод перетворення сигналу для остаточної обробки - двохнапівперіодне детектування.

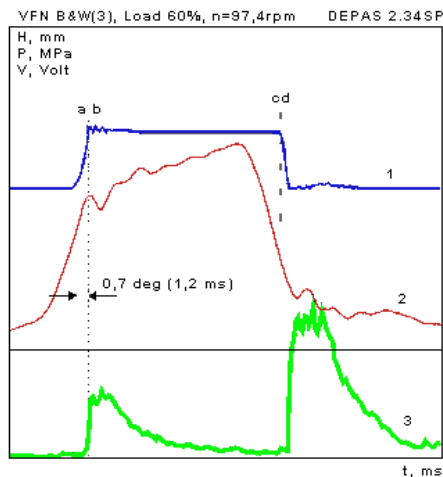


Рис. 4.4. Фазовий аналіз подачі палива:

- 1) діаграма переміщення голки форсунки (індуктивний датчик для лабораторних досліджень); 2) діаграма тиску палива (датчик тиску PS-150); 3) вібродіаграма форсунки (вібродатчик VS-20).

У табл. 4.3 приведені основні характеристики вібродатчика

Таблица 4.3 Основные характеристики вибродатчика VS-20

Діапазон частот, що вимірюються	Значення
- повний	240...19000Гц
- при перебудові фільтра	7000...14000Гц
Нерівномірність АЧХ	4 dB
Ширина смуги пропускання перетворювача	1000Гц
Номінальний рівень сигналу на виході	6 В
Діапазон робочих температур	+5...+85°C
Напруга живлення	24 + 0.72 V

4.2.3 Датчик тиску палива PS-150

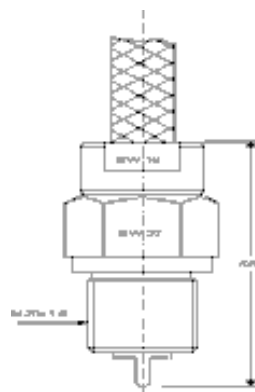


Рис. 4.5. Датчик тиску палива PS-150

У табл. 4.4 наведені основні характеристики датчика тиску палива

Таблиця 4.4 Основні характеристики датчика тиску палива PS-150

Параметр	Значення
Діапазон тиску, що вимірюється	0.150 МПа
Вихідний сигнал	0.5 В
Основна погрішність вимірювань	+ 1.5 %
Максимальна температура ЧЕ	140°C
Максимальна температура перетворювача PN-100	65°C
Напруга живлення	24 + 0.72 V 40X13

4.2.4 Клапан високого тиску V-200

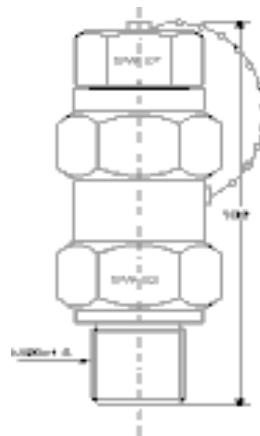


Рис. 4.6. Клапан високого тиску V-200

Клапан високого тиску V-200 (див. рис. 4.6) призначений для установки в паливну систему високого тиску. Відкриття клапана відбувається при повному встановленню датчика PS-150 (рис. 4.7).

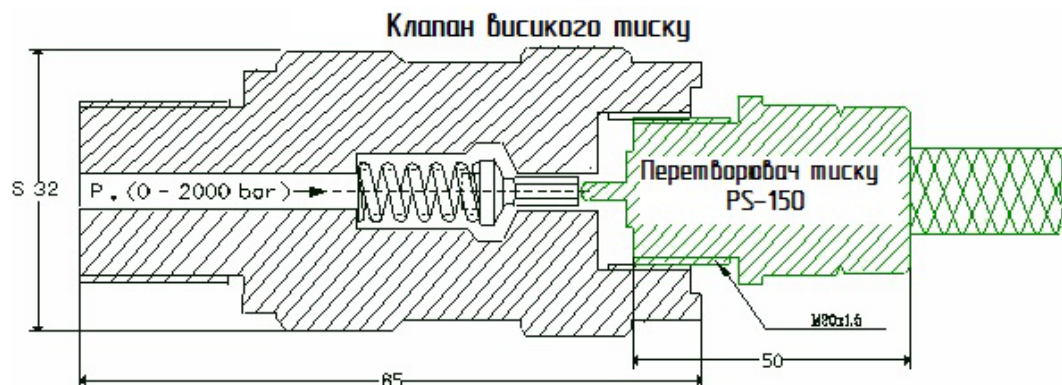


Рис. 4.7. Процес відкриття клапана при повній установці датчика PS-150

Робочий діапазон тиску 0...200 МПа, при температурі палива до 140 °С. За рахунок оригінального конструктивного рішення вдалося повністю виключити характерний для аналогічних пристроїв недолік - протікання палива під час встановлення датчика. Клапан пройшов випробування в лабораторії кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ. У табл. 4.5 представлені основні характеристики клапана високого тиску.

Таблиця 4.5. Основні характеристики клапана високого тиску V-200

Параметр	Значення
Робочий тиск середовища	0..150 МПа
Максимальний тиск	200 МПа
Діапазон робочих температур	+5..+170°С

Відмітною особливістю систем DEPAS є використання спеціального алгоритму для визначення верхньої мертвої точки поршня (алгоритм БФС «безфазової синхронізації») [14]. Алгоритм був розроблений і є вперше застосований в переносних системах DEPAS 2.27 в 1996 році. З того часу алгоритм БФС пройшов тривале тестування на різних типах ДВЗ і був вдосконалений на основі аналізу великої кількості накопичених матеріалів.

Накопичений досвід роботи в області моніторингу СДВЗ дозволяє затверджувати наступне: використання алгоритму БФС при практичному відображенні ДВЗ більш переважно по наступних міркуваннях:

1) Автоматичний облік погрешностей визначення ВМТ. Установка фазового датчика і маркування маховика виконуються на зупиненому двигуні. Під час роботи дизеля ВМТ зміщується через скручування колінчастого валу (пропорційно навантаженню), крутильних коливань, зазорів в КШМ і інших чинників, які неможливо врахувати в «статичі»:

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив скручування колінчастого валу на навантаженому двигуні (див. приклад дизеля 10K45GF B&W);

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив невідповідності між істинним положенням ВМТ і маркуванню на маховику, виникаючого внаслідок мож-

ливого неточного маркування маховика, впливу зазорів в деталях КШМ і інших експлуатаційних чинників;

- Алгоритм БФС автоматично ураховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крана (від камери згоряння до мембрани датчика тиску);

2) Можливість проводити відображення без попередньої підготовки двигуна. Під час роботи з системами моніторингу робочого процесу, які використовують апаратну синхронізацію, сама трудомістка і тривала частина настройки системи - установка фазового датчика і маркування маховика:

- відсутні тимчасові і фінансові витрати на установку датчиків;
- застосування алгоритму БФС дозволяє проводити відображення дизеля безпосередньо в процесі його експлуатації, без спеціальної підготовки, яка необхідна при апаратній синхронізації даних.

Точність алгоритму БФС і його коректність для різних типів СДВЗ була експериментально підтверджена під час рейсових випробувань на ГД (МОД) і допоміжних ДГ (СОД і ВОД), а також в лабораторних умовах.

В даний час система DEPAS 2.34sp розробляється в переносному варіанті.

Системи DEPAS дозволяють контролювати технічний стан паливної апаратури і ЦПГ дизелів відповідно до вимог Додатку VI конвенції МАРПОЛ 73/78.

Програмне забезпечення систем DEPAS 2.XX, включаючи всі математичні алгоритми, що використовуються, обробки даних реального часу і апаратне забезпечення (датчики тиску газів в циліндрі PS-16, PS-16m; вібродатчик VS-20, а також додаткові датчик тиску палива PS-150 і клапан високого тиску V-200) є розробкою DEPAS Lab.

