

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«15» 12 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Модернізація системи паливостачання головного двигуна
Wärtsilä 12V46C судна «MISTRAL» з метою зниження експлуатаційних
витрат палива

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

Бурда М.Ю.
(підпис)

Бурда М.Ю.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Білоусов Є.В.
(підпис)

Білоусов Є.В.

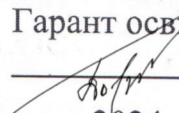
Первомайськ - 2024 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

 (підпис)

«...» 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту

Бурда Максиму Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Модернізація системи паливопостачання головного двигуна Wärtsilä 12V46C судна «MISTRAL» з метою зниження експлуатаційних витрат палива

Керівник роботи Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.

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

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні дані до роботи: У проекті необхідно розглянути особливості роботи головного двигуна у складі енергетичної установки судна, розглянути можливість підвищення ефективності та екологічності його роботи на основних режимах експлуатації шляхом покращення умов протікання робочого процесу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз конструкції судна та особливості його енергетичної установки. 2. Аналіз особливостей конструкції та умов експлуатації головного двигуна особливостей організації та нових підходів до організації робочих процесів. Визначення напрямку модернізації паливної системи двигуна для вдосконалення його ефективності та екологічності на основних експлуатаційних режимах. Провести необхідні розрахунки, що підтверджують ефективність запропонованих рішень. 3. Розробити заходи з техніки безпеки при проведенні робіт у МКВ – у тому числі по обслуговуванню паливної системи головного двигуна.

5. Перелік графічного матеріалу 1. Загальне креслення судна 2. План розміщення обладнання МКВ; 3. Машинобудівне креслення головного двигуна. 4. Схема паливної системи. 5. Пояснення, щодо запропонованих заходів з модернізації двигуна 6. Матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів. (Усі креслення на форматі А1 виконані в AutoCAD або олівцем).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

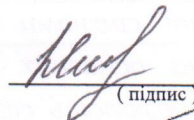
7. Дата видачі завдання

«09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

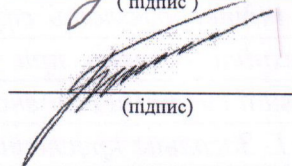
Студент


(підпис)

Бурда М.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 110 сторінок, 32 рисунків, 9 таблиць. При підготовці проекту було використано 17 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання процесу упорскування палива в камеру згоряння суднового середньооборотного двигуна Wartsila 12V46C, шляхом поділу упорскування на два етапи – попереднє й основне упорскування. Виконано економічні розрахунки ефективності використання запропонованих технічних рішень.

Ключові слова: упорскування палива, камера згоряння середньооборот-отний двигун

Abstract

The diploma project includes 110 pages, 32 drawings, 9 tables. At project preparation 17 information sources have been used.

In the project the complex of provisions on perfecting of process of a fuel injection in a combustion chamber of the ship engine with average speed of twirl Wartsila 12V46C, by separation of injection into two stages – preliminary and basic injection is developed. Economic accounts of efficiency of use of the offered designs are executed.

Keywords: fuel injection, combustion chamber, the engine with average speed of twirl

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	8
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	8
1.2 Склад енергетичної установки.....	14
1.2.1 Головний двигун.....	14
1.2.2 Суднова електроенергетична установка.....	14
1.2.3 Допоміжні котлові установки.....	15
1.2 Аналіз конструкції головних двигунів Wartsila 12V46C.....	15
1.2.1 Загальні положення.....	15
1.2.2 Конструктивні особливості.....	19
1.3 Характеристика систем двигуна.....	38
1.3.1 Паливна система двигуна.....	38
1.3.2 Система змащення.....	38
1.3.3 Система охолодження.....	39
1.3.4 Система відводу відпрацьованих газів.....	41
1.3.5 Система пускового повітря.....	42
1.3.6 Механізм керування.....	43
Розділ 2. АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ОПТИМІЗАЦІЇ ЗАКОНУ ВПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ Й ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА	44
2.1 Аналіз тенденцій з удосконалення робочого процесу двигуна.....	44
2.1.1 Сумішоутворення й згоряння в дизелях, динаміка процесу згоряння.....	44

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Бурда М.Ю.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Білоусов Є.В.								2	
								ПННІ НУК			
Н. Контр.		Білоусов Є.В.									
Затверд.		Нестеренко В.В.									

2.1.2 Аналіз схемних рішень паливних систем та їх характеристик що впливають на робочий процес двигуна.....	46
2.2 Останні розробки в області організації упорскування палива.....	55
2.2.1 Системи паливостачання об'ємної дії.....	55
2.2.2 Акумуляторні системи паливостачання.....	57
Розділ 3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ОПТИМІЗАЦІЇ ЗАКОНУ ВПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА.....	64
3.1 Розробка технічного рішення відносно модернізації паливної системі двигуна 12W46/58.....	64
3.2 Розрахунок робочого процесу двигуна з подвійним вприском палива у камеру згоряння.....	69
3.3 Аналіз та вибір конструктивних особливостей двигуна, а також його геометричних параметрів.....	70
3.3.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу.....	71
3.3.2 Процес впуску.....	73
3.3.3 Процес стиску.....	78
3.3.4 Процес згоряння.....	80
3.3.5 Процес розширення.....	83
3.3.6 Процес випуску.....	84
3.3.7 Індикаторні показники циклу.....	84
3.3.8 Ефективні показники двигуна.....	86
3.3.9 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу.....	87
3.3.10 Побудова індикаторної діаграми.....	89
3.5 Аналіз результатів теплового розрахунку.....	92
Розділ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	96
4.1 Нормативна правова база охорони праці.....	96

4.1.1 (МАРПОЛ 73/78) Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 року й Протокол до неї 1978 року.....	96
4.1.2 Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р (СОЛАС).....	98
4.1.3 Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення (МККБ).....	99
4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні.....	102
4.3 Шляхи попередження травматизму в машинно-котельному відділенні.....	104
4.3.1 Протипожежна безпека у машинно-котельному відділенні.....	106
ВИСНОВКИ	108
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	109

ВСТУП

Судна типу «Ro-Ro» або ролкери, відрізняються за своєю конструктивною будовою і обладнанням від суховантажних суден традиційного типу. Основна відмінність полягає у відсутності поперечних перегородок в вантажній частини. У кормі (іноді, на малих судах, в носі) є ворота, що відкриваються та перекидаються на причал мостом-апарелю, по якому вкочується і викочується вантажна і колісна техніка. Переміщення вантажів з палуби на палубу здійснюється за внутрішніми похилими апарелями або за допомогою спеціальних ліфтових підйомників. Судна типу «Ro-Ro» відрізняються підвищеною вантажомісткістю; мають надлишкову надводний борт.

Ролкери займають приблизно в п'ять разів менше причального фронту, ніж інші судна. На завантаження та розвантаження суден типу ро-ро потрібно часу в кілька разів менше, ніж на завантаження універсальних суден. Ролкерний флот за кордоном майже на 60% складається з суден вантажопідйомністю менше 6 тис. т, які використовуються в основному для перевезень на відносно невеликій відстані. Близько 40% суден цього класу – трансокеанські ролкери. Середня швидкість суден типу ро-ро знаходиться в межах 19...20 вуз.

Енергетичні установки суден типу «Ro-Ro», зазвичай, одно або двухвальні, зі середньообертовими дизелями. Таке рішення підвищує маневреність цих суден і дозволяє розмістити енергетичну установку в обмеженій по висоті частини корпусу під автомобільною палубою. Крім того, з'являється можливість мати у своєму розпорядженні машинні шахти по бортах, що полегшує розміщення автомобілів на судні.

До енергетичних установок ролкерів надаються дуже високі вимоги щодо екологічних показників так як ці судна часто використовуються у зонах з обмеженнями викидів шкідливих речовин. Наприклад, у Європі вимоги до

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

викидів окислів азоту та твердих частин дизелями зменшились за 10 років у десять разів.

У боротьбі за чистоту вихлопу конструктори зіткнулись з великою проблемою: більшість змін робочого процесу дизеля зменшує викиди тільки одного з двох компонентів. Наприклад, збільшення випередження впорскування зменшує емісію частин, однак збільшує викиди NO_x . Розв'язати цю проблему дозволили високий тиск впорскування та електронне керування. Завдяки збільшенню тиску покращується розпилювання палива, що веде до більш швидкого та повного згоряння. Це пояснює, чому майже 60-років (1927-1985) максимальний тиск впорскування складав 20...50 МПа, а в останні 10 років збільшився до 200 МПа.

Проблема збільшення надійності та зменшення шумності роботи дизелів являється однією з важливих проблем, які стоять перед світовим дизелебудуванням. Рішення цієї проблеми в більшій ступені зв'язано з покращенням динамічних показників робочого процесу дизеля та вчасності з зменшенням максимальної швидкості наростання тиску при згорянні та максимальному тиску циклу. Ряд дослідників у своїх роботах прямо вказують на експериментальне підтвердження безпосереднього зв'язку «жорсткості» робочого циклу дизеля з надійністю та шумністю його роботи.

Одним з напрямків покращення робочого процесу дизеля за рахунок зниження d_p/d_ϕ та p_z являється вибір оптимального закону паливоподачі для кожного типу двигуна. Відомі багато досліджень присвячені спробам створити двигун з управлінням процесом згоряння за рахунок застосування необхідного закону горіння. Одним з кроків на цьому шляху є використання двофазного керованого впорскування палива. Особливо це стосується середньо- та високооборотних двигунів, що знаходять все більше поширення на судах в якості головних.

У той же час, зростання вимог по паливній економічності та екологічності, звужують сферу використання суден що були побудовані

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5...10 років тому. При цьому двигуні цих суден не виробили свій ресурс и їх заміна не є доречною. Тому важливим завданням експлуатації є модернізація двигунів з метою підвищення їх експлуатаційних показників.

Ціль даної роботи – розробити комплекс заходів з модернізації паливної системи середньооборотного суднового двигуна 16W46, фірми Wärtsilä, що працює в складі дизель-редукторного агрегату ролкеру, з метою підвищення його паливної економічності та екологічності.

Задачі, розв'язувані в проекті полягають у наступному:

- проаналізувати особливості конструкції й експлуатації двигуна прототипу на важкому паливі;
- проаналізувати шляхи покращення паливної економічності та екологічності середньооборотних двигунів;
- запропонувати рішення щодо модернізації паливної системи двигуна;
- розрахунковим шляхом визначити як запропоновані технічні рішення вплинуть на роботу двигуна;
- розробити комплекс заходів щодо обслуговування модернізованого двигуна.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі живлення дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи дизельного двигуна за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Ролкер «MISTRAL» (IMO № 9183788), взятий у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі, призначено для перевезення вантажів, що знаходяться на піддонах або так званих трейлерах-автопричіпах, а також автомашин і колісної техніки та контейнерів.

Загальна кількість контейнерів, що може бути перевезена судном становить 303 TEU або 141 FEU та 21 TEU, з яких 50 може бути рефрижераторними.

Район плавання – необмежений.

Тип судна – одногвинтовий, однопалубний дизельний ролкер з півбаком та подвійними бортами, подвійним дном, одним подовжнім перебиранням у кормовій частині, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділення. Житлові і службові приміщення та навігаційна рубка розміщені у носовій частини судна. Носову частину обладнано бульбом а кормову відкидною апарелю для здійснення вантажних операцій [1]. Висота надлишкового надводного борту становить 1,662 м. Судно має підвищену вантажопідйомність та пристосовано для плавання у льодових полях. Корпус судна має дві водонепроникні переборки. Число вантажних палуб – три. Дедвейт судна в морській воді щільністю $1,025 \text{ т/м}^3$ при осаді 7,00 м складає близько 7438 тонн, при цьому диферент на корму складає близько 0,325 м. При плаванні судна в баласті мінімальне осідання носом складає близько 5,2 м, кормою – близько 5,9 м.

Дальність плавання по запасах палива, масла і води при експлуатаційно-тривалій потужності складає 8500 миль. Автономність плавання по запасах сухої провізії складає 33 доби, по запасах іншої провізії й прісної води – 25 діб.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	153,35
Довжина між перпендикулярами, м	142,94
Ширина найбільша, м	20,6
Теоретична висота борту м,	14,80
Максимальна осадка, м	7,00
Валова місткість, т	10471
Повна вантажопідйомність судна, т	4582
Чиста місткість, т	3142
Дедвейт, т	7438
Площа верхньої палуби, м ²	2062
Площа середньої палуби, м ²	1848
Площа нижньої палуби, м ²	967
Припустиме навантаження на верхню палубу, т/м ²	2,5
Припустиме навантаження на середню палубу, т/м ²	5,0
Припустиме навантаження на нижню палубу, т/м ²	8,0
Об'єм верхнього трюму, м ³	9463
Висота верхнього трюму, м	5,0
Об'єм нижнього трюму, м ³	5136
Висота нижнього трюму, м	4,6
Об'єм баластних цистерн, м ³	3963
Об'єм паливних цистерн (IF-380), м ³	840
Об'єм паливних цистерн (MGO), м ³	153
Швидкість судна	
- максимальна, вузлів	20
- середня, вузлів	16,5

На судні передбачені каюти для розміщення 45 чоловік, звичайно екіпаж складає 12-15 чоловік. Судно ходить під Фінським прапором, порт приписки місто Braendoe. Належить судно компанії Godby Shipping Ab. Позивний судна – ОЛІХ. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1, 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «MISTRAL»

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

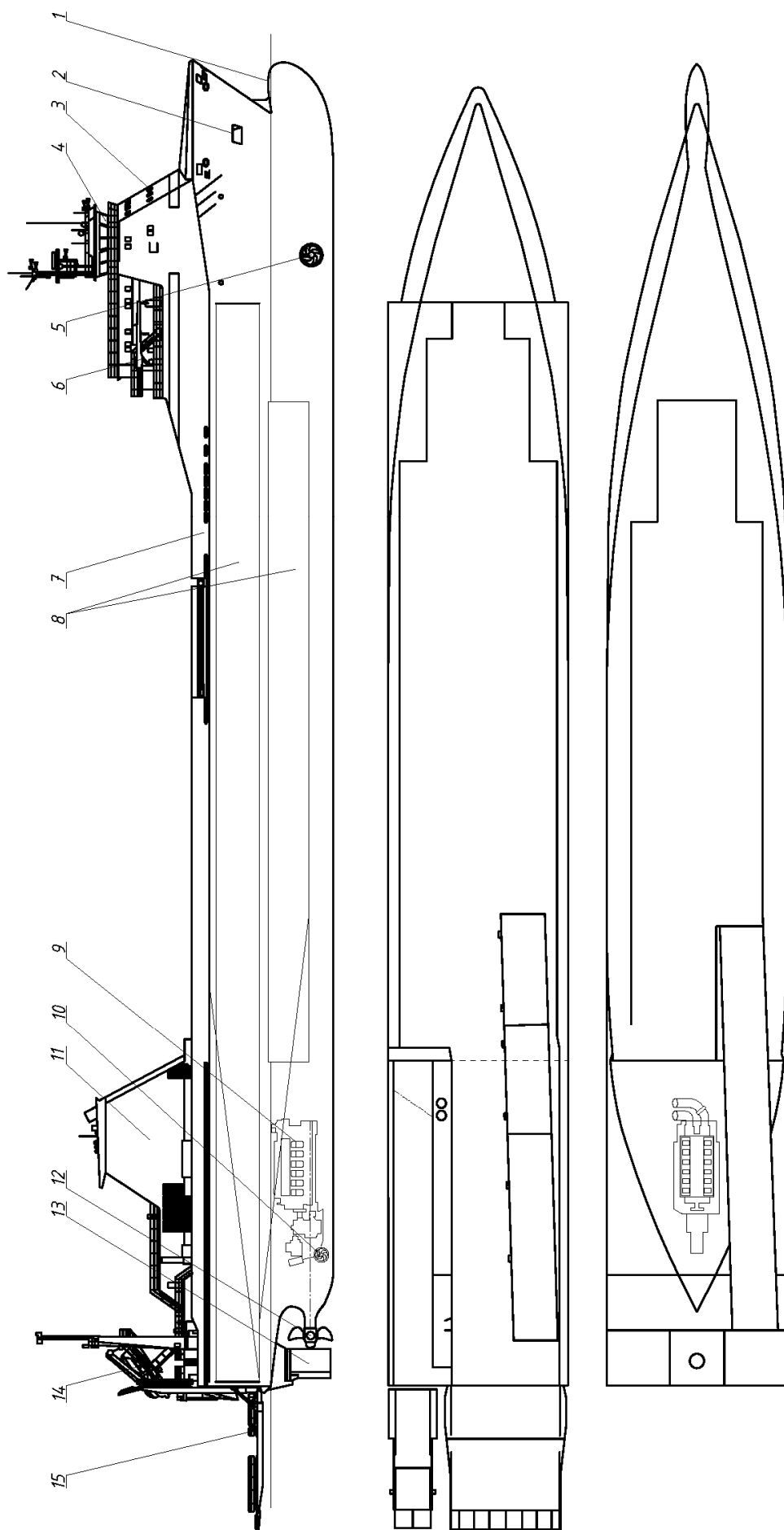


Рисунок 1.2 – Загальне креслення судна типу ро-ро «MISTRAL»: 1 – носовий бульб; 2 – якорний клюз; 3 – надбудова; 4 – штурманська рубка; 5 – носовий підрулюючі пристрій; 6 – провізійний кран; 7 – вантажна палуба; 8 – вантажні трюми; 9 – головний дизель-редукторний агрегат; 10 – кормовий підрулюючі пристрій; 11 – димо-вентиляційна труба; 12 – гвинт змінного кроку; 13 – кермо; 14 – рягівна шлюпка; 15 – вантажна

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ

Арк.

11

Класифікація:

Корпус судна побудовано під наглядом класифікаційного товариства «Det Norske Veritas Germanischer Lloyd» (DNV GL): $\boxtimes$ 100 A5 E4 «Ro-Ro-Ship» «Equipped for carriage of containers» «SOLAS II-2, Reg. 19» MC E4 Aut. Finnish/Swedish ice class 1A Super. Енергетична установка: $\boxtimes$ MC E4 AUT.

Судно збудовано у 1999 році верф'ю J.J. Sietas KG Schiffswerft GmbH & Co. у місті Гамбург (Німеччина).

Оснащено судно дизель-редукторною силовою установкою з гвинтом регульованого кроку типу AP157XF5/4 DS (рис. 1.3). Частота обертання гвинта регульованого кроку становить 151 хв^{-1} .

У носі та кормі судна встановлено підрулюючи пристрої типу FU-43-LTC яки мають електричний привід. Потужність носового пристрою складає 800 кВт, а кормового 495 кВт.

Витрата палива складає:

- при перевезенні вантажу 40 т на добу (паливо марки IF-380);
- при розташуванні в порту 2,0 т на добу без використання механізмів (паливо марки MGO DMA);
- при розташуванні в порту 2,6 т на добу з використанням механізмів (паливо марки MGO DMA).

Судно забезпечується двома становими та одним запасним якорем типу Холла вагою 5000 кг кожен. Станові якорі зберігаються в якірних клюзах. Запасний якір зберігається на верхній палубі. Якірні ланцюги для станових якорів передбачаються особливої міцності із сталі GL-K3, калібром 52 мм, довжиною 558 м кожен.

Якірні ланцюги зберігаються в ланцюгових скринях, які забезпечують самоукладання ланцюга. Якірні лебідки обладнуються системою дистанційної віддачі якоря з навігаційної рубки, лічильниками довжини витравленого ланцюга, які встановлені у постів управління лебідками та в навігаційній рубці.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

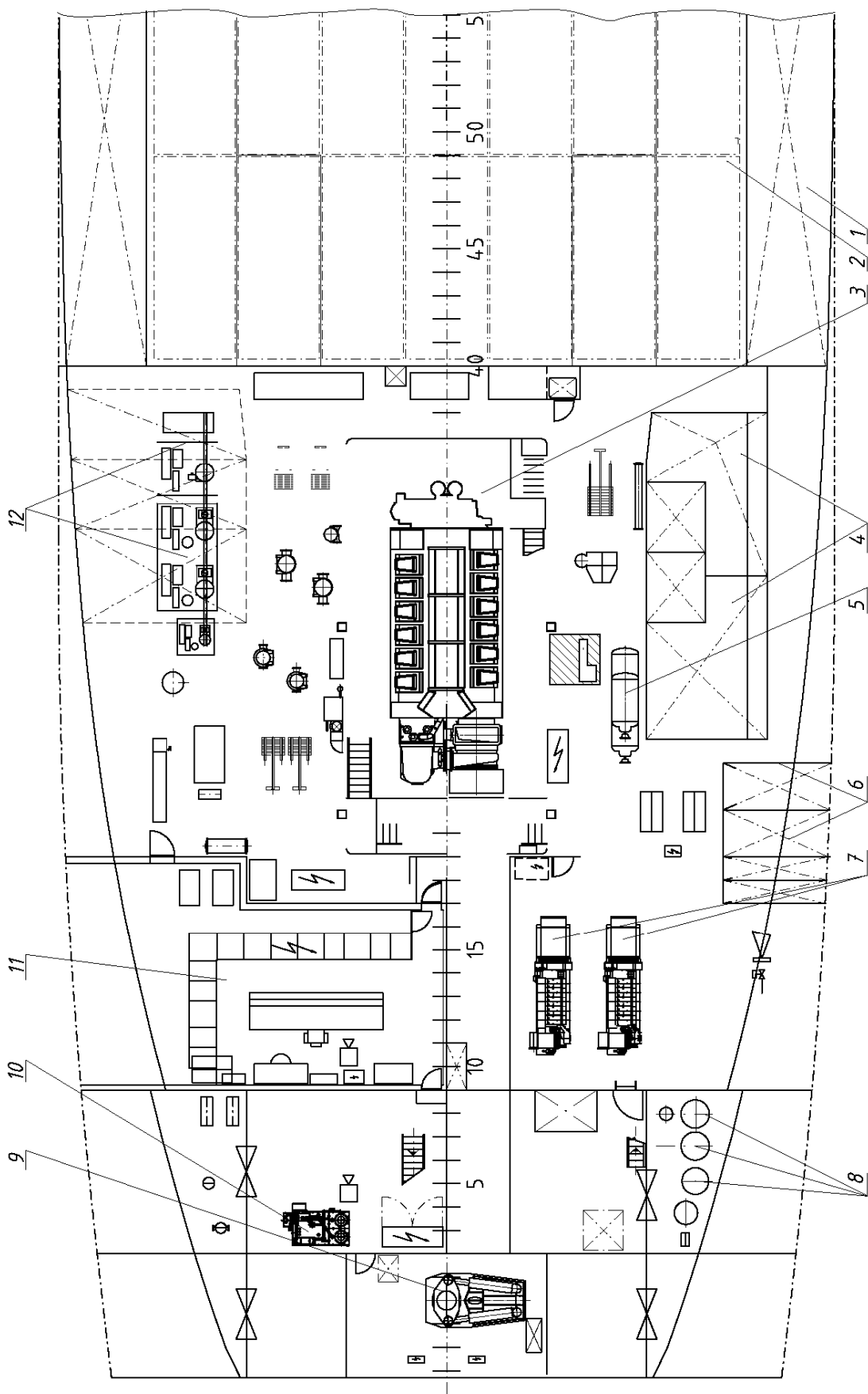


Рисунок 1.3 – Загальний план машинного відділення (вид зверху)

1 – баластні цистерни; 2 – вантажні трюми; 3 – головний двигун; 4 – цистерни добового запасу; 6 – цистерни основного запасу палива 5 – повітряні балони; 7 – дизель-генератори; 8 – ділянка водопідготовки; 9 – кермова машина; 10 – гідростанція; 11 – ЦПК та електрична щитова; 12 – ділянка підготовки палива

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ

Арк.

13

1.2 Склад енергетичної установки

1.2.1 Головний двигун

В якості головного на судні встановлено чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 12ЧН 46/58 (Wärtsilä 46C) з діаметром циліндра 460 і ходом поршня 580 мм [2]. Двигуни було побудовано на заводі Wärtsilä NSD Italia S.p.A., місто Трієст (Trieste), Італія у 1998 р.

Двигун може експлуатуватися з використанням палива типу ISO 8217, категорії ISO-F-RMK 55 з в'язкістю до $730 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температурі до 50°C , а також палива типу IF-380.

Двигуни серії Wärtsilä 46C характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях при високій продуктивності. Однак при зниженні навантаження ефективність двигуна знижується в наслідок погіршення умов сумішоутворення.

Двигун обладнано двома турбокомпресорами ABB серії TPL 71C.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 12600 \text{ кВт}$ при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}} = 500 \text{ хв}^{-1}$.

1.2.2 Суднова електроенергетична установка в складі:

- двох допоміжних автоматизованих дизель-генераторів з двигунами Caterpillar 3412 (12ЧН 13,72/15,24) потужністю 515 кВт кожний, при частоті обертання 1800 хв^{-1} ;
- одного валогенератора потужністю 1400 кВт (600 хв^{-1});
- аварійного дизель-генератора з двигуном Caterpillar 3408 (8ЧН 13,72/15,24) потужністю 155 кВт, при частоті обертання 1800 хв^{-1} ;

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зазначена потужність для всіх дизель-генераторів гарантується при
слідуючи умовах:

- температура повітря в МКВ 45 °С
- атмосферний тиск 750 мм.рт.ст.
- температура в воді перед охолоджувачем наддувочного повітря 36 °С
- протитиск на випуску 300 мм.вод.ст.

1.2.3 Допоміжні котлові установки в складі:

- одного допоміжного автоматизованого котлоагрегату фірми HTI-
GESAB Hoch-Temperatur Industrieanlagen GmbH продуктивністю 1,4 т/год.
насиченої пари тиском 1,00 МПа, поверхня нагріву 164,0 м²;
- утилізаційного котла фірми HTI-GESAB Hoch-Temperatur
Industrieanlagen GmbH, що використовують тепло вихлопних газів головного
двигуна, поверхня нагріву 52,0 м²;
- однієї опріснювальної установки продуктивністю 15 м³/доб.;
- допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів, що обслуговують
енергетичну установку.

1.2 Аналіз конструкції головних двигунів Wärtsilä 12W46/58

1.2.1 Загальні положення

Двигуни даного модельного ряду виробляє и постачає відома Фінська
фірма Wärtsilä, що на сьогодні є світовим лідером в галузі розробки та
виробництва мало та середньооборотних двигунів для світового флоту.
Уперше двигуни цього модельного ряду були виведені на ринок у 1996 році.
На сьогодні вони відповідають сучасним нормам, однак підвищення вимог до
екологічності, вимагають від виробника постійного покращення
характеристик двигуна, у тому числі шляхом удосконалення системи впрыску
палива та робочого процесу двигуна.

Загальний вигляд двигуна наведено на рис. 1.4.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначення циліндрів. Відповідно до рекомендації 1204 Міжнародної організації по стандартизації (ISO) і з нормою DIN 6265 нумерація циліндрів починається з передньої сторони. В V-образному виконанні циліндри в лівому ряді, якщо дивитися з передньої сторони, називаються А1, А2 і т.д., а в правому ряді В1, В2 і т.д.

Порядок роботи двигуна наведено у табл. 1.1.

Таблиця 1.2 – Порядок роботи циліндрів двигуна

Порядок роботи циліндрів при обертанні за годинниковою стрілкою	A1–B1–A5–B5– A3–B3–A6–B6– A2– B2–A4– B4
Порядок роботи циліндрів при обертанні проти годинникової стрілки	A1–B4–A4–B2– A2–B6–A6–B3– A3–B5–A5–B1

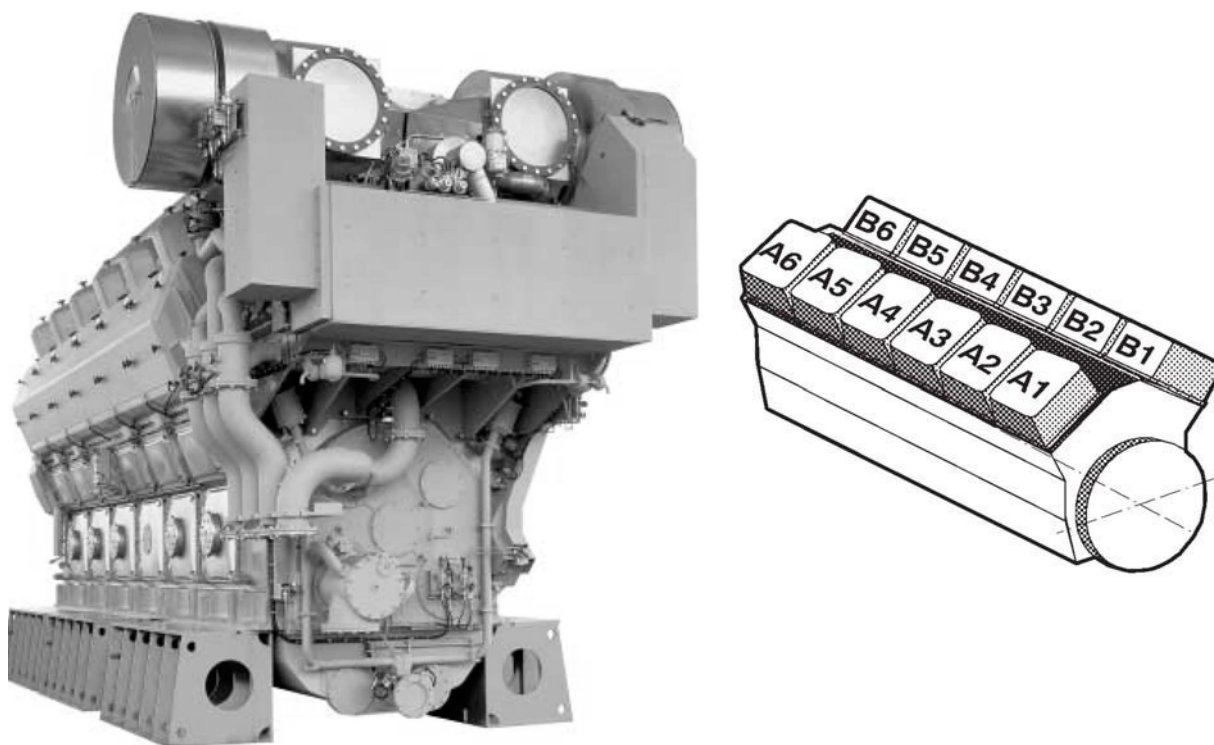


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд двигуна 12ЧН 46/58 фірми Wärtsilä [1]
та порядок позначення його циліндрів

Нормальні умови роботи двигуна відповідно до стандарту ISO 3046/1 (1995) [2]:

Відносна вологість повітря.....30 %
Температура навколишнього середовища.....298 K (25°C)
Тиск повітря.....100 кПа (1,0 бар)
Температура охолодної рідини в охолоджувачі повітря..... 298 K (25°C)

Середньооборотні двигуни Wärtsilä сконструйовані для роботи на важкому паливі (залишкове паливо) з максимальною в'язкістю 55 сСт при 100 °С (730 сСт при 50 °С, або 7200 секунд по Редвуду №1 при 100 °F). Вони будуть задовільно працювати на змішаних (проміжних) паливах більш низької в'язкості, а також на дисцилянтних паливах [3].

Уникайте використання палива, що має більш низьку або високу в'язкість, чим зазначена нижче в таблиці, тому що це може привести до заклинювання паливного насоса або голки паливної форсунки.

Гранично припустимі характеристики палива для конкретного двигуна вказуються в документації, що поставляє в комплекті із двигуном.

Таблиця 1.3 – Характеристики застосовуваних палив [3]

Характеристики палива	Одиниця виміру	макс. межі
Кінематична в'язкість	сСт при 100°C	55
	сСт при 50°C	730
	по шкалі Редвуда № 1	7200
Щільність	кг/м ³ при 15°C	991
Щільність ¹⁾	кг/м ³ при 15°C	1010 ¹⁾
Вода	об. %	1,0
Вода, тах, перед двигуном	об. %	0,3
Температура спалаху, (PMCC)	°C	60
Температура плинності	°C	30
Загальний осадовий потенціал (TSP)	мас. %	0,1

Однак, варто уникати використання змішаних сортів палива (мазуту й

дистиляти) з в'язкістю приблизно між 4 й 7 сСт при 100°C (12 й 30 сСт при 50°C, 75 й 200 секунд по віскозиметру Редвуда №1 при 100°F), що містять від 30 до 60% дистиляту з метою запобігання осадження важких фракцій суміші, що приводить до засмічення фільтра й утворенню великої кількості шламу у відцентровому насосі.

**Таблиця 1.4 – Основні технічні характеристики двигуна
12 ЧН 46/58 (Wärtsilä 12W46) [2]**

Параметр	Значення
Діаметр циліндра, мм	460
Хід поршня, мм	580
Циліндрова потужність, кВт	1050
Повна ефективна потужність, кВт	12600
Частота обертання, хв ⁻¹	500
Середній ефективний тиск, МПа	2,43
Середня швидкість поршня, м/с	9,7
Робочий об'єм, дм ³	1156
Ступень стискання	1:16
Тиск наддування, МПа	3,5
Тиск вихлопу, МПа	3,0
Тиск на при кінці процесу стиску, МПа	14,5
Тиск на при кінці процесу згоряння, МПа	18,5
Ефективна питома витрата палива, г/(кВт×год.)	
$n = \text{const}$ 100 %	175
85 %	170
75 %	170
50 %	175
Температура після турбокомпресора, °C	380
Витрати газу через компресор, кг/с	18,4

Вищевказані граничні значення відповідають також наступним вимогам:

- ISO 8217: 1996(E), ISO-F-RMH 55 й RMK 55¹⁾

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

- BS MA 100: 1996, RMH 55 й RMK 55¹⁾

- CIMAC 1990, клас H 55 і ДО 55¹⁾.

¹⁾ За умови, що система підготовки палива забезпечує відділення води й твердих включень.

Якщо усі зазначені умови виконуються двигун, забезпечує параметри наведені у таблиці 1.3, загальний вигляд двигуна в перетині наведено на рисунку 1.5.

1.2.2 Конструктивні особливості

Блок двигуна виготовлений із цільного виливка (рис. 1.6). Колінчатий вал установлений у нижній частині двигуна. У блок двигуна убудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддувочного повітря. Кришки корінних підшипників, які підтримують підвішений колінчатий вал, фіксуються болтами із затягуванням гідравлічним інструментом: двома – унизу, і двома – горизонтально. Для забезпечення правильної зборки вкладиші підшипників вирівнюються в поздовжньому напрямку бобишками [2].

Комбінований підшипник маховика – осьовий розташовується з передньої сторони. Вкладиші підшипника маховика такі ж, що й у корінних підшипників. У поздовжньому напрямку колінчатий вал фіксується чотирма напрямними осьовими шайбами.

Втулки підшипників розподільного вала змонтовані в корпусах, виточених прямо в блоці.

Всі кришки, у тому числі й кришка картера, встановлені на блоці двигуна з гумовими ущільненнями на чотирьох гвинтах кожна. На одній стороні двигуна кришки картера мають запобіжні клапана, які скидають надлишковий тиск при вибухах у картері.

У більш пізніх модифікаціях на картер встановлювалася вентиляційна трубка. Ця трубка повинна бути виведена з відсіку двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

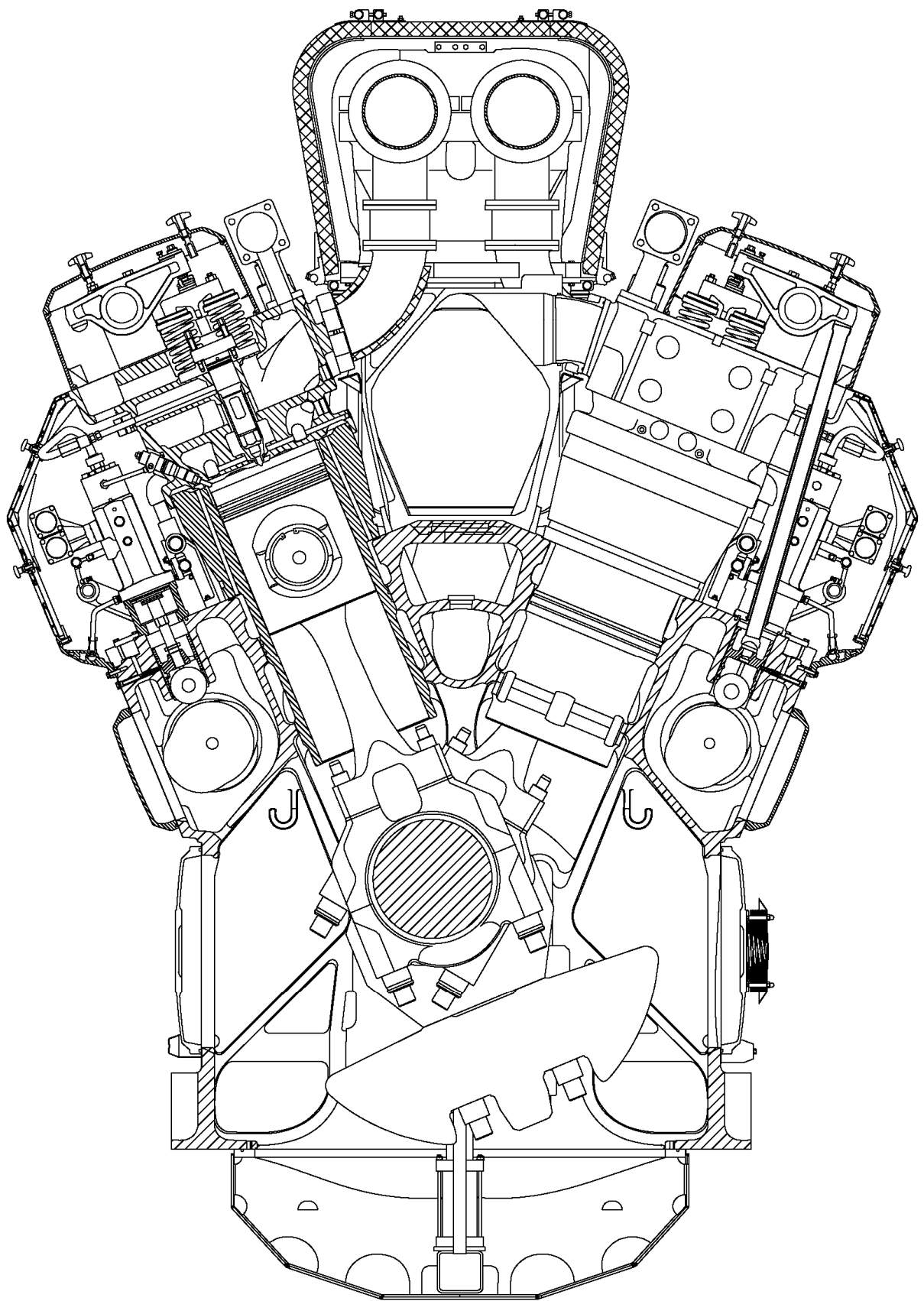


Рисунок 1.5 – Перетин двигуна 12 ЧН 46/58 [2]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ

Арк.

20

До блоку двигуна прикріплений легкий зварений масляний піддон, ущільнений гумовим ущільнювачем. У масляний піддон убудовані усмоктувальні трубки, що ведуть до насоса мастила й до сепаратора (якщо він використовується), а також до головного розподільного трубопроводу мастила для підшипників колінчатого вала [3].

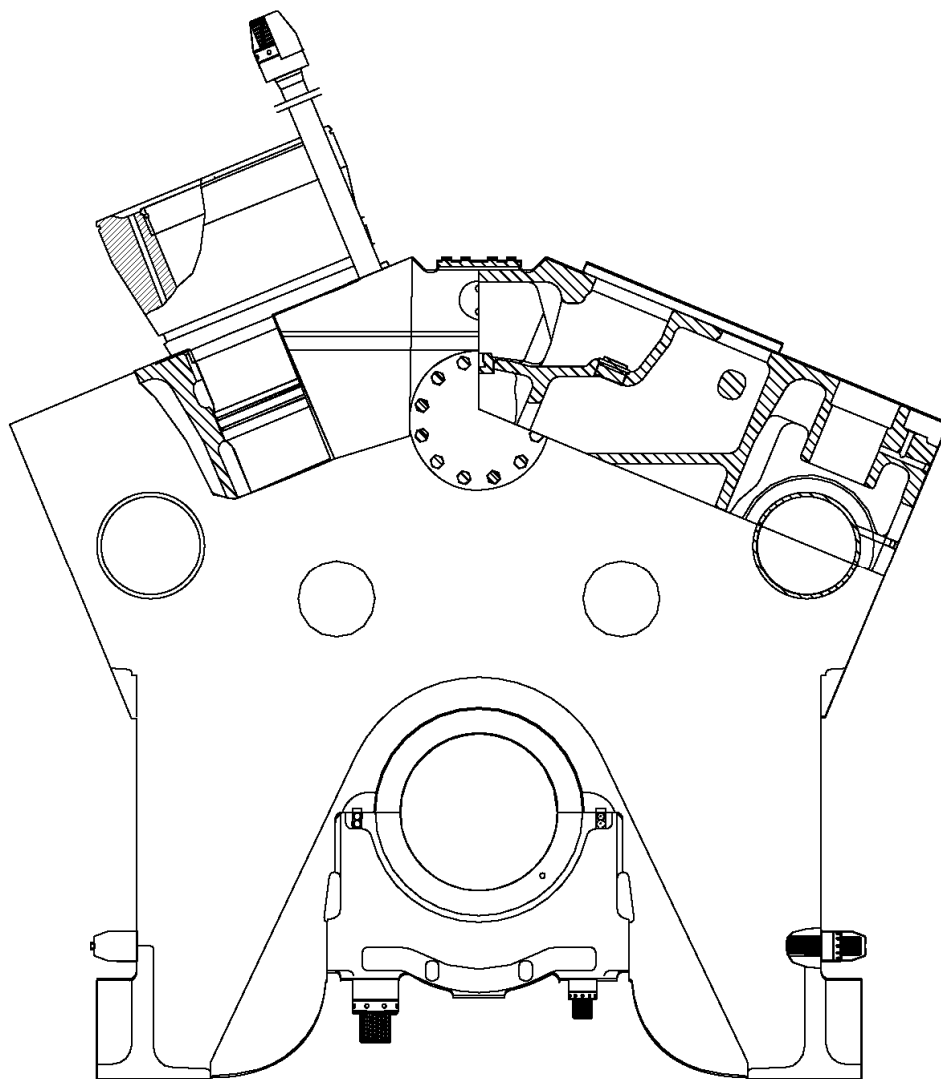


Рисунок 1.6 – Картер дизеля

З головного розподільного маслопроводу машинне масло спрямовується до корінного підшипника через гідравлічний підйомник, за допомогою якого можна піднімати й опускати кришку підшипника, наприклад, при огляді підшипників.

У блоці двигуна є масломірний щуп. Масломірний щуп показує максимальний і мінімальний межі, у яких може змінюватися рівень масла. Потрібно підтримувати рівень масла поблизу максимальної позначки й ніколи не дозволяти йому опускатися нижче мінімальної. Ці межі стосуються рівня масла в працюючому двигуні. На одну зі сторін масломірного щупа нанесені сантиметрові поділи. Цю лінійку можна використовувати для перевірки споживання мастила.