В 2003 р. розроблена портативна система моніторингу робочого процесу СДВЗ – DEPAS 3.1 Handy, яка є вдосконаленим варіантом переносної системи DEPAS 2.34sp. DEPAS 3.1 Handy відноситься до класу систем «розділеного моніторингу»

DEPAS 3.1 Handy створена на базі сучасного високопродуктивного контролера з архітектурою Pipeline і низьким енергоспоживанням, розрахованим на автономне електроживлення.

Основною особливістю системи DEPAS 3.x є те, що модуль збору даних реального часу відокремлений від розрахункового модуля («розділений моніторинг») і є виконаний на базі спеціалізованого контролера. Зв'язок між модулями здійснюється по послідовному інтерфейсу. Система дозволяє проводити моніторинг робочого процесу 2-о тактних МОД і 4-и тактних СОД і ВОД (у всіх діапазонах частот обертання з дозволом не менше 0,5° ПКВ). В енергозалежній FLASH пам'яті контролера може зберігатися до 100-а сеансів відображення. Тривалість автономної роботи системи – 7 годин.

Моніторинг робочого процесу СДВЗ здійснюється по наступних основних параметрах: середній індикаторний тиск і індикаторна потужність; середній, мінімальний і максимальний тиск згоряння палива в циліндрі; максимальний тиск стиснення в циліндрі і тиск початку згоряння палива; rpm_{mean} , rpm_{max} - середня і максимальна за вибраний період частота обертання КВ двигуна; швидкість наростання тиску і ступінь його підвищення при тому, що згорає; фазам подачі палива (кут випередження і тривалість уприскування палива); фазам газорозподілу (кутам закриття і відкриття клапанів газорозподілу), а так само деяким похідним показникам.

Відмітні особливості системи DEPAS 3.1 Handy:

1) Програмне визначення ВМТ і синхронізація даних (використовується спеціальний, пристосований для МОД «алгоритм БФС безфазової синхронізації» даних, що пройшов тривале тестування в переносних системах DEPAS 2.34sp);

2) Фази подачі палива і газорозподіли, а також технічний стан окремих вузлів двигуна визначаються за допомогою контактного датчика VS-20. Великою гідністю системи є те, що визначення цих параметрів відбувається без безпосереднього упровадження в паливну систему високого тиску.

Використовування портативної системи моніторингу дає можливість отримати наступні переваги в експлуатації СДВЗ:

					KPM.142.6221м.25.21.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

- економити паливо, за рахунок точного регулювання ТА і МГР;
- збільшити міжремонтний період експлуатації і скоротити витрати на обслуговування СДВЗ;
- в значній мірі підвищити безпеку експлуатації суднових дизелів.

Програмне забезпечення систем DEPAS 3.XX, включаючи всі математичні алгоритми, що використовуються, обробки даних реального часу і апаратне забезпечення (датчики тиску газів в циліндрі PS-16m; вібродатчик VS-20) є розробкою DEPAS Lab.

Система SC 1.6 дозволяє здійснювати дистанційний моніторинг параметрів роботи суднової енергетичної установки (СЕУ). Можливий локальний (на судні) або дистанційний (через Інтернет) моніторинг.

SC 1.6 здійснює хронологічний контроль навантаження і споживання палива на різних режимах роботи головних двигунів (ГД) за звітний період. Запис даних про режими роботи ГД проводиться безперервно протягом всього періоду експлуатації судна.

Склад SC 1.6 і спосіб передачі інформації: бортова, інтелектуальна, закрита база даних під управлінням промислового контролера RCM2000 (Rabbit Semiconductor).

ПЗ серверу накопичує дані записані SC 1.6 і дозволяє контролювати режими роботи ГД, навантаження і витрату палива протягом звітного періоду. При отриманні інформації про навантаження ГД і витраті палива використовуються дані здавальних випробувань судна, або перед установкою SC 1.6 проводяться контрольні випробування ГД за допомогою системи DEPAS 2.34sp. Інформація за звітні періоди експлуатації ГД різних судів нагромаджується в загальній базі даних в паливному відділі, з можливістю проведення загального паливного аналізу протягом будь-якого вибраного періоду експлуатації суден (добі, місяць, рейс, рік і т.д.). Обробка переповнювання бази даних здійснюється за допомогою змінного запису останнього періоду експлуатації.

Передбачений захист по живленню і реєстрації аварійних ситуацій експлуатації системи. Система дозволяє контролювати параметри роботи СЕУ, що

					KPM.142.6221м.25.21.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

дасть можливість добитися реєстрації фактичних навантажень ГД і витрати палива.

4.3 Висновок до розділу

У даному розділі було розглянуто сутність, принципи та засоби технічного діагностування суднових дизельних двигунів, зокрема на прикладі переносної системи моніторингу робочого процесу DEPAS 2.34SP.

Технічне діагностування визначено як важливий інструмент підтримки експлуатаційної надійності, безпеки та економічності роботи суднових енергетичних установок. Воно дозволяє перейти від планово-попереджувального обслуговування до обслуговування за фактичним технічним станом, що суттєво знижує витрати та підвищує ресурс обладнання.

Система DEPAS 2.34SP є сучасним, ефективним та практичним засобом діагностики. Її ключові переваги полягають у:

Мобільності та універсальності: переносна конструкція дозволяє швидко розгортати систему на будь-якому двигуні без тривалої підготовки.

Інноваційному алгоритмі безфазової синхронізації (БФС): відмова від фазових датчиків на маховику усуває похибки, пов'язані зі скручуванням валу, зазорами в КШМ та неточним маркуванням, забезпечуючи автоматичне та точне визначення ВМТ під час роботи двигуна.

Комплексності контролю: система одночасно оцінює параметри процесу згоряння (тиск у циліндрі, індикаторна потужність), подачі палива (кути початку та тривалості впорску) та фази газорозподілу, що дає повну картину стану ЦПГ та паливної апаратури.

Високій точності: використання спеціалізованих датчиків (PS-16 для тиску газів, VS-20 для віброакустичного аналізу) забезпечує достовірність вимірювань основних діагностичних параметрів.

Впровадження таких систем, як DEPAS, у практику суднової експлуатації дозволяє:

Оптимізувати навантаження між циліндрами та регулювати паливоподачу, що веде до економії палива.

Своєчасно виявляти приховані несправності, попереджаючи аварійні відмови.

Обґрунтовано планувати обсяги та строки ремонтних робіт, збільшуючи міжремонтні періоди.

Забезпечувати дотримання екологічних вимог (MARPOL 73/78) шляхом контролю ефективності згоряння.

Таким чином, використання переносних діагностичних систем нового покоління є необхідним кроком у напрямку підвищення технічної готовності, економічності та екологічності судових дизельних установок, що відповідає сучасним вимогам до експлуатації морського транспорту.

					КРМ.142.6221м.25.21.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81

РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА В СКЛАДІ СЕУ

4.1 Вступ

Техніко-економічне обґрунтування проведеної в кваліфікаційній роботі модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК [17]. У зв'язку з тим, що в проєкті модернізації СЕУ розрахунки базуються лише на зіставленні СЕУ базового судна та СЕУ після модернізації (зокрема, порівняння головної енергетичної установки судна, тобто головного двигуна – див. рис. 4.1 і 4.2, на яких зображено головні ЕУ: базова та після модернізації), обсяг розрахунків значно скорочується, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої тощо). Вибір даних для техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено в табл. 4.1 та табл. 4.2, а розрахунки наведено в табл. 4.3.