Колінчатий вал. Колінчатий вал відкутий монолітно й постачений противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів (рис. 1.7) [3].

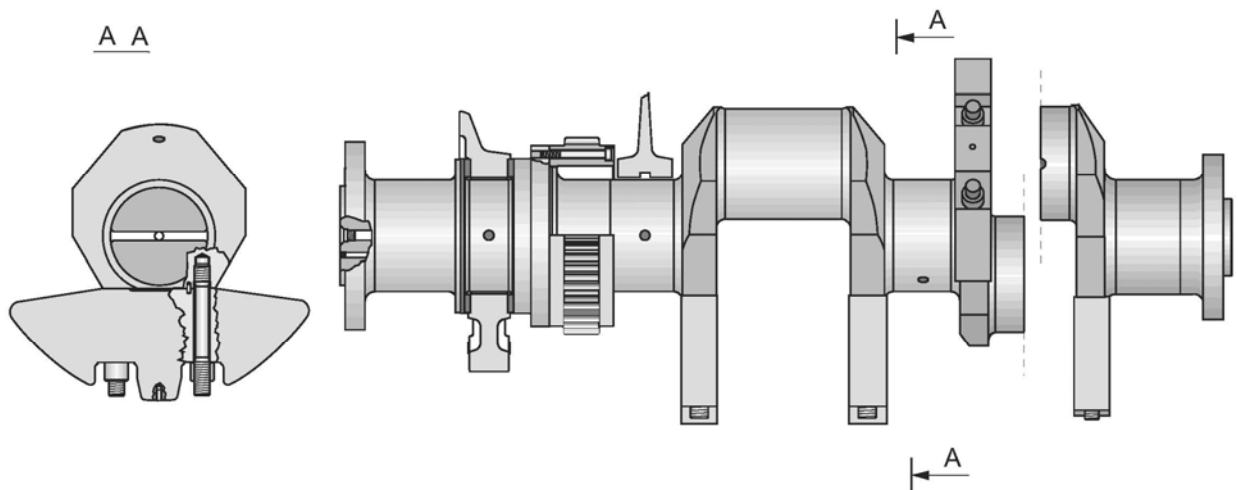


Рисунок 1.7 – Колінчатий вал

З передньої сторони колінчатий вал постачений кільцем V-подібного перетину для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика й опорно-упорним корінним підшипником, а також рознімною шестернею приводу розподільного валу.

На вільному кінці є шестерня для приводу насосів, а також, звичайно, гасник вібрації.

Колінчатий вал можна обертати за допомогою електричного

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

валоповоротного пристрою із приводом на маховик. Якщо двигун оснащений гасителем вібрації, то до нього додається окрема інструкція.

Шатун має складену конструкцію із трьох частин, так званий «судновий шатун». Сили діючі на шатун розподіляються по максимальній опорній поверхні. Відносні переміщення між дотичними поверхнями зведені до мінімуму (рис. 1.8) [2,3].

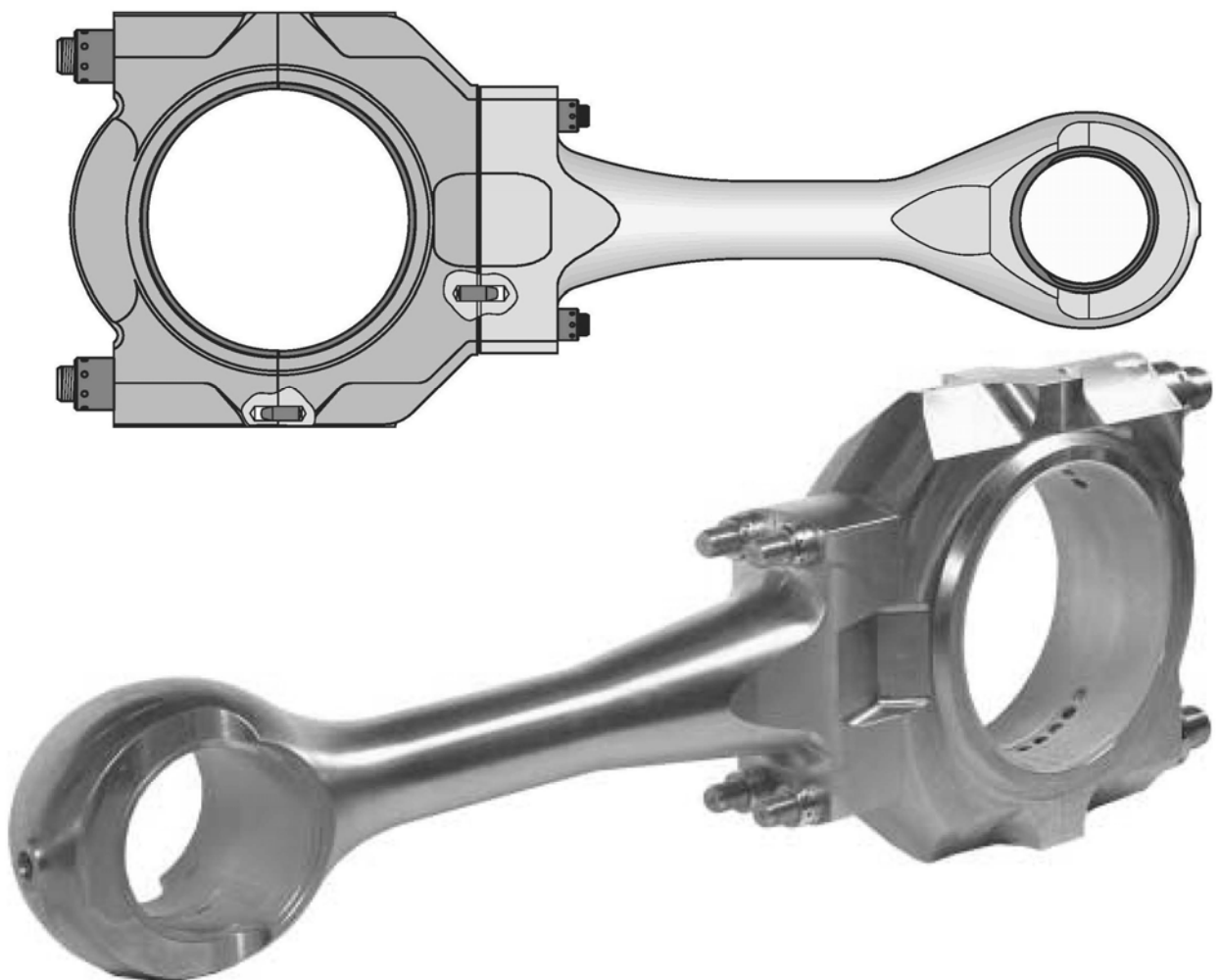


Рисунок 1.8 – Шатун

Шатун виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою й горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити можливість демонтажу деталей поршня й шатуна. Всі гвинти шатунів

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

затягуються гідравлічними домкратами.

Поршень має складену конструкцію зі спідницею із зернистого чавуну й куту сталеву головку, з'єднані між собою нарізним з'єднанням (рис. 1.9). У простір між головкою й спідницею подається масло для охолодження головки за рахунок ефекту збовтування. Масло надходить із корінного підшипника через отвір у колінчатому валу на підшипник нижньої головки й далі, через отвір у шатуні, поршневий палець і спідницю поршня, нагору на охолодну сорочку, звідки потім зливається назад у масляний піддон [3].

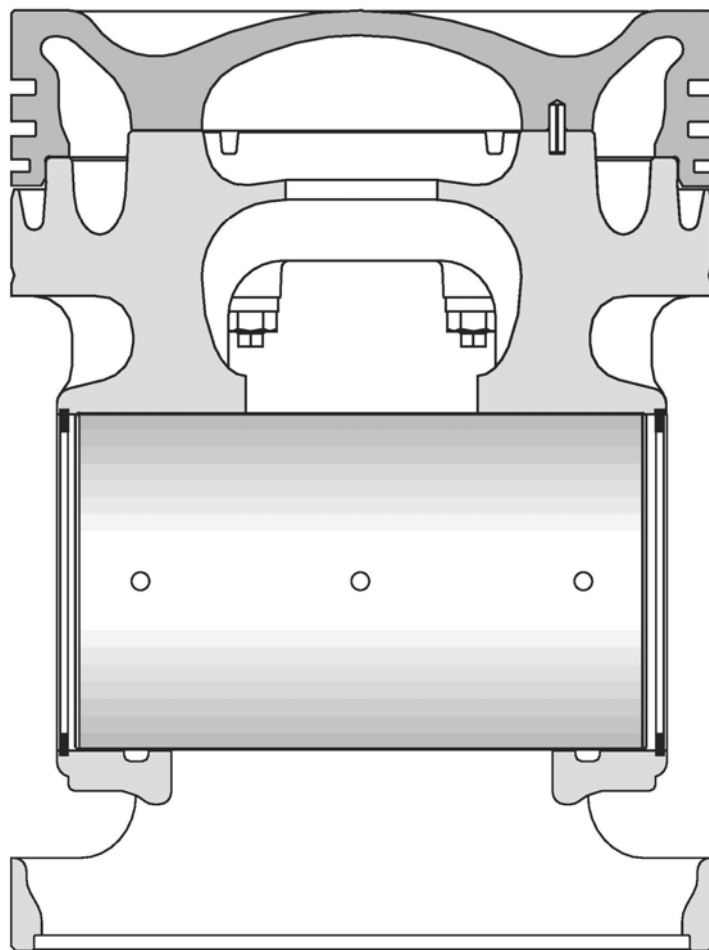


Рисунок 1.9 – Поршень

Набір поршневих кілець складається із двох хромованих компресійних кілець й одного навантаженого пружиною малоз'ємного кільця (рис. 1.10) [3].

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

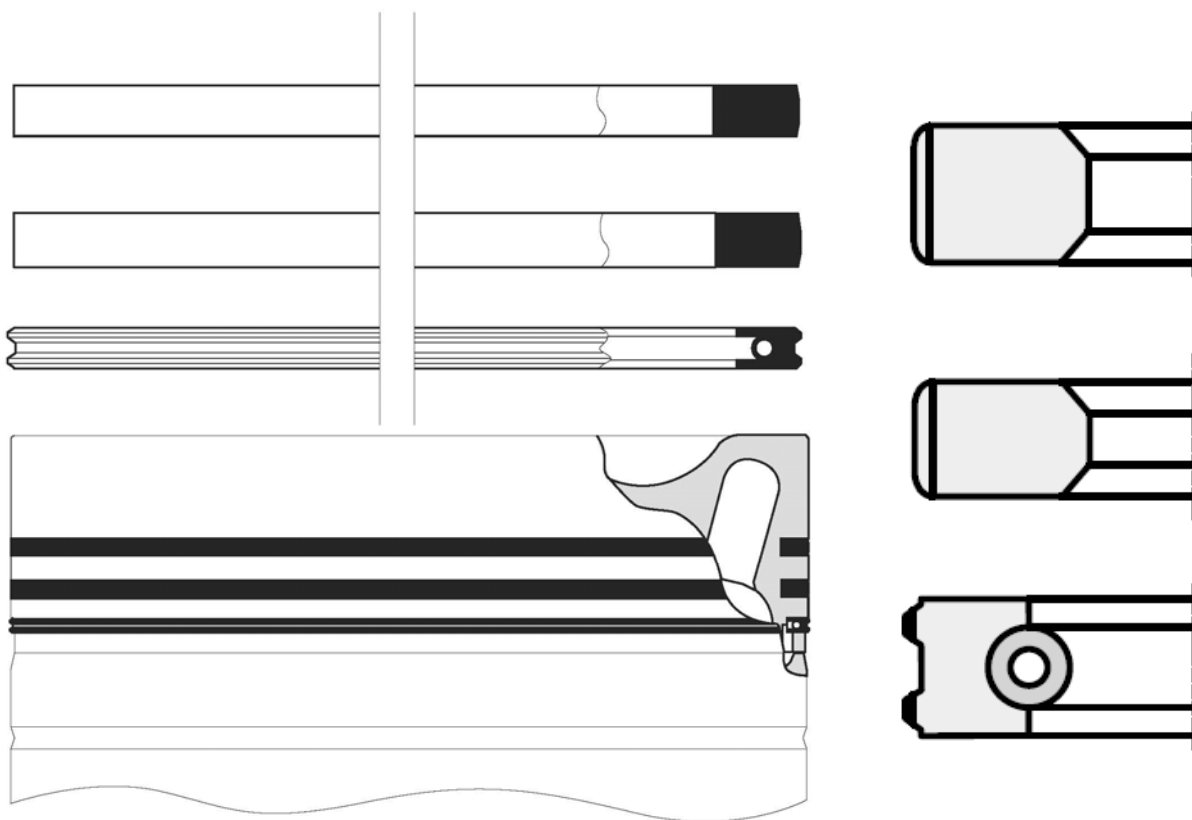


Рисунок 1.10 – Профілі набору поршневих кілець

Головки циліндрів виготовлені із чавуну з кулястим графітом (рис. 1.11). Кожна кришка має два впускних клапани, два випускних клапани, розміщену по центру форсунку й індикаторний клапан. Головки циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох штифтів і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра й головкою блоку циліндра. Канали для повітря, газів що відробили і води з'єднані із загальним мультиприводом, що з'єднаний з головкою блоку циліндрів шістьома шпильками.

Конструкція головки циліндрів у формі конічної коробки із чотирма шпильками є традиційною конструкцією, що добре зарекомендувала себе. Переваги чотирьох шпильок – це не тільки легкість обслуговування, але й можливість створення конструкції з більшими й правильно сформованими каналами для повітря й відпрацьованих газів. Для двигуна, що працює на

важкому паливі, правильна температура є вирішальним чинником у забезпеченні тривалого терміну служби компонентів, які вступають у контакт із продуктами згоряння. Ефективне охолодження й надійний дизайн найкраще досягаються при «двох'ярусній» конструкції, коли пластина, що входить у контакт із полум'ям, відносно тонка, а механічне навантаження переноситься на міцний проміжний ярус. Найбільш уразливі області головки блоку циліндрів прохолоджуються завдяки просвердлених охолоджувальних каналів, оптимізованих для рівномірного розподілу води навколо клапанів і розташованої посередині форсунки [1-3].

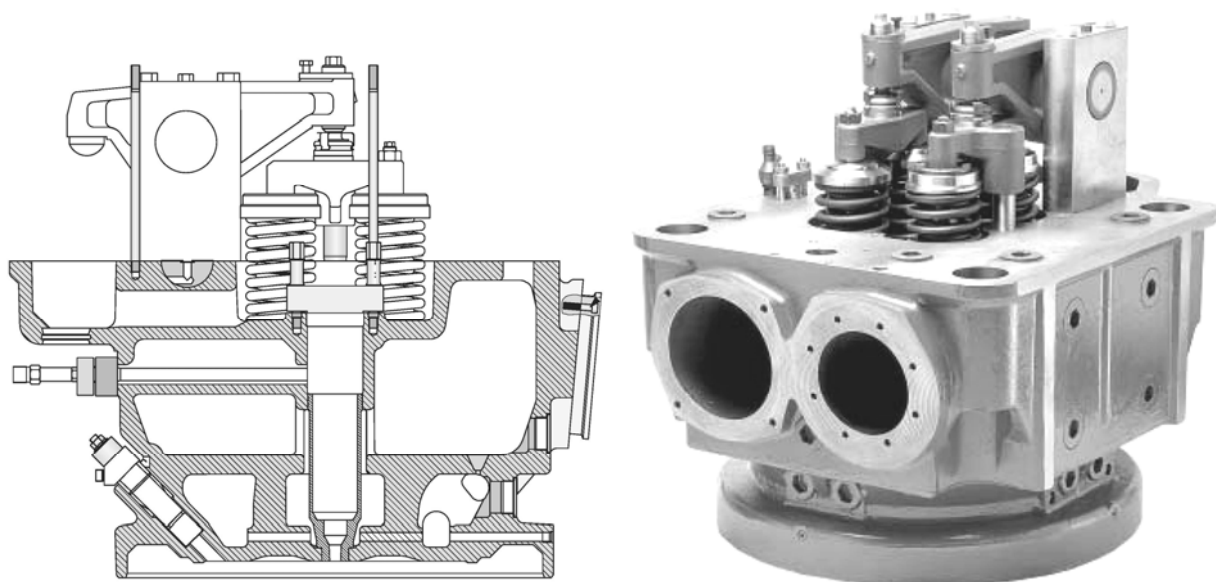


Рисунок 1.11 – Кришка циліндра

Вогнева пластина в голівці циліндра є частиною камери згоряння. Під час згоряння вогнева пластина піддається впливу високого тиску й високої температури. Повітря для згоряння подається в циліндр із повітряного ресивера через мультіканал і впускний канал у кришці циліндра. Подача повітря регулюється двома впускними клапанами у вогневій пластині. Аналогічно, вихлопні гази видаляються із циліндра через випускний канал у кришці циліндра й мультіканал у вихлопний колектор. Потік вихлопних газів

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

також управляється двома клапанами.

Форсунка з декількома отворами, так само як і втулка форсунки, встановлюється по центру в кришці циліндрів. Втулка форсунки втримує форсунку на місці й відокремлює форсунку від охолоджувальної води.

Кожна кришка циліндрів індивідуально охолоджується водою, що надходить у головку циліндра із сорочки циліндра через один єдиний отвір. До сідел вихлопних клапанів просвердлені охолоджувальні канали. Охолоджувальна вода збирається в єдиний потік після проходження вогневої пластини й кілець сідел. Охолоджувальна вода витікає з головки циліндра безпосередньо в мультіканал. Наявні в охолоджувальній воді гази або повітря виділяються в атмосферу через верхню частину мультіканалу.

Гільзи циліндрів зроблені зі спеціального легованого чавуну. Гільза оснащена антиполірувальним кільцем у верхній частині отвору циліндра, що запобігає поліруванню стінок (рис. 1.12) [2, 3].

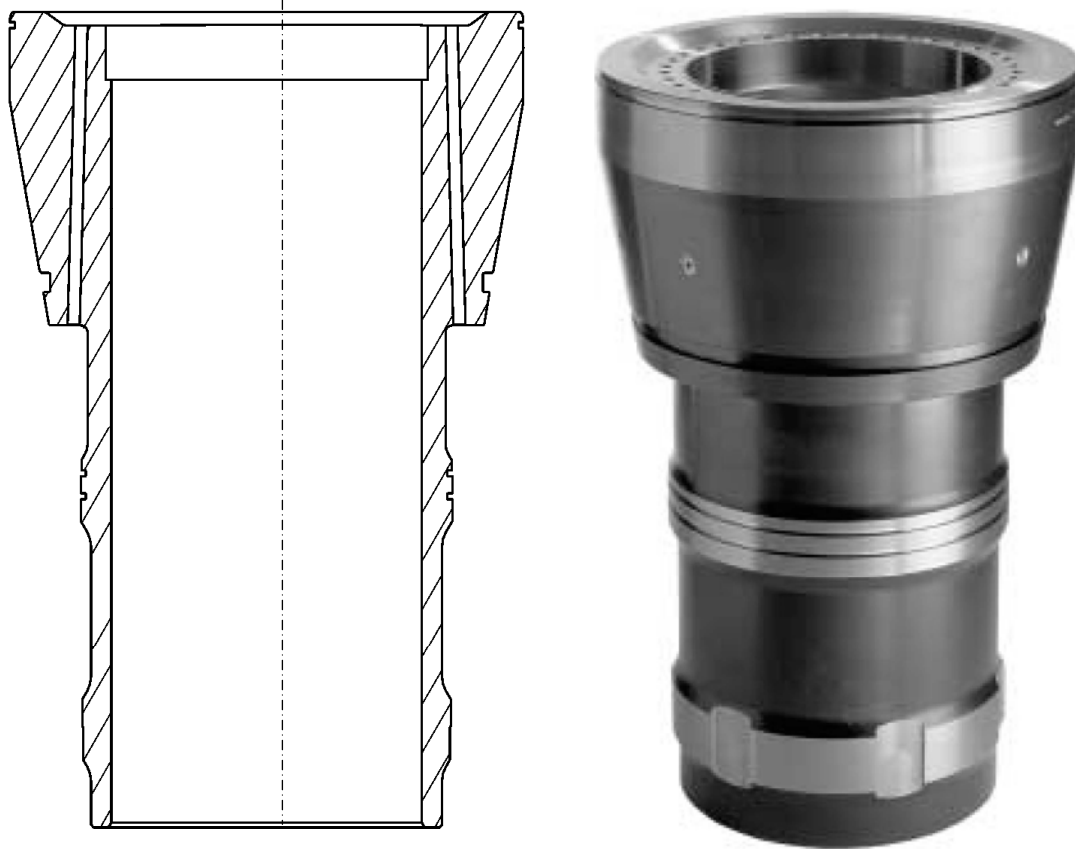


Рисунок 1.12 – Гільза циліндра

Клапанний механізм змазується від загальної системи змащення. Масло надходить через трубку від напрямного штовхача клапана в корпус на стійку коромисла. Інше масло проходить через головку циліндра по висвердлених каналах (рис. 1.13).

Розподільний вал приводиться від колінчатого вала через зубчасту передачу. Зубчаста передача складається із зубчастого вінця, що є рознімним і кріпиться до фланця колінчатого вала осьовими гвинтами, і двох проміжних шестерень і приводної шестерні розподільного вала.

Деталі підшипників проміжних шестерень посаджені в блоці циліндрів. Ведуча шестерня розподільного валу зафіксована між подовжувальним елементом осьовими гвинтами. Для приводу регулятора обертів, на кінці розподільного валу розташована спіральна шестерня. Форсунки машинного масла забезпечують змащення й охолодження зубчастих передач.