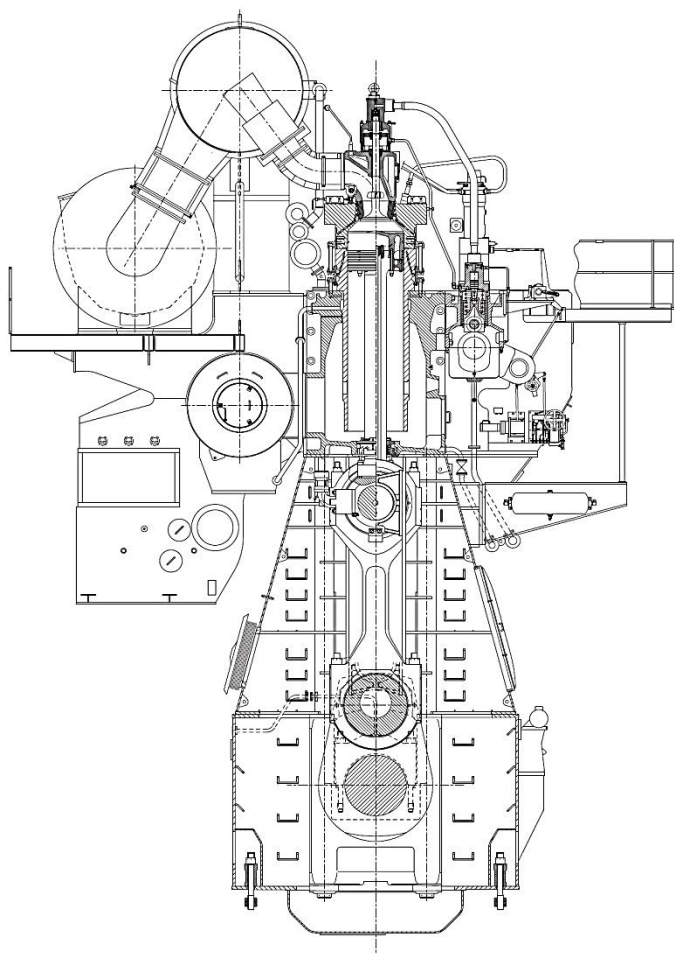


Рис. 4.1 ГД MAN B&W
7K80MC-C6

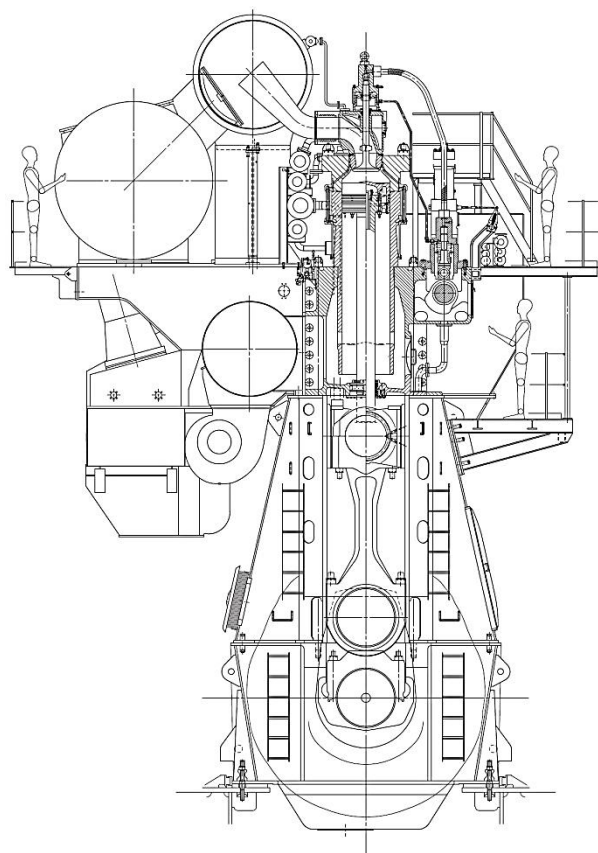


Рис. 4.2 ГД MAN B&W
8L70MC-C8-TII

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.21.04.ПЗ

Лист

82

Таблиця 4.1. Вибір та обґрунтування даних для розрахунків по двигуну, який демонтується та встановлюється в процесі модернізації

Найменування устаткування та його характеристика		Позначення	Одиниці вимірювання	Базове судно	Після модернізації
1	2	3	4	6	7
Головний двигун					
	Марка	-	-	7K80MC-C6	8L70MC-C8-TII
	Потужність	N_e^e	кВт	25270	26160
	Частота обертання колінчастого валу	n	хв ⁻¹	104	105
	Питома ефективна витрата палива	$g_{\text{вк}} = g_e^{\text{д}}$	кг/(кВт·годину)	0,171	0,172
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{\text{мц}}^{\text{д}}$	кг/(кВт·годину)	0,00015	0,0001
	Питома витрата циліндрового (лубрикаторного) масла	$g_{\text{мл}}^{\text{д}}$	кг/(кВт·годину)	0,00085	0,00065
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	-	RNK (ρ=991 кг/м³)	RNK (ρ=991 кг/м³)
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	-	«Л»	«Л»
	Вартість ВВП	$\Pi_{\text{ввп}}$	тис. у.о./т	0,80	0,80
	Вартість МВП	$\Pi_{\text{мпв}}$	тис. у.о./т	1,3	1,3
	Вартість циркуляційного масла	$\Pi_{\text{мц}}$	тис. у.о./т	4	4
	Вартість циліндрового (лубрикаторного) масла	$\Pi_{\text{мл}}$	тис. у.о./т	6	6
	Екологічність (норми: Tier I / Tier II)	NO _x	г/(кВт·год)	9,8	7,7
		SO _x	%	4,5	3,5

Таблиця 4.2. Дані пов'язані з особливостями судна та умовами його експлуатації

1	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Числове значення	
				до модернізації	після модернізації
1	2	3	4	6	7
1	Дедвейт судна	D_w	т	37212	37212
2	Вантажопідйомність судна, насипом (з розрахунком на щільність тоннажу пшениці до об'ємної вантажної місткості)	$P_{bn} = P_{bn}$	т	51234,66	51234,66
3	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_z^e	вуз.	22,4	22,7
4	Довжина рейсової лінії	l_p	милі	1452	1452
5	Час стоянки під навантаженням	$\tau_{ст1}$	діб (год)	0,5 (12)	0,5 (12)
6	Час стоянки без вантажних операцій	$\tau_{ст2}$	діб (год)	0,13 (3)	0,13 (3)
7	Час стоянки під розвантаженням	$\tau_{ст3}$	діб (год)	0,5 (12)	0,5 (12)
8	Питома фрахтова ставка (розрахункова)	(ФЦ)	ц.р./т-милі	0,0125	0,0125
9	Нижча теплота згоряння палива	Q_H	кДж/кг	40000	40000
10	Середньоексплуатаційна кількість робочих діб за рік	n_{ce}	діб/рік	335	335
11	Норматив екологічного збору	H_{ez}	у.о./т	4,5	4,5
12	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	$K_{нас}$	-	1,2	1,2
13	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_Φ	-	1,25	1,25

Таблиця 4.3. Розрахунок зміни доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними головними двигунами

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					до модернізації	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Тривалість ходового режиму	τ_x	діб (годин)	$\frac{l_p}{V_x^{\text{ср}} \cdot 24}$	2,7 (64,8)	2,66 (63,83)
2	Тривалість рейсу	T_p	діб (годин)	$\tau_x + \tau_{\text{зм1}} + \tau_{\text{зм2}} + \tau_{\text{зм3}}$	3,83 (91,8)	3,79 (90,84)
3	Провозоспроможність судна за рейс	$(\text{ПС})^2$	тис. т	$(\text{ПС})^2 = P_{\text{гн}}$	51,23	51,23
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^p	тис. у.о./рейс	$(\text{ПС})^2 \cdot (\Phi\text{С}) \cdot l_p$	929,82	929,82
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива ГД	$g_{\text{е}}^{\text{ср}}$	кг/(кВт годину)	Див. табл.12.1	0,171	0,172
6	Витрата палива ГД за ходовий час	$G_x^{\text{ср}}$	т/рейс	$q_{\text{еу}}^{\text{ср}} \cdot N_{\text{е}}^{\text{ср}} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	280	291
7	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\text{гн}}^p$	т/рейс	$G_x^{\text{ср}}$	280	287
8	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\text{гн}}^p$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{гн}}^p \cdot \text{Ц}_{\text{гн}}$	224	229,6
9	Витрати циркуляційного масла ГД за рейс	$G_{\text{мц}}^{\text{ср}}$	т/рейс	$N_{\text{е}}^{\text{ср}} \cdot g_{\text{мц}}^{\text{ср}} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,246	0,167
10	Витрати на циркуляційне масло для ГД за рейс	$B_{\text{мц}}^{\text{ср}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{мц}}^{\text{ср}} \cdot \text{Ц}_{\text{мц}}$	0,984	0,668