Розподільний вал обертається із частотою вдвічі менше, ніж частота обертання колінчатого валу, але в тому ж напрямку.

Проміжні шестерні загартовані цементуванням. Шестерні мають загальний вал і фіксуються одна на одній фрикційним з'єднанням. Змащення для підшипників подається по висвердлених каналах у колінчатому валу, блоку циліндрів, а для шестерень – з розподільної труби через форсунки.

Базове настроювання фаз газорозподілу й упорскування палива проводиться за допомогою пари шестерень проміжної передачі. Фази можна регулювати, якщо шестерні обертаються відносно один одного.

Клапанний механізм відкриває впускні й випускні клапана в заданий момент синхронізації (рис. 1.13). Клапанний механізм складається зі штовхачів поршневого типу 9, що переміщаються в спільному напрямному блоці 8, трубчастих штоків штовхачів 6 з кульовими шарнірами, коромисел 2, що гойдаються в опорній стійці коромисла 5, траверс 4, що направляють штифтом 15 у кришці циліндра [2].

Рухом штовхачів клапанів 9 керує профіль кулачка на розподільному

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

валу. Штовхачі клапанів передають рух через штоки штовхачів 6 до коромисел 2. Коромисла керують впускними й випускними клапанами завдяки траверси 4. Кронштейн 5 коромисел прикріплюється до головки блоку циліндрів за допомогою трьох довгих гвинтів 1. Вал фіксується на кронштейні одним кріпильним гвинтом 1. Розміщення валу дуже важливо для подачі масла [2].

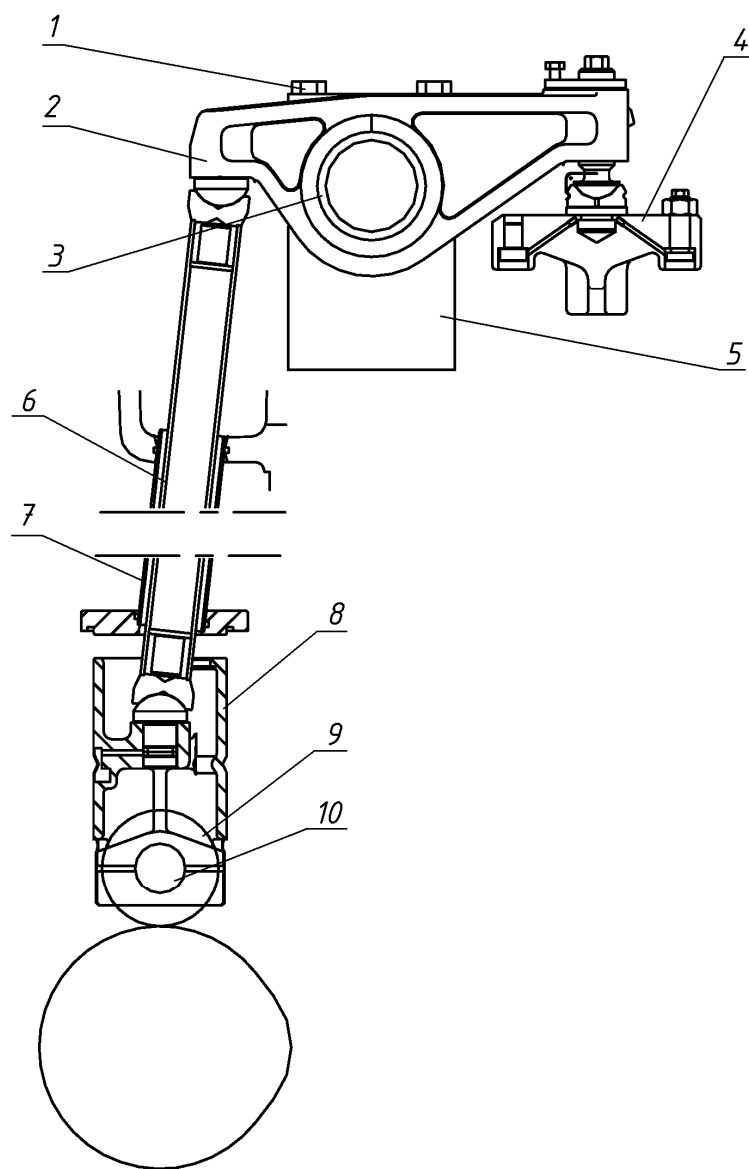


Рисунок 1.13 – Механізм приводу клапанів газорозподілу: 1 – гвинт; 2 – коромисло; 3 – стопорне кільце; 4 – клапанна траверса; 5 – стійка коромисла; 6 – шток штовхача; 7 – захисна трубка; 8 – напрямний блок; 9 – штовхач клапана; 10 – вісь ролика

Регульовальні гвинти в коромислах впливають на клапанні траверси, які спрямовуються шарнірним пальцем. Для компенсації теплового розширення в клапанному механізмі повинен бути зазор. Всі регулювання виконуються на холодному двигуні. Кожна траверса впливає на два клапани одночасно.

Змащення клапанного механізму здійснюється з головного потоку через масляні канали. Масло для клапанних траверс 4 і верхнє з'єднання штоку штовхача проходить через стійку коромисла 5 переривчастим потоком, що контролюється каналами в коромислі й валу. Коромисло подає масло тільки тоді, коли перебуває в положенні «клапан відкритий». Коли коромисло перебуває в положенні «клапан закритий», то здійснюється змащення поверхні між коромислом і валом. Минаючи через траверсу масло змазує напрямну траверси, а також змазує через канали механізм повороту клапана – ротокап (рис. 1.14). Масло повертається в картер вільним потоком через захисні трубки 7 штока штовхача [3].

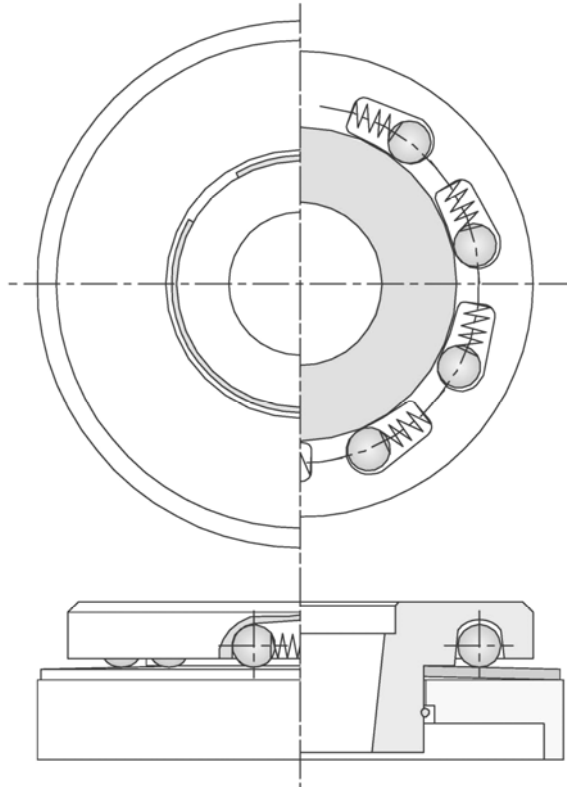


Рисунок 1.14 – Механізм повертання клапану

Розподільний вал (рис. 1.15) складається з одноциліндрових модулів 5 й окремих шийок підшипників 3. Деталі розподільного валу мають кулачки. Розподільний вал приводиться колінчатим валом через зубчасту передачу на передній стороні двигуна. На цій стороні розподільного валу також встановлена спіральна шестерня 7 для привода регулятора обертів. На задній стороні розподільного валу встановлена подовжувальна деталь 2 з кулачком для привода розподільника пускового повітря.

На передній стороні розподільного валу встановлений осьовий підшипник 8. Подача масла на осьовий підшипник здійснюється з передньої сторони двигуна. У блоці двигуна є канали, через які масло подається до кожного підшипника розподільного валу. Швидкість обертання розподільного валу у два рази нижче швидкості обертання колінчатого вала [3].

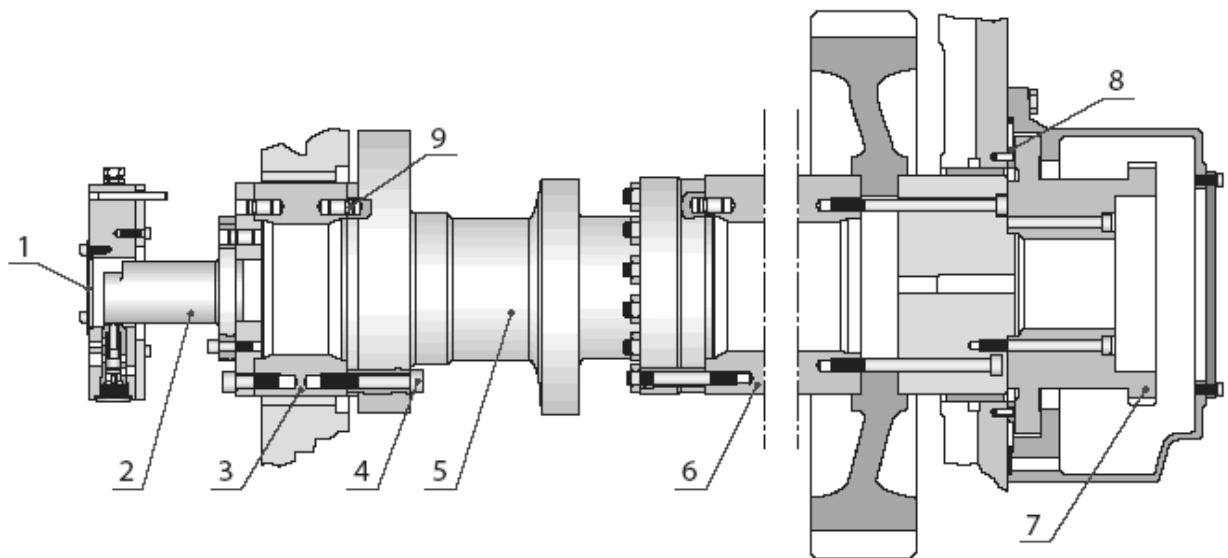


Рисунок 1.15 – Розподільний вал: 1 – кришка; 2 – подовжувальна секція для розподільника пускового повітря; 3 – підшипникова цапфа; 4 – гвинт; 5 – секція розподільного вала; 6 – подовжувач; 7 – шестерня для приво­ду регулятора; 8 – упорний підшипник; 9 – напрямний штифт

Турбокомпресор аксіального турбінного типу (рис. 1.16). Охолоджувачі наддувочного повітря, мають жорстку раму, у V-образних двигунах охолоджувач розташовується перед кронштейном турбонагнітача [1].

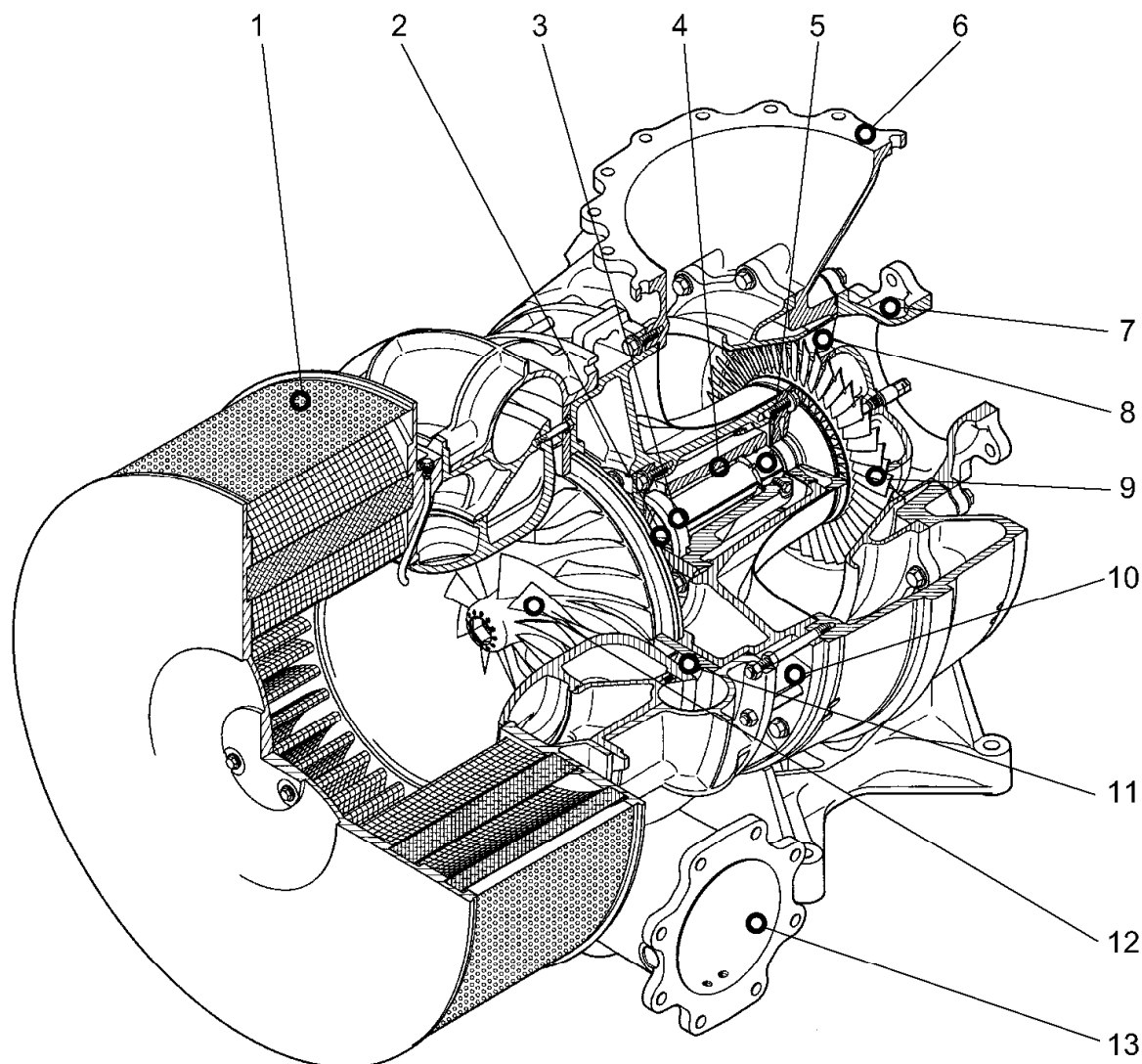


Рисунок 1.16 – Турбокомпресор: 1 – захисна сітка; 2 – підшипник ковзання з боку компресора; 3 – ущільнення; 4 – розпірна втулка; 5 – підшипник ковзання з боку турбіни; 6 – дифузор турбіни; 7 – вихідний патрубок відпрацьованих газів; 8 – напрямний апарат турбіни; 9 – осьова турбіна; 10 – корпус підшипникового вузла; 11 – напрямний апарат компресора; 12 – колесо радіального компресора; 13 – вихідний патрубок наддувочного повітря

Турбонагнітач оснащений підшипниками ковзання й приєднаний до мастильної системи двигуна.

Отвір виходу повітря приєднано до повітряпроводу за допомогою металевого гофрованого пристрою.

Труби випуску відпрацьованих газів, із циліндрів також приєднані до турбокомпресора за допомогою металевого гофрованого.

Трубу випуску відпрацьованих газів, після турбонагнітача варто розмістити відповідно до інструкції по монтажу з фіксованою опорою безпосередньо після гофрованого пристрою.

Турбонагнітач оснащений пристроєм для очищення компресора й турбіни струменем води.

Охолоджувач повітря безкаркасного типу. Його корпус змонтований на блоці двигуна.

В трубах охолоджувача повітря передбачені ребра для підвищення ефективності охолодження повітря. Охолоджувальна вода циркулює по трубах, у той час повітря проходить між ребрами зовні труб.

Паливний насос високого тиску. Конструкцією двигуна передбачається один ПНВТ на кожен циліндр (рис. 1.17). ПНВТ змонтований в окремому корпусі, що сполучає в собі [2]:

- корпус для плунжерної пари ПНВТ,
- канал подачі палива по всій довжині двигуна,
- канал повернення палива з кожного ПНВТ,
- канал подачі масла, що змазує, на клапанний механізм.

Пристрій з окремим корпусом це важливий напрямок в області безпечних паливних систем. Він також забезпечує компактну конструкцію без паливопроводів і із простим виконанням операцій по обслуговуванню.

ПНВТ являють собою одноциліндрові насоси з окремими штовхачами. Плунжерна пара цільного типу, змазується паливом. Паливо, що зливається, направляється в убудовану систему трубопроводів під дією атмосферного

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску назад до сторони низького тиску ПНВТ.

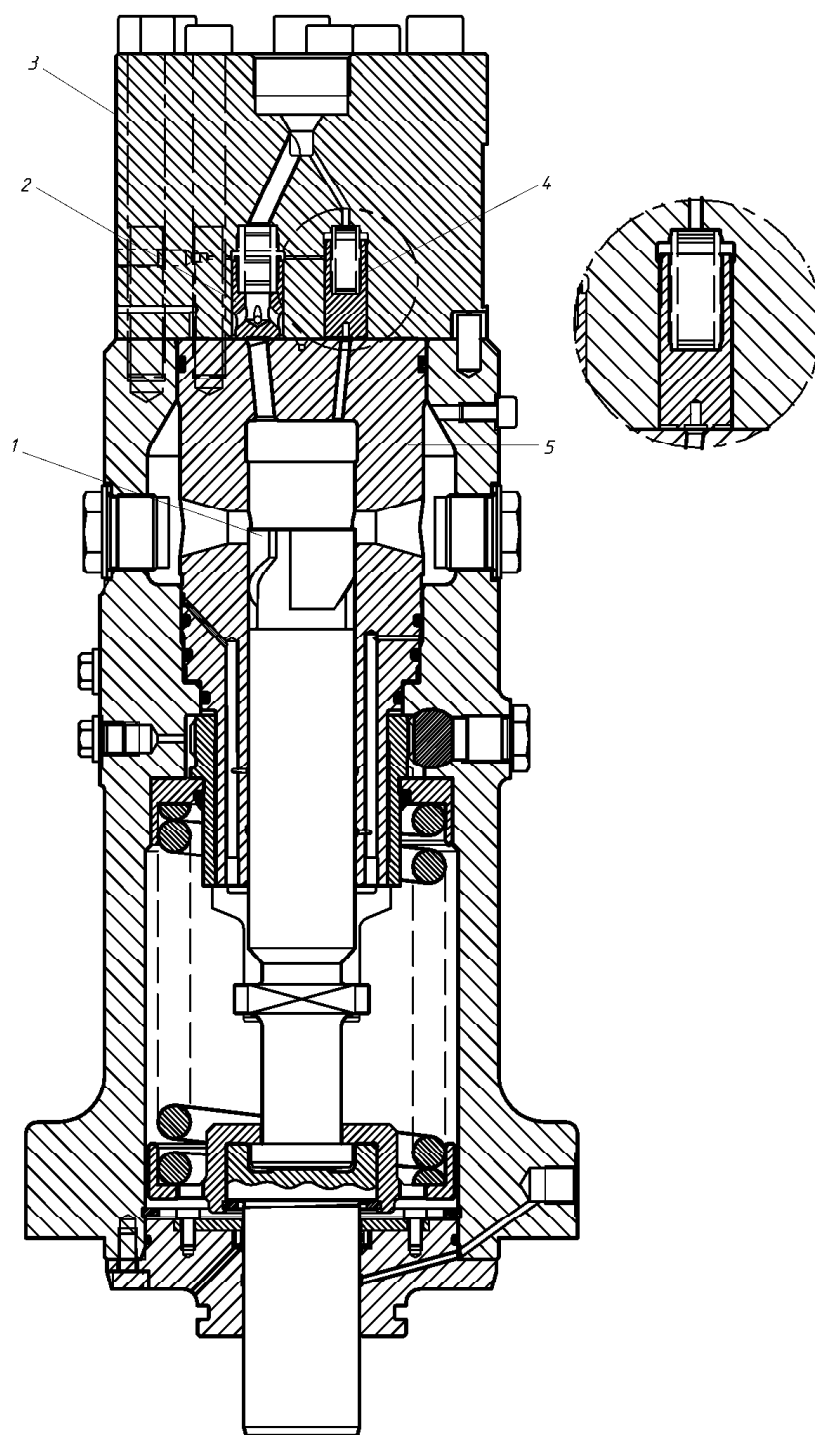


Рисунок 1.17 – Паливний насос високого тиску; 1 – плунжер;
2 – нагнітальний клапан; 3 – кришка насоса; 4 – дренажний клапан;
5 – втулка

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Кожен ПНВТ постачений циліндром аварійної зупинки, приєднаним до електропневматичної системи захисту двигуна від розносу.

ПНВТ накачує паливо у форсунку. Він має механізм дозування палива залежно від навантаження й обертів двигуна. Насоси керуються регулятором.

Плунжер приводиться розподільним валом через роликівий штовхач нагору й повертається назад пружиною, що діє на плунжер, здійснюючи зворотно-поступальний рух плунжерної пари на встановлену величину ходу для подачі палива під тиском.

Кількість палива, що вприскується, також регулюється плунжером, шляхом зміни положення спіральної частини щодо зливального отвору. На цій стороні плунжер має похилу канавку. Коли плунжер перебуває в крайнім нижнім положенні або в нижній мертвій точці, паливо через впускний канал надходить через впускний отвір плунжерної пари. Обертовий розподільний вал переміщає плунжер нагору. Коли верхня кромка плунжера досягає рівня каналів, починається нагнітання палива. При подальшому переміщенні плунжера нагору з каналами збігається похила кромка плунжера, паливо під високим тиском стікає через кромку в канали, і нагнітання палива завершується.

Хід плунжера, протягом якого нагнітається паливо, називається активним ходом.

Кількість палива регулюється залежно від навантаження двигуна шляхом повороту плунжера на певний кут, щоб змінити положення похилої кромки, при якому канали закриваються при ході плунжера нагору, і в такий спосіб змінюється величина активного ходу. Паливна рейка з'єднана з регулюючим механізмом регулятора обертів. При переміщенні паливної рейки повертається регулююча втулка, пов'язана з рейкою. Тому що регулююча втулка впливає на плунжер, він повертається разом з регулюючою втулкою, при цьому змінюється активний хід, і збільшується або зменшується кількість палива, що вприскується.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клапан подачі палива й клапан постійного тиску розташовані в головній частині. Канали мають спеціальний профіль для запобігання кавітації.

Нагнітальний клапан у кришці насоса служить для випуску палива, що нагнітається, у трубу високого тиску. Паливо, стиснуте плунжером до високого тиску, відкриває нагнітальний клапан. По закінченні активного ходу плунжера нагнітальний клапан повертається у вихідне положення пружиною й перекриває паливний канал, не пропускаючи зворотний потік палива.

Після активного ходу паливо із труби високого тиску через клапан постійного тиску, миттєво знижуючи залишковий тиск між нагнітальним клапаном і форсункою. Таке завершення підтримує сталість параметрів упорскування шляхом підтримки в трубці постійного тиску між упорскуваннями.

Корпус обладнаний двома ерозійними пробками, які при необхідності можуть бути легко замінені.

Паливопровод оснащено захистом від небезпечних витоків високого тиску з-під сполучних шпильок. Регульовані витоки форсунки повертаються по запобіжній трубці [1-3].

Паливопровод високого тиску складається із двох частин: перехідника, укрученого збоку в корпус форсунки, і паливної трубки високого тиску.

Сполучна деталь ущільнюється рівними металевими поверхнями; перед установкою їх потрібно перевірити. Завжди затягуйте із правильним моментом сполучні деталі перед установкою трубки високого тиску; а також у випадку, якщо демонтувалася тільки трубка високого тиску, тому що існує ризик ослаблення кріплення сполучної деталі при демонтажі трубки.

З метою захисту моторного відсіку від витоків палива, трубка високого тиску закрита екраном. Трубка високого тиску поставляється в комплекті із установленими сполучними гайками. Завжди затягуйте з'єднання із вказаним

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

моментом.

Після зняття з місця деталей паливопроводу високого тиску вони повинні бути захищені від забруднення й корозії.

Форсунка розташовується в центрі головки циліндра й містить у собі тримач форсунки й форсунку (рис. 1.18). Паливо надходить у тримач форсунки збоку через сполучну деталь, установлену в тримачі форсунки [3].

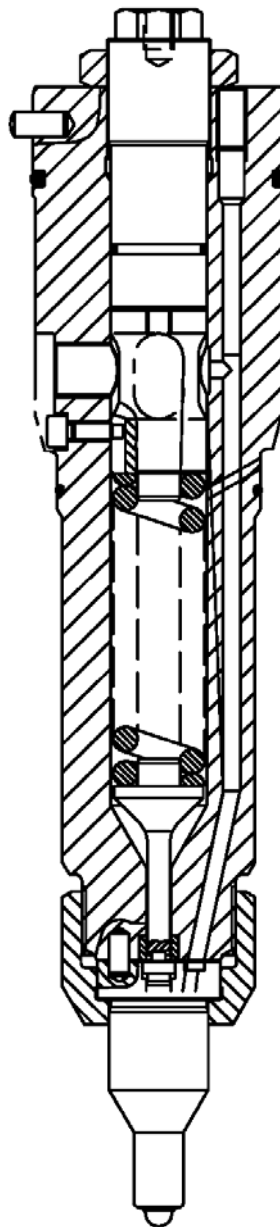


Рисунок 1.18 – Форсунки двигуна

Із труби високого тиску у форсунки під високим тиском надходить паливо, що вони впорскують у камеру згоряння у вигляді дуже тонкого туману. Тиск, при якому працює форсунка, можна коректувати регулювальним гвинтом.

1.3 Характеристика систем двигуна

1.3.1 Паливна система двигуна

Паливо нагнітається насосом і фільтрується через фільтр. Клапан контролю тиску підтримує необхідний тиск у системі.

Датчики тиску подачі й температури палива розташовані на паливопроводі двигуна, що подає, вони контролюються на панелі LDU на двигуні, а також у приміщенні керування двигунами.

Втрати палива із ПНВТ і форсунок збираються в окрему герметичну систему. Це паливо може бути повторно використано. В окремій системі труб, що веде від верхнього рівня блоку двигуна, збирається відпрацьоване масло, паливо й вода, які з'являються, наприклад, при перебиранні головок блоків циліндрів.

Пристрій подачі й циркуляції палива. У блоці подачі, паливо нагнітається під тиском щоб уникнути порушень у роботі через випар води й палива.

Пристрій циркуляції палива підтримує необхідну в'язкість (необхідну температуру) і тиск деаерованого палива, що подається на двигун, а також забезпечує циркуляцію палива в основній системі.

1.3.2 Система змащення

Двигун оснащений масляним насосом з безпосереднім приводом шестернею насоса на приводній стороні колінчатого вала. При необхідності паралельно може бути приєднаний резервний насос із електроприводом.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Насос засмоктує масло з масляного піддона двигуна й жене його через охолоджувач мастила, обладнаний клапаном термостата, що регулює температуру масла, через автоматичний масляний фільтр до головної розподільної труби в масляному піддоні, через гідравлічні домкрати (у їхній якості виступають звичайні трубки) до корінних підшипників і через отвори в шатунах до поршневих пальців, системи змащення спідниць поршнів й охолодних порожнин поршнів (рис. 1.19).

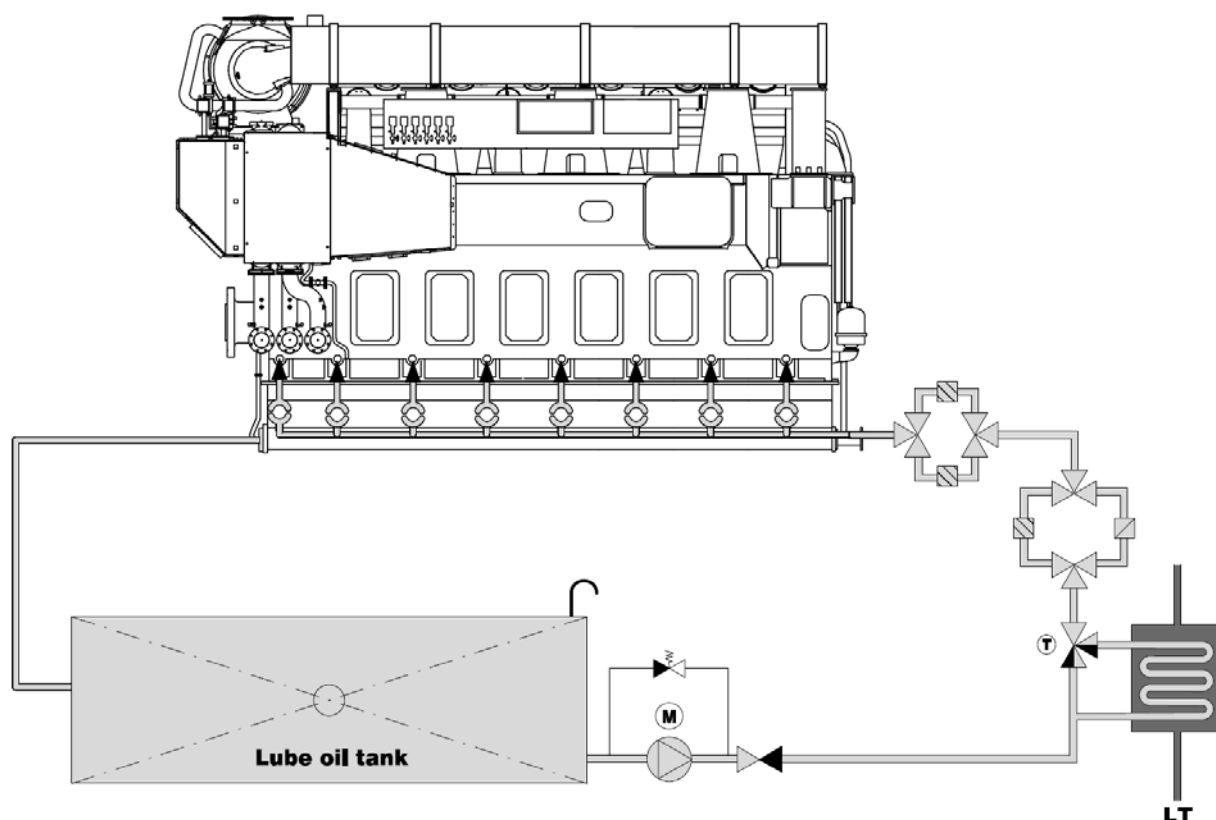


Рисунок 1.19 – Масляна система дизеля

1.3.3 Система охолодження

Охолодження даного двигуна здійснюється закритою рідинною системою охолодження, розділеною на високотемпературний контур (НТ) і низькотемпературний контур (LT). Рідина охолоджується в окремому центральному охолоджувачі (рис. 1.20).

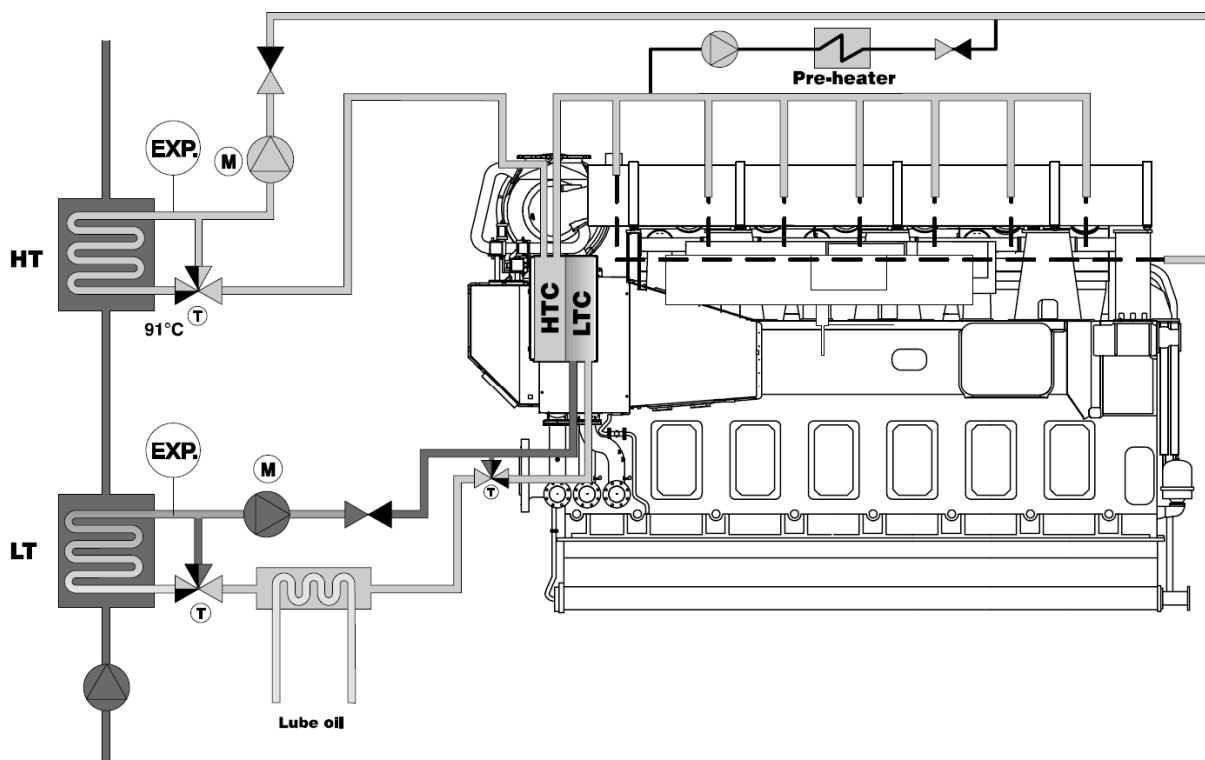


Рисунок 1.20 – Двоконтурна система охолодження дизеля

Обидва контури оснащені клапанами регулювання температури.

Високотемпературний контур. Контур гарячої води охолоджує циліндри й головки циліндрів.

Відцентровий насос прокачує воду через контур гарячої води. З насоса вода надходить у розподільний канал, що відлитий у тілі блоку двигуна. З розподільних каналів вода надходить у водяні сорочки циліндрів і далі через сполучні деталі до головок циліндрів, де вона направляється проміжним ярусом і забезпечує ефективне охолодження вогневого днища, форсунок і сідел випускних клапанів.

Від головки циліндрів вода надходить через мультіканал у канал, що збирає. Якщо на двигуні встановлений двоступеневий охолоджувач повітря, що нагнітає, то вода проходить через охолоджувач наддувочного повітря до теплорегулюючого клапана, що підтримує температуру на необхідному рівні.

Залежно від типу використовуваного турбонагнітача паралельно

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

поток в цилиндри частина води направляється в турбонагнітач.

Низькотемпературний контур складається з охолоджувача наддувочного повітря, і охолоджувача мастила, через який насос аналогічний по конструкції з насосом високотемпературного контуру, перекачує воду. Температурою в контурі управляє теплорегулюючий клапан, що підтримує температуру на необхідному рівні. Необхідне охолодження забезпечується центральним охолоджувачем. Ця система, зовнішня стосовно двигуна, має різну конструкцію на різних установках.

1.3.4 Система відводу відпрацьованих газів

Колектор вихлопних газів встановлюється між головкою циліндрів і турбонагнітачем. Колектор вихлопних газів складається з мультиканалу й вихлопних труб з розширювальними сильфонами.

Колектор укладений в ізолюючу коробку типу сендвіч.

Конструкція турбонагнітача залежить від типу установки й може бути з імпульсним наддуванням або наддуванням з постійним тиском. Вихлопні гази, спрямовані в одну трубку викидаються кожним циліндром у той момент циклу, коли випускні клапана інших циліндрів, підключених до цієї ж трубки, закриті. Така конструкція забезпечує рівномірний потік газів через турбокомпресор без перешкод для інших циліндрів, підключених до загальної труби (рис. 1.21).

Мультиканал між головкою циліндрів і вихлопними трубами працює як кронштейн для колектора в зборі, включаючи ізолюючу коробку. Мультиканал охолоджується охолоджувальною водою, що виходить із головки циліндрів. Мультиканал вентильється через трубку, що йде уздовж двигуна. Потік охолодної води йде з мультиканалу через водяні трубки у відсік охолодної води. Мультиканал також підключає повітряний ресивер у блоці двигуна до впускного повітряного каналу в кришці циліндрів. Мультиканал жорстко змонтовано до головок циліндрів.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихлопні труби відлиті зі спеціального сплаву – магнієвого графіту, з окремими секціями для кожного циліндра. Металеві сальфони складового типу компенсують теплове розширення.

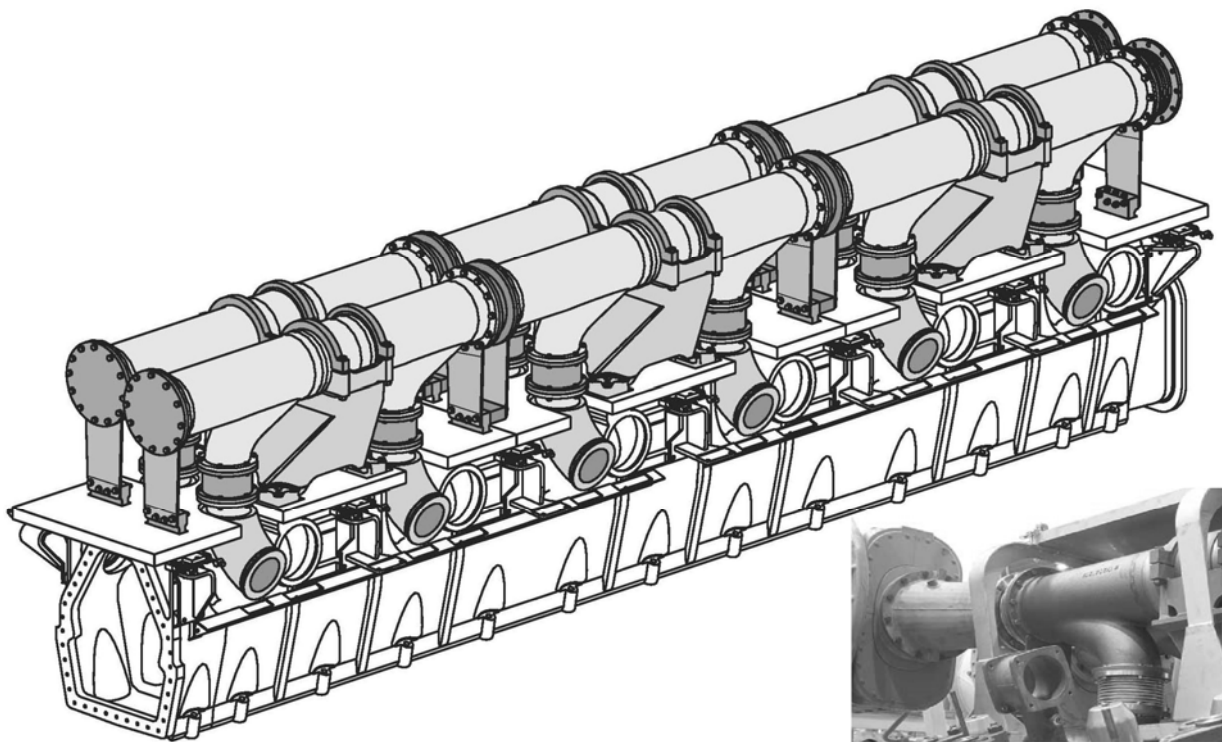


Рисунок 1.21 – Приєднання труб для випуску відпрацьованих газів

Вся вихлопна система укладена в ізоляційний кожух, виготовлений з багатошарової листової сталі.

1.3.5 Система пускового повітря

Двигун запускається при максимальному, тиску стисненого повітря 3,0 МПа. Мінімальний припустимий тиск становить 1,5 МПа. Тиск перед головним пусковим клапаном відображається на місцевому дисплеї.

Вхідний повітропровід від ресивера пускового повітря обладнаний безповоротним і спускним клапаном, які розташовані перед головним пусковим клапаном. Головним пусковим клапаном можна управляти

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

кнопкою при ручному пуску, або пневматично завдяки соленоїдного клапана, встановленого під місцевим дисплеєм – при дистанційному або автоматичному пуску двигуна.

1.3.6 Механізм керування

Під час нормальної роботи частота обертання двигуна регулюється регулятором, що управляє кількістю палива, що впорскує, залежно від навантаження й частоти обертання двигуна.

Керуюче переміщення передається на регулюючий вал через регульований сполучний шток.

Рух від керуючого валу на паливні рейки ПНВТ передається через регулюючий важіль і пружину. Торсіонна пружина активує вал керування й, відповідно, інші паливні рейки повинні переміститися в положення зупинки, навіть якщо вона з них заклинила. У такий же спосіб торсіонна пружина активує переміщення регулюючого вала в положення подачі палива, навіть якщо один із ПНВТ заклинило у виключеному положенні. Ця функція може виявитися корисної в аварійній ситуації. Двигун можна зупинити за допомогою стопорного важеля. Коли стопорний важіль переміщається в положення зупинки, він через систему тяг переміщає вал регулятора в положення зупинки.

Двигун обладнаний електропневматичним граничним вимикачем підвищення обертів, що обмежує оберти на рівні 15% вище номінальних. Електропневматичний граничний вимикач переміщає всі паливні рейки в положення припинення подачі палива за допомогою пневматичних циліндрів, встановлених на кожному ПНВТ. Циліндр діє прямо на паливну рейку. Електропневматичний вимикач може також активуватися вручну.

При запуску регулятор автоматично обмежує переміщення регулюючого вала припустимим значенням. Регулятор частоти обертання оснащений соленоїдом, що з'єднаний з автоматичною системою двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ОПТИМІЗАЦІЇ ЗАКОНУ ВПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ Й ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА

2.1 Аналіз тенденцій з удосконалення робочого процесу двигуна

2.1.1 Сумішоутворення й згоряння в дизелях, динаміка процесу згоряння

Природа процесу згоряння в дизелі, незважаючи на певні успіхи в його розшифровці, залишається ще неясною. Це пояснюється, з одного боку, великою складністю процесу й необхідністю застосовувати для дослідження точну й спеціалізовану апаратури, з іншого боку, недоліком фундаментальних досліджень по фізико-хімічній природі процесу горіння розпилених палив.

Головне завдання суднового дизелебудування зводиться до значного збільшення питомої потужності двигуна при збереженні високих показників по паливній економічності, тобто створенню дизелів, порівнянним з бензиновими двигунами по питомій вазі й габаритам. Підвищення питомої потужності дизеля здійснюється: наддуванням, підвищенням числа обертів і збагаченням заряду паливом, тобто зниженням умовного коефіцієнта надлишку повітря. Застосування наддування не викликає погіршення процесу горіння й не вимагає фундаментальних досліджень процесу згоряння, підвищення ж числа обертів і розширення меж збагачення заряду в дизелі висуває ряд фізико-хімічних проблем.

Затягування процесу горіння й погіршення характеристик паливних апаратів є основним гальмом зростання числа обертів дизеля. Тому для форсування дизелів по обертах необхідно знайти засоби прискорення згоряння, пов'язані з газодинамічним станом заряду в циліндрі двигуна й характеристиками паливостачання, що забезпечують високу якість

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розпилювання в широкому діапазоні чисел обертів.