Продовження табл. 4.3

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					до модернізації	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
11	Витрати циліндрового масла ГД за рейс	$G_{\text{ГД}}^{\text{за}}$	т/рейс	$N_{\text{ГД}}^{\text{за}} \cdot g_{\text{ГД}}^{\text{за}} \cdot \tau_{\text{х}} \cdot 10^{-3}$	0,058	0,045
12	Витрати на циліндрове масло для ГД за рейс	$B_{\text{ГД}}^{\text{за}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{ГД}}^{\text{за}} \cdot \zeta_{\text{ГД}}$	0,348	0,27
13	Експлуатаційні витрати на масло за рейс для ГД	$B_{\text{ГД}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ГД}}^{\text{за}} + B_{\text{ГД}}^{\text{за}}$	1,332	0,938
14	Кількість рейсів за рік	$\Pi_{\text{ГД}}^{\text{р}}$	-	$n_{\text{се}}/\text{Гр}$	87,47	88,39
15	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta B_{\text{пл}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{Б.пл}}^{\text{р}} - B_{\text{Б.пл}}^{\text{за}}$	-5,6	
16	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta B_{\text{не}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{Б.не}}^{\text{р}} - B_{\text{Б.не}}^{\text{за}}$	0,394	
17	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	$\Delta \Pi$	тис. у.о./рік	$(\Pi_{\text{с}})^{\text{р}} \cdot (\Phi \zeta) \cdot t_{\text{р}} \cdot (\Pi_{\text{кр}} - \Pi_{\text{Б.р}})$	855,44	
18	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta \Pi_{\text{н}}$	тис. у.о./рік	$\Delta \Pi + \Delta B_{\text{пл}} + \Delta B_{\text{не}}$	850,23	

4.2 Висновок до розділу

У даному розділі проведено техніко-економічне обґрунтування заміни головного двигуна на судні «Cala Pancaldo». Метою обґрунтування була оцінка ефективності та доцільності модернізації суднової енергетичної установки шляхом заміни базового двигуна MAN B&W 7K80MC-C6 на новий, більш сучасний двигун MAN B&W 8L70MC-C8-TII.

В рамках розділу були виконані наступні етапи:

Вибір та систематизація вихідних даних для порівняння двох варіантів СЕУ: базового та модернізованого. Дані включали технічні характеристики двигунів, вартісні показники, експлуатаційні витрати, терміни служби та екологічні параметри.

Проведення порівняльного розрахунку економічних показників експлуатації судна з різними двигунами. Основним інструментом порівняння стала Таблиця 4.3, в якій були проаналізовані:

Доходи: враховано потенційне збільшення доходів за рахунок незначного підвищення швидкості судна після модернізації.

Експлуатаційні витрати: детально розраховано витрати на паливо, амортизацію, технічне обслуговування та ремонт для обох варіантів.

Фінансові результати: визначено прибуток до оподаткування та рентабельність для кожної конфігурації СЕУ.

Інвестиційні показники: розраховано капітальні витрати на модернізацію та оцінено термін їх окупності.

Результати розрахунків дозволяють зробити наступні ключові висновки:

Економічна доцільність: Незважаючи на значні капітальні вкладення у закупівлю та монтаж нового двигуна, модернізація є економічно обґрунтованою.

Основне джерело ефекту: Головним чинником економії є зниження питомої витрати палива нового двигуна в порівнянні з базовим, що призводить до суттєвого скорочення річних витрат на паливо. Ця економія перекриває збільшення амортизаційних відрахувань та потенційний ріст деяких інших витрат.

Додаткові переваги: Окрім прямої економії, модернізація забезпечує:

					KPM.142.6221м.25.21.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		87

Підвищення потужності та швидкості судна, що може позитивно вплинути на його конкурентоспроможність та графік рейсів.

Відповідність сучасним екологічним стандартам (ІМО Tier II), що знижує екологічні ризики та потенційні витрати на дотримання норм викидів.

Збільшення міжремонтних інтервалів та надійності нової установки, що веде до скорочення простоїв та витрат на ремонти в довгостроковій перспективі.

Термін окупності: Розрахований термін окупності капітальних вкладень становить менше одного року, що є прийнятним для інвестиційних проєктів у судноплавстві та підтверджує фінансову привабливість модернізації.

Таким чином, проведене техніко-економічне обґрунтування свідчить про те, що модернізація головної енергетичної установки контейнеровоза «Cala Pancaldo» шляхом установки двигуна MAN B&W 8L70MC-C8-TII є ефективним та доцільним заходом. Цей захід дозволить не лише підвищити техніко-економічні показники судна, але й забезпечить його відповідність сучасним вимогам щодо енергоефективності та екологічності, що є критично важливим у сучасних умовах експлуатації морського транспорту.

					КРМ.142.6221м.25.21.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		88

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

14 жовтня 1992 року, був опублікований і набрав сили, Закон «Про охорону праці». Даний закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, установи або організації, чи уповноваженим їх органом та працівником, з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні. Закон поширюється на всі організації та підприємства, незалежно від форм власності і видів їхньої діяльності, на всіх громадян, що працюють. У статті 43, вищевказаного Закону, говориться: «Держава створює умови для повного виконання громадянами права на працю. Використання примусової праці заборонено, кожен має право на належні, безпечні та здорові умови праці, на заробітну плату не нижче визначеної законом».

5.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні

Для розробки ефективних заходів щодо охорони праці екіпажу судна в машинному відділенні (МВ) необхідно з'ясувати причини виникнення небезпечних і шкідливих факторів і їх величини. До потенційно небезпечних і шкідливих речовин у МВ проектного судна відносяться: машини, що рухаються, і механізми, де незахищені рухливі елементи устаткування; ємності й установки, що працюють під тиском; електроустаткування; пожежна небезпека; шкідливі речовини; шум і вібрація; теплове випромінювання; висвітлення.

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		89

5.1.1 Машини і механізми, що рухаються, та незахищені рухливі елементи устаткування

Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку в МВ для обслуговуючого їхнього персоналу, повинні бути надійно обгороджені. Тому, на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи, мають огороження висотою не менш 1100 мм і особливо відбійними бортами.

Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах.

Ширина проходів прийнята 600 мм, на судні передбачено п'ять виходів з МКВ, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий – це аварійний вихід через шахту валопроводу. Виходи з МВ зрошувані. Настили у МВ викладені з рифленого матеріалу, а конструкція ґрат забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані устрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій.

5.1.2 Безпека ємностей і установок, що працюють під тиском

На сучасних суднах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпуси ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;
- падіння тиску під час випробування на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% по текучості на міцність сталевих балонів – складає [12]:

$$P_{исп} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{исп} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей.

Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістру судноплавства.

5.1.3 Електробезпека

На проектованому судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПВЕ-84:

- площа перетину провідника, що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400 В і потужністю суднової електростанції – 500 кВт;
- провідник, що заземлює, повинний мати опір не більш 40 Ом, в установках з напругою до 1000 В і опором провідників 0,5 Ом;
- опір ізоляції обмотки електронних трансформаторів щодо корпусу, при потужності машин до 100 кВт, напруга – до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинно бути нижче 0,7 МОм;
- контроль індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом і заземлення, проводиться щорічно, а контроль опору ізоляції - щомісячно. Крім того, на судні застосовуються захисні вимикачі, що за 0,1 - 0,2 секунди забезпечують автоматичне відключення, у випадку дотику людини до частин під напругою.

Умови забезпечення електробезпеки на судах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, для переносних електроінструментів увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються багатодротовим кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному устрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

В цілях електробезпеки один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення.

На суднах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки.

Передбачаються також, засоби індивідуального захисту гумові рукавички, інструмент, з ізольованими ручками.

5.1.4 Пожежна безпека

Пожежі в МКВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ПММ, несправностях газоходу, скупченні палива та масла під настилом, вибухах, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі - застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежогасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі;
- передбачені два аварійних виходи з МКВ;
- цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів. У МКВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

На проектованому судні встановлена система виявлення пожежі фірми «Consilium» типу CS 4000. А також передбачено устаткування для пожежогасіння:

- 1) у вантажних трюмах, це система розбризкування води «Novenco», та система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂»;
- 2) у МВ - система вуглекислотного гасіння «Unitor CO₂».

5.1.5 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ

У результаті роботи ГД і ДГ, котлоагрегатів, механізмів обслуговування СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини: окис вуглецю, бензол, водень, та інше. Ступінь дії цих речовин залежить від їхньої концентрації, тривалості дії на організм, та їх токсичності.

Мікроклімат у МВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізмів.

Для підтримки мікроклімату в МВ на судні передбачена система приточно-втяжної вентиляції й опалення.

Температура повітря в МВ у літній час повинна бути не більше ніж, на 10 °С вище температури зовнішнього повітря, а зимою - не нижче 12 °С. Вологість у зимовий час повинна бути 40...60%, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МВ, в літній час, дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час - 0,15...0,5 м/с.

У МКВ при роботі головного двигуна, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин регламентовані:

- окис вуглецю – 20 мг/м³;
- окис азоту – 5 мг/м³;

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		93

- бензол – 5 мг/м³;
- пари свинцю – 0,01 мг/м³.

Для підтримки гранично припустимих концентрацій шкідливих речовин у МКВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ.

5.1.6 Шум і вібрація

Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, рефрижераторні установки, кондиціонери, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.п.).

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116...80 дБ, в діапазоні частот 63...800 Гц, для МВ, обладнаними звукоізолюваними ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізолюваними ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигородки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з віброуючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, які представляють собою віброгасильні та вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових суднах - ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичним параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично припустимі значення вібрації в МВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень.

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		94

Граничні спектри рівнів вібрації щодо ефективних рівнів коливальної швидкості $V_0 = 5 \cdot 10^8$ м/с і коливального прискорення $w_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ м/с² наведені в табл. 5.1

Таблиця 5.1 Граничні спектри рівнів вібрації

Середньгеометричні частоти, Гц	2	4	8	16	32	63
Граничні рівні вібрації, дБ	106	98	95	93	93	92

5.1.7 Теплове випромінювання

Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів і т.п.

Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 300...500 Вт/м³. Для захисту обслуговуючого персоналу від теплових випромінювань, застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів, згідно з санітарними правилами для морських суден.

5.1.8 Освітлення

Освітлення впливає на продуктивність праці, травматизм, професійні захворювання персоналу. Основні вимоги до освітлення в МВ:

- освітленість не менше 75 лк для ламп накаливання і 115 лк для люмінесцентних ламп;
- аварійне освітлення - не менше 10 % основного;
- повинно бути мале аварійне і переносне освітлення;
- аварійне освітлення в МКВ повинне бути стійким до вібрації, вибухо- і пожежобезпечним;
- світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпуче вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення в МКВ повинно бути не меншим 10% від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вибухів і пожежної безпеки, повинне бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення.

5.1.9 Захист від електромагнітних випромінювань

Систематичний вплив електромагнітного поля на людину може призвести до змін у нервовій системі, головного болю, тощо. Для захисту від електромагнітних впливів, створюваних антенами, генераторами, розподільними щитами і застосовують різні екрани, що відбивають, або поглинають електромагнітне випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини.

Рівні припустимого електромагнітного випромінювання визначені стандартом. Нормовані параметрами в діапазоні частот 60...300 кГц, є напруженості E і H електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 Гранично припустима напруженість електромагнітного поля

По електричній складовій		
f , МГц	0,06 - 3,0	50 - 300
E , В/м	3,0 - 30,0	30 - 50
По магнітній складовій		
f , МГц	0,06 - 1,5	30 - 50
H , А/м	5	0,3

5.1.10 Захист від запиленості і загазованості

Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу. Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад, у МВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ – вуглеводні сірчаний і сірчистий ангідрид, CO і CO_2 . Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ПДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях у МВ використовують потужну проточно-витяжну вентиляцію.

5.2 Оцінка виникнення пожежної ситуації у МВ при займанні льяльних вод

Скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах може стати причиною пожежі. Дуже часто в льялах накопичуються нафтопродукти в результаті витоків з невиявлених розривів у паливних і мастильних трубопроводах.

При випаровуванні нафтопродуктів у льялах утворюються легкозаймисті пари. При змішуванні їх з повітрям може відбутися займання - для цього досить недбало кинутого недопалка чи сірника, іскри.

Пожежі в льялах можуть швидко поширюватися й охоплювати механізми та трубопроводи, у зв'язку з чим їх дуже складно брати під контроль. Гасити такі пожежі набагато важче, ніж пожежі, які виникають у МВ.

Льяли вимагають постійного спостереження. Скупчення нафтопродуктів завжди є ознакою витoku, тому при його виявленні необхідно знайти розрив у паливному чи мастильному трубопроводах. Крім того, варто регулярно перевіряти сепаратори трюмних вод, щоб уникнути переливу, що також може стати причиною скупчення великої кількості нафтопродуктів у льялах.

5.2.1 Вихідні дані

Маса паливних фракцій льяльних вод $M = 950$ кг.

Площа поверхні, яку займають льяльні води, $F = 120$ м².

5.2.2 Інженерні розрахунки

Ступінь вогнестійкості – І.

Межа вогнестійкості – 4 години.

Межа горючого навантаження, для горючої рідини,

$$m_{гж} = M / F = 950 / 120 = 7,92 \text{ кг/м}^2.$$

Горюче навантаження, в умовній паливній рідині,

$$m_{угж} = 2,7; m_{гж} = 2,7 \cdot 7,92 = 21,4 \text{ кг/м}^2.$$

Масова швидкість вигорання рідини

$$V_m = 0,85 \text{ кг/(м}^2 \text{ хв)}.$$

Температура полум'я матеріалу, що горить

$$t_{гж} = 1100^\circ\text{C}.$$

Час із моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$t_p = \frac{\sqrt{F}}{\sqrt{\pi \cdot v_p}} = \frac{\sqrt{120}}{\sqrt{3,14 \cdot 0,5}} = 8,74 \text{ с,}$$

де $v_p = 0,5 \text{ м/с}$ – швидкість розповсюдження вогню.

Тривалість пожежі

$$t_n = \frac{m_{y2x}}{v_m} = \frac{21,4}{0,85} = 25,2 \text{ хв.}$$

Середньооб'ємна температура в приміщенні

$$t_{00} = 504 \cdot (0,67 \cdot m_{y2x} + 2)^{0,148} = 504 \cdot (0,67 \cdot 21,4 + 2)^{0,148} = 762^\circ\text{C}.$$

Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення

$$t_{пз} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg t_{пн} = 133,14 + 440,31 \cdot \lg 25,2 = 750^\circ\text{C}.$$

Результати розрахунку наведені в табл. 5.3

Таблиця 5.3 Оцінка пожежного стану

1. Ступінь вогнестійкості	I
2. Межа вогнестійкості, години	4
3. Величина горючого навантаження, кг/м ²	21,4
4. Масова швидкість вигорання матеріалу, кг/(м ² ·хв.)	0,85
5. Температура полум'я згоряння матеріалу, °C	1100
6. Час з моменту запалення до повного захоплення вогнем приміщення, с	8,74
7. Тривалість пожежі, хв.	25,2
8. Середньооб'ємна температура в приміщенні, °C	762
9. Температура поверхні стін із внутрішньої сторони приміщення, °C	750

5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Рядом нормативних документів передбачено створення комплексу механічних засобів і приборів контролю у відповідності з вимогами Конвенції по запобіганню забруднення моря з суден.

У липні 1969 році було передбачено «Угоду про співробітництво по запобіганню забруднення нафтою води Північного моря». Учасники: Бельгія, Данія і Швеція.

У 1972 році, в Осло, була підписана, (затверджена у 1974 році). Конвенція по запобігання забруднення морів, шляхом збору шкідливих речовин в районах північно-східної Атлантики.