Збільшення потужності дизеля за допомогою зниження граничного коефіцієнта надлишку повітря звичайно лімітується погіршенням згоряння й, як наслідок, чадінням і нагароутворенням.

З теорії горіння відомо, що швидко, повно й бездимно згоряють суміші бідні, стехіометричні й лише трохи збагачені, тому що в однорідних сумішах поява чистого вуглецю (чадіння) настає при $\alpha \approx 0,5 \dots 0,6$. Наступ чадіння в дизелі при $\alpha > 1$ зв'язано або зі значним розшаруванням заряду по складу й наявністю перезбагачених зон, або з дифузійним горінням, характеризуємим змішанням у зоні полум'я. Ці випадки спостерігаються як при недостатньо інтенсивному сумішоутворенні, так і при малому часі на змішання. Висока швидкість сумішоутворення досягається при гарному розподілі палива в камері згоряння, тобто при ретельному підборі конфігурації факела палива до форми камери згоряння, при тонкому розпилюванні палива й при інтенсивних завихреннях і турбулізації середовища: завихрення сприяє макрозмішанню, а турбулентність – мікрозмішанню пар палива з повітрям. Немаловажне значення має також структура спектра турбулентних пульсацій, що визначає співвідношення розмірів різних масштабів пульсацій.

Збагачення заряду в дизелі може привести також до занадто швидкого, жорсткого згоряння й можливості переходу його в детонацію, що вимагає з'ясування впливу на нього різних фізико-хімічних, гідродинамічних й інших факторів для того, щоб знайти методи обмеження швидкості горіння.

Отже, перспективний середньообертовий судновий дизель можна представити як швидкохідний двигун з наддуванням, що допускає при максимальній потужності велике насичення заряду паливом.

Останнім часом були намічені нові шляхи вдосконалювання процесу згоряння в дизелях. У першу чергу слід зазначити відкритий Мойрером «М-процес», заснований на плівковому випарі палива, при якому процеси підготовки суміші й горіння ізольовані один від одного. У результаті

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

здійснюється горіння заздалегідь випаруваного палива у вигляді гомогенного заряду, формованого при зриві завихреного потоком повітря пар з паливної плівки, що розтікається по поверхні камери в поршні. Однак сутність цього процесу й закономірності, їм керуючі, поки мало вивчені й вимагають дослідження гідродинаміки руху плівки, теплообміну плівки з випарником і з повітрям, випару плівки складного палива й змішання пар з потоком повітря. Проте, багато провідних фірм сьогодні широко використовують М-процес у знову створюваних дизелях.

Таким чином, значною мірою, характер протікання термодинамічного циклу залежить від процесів сумішоутворення та згоряння, які в свою чергу, залежать від роботи паливостачальної апаратури. Тому далі будуть розглянуто деякі аспекти роботи та можливостей удосконалення процесів вприску палива у циліндри двигуна.

2.1.2 Аналіз схемних рішень паливних систем та їх характеристик що впливають на робочий процес двигуна

Система паливостачання призначена для дозуванні циклової порції палива (циклової подачі), своєчасного уприскування відміряної кількості палива в камеру згоряння циліндра і розпилювання його там на найдрібніші краплі. Маса циклової порції палива на номінальному режимі складає від 0,05 г у високооберткових дизелів до 30...100 г у малооберткових. При цьому забезпечується досить висока точність дозування циклових подач (1...3 % на номінальному режимі). Зі зниженням навантаження подача палива меншає і на холостому ході становить 7...20 % номінальної. Для зупинки дизеля система паливостачання повинна забезпечити нульову подачу, тобто повне припинення подачі палива в циліндри [3].

Всі елементи системи паливостачання підбирають так, щоб вони могли найкращим чином забезпечити процес згоряння. Від якості роботи

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

системи паливостачання в значній мірі залежать механічна і теплова напруженість циліндрів, розподіл потужності між ними і в результаті економічність, надійність і ресурс двигуна. Ці показники пов'язані з динамікою тепловиділення в циліндрі, а вона в свою чергу, при умові нормального постачання у циліндр повітря, повністю залежить від досконалості конструкції і експлуатаційних характеристик елементів системи паливостачання. У судових дизелях застосовують два різновиди систем паливостачання: безпосередньої дії і акумуляторні [3, 4].

Найбільш поширені системи безпосередньої дії. У дизелі з такою системою для кожного циліндра є окремий комплект паливної апаратури, що складається з паливного насоса високого тиску (ПНВТ), форсунки з голкою і з'єднуючого їх трубопроводу високого тиску.

Циклову порцію палива, що подається в циліндри, при переході дизеля на інший режим роботи змінюють паливними насосами, які працюють від розподільного вала за допомогою кулачкових шайб. Основним вузлом паливного насоса є прецизійна плунжерна пара, що складається з плунжера і втулки, які встановлюють і замінюють тільки в комплекті. У системі безпосередньої дії хід плунжера паливного насоса на будь-яких режимах роботи дизеля зберігається незмінним. Регулюють циклову подачу палива шляхом перепуску частини палива з надплунжерного простору у всмоктуючу порожнину насоса під час нагнітаючого ходу плунжера.

По конструктивному виконанню регулюючих органів паливні насоси поділяють на насоси клапанного і золотникового типів. У насосах клапанного типу перепуск палива здійснюється за допомогою всмоктуючих або відсічних клапанів, а в насосах золотникового типу за допомогою регулювальних кромek на плунжері [3-5].

За способом регулювання подачі паливні насоси поділяють на насоси з регулюванням по початку подачі, по кінцю подачі і комбінованим регулюванням по початку і кінцю подачі.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досягнення економічної і надійної роботи дизеля необхідно забезпечити подачу циклової порції палива в циліндр протягом певного кута повороту кривошипу із заданим кутом випередження уприскування до ВМТ з розпилюванням палива при цьому на найдрібніші краплі.

Одним з найважливіших чинників, що впливають на якість розпилювання палива, є його тиск перед форсункою, званий *тиском уприскування*. У системах безпосередньої дії цей тиск змінюється в широких межах протягом процесу уприскування і із зміною режиму роботи. Змінюється відповідно і якість розпилювання палива [3].

Тиск уприскування p_{ϕ} залежить від кута повороту кривошипу, і досягає у судових дизелів 80...200 МПа. При створенні дліннохідних дизелів спостерігається тенденція підвищення тиску уприскування до 230 МПа з метою скорочення періоду уприскування і поліпшення якості розпилювання палива, що зрештою забезпечує підвищення економічності дизелів [4].

Тривалість уприскування визначається моментами підйому і посадки голки форсунки. Тривалість уприскування у судових дизелів складає $\phi_{\phi}=20...40^{\circ}$ п.к.в. [4, 5].

Характер зміни тиску уприскування залежить від режиму роботи дизеля, конструктивних параметрів системи паливостачання і фізичних властивостей палива. Отже різний, і характер зміни тиску p_{ϕ} в процесі уприскування. Наприклад, при перекладі двигуна з дизельного палива на мазут, що володіє більшою щільністю, тиск уприскування підвищується.

У процесі експлуатації дизеля сопла зазнають зносу від тертя з паливом. Їх прохідний перетин f_c збільшується і тиск уприскування знижується, внаслідок чого гіршає якість розпилювання палива і знижується економічність дизеля. Зношені сопла рекомендується своєчасно замінювати. Знос сопел визначають звичайно за допомогою калібру.

Швидкість підйому плунжеру залежить від профілю кулачкової шайби паливного насоса. На початку і в кінці ходу швидкість плунжеру рівна нулю.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Найбільша швидкість досягається в той час, коли підйом плунжеру здійснюється середньою, найбільш крутою частиною профілю кулачкової шайби. Паливо в циліндр в цей час подається при високому тиску уприскування і, отже, забезпечується найкраща при інших рівних умовах якість розпилювання. Відсіч при високій швидкості плунжеру в кінці подачі забезпечує різке падіння тиску уприскування і чітку посадку голки форсунки. Період уприскування при низьких значеннях p_{ϕ} перед посадкою голки нетривалий. Менш сприятливими в цьому відношенні виявляються паливні насоси з регулюванням по початку подачі. У кінці подачі такими насосами тиск уприскування поступово знижується, і якість розпилювання палива гіршає [6].

Для суднових дизелів, працюючих в широкому діапазоні частот обертання, істотне значення має вплив частоти обертання на тиск уприскування: з її зменшенням тиск знижується. Це є однією з причин зниження економічності і погіршення стійкої роботи дизеля на малій частоті обертання. Цим же пояснюється незастосування на судах дизелів з форсунками відкритого типу для головних двигунів [6]. У дизелів з форсунками закритого типу мінімальний тиск уприскування залежить від тиску відкриття голки. Останнє регулюють шляхом зміни сили затягування форсуночної пружини і встановлюють таким, при якому тиск уприскування і якість розпилювання палива на мінімальній частоті обертання виявляються достатніми для забезпечення стійкої роботи дизеля.

Для дослідження впливу основних конструктивних і експлуатаційних чинників на процес паливопостачання, в тому числі на тиск уприскування, при проектуванні і модернізації паливної апаратури застосовують гідродинамічні методи розрахунку (зокрема, методи, розроблені проф. Ю.Я. Фоміним, проф. Л.В. Греховим), якими враховуються в'язкість і стисливість палива, об'єм і довжина нагнітаючого трубопроводу, наявність витоків палива в паливному насосі і форсунці, вплив відображених хвиль

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

тиску на характер зміни тиску в різних перетинах по довжині нагнітаючого трубопроводу [5-7].

При експлуатації дизелів частіше за все паливну апаратуру настраюють по фазах подачі палива насосом, які називають *геометричними*. Ці фази доступні для контролю і регулювання без застосування спеціальної складної апаратури. Але для того щоб забезпечити задані дійсні фази уприскування палива форсункою, необхідно встановити такі геометричні фази подачі палива, які враховували б гідродинамічні властивості системи паливopостачання. Для оцінки і аналізу цих властивостей процес паливopостачання умовно розбивають на три періоди [4]:

I – від моменту початку підйому плунжеру до моменту початку відкриття форсунки називається періодом *затримки уприскування*. Зсув фази подачі палива насосом і уприскування його форсункою зумовлений стисливістю палива, пружністю нагнітаючого трубопроводу, кінцевою швидкістю поширення хвилі тиску в ньому, залишковим тиском в трубопроводі p_t і тиском відкриття голки $p_{нпф}$ (затягом форсуночної пружини). За досвідом, у суднових дизелів тривалість періоду становить $2...19^\circ$ п.к.в;

II – від моменту початку відкриття форсунки до моменту закінчення руху плунжеру називається *періодом активного уприскування*, протягом якого в циліндр вприскується основна частка циклової порції палива. Тривалість його залежить від навантаження дизеля. Після підйому голки форсунки тиск p_ϕ спочатку дещо падає внаслідок збільшення об'єму порожнини розпилювача і початку закінчення витикання палива через сопла, потім різко підвищується і значно перевищує тиск відкриття голки. Характер зміни тиску протягом періоду значною мірою визначається характером зміни швидкості підйому плунжеру паливного насоса;

III – від моменту закінчення руху плунжеру до моменту закриття форсунки називається *періодом вільного закінчення*. Подача палива насосом

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вже припинена. Процес уприскування відбувається за рахунок енергії стислого палива і пружність нагнітаючого трубопроводу. На тривалість періоду впливають об'єм нагнітаючого трубопроводу і затяг форсуночної пружини: у суднових малообертових дизелів він становить $2...8^\circ$. Уприскування палива відбувається при тиску p_{ϕ} , що поступово знижується, це зумовлює погіршення якості розпилювання. До того ж паливо в цей період вприскується вже на лінії розширення в циліндрі. Таким чином, збільшення тривалості періоду приводить до збільшення тривалості догоряння палива на лінії розширення і зниженню економічності дизеля. Цей період намагаються скоротити до мінімально можливого.

Тиск $p_{\text{кпф}}$ у форсунки в момент посадки голки виявляється нижче за тиск $p_{\text{нпф}}$ в момент її відкриття. Це зумовлене так званим диференціальним ефектом голки, т. е. різницею в площах, на які давить паливо при сидячій і піднятій голці. Одним з найбільш складних явищ, що впливають істотним чином на характеристики вприску є розрив сплошності рідкого палива з утворенням двофазної газорідинної середи. Майже всі режими роботи паливних систем супроводжуються утворенням двофазної газорідинної середи, яка виникає внаслідок зниження локального тиску серед нижче атмосферного тиску при об'ємному розвантаженні лінії високого тиску в кінці вприску. При високому тиску уприскування стисливість палива викликає не тільки зсув фаз подачі палива насосом і форсункою, але і складні коливальні рухи стовпа палива в нагнітаючому трубопроводі, внаслідок чого процес закінчення витікання палива через форсунку носить іноді пульсуючий характер. Джерелами обурень коливань тиску палива є рухи плунжеру, голки і нагнітаючого клапана. Внаслідок інтенсивних коливань тиску палива після посадки голки можливе повторне її відкриття так званий підвприск. Це явище небажане, оскільки паливо вприскується вже на лінії розширення при поганій якості розпилювання через низький тиск. Підвприск приводить до збільшення періоду догоряння і зниження економічності дизеля. Він

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

вважається дефектом системи паливопостачання. Виникнення підвприску найбільш ймовірно в системі паливопостачання з великою довжиною нагнітаючого трубопроводу [6-9].

Робоча суміш в дизелі утвориться всередині циліндра. Причому на процеси сумішоутворення і згоряння палива в дизелі відводиться відносно короткий проміжок часу (0,005...0,05 с).

У рідкій фазі паливо не горить. Для того щоб паливо згоріло, необхідне його повне випаровування. Температура заряду в кінці стиснення забезпечує можливість випаровування, але для прискорення цього процесу необхідно розпилювання палива на найдрібніші краплі. Завдяки розпилюванню збільшується поверхня випаровування і скорочується тривалість процесу випаровування.

Для того, щоб паливо згоріло повністю і своєчасно, необхідно перемісити розпилене паливо з повітрям і створити рівномірну паливо-повітряну суміш. Для своєчасного і повного згоряння палива кожному дизелю (в залежності від розмірів циліндра і конструкції камери згоряння) потрібна цілком певна якість розпилювання .

Якість розпилювання палива характеризується багатьма показниками, найважливішими з яких є *дисперсність* (дрібність) і *однорідність розпилювання, довжина, далекобійність* і кут конуса факела [4, 6-9].

Дисперсність оцінюється діаметрами капель, а однорідність відмінністю діаметрів капіж в факелі. Згідно з експериментальними даними, факел розпиляного палива складається з багатьох мільйонів капель, середній діаметр яких у середньооборотних дизелів становить 5...10 мкм. Зі зменшенням діаметра циліндра і збільшенням частоти обертання дизеля вимоги до дисперсності і однорідності розпилювання зростають [6].

Для об'єктивної оцінки якості розпилювання по дисперсності і однорідності розпилювання при доведенні паливної апаратури використовують характеристики розпилювання .

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При побудові характеристик розпилювання деяку складність представляє визначення діаметрів капель. Найбільш простим і поширеним методом їх вимірювання є уловлювання капель на закопчену скляну пластину, що встановлюється перпендикулярно осі струменя. Пластини з краплями досліджують під мікроскопом або фотографують і по мікрофотографіях окремих ділянок оцінюють якість розпилювання. Застосовують і більш сучасні методи засновані на зміні дифракції монохромної світлової хвилі при проходженні через дрібнодисперсну середу [8]. У розрахунках процесу згоряння використовують звичайно значення середнього діаметра капель, які визначають експериментальним шляхом внаслідок досліджень паливної апаратури або за результатами розрахунку розмірів капель.

Дисперсність розпилювання залежить головним чином від швидкості закінчення витікання палива з сопла, діаметра сопла, поверхневого натягнення палива і щільності робочої суміші в циліндрі.

Струмінь палива розпилюється на найдрібніші краплі під дією внутрішніх і зовнішніх по відношенню до струменя чинників. Первинний розпад струменя на виході з сопла відбувається під впливом подовжніх і поперечних хвиль, виникаючих в струмені внаслідок турбулентності потоку і стисливості палива. При виході струменя з сопла на неї надають дію зовнішні чинники аеродинамічні сили опору робочої суміші, які прагнуть перешкодити проникненню струменя в камеру згоряння. Ці сили сприяють відриву часток палива з нерівностей на поверхні струменя і елементів її розпаду і дробленню останніх на найдрібніші краплі. З підвищенням щільності робочої суміші в циліндрі ефект дії аеродинамічних сил на розпилювання палива зростає. Цим силам протидіють сили поверхневого натягнення і сили внутрішнього зчеплення молекул палива, які прагнуть зберегти цілісність струменя. Пониження в'язкості палива, наприклад, шляхом підігрівання ослабляє ефект дії цих сил і сприяє поліпшенню якості

розпилювання [4].

З підвищенням швидкості відсічки палива з сопла зростає ефект дії внутрішніх обурень на розпад струменя, а також ефект дії аеродинамічних сил на дроблення струменя. Таким чином, з підвищенням швидкості відсічки палива з сопла якість розпилювання поліпшується. Дисперсність розпилювання, необхідна для забезпечення якісного згоряння палива в дизелі, досягається при швидкості відсічки палива з сопла $w = 250 \dots 400$ м/с.

Швидкість відсічки палива з сопла залежить переважно від тиску уприскування p_{ϕ} . Експериментальні дослідження показали, що при підвищенні тиску уприскування швидкість відсічки палива підвищується, а середній діаметр капель меншає [6].

Важливою умовою забезпечення якісного згоряння палива в циліндрі дизеля є утворення рівномірної паливо-повітряної суміші. Для досягнення цього у судових дизелів з великими діаметрами циліндрів потрібне суворе узгодження між собою тиску уприскування, діаметра сопел форсунки і в'язкості палива. Діаметр сопел є найважливішим з конструктивних чинників, що істотно впливають на якість розпилювання. Необхідний сумарний прохідний перетин сопел може бути забезпечений різним поєднанням діаметра і числа сопел в розпилювачі форсунки. Як показують експериментальні дані, при зменшенні діаметра і збільшенні числа сопел при збереженні незмінними всіх інших чинників якість розпилювання поліпшується [4, 6].

Однак при виборі діаметрів сопел для судових дизелів з великими діаметрами циліндрів проектувальники виходять з умови забезпечення не найбільш дрібного розпилювання, а найкращого сумішоутворення і найбільш повного і своєчасного згоряння палива. Справа в тому, що, згідно з експериментальними даними, при зменшенні діаметра сопла при інших рівних умовах меншає також довжина факела. При дуже малому діаметрі сопел і якісному розпилюванні дрібні краплі концентруються навколо

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

форсунки, де для повного згоряння палива недостатньо повітря. У той же час на периферії камери згоряння залишається повітря, не залучене до процесу згоряння. Внаслідок цього згоряння палива виявляється неповним. При збільшенні діаметра сопел якість розпилювання гіршає. Але більш великі краплі, володіючи більшою масою і більшою кінетичною енергією, проникають до периферії камери згоряння. Завдяки цьому забезпечується більш рівномірна паливо-повітряна суміш і більш повне згоряння палива [4].

При іншій крайності у виборі діаметра сопел, тобто при дуже великому діаметрі, згоряння палива також гіршає внаслідок дуже грубої якості розпилювання палива і попадання частини капель на відносно холодні стінки камери згоряння. Таким чином, найбільша економічність на заданому режимі роботи при даній в'язкості палива у кожного дизеля досягається при цілком певному діаметрі сопел, який підбирають при створенні дизеля в залежності від діаметра циліндра і форми камери згоряння. У існуючих дизелів діаметри сопел $d_c = 0,15 \dots 1,1$ мм. Число сопел i_c визначають з умови забезпечення їх необхідного сумарного прохідного перетину (у суднових дизелів $i_c = 6 \dots 12$) [4]. При периферійному розташуванні форсунок для забезпечення більшої далекобійності факела сопла виготовляють з декілька більшим діаметром, ніж у дизелів з центральним розташуванням.

2.2 Останні розробки в області організації уприскування палива

2.2.1 Системи паливостачання об'ємної дії

При організації робочого процесу в сучасних середньообертових двигунах працюючих на важких паливах, важливу роль відіграє вибір оптимального закону уприскування палива в камеру згорання, якій в свою чергу залежить від закону переміщення плунжеру паливного насоса. Необхідний закон переміщення може бути заданий шляхом профілізації кулачка механізму приводу, проте при цьому необхідно вирішити задачу оптимізації закону руху як з погляду організації підведення теплоти в

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

робочому циклі, так і з погляду мінімізації навантажень в механізмі приводу.

Средньообертові двигуни що здатні працювати на важких залишкових паливах мають ряд істотних переваг перед іншими типами поршневих двигунів, і ці переваги можуть бути ще істотнішими у разі рішення цілого ряду питань по організації робочого процесу [6, 7].

Упорскування палива в робочі циліндри в більшості середньообертових двигунів й, у тому числі, у двигунах Wärtsilä здійснюється за традиційною схемою, що включає паливні насоси високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі й форсунки із багатодирчатими неохолоджуваними розпилювачами.

Якщо при переведенні потужних малообертових двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації обробки палива й підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньообертових двигунів не обмежувалося цими мірами, а зажадало радикальних перетворень в організації упорскування палива й робочого процесу. Відомо, що чим менше розмір крапель палива, що утворюються при його розпилюванні, тим швидше будуть проходити процеси їхнього випару й хімічні реакції підготовки до запалення. Дрібність розпилювання перебуває в прямої залежності від швидкостей витікання палива через соплові отвори, а це визначається тисками упорскування й діаметром соплових отворів. В останні роки всі фірми йдуть по шляху збільшення тисків упорскування. Цікава еволюція максимальних тисків упорскування у двигунах. Так у двигунів 26МТВ (1960 р.) воно становило 65...70 МПа, у двигунах 23/30 й 28/32 (1973-1983 р.) – 80...90 МПа, то в сучасних двигунах 16/24 й 21/21 Максимальний тиск упорскування піднятий до 150...160 МПа. Одночасно збільшувався й тиск відкриття голки форсунки з 16...19 до 35...45 МПа.