У 1974 році в Гельсінкі була прийнята «Конвенція по захисту морського середовища району Балтійського моря».

У лютому 1976 році, в Барселоні, відбулася конференція представників прибережних держав Середземноморського регіону по захисту Середземного моря, яка прийняла три регіональних угоди: «Конвенцію по захисту Середземного моря від забруднення», протокол по запобіганню поховання відходів, протокол про співробітництво у боротьбі із забрудненням нафтою і іншими шкідливими речовинами.

29 січня 1976 році була прийнята постанова «Про заходи по запобіганню забруднення басейнів Чорного та Азовського морів».

Успішне рішення питань охорони навколишнього середовища не може бути вирішене без тісного міжнародного співробітництва, досягнення діючих, строго контрольованих міжнародних угод. В даний час, діє єдиний міжнародний документ «Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з судів», прийнятої в 1973 році, Міжнародної Морською організацією і Протокол 1978 року. Вище вказані документи являють собою єдиний документ, коротко названий Конвенція МАРПОЛ 73/78.

5.3.1 Теплове забруднення атмосфери і її запобігання при експлуатації судна

Існує можливість забруднення атмосфери в результаті викидів відпрацьованих газів і пару при роботі двигуна і допоміжних парогенераторів. Теплові викиди енергетичних установок у навколишнє середовище, являють собою:

- теплоту відпрацьованих газів і теплоту випромінювання нагрітих поверхонь;
- теплоту, передану забортній воді, від рідин, що охолоджують двигун, механізми і різні системи.

З метою зниження теплового забруднення атмосфери на судах, установлюють утилізаційні котли. Достойнство утилізаційних парогенераторів полягає в

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		99

тому, що знижують шум вихлопу і кількість часток димових газів, тому що більшість утилізаційних котлів обладнуються глушителями й іскрогасниками. Також, на ряді з установкою утилізаційних котлів, упроваджуються технології по поліпшенню процесу горіння низькосортних палив у ДВЗ та котлі.

5.3.2 Запобігання забрудненню нафтовмістними водами

Нафтовмістні води (НВ) - води, що містять залишки нафти, після мийки відкритих частин палуб і залишки палива і масла у виді протічок із трубопроводів і механізмів, мийки палуб у машинному відділенні.

Відповідно до вимог Міжнародної морської організації (ІМО), вміст нафтопродуктів у трюмних і льяльних водах, які викидаються за борт, допускається не менш 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання нафтопродуктів при русі судна 15 мг/л. Миттєва інтенсивність скидання не повинна перевищувати 60 літрів на одну милю. У ряді морів узагалі заборонений усякий викид нафтоутримуючих вод і відходів.

Вимоги Регістра по запобіганню забруднення нафтовмістними водами:

- кількість відстійних танків і цистерн;
- наявність нафтоводяного сепараторного устаткування з очисною здатністю 15 мг/л;
- наявність швидкозапорної арматури, що забезпечує переключення потоку усмоктуваних вод у напрямку, “за борт” - “відстійний танк”, при підвищенні змісту нафти у воді більш ніж 15 мг/л.

5.3.3 Додаток 1 до Конвенції МАРПОЛ 73/78

Правила запобігання забруднення нафтою. Згідно вимогам додатку 1 Конвенції МАРПОЛ 73/78, кожне судно місткістю 400 рег.т і більше, нафтовий танкер місткістю 130 рег. т і більше, повинне мати на борту:

1) Фільтруюче устаткування, яке забезпечує очистку нафтовмістних вод до остатнього змісту нафти на скид за борт менше 15 мг/л.

2) Прибор контролю нафтового змісту на скиданні - (АСС - автоматична система сигналізації, або САЗРИУ - система автоматичного заміру, реєстрації і

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

управління скидів: самописцем), забезпечує сигнал про перевищення 15 мг/л і команду на автоматичний запірний устрій.

3) Автоматичний запірний пристрій - (зазвичай триходовий електропневмоклапан), який забезпечує припинення скиду за борт води зі складом нафти більше 15 мг/л (по сигналу прибору контролю).

4) Танк для збору усіх нафтовмістних вод МКВ з автономною системою видачі на берег на обидва борти з міжнародними фланцями і пультом дистанційної зупинки насосів у районі цих фланців. Використання інших систем для викиду за борт і здачі нафтовмістних вод на берег забороняється.

5) Танк для збору нафтових залишків і відходів (шлам, залишки від мийки фільтрів, мотористок і т.п.), з системою підігріву і трубопроводом видачі нафтових залишок на берег.

Трубопровід видачі нафтових залишків повинен бути автономним, не мають прямого з'єднання з бортовим отвором, не повинен мати з'єднання з осушувальною, або якоюсь іншою системою; він повинен бути устаткований шнековим насосом для перекачки високо в'язкого шламу.

При наявності на судні інсенеаторів - повинен бути трубопровід подачі шламу до нього і вузол підготовки шламу до спалювання; танк для змішування шламу з паливом, з підігрівом і вибучуванням, гомогенізатор.

6) Трубопровід переливу і переливна цистерна на бункерній системі, або вигородки (100...300 л) під повітряними трубами паливних і масляних танків.

7) Механічне герметичне закриття палубних шпигатів.

Нормативи скиду

Акваторії Світового океану, які обмивають узбережжя регіонів з найбільш високою щільністю населення по Конвенції МАРПОЛ 73/78 виділені в особливі райони.

Поза особливих районів забороняється скид в море нафтоутримуючих сумішей за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

Для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МКВ: судно за 12 мильною зоною, викид на шляху, де склад нафти в скиді менше 15 мг/л, на судні у дії АСС.

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Підсумовуючи, що викид у море нафтових залишків і відходів (шламу) категорично заборонений улюбій точці Світового океану, кожне судно повинне мати танк для збереження на борту і здачі на берег нафтових залишків і відходів (шламу), Контролюючі органи у портах заходу контролюються тим, що для легкого палива – 0,5 %, а для важкого палива – 1,5 % спаленого, складає шлам.

Особливі райони:

Середземне, Балтійське, Чорне, Червоне моря, Карибське море з Мексиканською затокою, Північне море з Ірландським, Кельтським морями і Англійським каналом, район заток (Перська затока), Аденська затока і район Арктики.

Координати які обмежують особливі райони, приведені у тексті Конвенції МАРПОЛ 73/78.

В особливих районах забороняється викид у море нафтовмістних сумішей, за виключенням випадків, коли одночасно дотримуються наступні умови:

- 1) для контейнеровозів: забороняється викид нафтовмістного баласту.
- 2) для суден-контейнеровозів, а також з льял їхніх МКВ: судно за 12-мильною зоною, при русі, коли вміст нафти у скиді менше 15 мг/л, на судні при дії: фільтруючого устаткування, приладу контролю (АСС) і автоматичного запір-ного пристрою, який забезпечує припинення викиду при перевищенні показника у скиді – 15 мг/л.

В районі Арктики забороняється будь-який скид нафтовмістної суміші.

Ізольований баласт - це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, які мають автономну систему викачування і окремі, тільки для цієї цілі насоси, скидаються за борт без обмеження.

Чистий баласт – це забортна вода, прийнята в ізольовані баластні танки, або ретельно вимиті вантажні танки, викачується за борт через загальну баластну систему загальними баластними насосами, поза особливих районів, на ходу судна, за 12 мильною зоною.

Нафтозабруднений баласт – це забортна вода, прийнята у вантажні танки і яка викачується за борт через загальну баластну систему загальними баластними

насосами поза особливих районів, за 12 мильною зоною через відстійний танк, під контролем САЗРІУС.

Виняток: судна, які здійснюють постійні рейси між портами особливого району, можуть мати тільки танки для збору і збереження на борту нафтовмістних вод, місткістю, достатньою для збору цієї води за весь період переходу, за умов, що порти заходу мають берегові приймальні пристрої.

Всі операції з баластом, бункером, мастильними маслами в МВ суден, які не є танкерами, заносяться у журнал нафтових операцій, частина I, всі операції з вантажем, баластом на нафтових танкерах, заносяться у журнал нафтових операцій, частина II.