У двигунах Wärtsilä L64 радикально змінена конструкція ПНВТ. Звичайно прийнятий одноплунжерний варіант насоса замінений на двоплунжерний (рис. 2.3), у якому лівий плунжер управляє моментом подачі палива, а правий

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

– величиною подачі. Це дозволило:

- установлювати кут випередження незалежно від величини подачі;
- оптимізувати закон подачі, параметри упорскування у функції режиму шляхом перерозподілу подачі між плунжерами;
- зменшити діаметр плунжерів, а це спричинило зниження механічних навантажень на їхній привід і втулки плунжерних пар. Менші деформації втулок дозволили зменшити зазори в плунжерних парах і витоки через них.

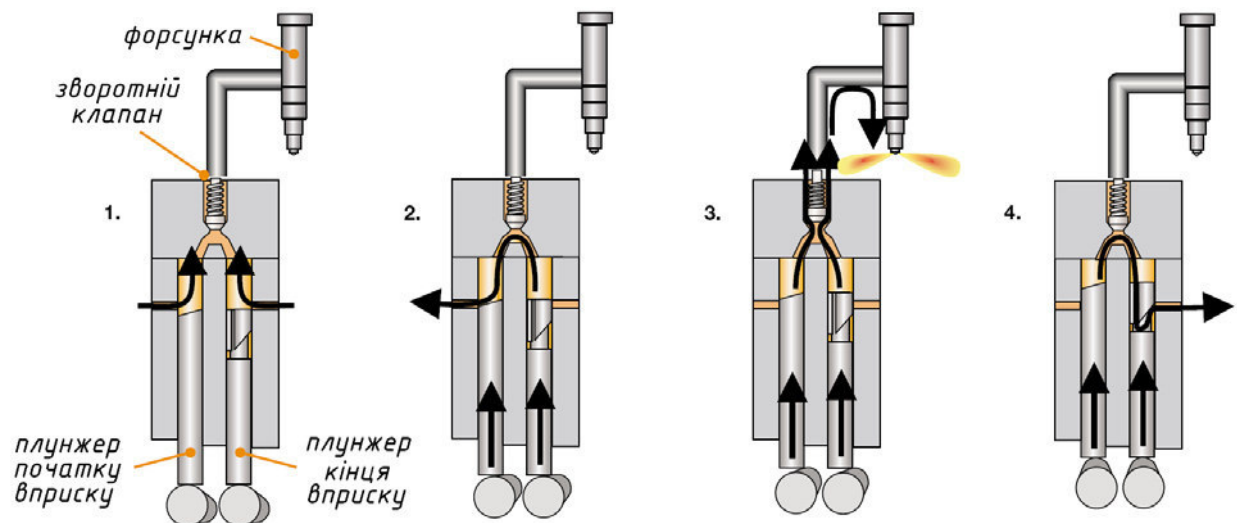


Рисунок 2.3 – Двоплунжерний ПНВТ. Фази подачі: 1 – наповнення насоса, 2 – плунжер, керуючий подачею, перекриває відсічне вікно, зайве паливо йде через наповнювальне вікно, 3 – обидва вікна перекриті, починаємо подачу палива до форсунки, 4 – відсічне вікно відкривається, починається відсічення – кінець подачі

2.2.2 Акумуляторні системи паливостачання

Як ми вже відзначали, паливоподаюча апаратура з механічним приводом плунжера має істотний недолік – падінням тиску упорскування при зниженні обертів і навантаження двигуна, що приводить до утворення в процесі розпилю краплі надмірно великого розміру. Ці краплі в процесі польоту по камері згоряння не встигають випаруватися й згоріти, і вдаряються об стінку

циліндра й головку поршня, де вони продовжують вигорати з поверхні, або утворюють нагарні відкладення.

Неповне згоряння супроводжується утворенням сажі й димним вихлопом.

Щоб цього уникнути фірма Caterpillar прибігає до гідроприводу, що дозволяє зберегти тиск упорскування незмінним у широкому діапазоні обертів.

Фірма Wärtsilä іде по шляху застосування апробованої у двотактних двигунах акумуляторної системи паливостачання, що на відміну від системи з гідроприводом, розрахованої на роботу на дизельному паливі, успішно використовується при роботі на важких паливах.

Система (рис. 2.4) включає наступні основні елементи:

- електронний блок керування (мікропроцесор);
- паливний насос високого тиску;
- акумулятори високого тиску;
- електронний блок керування;
- форсунки.

Основні завдання:

- управляти фазами й кількістю палива, що впорскує;
- управляти підтримкою необхідного тиску в акумуляторах.

Крім викладеного, у функції блоку входять ряд завдань по забезпеченню безпеки, до числа яких відносяться:

- захист від перевищення тисків в акумуляторі,
- миттєве скидання тиску при аварійній зупинці,
- здійснення періодичної циркуляції палива в системі щоб уникнути його застигання при непрацюючому двигуні.

Для виробітку керуючих сигналів електронний блок пов'язаний із установленими на двигун датчиками: положення ВМТ, тиску й температури палива в акумуляторі, тиску гідромасла, тиски й температури наддувочного

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

повітря, наявності витоку палива.

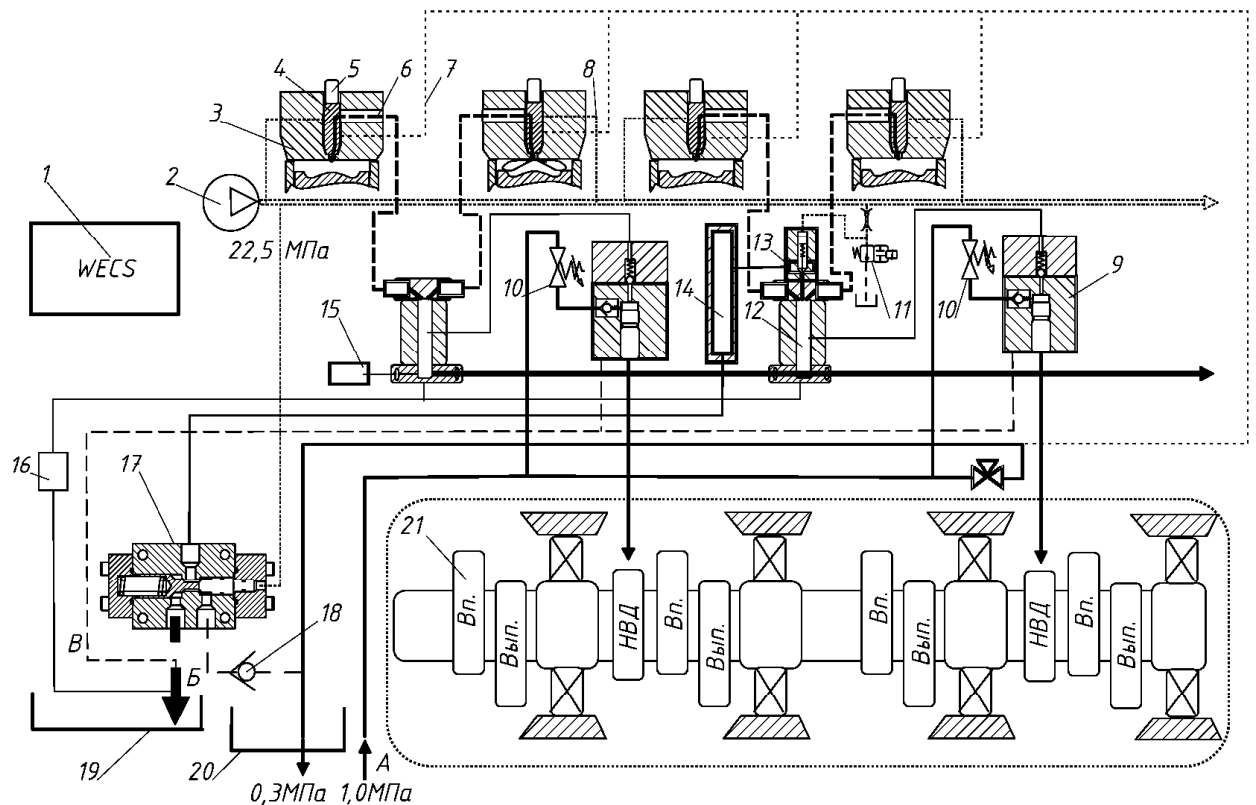


Рисунок 2.4 – Гідравлічна схема акумуляторної паливної системи середньообертових двигунів фірми Wärtsilä. 1 – електронний блок управління; 2 – насос масла управління; 3 – кришка циліндра; 4 – форсунка; 5 – соленоїд управління паливоподачею; 6 – магістраль високого тиску; 7 – магістраль відводу масла управління; 8 – магістраль підведення масла управління; 9 – паливний насос високого тиску; 10 – дросельний клапан управління подачею; 11 – клапан управління регулятором-обмежником тиску в акумуляторі; 12 – акумулятор; 13 – регулятор-обмежник тиску в акумуляторі; 14 – буферна порожнина; 15 – датчик тиску; 16 – датчик протікань; 17 – клапан прокачування й аварійного скидання; 18 – зворотний клапан; 19 – резервуар збору протікань; 20 – змішувальний резервуар; 21 – розподільний вал; *A* – підведення палива; *Б* – злив палива; *В* – збір протікань

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ

Арк.

59

Паливний насос високого тиску. У завдання насоса входить наповнення акумулятора паливом, і підтримка в ньому тиску в межах 90,0...150,0 МПа, обумовленого й задаваного електронним блоком у якості оптимального для даного режиму роботи двигуна. Простим варіантом було б установити один насос високого тиску із приводом від колінчатого вала й поєднуючи кілька насосних елементів.

Однак з виходом насоса з ладу подальша експлуатація двигуна виявилася б неможливою. Цим можна пояснити, що в прийнятому фірмою рішенні один насос й, пов'язаний з ним акумулятор, забезпечують роботу від двох до шести циліндрів. При його поломці робота двигуна може тривати на циліндрах, що залишилися.

Розумним варто також визнати використання як насосний елемент плунжерну пару традиційних ПНВТ, давно освоєних у виробництві й маючих високу надійність. Щоб не використати більше дорогі пари великого діаметра й забезпечити більшу рівномірність подачі, привод плунжера здійснюється від розподільного вала, кулачок який може складатися з 2...3 нагнітальних виступів. Щоб уникнути зайвих втрат потужності на стиск порції палива, більшої того, що потрібно для упорскування у два циліндри, обсяг стисливого палива дозується керуючим клапаном подачі. На виході стислого палива з насоса встановлений безповоротний клапан, завдання якого відітнути повернення палива з акумулятора.

Форсунка. Керування фазами упорскування у форсунці здійснюється керуючим клапаном, що приводиться в дію соленоїдом, що запітано струмом, що надходить від електронного блоку. Далі можливі два рішення:

1. Клапан відкриває доступ палива до голки й, остання піднімається під дією палива, що надійшло до неї.

2. Керуючий клапан не контактує з гарячим (до 150°) паливом, а управляє відносно холодним стислим до 10,0 МПа маслом. Останнє переміщає розташований нижче золотник, що і відкриває доступ паливу до

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГОЛКИ.

Фірмою прийнятий останній варіант, тому що він виключає контакт важкого гарячого палива із соленоїдом, що могло б негативно відбитися на надійності його функціонування.

При контакті палива, стиснутого до високих тисків і сідла, що рухається в зоні, клапана з більшими швидкостями, спостерігаються кавітаційно-ерозійні руйнування посадкових поверхонь. Це відзначається при експлуатації подібних клапанів у насосах-форсунках Caterpillar. Тому використання як керуюча рідина масла, стислого всього до 10,0 МПа що рухається в перетині під клапаном зі значно меншими швидкостями, повинне істотно зменшити ризик ерозійного зношування клапана. Важливо також відзначити, що на відміну від традиційних рішень у дійсній форсунці паливо, що надходить під високим тиском з акумулятора, до голки попадає тільки через золотник і тільки в період упорскування. Цим рішенням розроблювачі усунули істотний недолік акумуляторних систем, коли паливо, стисле до високих тисків, увесь час перебуває в камері над ущільнюючим паском голки й при втраті щільності її посадки неминуче протікає в зону соплових отворів й у циліндр.

У розглянутому варіанті увесь час, між упорскуваннями, робоча порожнина голки розвантажена й, тим самим, можливість підтікань виключена. До істотної переваги наявності гідроприводу голки належить також те, що голка відкривається й закривається практично миттєво (швидкість менш 0,5 м/сек.). Відсутність підтікань і підвприсків дозволяє успішно вирішувати завдання з емісією вихлопних газів.

Акумулятор, що акумулює стисле паливо й з'єднаний з форсунками на циліндрах, по своєму призначенню повинен являти собою товстостінну трубу, протягнену уздовж двигуна від першого до останнього циліндра. Але в довгій трубі акумулятора, так само як й у трубках до форсунок, не виключене утворення хвиль тисків і швидкостей, які можуть істотно спотворити розподіл тисків по циліндрах. Цим деякою мірою визначається

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

те, що акумулятор розділений на самостійні частини, що одержують стисле паливо від окремо від насоса й постачальним паливом форсунки, з'єднані з ним короткими трубками. Малий об'єм і малі швидкості потоків виключають пульсацію, а також дозволяють зробити конструкцію більше міцної й твердої.

Рядом фірм, у тому числі Caterpillar, Wärtsilä, MAN було впроваджене двоступінчасте упорскування палива, сутність якого перебуває в подачі в циліндр невеликої порції палива (pilot injection), що передуює основній подачі (рис. 2.5). Необхідність подібної організації процесу упорскування обумовлюється поганою займистістю важких палив і тривалим періодом затримки запалення, у процесі якого паливо накопичується в циліндрі й тільки потім запалюється. Одночасне запалення й згоряння маси палива, що нагромадилася, супроводжується більшими швидкостями згоряння й жорсткою роботою двигуна – рис. 2.6 (жирні лінії).

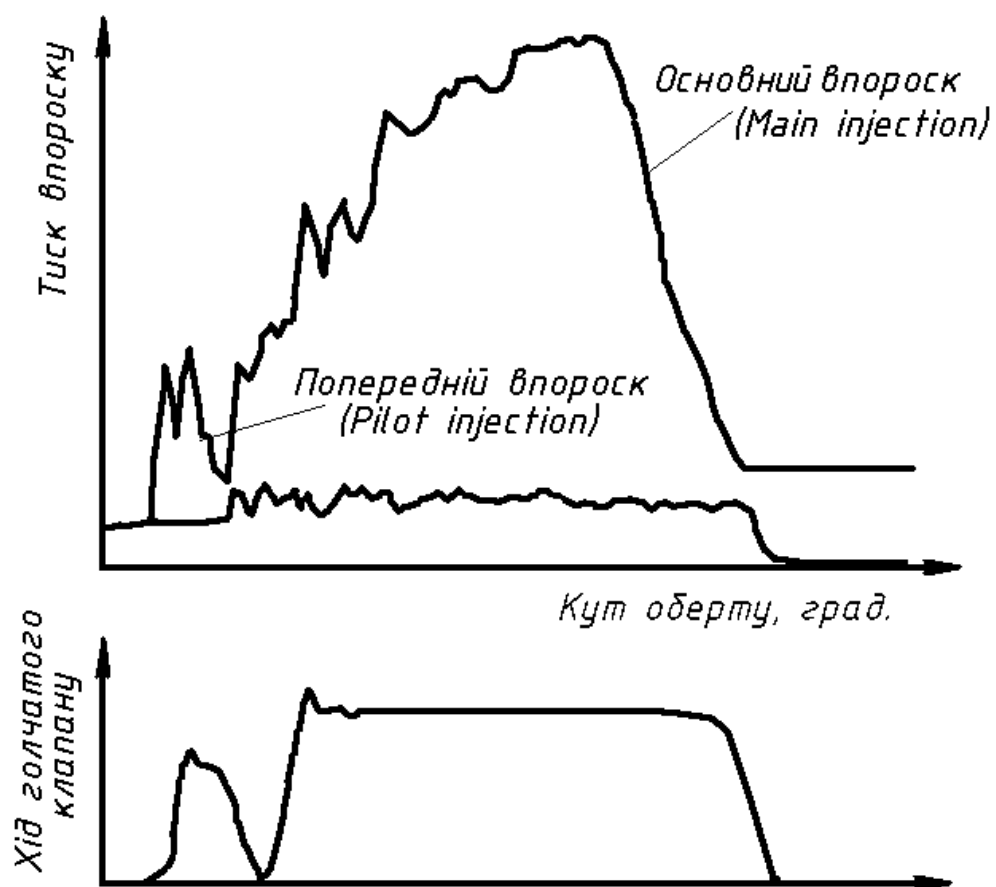


Рисунок 2.5 – Два етапи упорскування палива

Наявність передвприску створює умови для більше м'якого й повного згоряння, тому що основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від згоряючої попередньо поданої порції палива, тому запалення основної маси відбувається практично миттєво й процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями (тонкі лінії рис. 2.6), обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр.

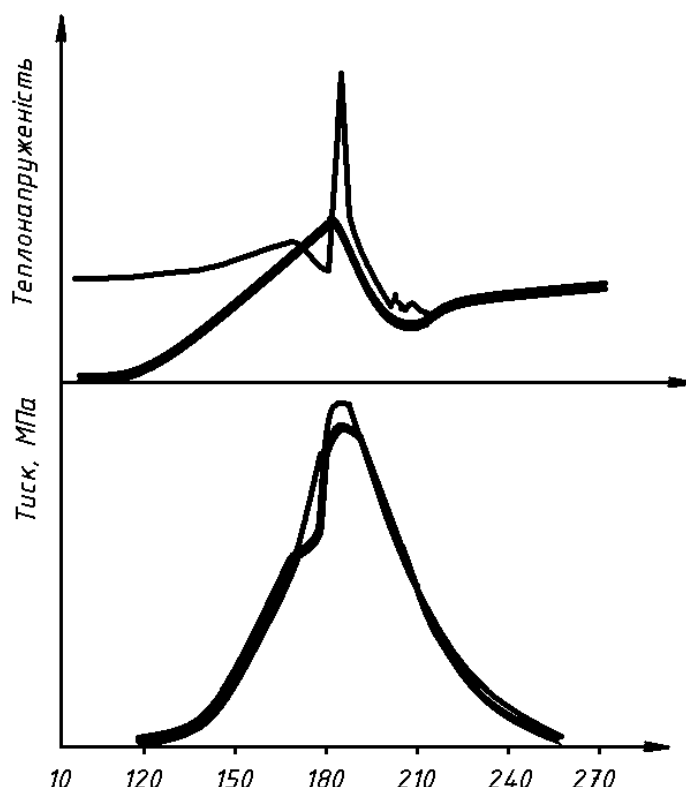


Рисунок 2.6 – Порівняння кривих швидкостей згоряння й розвитку тисків у циліндрі при традиційній подачі палива й із передвприском

З усіх розглянутих варіантів покращення робочого процесу, організація двоступеневого вприску на нашу думку є найбільш доцільним у двигунах 12W46/58. При деякої модернізації паливної системи така модернізація може бути здійснена без значних затрат коштів. У наступній главі розглянемо можливі варіанти модернізації, з метою вибору найбільш доцільного рішення.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ОПТИМІЗАЦІЇ ЗАКОНУ ВПРИСКУВАННЯ ПАЛИВА

3.1 Розробка технічного рішення відносно модернізації паливної системи двигуна 12W46/58

Крім поділу циклової порції на кілька послідовних упорскувань у суднових дизелях знаходить застосування й паралельна подача запальної й основної порції палива (рис. 3.1). Для організації паралельного двоступеневого впрыску у двигуні що розглядається у даній кваліфікаційній роботі у якості прототипу може бути рекомендовано рішення пов'язане з використанням двох окремих форсунок, що отримують паливо від одного паливного насосу. Такий спосіб подачі реалізується у двигунах серії 46С фірми Wärtsilä. Для реалізації даного способу на кожному циліндрі двигуна встановлюється дві форсунки, периферійна для упорскування запальної порції палива й центральна для упорскування основної порції (рис. 3.2).

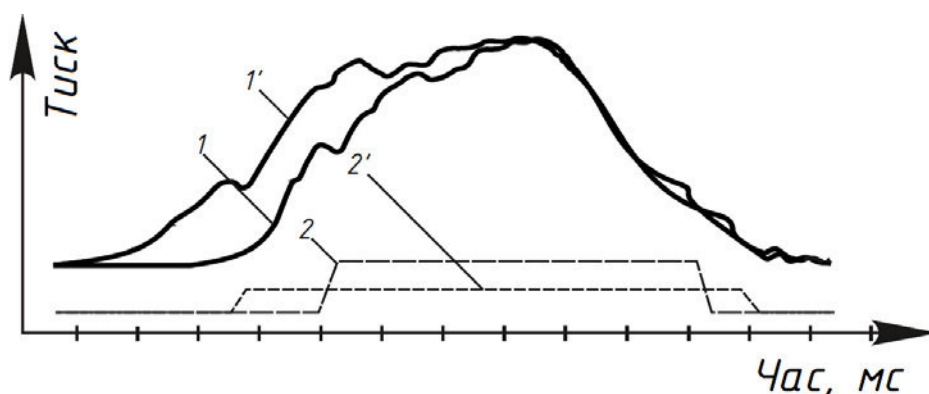


Рисунок 3.1 – Паралельна подача запальної й основної порції палива за допомогою двох форсунок

При такому рішенні попередній впрыск здійснюється з використанням стандартного ПНВТ, у якому встановлений додатковий нагнітальний клапан з більше слабкою пружиною. При нагнітальному ході плунжеру цей клапан відкривається першим подаючи паливо на додаткову форсунку, що

встановлюється у кришці циліндру. По мірі зростання тисків відкривається основний нагнітальний клапан і через нього й раніше відкритий додатковий клапан здійснюється основна подача палива.