Згідно з вимогами Додатка I до Конвенції МАРПОЛ 73/78, окрім документів по Доповненню IV і Доповненню V, кожне судно повинне мати на борту:

1) «Свідоцтво про типовий іспит фільтруючого устаткування», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.

2) «Свідоцтво про типовий іспит прибору контролю», видається заводом-виробником в ксерокопії з оригіналу акту іспитів головного взірця класифікаційним товариством.

3) «Міжнародне свідоцтво по запобіганню забруднення нафтою», видається класифікаційним товариством на 5 років зі щорічним переосвідченням. У доповнення «А» до цього свідоцтва вказується все устаткування по очистці нафтовмістних вод, номери і місткості збірних танків, система накопичення і ліквідації шламу.

4) «План надзвичайних заходів по боротьбі з забрудненням нафтою» (SOPEP), розробляється для кожного судна в залежності від його устаткування, призначення судна, екіпажу на російській, англійській мовах, повинен бути ухвалений класифікаційним товариством.

У Додатку до Плану приводиться «Перелік національних пунктів зв'язку, відповідальних за прийом, передачу і обробку термінових повідомлень про інци-

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		103

денти, пов'язані зі скидом нафти і інших шкідливих речовин з суден», який видається ІМО щорічно. Необхідно мати на судні самий свіжий варіант «Переліку».

5) Журнал нафтових операцій, частина I «Операції в машинних приміщеннях» для всіх суден (включаючи танкери).

Журнал посторінково підписується капітаном, зберігається на судні у доступному для перевірки місці, пред'являється портовій владі по їхній вимозі, копії записів завіряються капітаном, журнал зберігається на судні 3 роки після внесення останнього запису. В журналі повинні бути пронумеровані сторінки і він щоб був завірений капітаном порту.

5.3.4 Методи очищення нафтовмістних вод

Відстоювання – найбільш простий спосіб очищення НВ, заснований на здатності часток нафтопродуктів спливати на поверхню води за рахунок різниці щільності. Цей спосіб дозволяє витягати з НВ, практично всі грубодисперсні частки нафтопродуктів.

Коалесценція – метод заснований на укрупненні часток нафтопродуктів, через проходження НВ, через коалісцируючі елементи. Частки нафтопродуктів при проходженні коалісцируючих елементів, знижують свою швидкість і, осаджуючи в них, укрупнюються за рахунок чого, збільшується їхня маса і вони спливають на поверхню.

Флотація – витяг нафтопродуктів із НВ, пухирцями повітря. Частки нафтопродуктів з'єднуються з пухирцями повітря і спливають на поверхню.

Абсорбція – процес заснований на поглинанні елементарних часток нафтопродуктів, поверхнею абсорбційного матеріалу.

Озонування – спосіб глибокого очищення, використовуваної для видалення з НВ, емульгованих і розчинених нафтопродуктів. Крім того, при озонуванні, відбувається знезаражування і знебарвлення води, а також, насичення її киснем.

Біохімічне очищення – спосіб заснований на здатності мікроорганізмів у процесі своєї життєдіяльності, використовувати нафтопродукти для свого розвитку.

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						104
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основні характеристики методів очищення НВ приведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 Характеристики методів очищення НВ

Спосіб очищення	Концентрація нафтопродуктів, що допускається мг/л	Кінцева концентрація нафтопродуктів, мг/л
Відстоювання	1000	40 - 100
Флотація	200	20 - 60
Коалесценція	100	10 - 15
Абсорбція	100	1 - 5
Озонування	50	1 - 5
Біохімічний	100	1 - 10

5.3.5 Основні типи установок очищення НВ

Установка «Фрам», (Голландія). Установка триступінчастого очищення, працююча за схемою коалесценція - відстоювання – коалесценція. Переваги установки «Фрам» перед іншими установками, що сполучають два способи очищення (коалесценцію і відстоювання), є застосування коалісцируючого елементу перед відстійним сепаратором, що дозволяє більш ефективно проводити відстоювання за рахунок укрупнених часток нафтопродуктів. Ступінь очищення до 10...15 мг/л.

Установка «Фрамарин», (Голландія). Принципова схема установки «Фрамарин» забезпечує очищення відстоюванням і коалесценцією. В установці використовуються теж методи очищення, що й в установці «Фрам», але модифіковані, застосовані гофровані пластини для відстійника і здвоєний коалісцируючий фільтр, що дозволяє підвищити ефективність очищення. Недоліком установки є нездатність витягати з НВ, емульговані нафтопродукти і дрібнозернисті елементи, а також, відокремлює плівкові нафтопродукти.

Установка «Аквамарин», (Швеція). Примусова схема установки «Аквамарин», містить у собі очищення, відстій, коалесценцію й абсорбцію. Установка дозволяє витягати емульговані і мілкодисперсні елементи. Ступінь очищення 10 мг/л.

Сепаратор СК - 4М, з доочистним фільтром ФДН - 4М. Принципова схема установки містить у собі очищення коалісценцією і адсорбцією. Установка дозволяє витягати емульговані елементи. Ступінь очищення 15 мг/л.

На проєктованому судні, контейнеровозі Cala Pancaldo, встановлене устаткування, що забезпечує виконання вимог Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення із суден, у відношенні нафтовмістних вод. Для очищення НВ, на судні застосовується один сепаратор льяльних вод фірми «BV Idustrietchnik GmbH» типу ТСН 5 HD продуктивністю 32 м³/добу при тиску 0,23 МПа. Ступінь очищення сепаратора складає 5 ppm. Показники очищення відповідають вимогам конвенції «МАРПОЛ - 73/78».

Скидання льяльних вод, очищених у сепараторі, здійснюється через отвір, що контролюється за допомогою системи контролю нафтовміщення у водах, що зливаються за борт.

При перевищенні норми змісту води, що зливається за борт, автоматично закривається клапан у цистерну льяльних вод.

5.3.6 Забруднення стічними водами

При використанні води для питних і господарських нестатків на судні, накопичуються стічні води (СВ). Проблема видалення СВ виникла давно, але донедавна вона вирішувалася досить просто – скиданням СВ за борт, без обробки.

В даний час існують наступні контрольні показники, по яких можна прямо і побічно судити про ступінь забруднення СВ: БПК 5 – біохімічна потреба в кисні, у плині 5 доби.

З підвищенням змісту органічних речовин у СВ, значення БПК- 5 зростає, що приводить до додаткових витрат кисню на окислювання органічних речовин і, отже, до зменшення змісту кисню у водоймі;

ВВ – кількість зважених речовин, що містяться в 1 л СВ. Вище змісту ВВ, що скидаються у СВ, веде до змутніння води, що в підсумку приводить до порушення «харчового ланцюжка» водойми;

«Колі»-індекс – кількість бактерій груп «колі» (кишкова паличка), що міститься в одному літрі СВ;

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						106
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РН – водневий показник, що характеризує кількість іонів водню в розчині;
Прозорість – дозволяє непрямим шляхом оцінювати ступінь забруднення СВ.

Відповідно до Конвенції МАРПОЛ – 73/78, у прибережній зоні шириною 12 морських миль, заборонене скидання стічних вод, якщо вони попередньо не очищені і не знезаражені в спеціальній судновій установці, до наступних параметрів:

БПК-5, мг/л 50;
ВВ, мг/л 100 + X;
«Колі» - індекс, шт.л + 2500.

За межами 12 мильної зони, скидання СВ дозволене без попередньої обробки в будь-якому басейні, але при цьому, судно повинне рухатися зі швидкістю не менш 4 вузлів.

Судно може скидати здрібнені і знезаражені СВ, на відстані більш 4 морських миль, від найближчого берега, використовуючи систему, схвалену Регістром. Стік не повинний давати видимих твердих часток, що плавають, і не повинний викликати зміну кольору навколишньої води. Для обробки СВ на проектованому судні встановлюється установка фірми «Hamworthy» типу ST3S.

5.3.7 Забруднення сміттям

Конвенція МАРПОЛ 73/78, включає правила запобігання забруднення водойм сміттям із суден. При цьому, під терміном «сміття», приймаються усі види харчових, побутових, чи експлуатаційних відходів, що утворюються в процесі нормальної експлуатації судна, за винятком речовин, перелік яких приведений в інших додатках Конвенції.

Конвенцією передбачені наступні обмеження по скиданню сміття з суден:

- забороняється скидання в море усіх видів пластмас, включаючи синтетичні троси, сітки, пластмасові мішки для сміття;
- плавучий оббивний і пакувальний матеріал, можна скидати за межами 25 миль від берега;

- за межами 12 - ти мильної зони, можна скидати сміття, пропущене через роздрібнювач, якщо шматки розмеленого сміття, не більш 25 мм;
- в особливих районах забороняється скидати будь-які види сміття, крім харчових відходів, які можна скидати за межами 12-ти мильної зони. На судні використовується установка для спалювання сміття і відходів (інсинератор) фірми «Teamtec» типу G3500C. Цей тип сміттєспалювача схвалений і допущений до застосування Морським Регістром.

Проаналізувавши можливі види забруднення водяних басейнів із суден, у ході проектування була передбачена установка приладів і устаткування, необхідних для запобігання забруднення, а також, для виконання вимог Міжнародної Конвенції МАРПОЛ 73/78.

5.4 Висновок до розділу

У даному розділі розглянуто комплекс заходів щодо забезпечення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях на судні, зокрема в машинному відділенні. На основі проведеного аналізу визначено основні потенційно небезпечні та шкідливі фактори, серед яких: рухомі машини та механізми; ємності та установки, що працюють під тиском; ризики електротравматизму; пожежна небезпека; шкідливі речовини, шум, вібрація, теплове та електромагнітне випромінювання; недостатнє або неякісне освітлення; запиленість та загазованість.

Для кожного з цих факторів запропоновано конкретні технічні, організаційні та санітарно-гігієнічні заходи, що відповідають вимогам національного законодавства та міжнародних стандартів.

Окремо досліджено питання безпеки у разі виникнення пожежі в машинному відділенні, зокрема при займанні льяльних вод. Проведені розрахунки дозволили оцінити динаміку розвитку пожежі, температурні режими та тривалість горіння, що є важливим для розробки планів локалізації та ліквідації таких аварій.

Також у розділі розглянуто питання запобігання забрудненню морського середовища в рамках вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78. Проаналізовано основні джерела забруднення (нафтовмістні води, стічні води, сміття) та запропоновано

					KPM.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		108

технічні рішення щодо їх очищення та утилізації, зокрема: використання сепараторів льяльних вод; установок очищення стічних вод; інсинераторів для спалювання відходів.

На судні-контейнеровозі Cala Puncaldo передбачено сучасне обладнання, що забезпечує дотримання вимог міжнародних конвенцій та регламентів щодо безпеки та екології.

У цілому, запропоновані заходи дозволяють: мінімізувати ризики травматизму та професійних захворювань екіпажу; забезпечити готовність до локалізації та ліквідації надзвичайних ситуацій; дотримуватись екологічних стандартів та запобігати забрудненню морського середовища.

Таким чином, розділ містить комплексний підхід до організації безпечних умов праці та функціонування судна в умовах можливих надзвичайних ситуацій.

					КРМ.142.6221м.25.21.05.ПЗ	Лист
						109
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ДО РОБОТИ

Виконана кваліфікаційна робота присвячена вирішенню актуальної задачі підвищення експлуатаційної надійності головного суднового двигуна шляхом комплексного підходу, що поєднує модернізацію силового агрегату та впровадження сучасних засобів технічного діагностування. На прикладі контейнеровоза «Cala Pancaldo» було обґрунтовано доцільність заміни базового двигуна MAN B&W 7K80MC-C6 на сучасніший двигун MAN B&W 8L70MC-C8-TP. Аналіз технічних характеристик показав переваги обраного двигуна, зокрема, підвищену потужність до 26160 кВт, покращені екологічні показники (відповідність нормам IMO Tier II), зменшені питомі витрати палива та мастила, а також більш компактні габарити при збільшеній потужності.

Термодинамічне та динамічне моделювання робочого циклу нового двигуна підтвердило його високу ефективність. Розрахункові значення середнього індикаторного тиску (2,0624 МПа), індикаторного (0,4887) та ефективного (0,4643) ККД свідчать про оптимальну організацію робочого процесу. Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму та параметрів маховика засвідчив достатність обраної конструкції для забезпечення стійкої та рівномірної роботи двигуна на номінальному режимі.

Ключовим аспектом дослідження стало обґрунтування застосування переносної системи технічного діагностування DEPAS 2.34SP. Аналіз її архітектури, алгоритмів (зокрема, безфазової синхронізації) і діагностичних можливостей показав, що система дозволяє здійснювати комплексний моніторинг стану двигуна за широким спектром параметрів: від тиску в циліндрах та індикаторної потужності до фаз подачі палива та газорозподілу. Використання такої системи забезпечує перехід від планово-попереджувального обслуговування до обслуговування за фактичним технічним станом, що є основним шляхом підвищення надійності.

Техніко-економічне обґрунтування підтвердило ефективність запропонованої модернізації. Незважаючи на капітальні витрати на заміну двигуна, основ-

					KPM.142.6221м.25.21.00.ПЗ	Лист
						110
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ний економічний ефект досягається за рахунок зниження експлуатаційних витрат, зокрема, витрат на паливо та мастило. Розрахунковий термін окупності інвестицій є прийнятним. Додатковими перевагами є підвищення швидкості судна, дотримання суворих екологічних норм та збільшення міжремонтних інтервалів.

У розділі з охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні та розроблено комплекс інженерних та організаційних заходів щодо забезпечення безпеки персоналу та запобігання надзвичайним ситуаціям, зокрема, оцінено ризики виникнення пожежі.

Таким чином, результати даної роботи демонструють, що запропонований комплексний підхід, що полягає в модернізації головного двигуна з одночасним оснащенням судна сучасною діагностичною системою, є технічно доцільним та економічно ефективним. Його впровадження дозволить значно підвищити експлуатаційну надійність, енергоефективність та екологічність суднової енергетичної установки, що цілком відповідає сучасним тенденціям розвитку морського транспорту та вимогам до безпеки мореплавства.

					КРМ.142.6221м.25.21.00.ПЗ	Лист
						111
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Каталог Project Guide, MAN B&W L70MC-C8-ТІІ, 2010 [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/l70mcc8.pdf
2. Каталог Project Guide, MAN B&W L70MC-C8, 2009 [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier1/printed/l70mcc8.pdf
3. Каталог Project Guide, MAN B&W K80MC-C6, 2009 [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier1/printed/k80mcc6.pdf
4. Каталог Project Guide, MAN B&W S80MC-C7, 2009 [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier1/printed/s80mcc7.pdf
5. Каталог Project Guide, MAN B&W G80ME-C9.2-ТІІ, 2012 [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/PG%20G80ME-C9_2_Basic.pdf
6. Ships Map - Vessel Tracking & AIS Positions Map | AIS Marine Traffic, [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.marinetraffic.com/en/>
7. Live AIS Vessel Tracker with Ship and Port Database, [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.fleetmon.com/>
8. Hoppe Marine, Best Maritime Technology, [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://hoppe-marine.com/index.php>
9. Ідентифікація судна – Право України, [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://pravo-ukraine.org.ua/resyrsi/kz/ktmu/1823-statya-21-identifikaciya-sudna>
10. Ship Photos and Ship Tracker, [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<http://www.shipspotting.com/gallery/photo.php?lid=1648271>
11. Ресурс власника судна Eurobulk LTD, [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.eurobulk.gr/>

					KPM.142.6221м.25.21.00.ПЗ	Лист
						112
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12. International: IMO Marine Engine Regulations. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.dieselnets.com/standards/inter/imo.php>
13. Горбов В. М., Кот В. П. Енциклопедія суднової енергетики: підручник. – Миколаїв: НУК, 2013. – 607 с.
14. Онлайн сервіс. – Системи діагностики. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://depas.od.ua/>
15. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
16. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
17. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
18. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.
19. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.
20. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.