Таке рішення застосовувалось фірмою Wärtsilä у деяких моделях двигуна більш пізнього випуску, де це рішення добре себе зарекомендувало.

Технічно, найбільш складним питанням при такого роду модернізації є встановлення додаткової форсунки у головку циліндру. Однак на двигуні що розглядається це питання вирішується значно просто. При початку розробки двигуна, планувалось оснащувати кришки двигуна індикаторним краном на боковій поверхні головки. Однак пізніше, для двигуна була використана більш сучасна система електронного контролю за параметрами робочого процесу, у зв'язку з чим необхідність у індикаторному крані пристосованому для роботи з індикаторним приводом, відпала. Індикаторний кран було значно спрощено, зменшено у розмірах, та перенесено на інше місце. Однак в наслідок початкового варіанту у кришці залишився відлив для розточування отвору під індикаторний кран. Оскільки на варіанті двигуна що розглядається цей відлив незадіяне, у ньому можливо розсвердлення отвору під додаткову форсунку. Можливий варіант такого рішення показано на рис. 3.2.

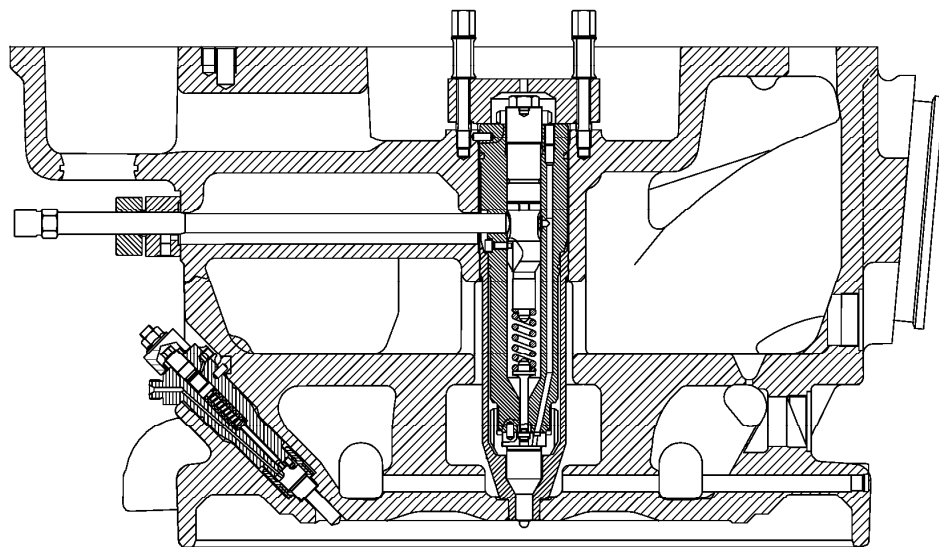


Рисунок 3.2 – Варіант розміщення додаткової форсунки у кришці циліндру двигуна

У якості додаткової форсунки можливо використання форсунок з двигунів того ж виробника меншої розмірності, така форсунка від двигуна S20, зі зміненим розпилювачем наведена на рисунку 3.3 а. На цьому ж рисунку (3.3 б) надано загальні вигляд форсунки основної подачі, яка є базовою та може використовуватися без значних змін конструкції.

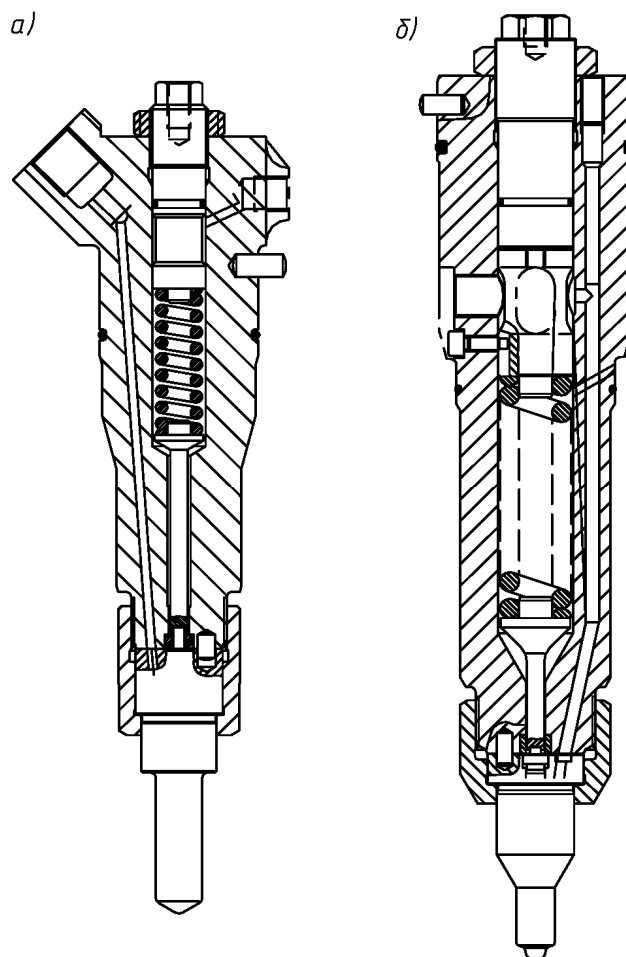


Рисунок 3.3 – Форсунки двигуна: а – запального вприску; б – основного вприску

Найбільш значних змін при даному виді модернізації зазнає кришка ПНВТ, у якій потрібно розмістити додатковий зворотній клапан відрегульований на менший тиск відкриття. Ця задача теж вирішується не дуже складно, оскільки конструкція головки дуже масивна, та в неї багато міста для розсвердлення додаткових отворів та каналів. Найбільш доцільно

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

колодязь під клапан зробити у безпосередній близькості від каналу плунжеру, з'єднав його з надплунжерним простором каналом під певним кутом. Отвір для встановлення штуцера за допомогою якого під'єднається трубка високого тиску, доцільно розміщувати на боковому торці кришки. Таке рішення дозволить не ослабляти конструкцію головки. Можливо також просто придбати головки ПНВТ вже обладнані додатковим клапаном. Загальне розміщення додаткових каналів и клапанів показано на рисунку 3.4.

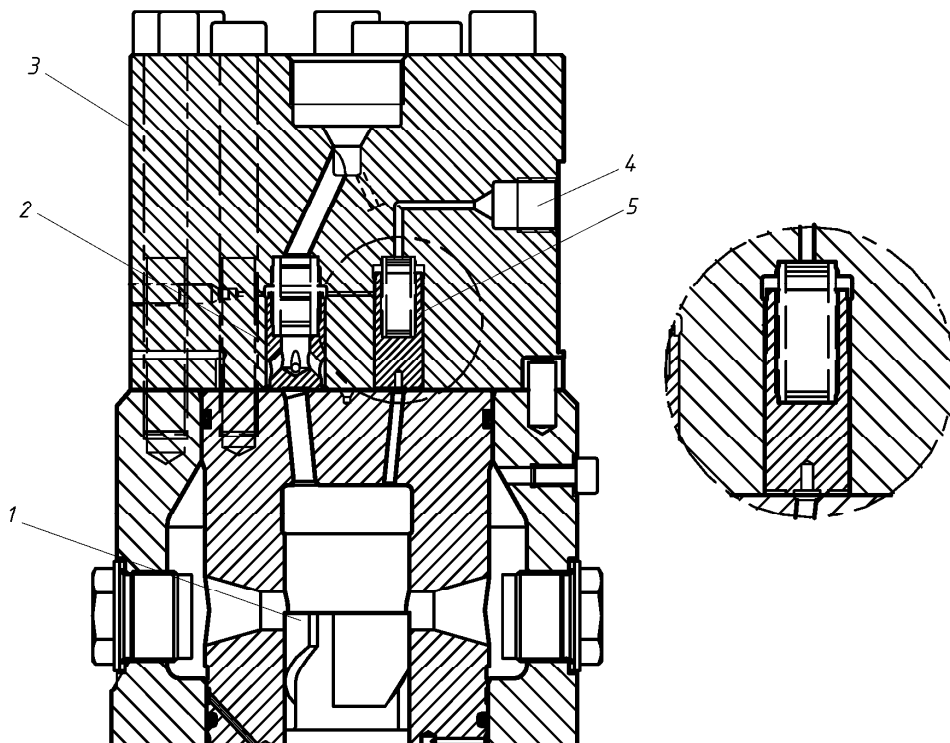


Рисунок 3.4 – Установка додаткового клапану у кришці ПНВТ:
1 – плунжер; 2 – зворотній клапан головний; 3 – кришка; 4 – канал для встановлення штуцера; 5 – зворотній клапан додатковий

При дотриманні усіх норм, що до проведення механічних робіт, всі операції з модернізації можуть бути проведені у судновий майстерні, окрім розточення гнізд під встановлення додаткових форсунок. Ці роботи можуть бути замовлені на будь якому машинобудівному підприємстві.

При необхідності графік проведення робіт може бути складений таким

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

чином що це не приведе до зупинки судна. Це є перевагою багатомашинного агрегату. Під час рейсу може бути розібрано один двигун, що приведе лише до зменшення швидкості руху судна. По закінченню усіх підготовчих робіт, двигун буде зібрано та випробувано. Схема приєднання усіх елементів модернізованої паливної системи показано на рисунку 3.5.

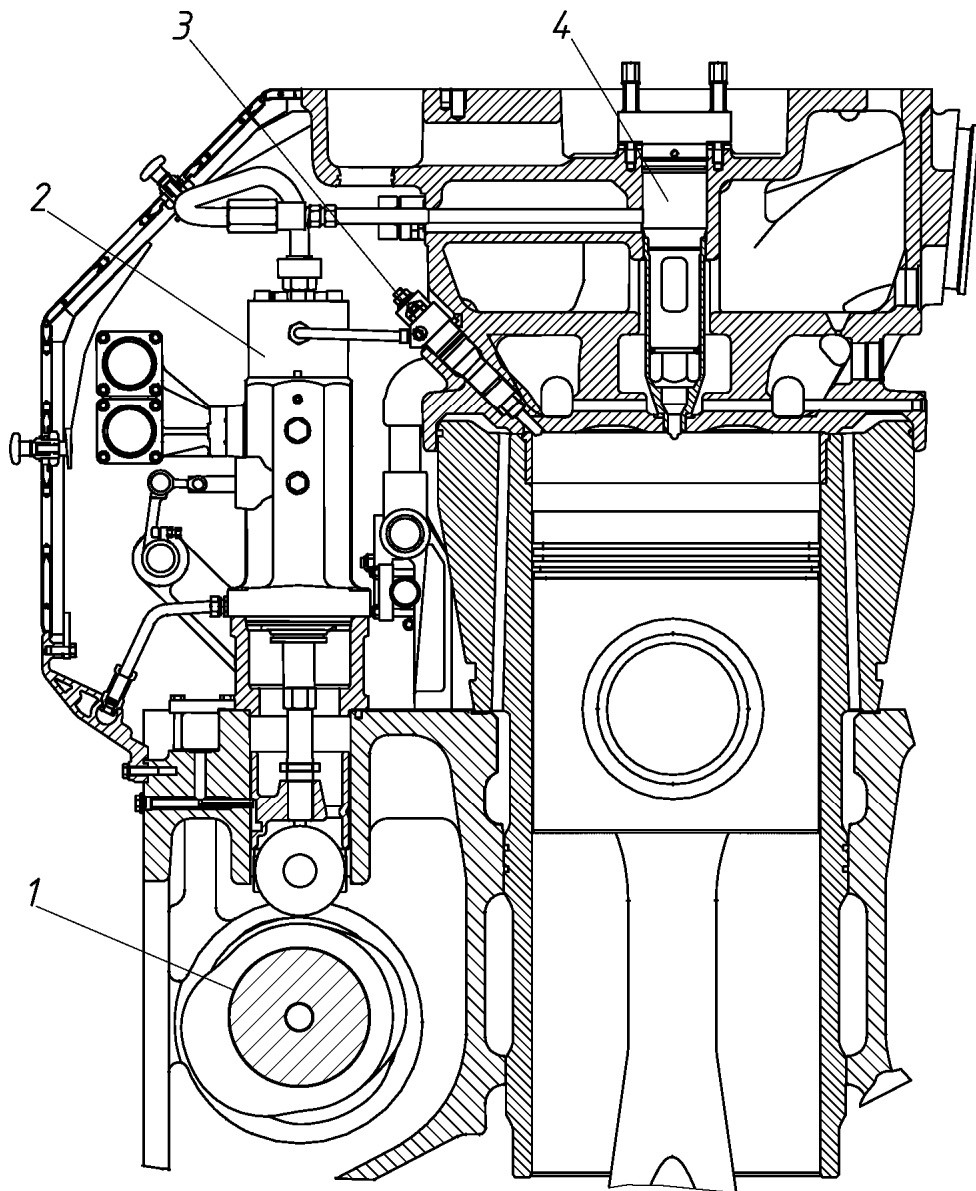


Рисунок 3.5 – Система упорскування двигуна серії 46 фірми Wärtsilä з паралельним упорскуванням запальної й основної порції палива.
1 – розподільний вал; 2 – ПНВТ; 3 – форсунка для упорскування запальної порції палива; 4 – форсунка для упорскування основної порції палива

3.2 Розрахунок робочого процесу двигуна з подвійним вприском палива у камеру згоряння

Для оцінки темничної доцільності запропонованих рішень виконаємо розрахунок робочого процесу двигуна що підлягає модернізації.

Для теплового розрахунку що стосується робочого процесу з двоступінчатим вприском палива приймемо наступні допущення, що базуються на наведеному раніше аналізі попередніх експериментальних досліджень, а саме:

- запальна порція палива складає 20% від усього палива що поступає в циліндр продовж циклу;
- вприск запальної порції відбувається за 10° п.к.в. до основного вприску і за 15° до ВМТ;
- займання основної порції палива відбувається за рахунок прямого підпалення від запальної порції, тобто відразу після попадання палива у камеру згоряння;
- згоряння основної порції палива відбувається по мірі попадання його у камеру згоряння, тобто швидкість згоряння визначається законом вприску палива в основної фазі.

Останній фактор є визначним, що впливає на характер зміни тиску у робочому циліндрі. Таким чином в якості вхідного параметру приймемо час вприску палива у циліндр. Для даного класу двигунів цей час досить визначений і складає $20...25^\circ$ п.к.в., у розрахунках приймемо його у 22° .

Оскільки стандартна методика Гринівецького-Мазінга не дозволяє безпосередньо розрахувати процес згоряння, а лише умовно визначає його за допомогою ступеня попереднього розширення, визначимо цей параметр, скориставшись розрахунковим комплексом «Блиц-про». Цю послугу дистанційно надає кафедра СЕУ та ТЕ ОНМУ. Надалі наведено стандартній розрахунок з урахуванням даних отриманих з цього комплексу.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Аналіз та вибір конструктивних особливостей двигуна, а також його геометричних параметрів

Для розрахунку робочого процесу визначимо основні параметри дизеля які наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні параметри двигуна

Діаметр циліндра двигуна, мм	460
Хід поршня, мм	580
Відношення ходу поршня до діаметру циліндра	1,26
Ефективна потужність, кВт	12600
Число циліндрів, шт.	12
Циліндрова потужність, кВт	1050
Частота обертання, хв^{-1}	500
Тиск наддування, МПа	0,350

Геометричний ступінь стиску (ϵ). Збільшенням ступеня стиску для всіх типів двигунів веде до покращення тепловикористання, підвищення індикаторного ККД, який інтенсивно зростає до $\epsilon = 14,5 \dots 19$, а далі змінюється незначно. Крім того, при збільшенні ступеня стиску температура й тиск у період початку упорскування палива зростають, що приводить до більш «м'якої» роботи двигуна.

При навантаженнях близьких до максимальних підвищення ϵ призводить до збільшення токсичності відпрацьованих газів, тобто збільшується кількість вуглеводнів, через зростання об'єму пристінкового шару, й кількість окислів азоту, через підвищення температури згоряння. Збільшується також навантаження на деталі двигуна, та зростають механічні втрати. Виходячи з наведених вище фактів, раціонально встановити для розглянутого двигуна ступінь стиску $\epsilon = 16,0$.

3.3.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу

Вид і марка застосовуваного палива. Основні конструктивні відмінності паливної апаратури суднових дизелів пов'язані з пристосованням їх для роботи на в'язких IFO, TFO (Intermediate Fuel Oil, Thin Fueloil) і високов'язких сортах палив HFO, RFO (Heavy Fuel Oil, Residual Fuel Oil). Такі палива для зниження їх в'язкості до 10...14 сСт підігрівають до 100...140°C.

Більшість морських палив являє собою суміш залишкового палива й дистильованих фракцій з високим вмістом сірки й інших шкідливих компонентів. У зв'язку з цим паливна апаратура суднових дизелів повинна бути стійка до впливу хімічної корозії.

Найчастіше для суднових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 3.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згоряння.

Горюча суміш утворюється у наслідок перемішування парів палива та атмосферного повітря поданих у камеру згоряння дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначають склад її основних складових.

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,126
<i>O</i> – кисень	0,002
<i>S</i> – сірка	0,002
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	210
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42700

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

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,002}{32} - \frac{0,002}{32} \right) =$$

$$= 0,5000 \text{ кмоль};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,126 + 0,002 - 0,002 \right) =$$

$$= 14,49 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,12$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,12 \times 0,500 = 1,06 \text{ кмоль.}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль};$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,002}{32} = 0,000063 \text{ кмоль};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(2,120 - 1) 0,500 = 0,1176 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 2,120 \times 0,500 = 0,8374 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i = 0,073 + 0,063 + 0,000063 + 0,1176 + 0,8374 = 1,0906 \text{ кмоль};$$

3.3.2 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря – тиску й температурі повітря за охолоджувачем.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом:

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 3,400 \times 0,103 = 0,350 \text{ МПа.}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_{κ}), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_{\kappa} = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_{\kappa} = 1,4$.

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,350}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 408,5 \text{ К.}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,88$.

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 408,5 - 0,880 (408,5 - 288,0) = 302,5 \text{ К.}$$

де T'_a – середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження забортної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);
 T'_{κ} – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск залишкових газів (p_r), МПа. Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймемо:

$$p_r = 0,770 \times p_k = 0,770 \times 0,350 = 0,270 \text{ МПа.}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Приймемо $T_r = 725,0 \text{ К.}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10 \text{ К.}$ Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n , і ступені стиску ε величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, приймемо значення $\Delta T = 7 \text{ К}$

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті приводить до зниження тиску p_a , подаваного в циліндрі заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,350 \times 10^6}{287,0 \times 302,5} = 4,034 \text{ кг/м}^3.$$

де $R_g = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ газова постійна повітря.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β – коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна прийmemo $c = 3,5$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 40$ м/с.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 3,5 \frac{40,0^2}{2} 4,034 \times 10^6 = 0,0113 \text{ МПа}.$$

$$\text{Тоді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,350 - 0,0113 = 0,3389 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за допомогою залежності:

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(302,5 + 7) \times 0,339}{725,0 \times (16,00 \times 0,339 - 0,270)} = 0,022 \text{ МПа}.$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна.

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду на впуску ΔT температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{302,5 + 7,00 + 0,022 \times 725,0}{1 + 0,022} = 318,5 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску й визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшла у циліндр, до тієї кількості заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якого надходить заряд:

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_0};$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 – число молів свіжого заряду, яке могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без урахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизелів коефіцієнт наповнення можна знайти по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{302,5}{(302,5 + 7) \times (16,00 - 1)} \left(\frac{16,00 \times 0,339}{0,350} - \frac{0,270}{0,350} \right) = 0,959.$$

3.3.3 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, а також на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випар палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні дуже складний. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику, що має місце в дійсному процесі.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунки параметрів процесу стиску проводиться по умовному середньому за процес стиску політропи n_1 , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,4$.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи стиснення характерне для дизелів з нерозділеними камерами згоряння, тобто, $n_1 = 1,355$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,339 \times 16,00^{1,355} = 14,510 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 12 \dots 16$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,5 \times 16,00^{1,355-1} = 852,4 \text{ К.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 770,0 \dots 940,0$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня молярна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 852,4 - 273,15 = 579,2 \text{ К.}$$

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

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

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 579,2 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 579,2^2 =$$

$$c'_v = 22,073 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.4 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

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

Для рішення цього рівняння задамося або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згоряння у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,091 + 0,022 \times 1,060}{1,060 + 0,022 \times 1,091} = 1,027.$$

У дизелів $\mu=1,03...1,06$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, який урахує втрати теплоти яка була утримана у результаті згоряння палива. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$.

При виборі даних для розрахунків слід урахувувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згоряння палива. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n доти, поки ріст втрат тепла за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунків приймемо $\xi_z = 0,930$.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольної теплоємності продуктів згоряння (c_v) в діапазоні температур $t_z - 1000...2800$ °C можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згоряння дизельного палива

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

Підставивши у рівняння згоряння для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v його рівняння одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,930 \times 42700}{1,06 (1 + 0,022)} + (1,027 \times 22,07 + 8,314 \times 1,103) \times 579,2 = \\ & = 1,024 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,120) + 8,314) t_z . \end{aligned}$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених параметрів перетворюється у квадратне, відносно t_z виду:

$$A + B t_z - C = 0;$$

$$0,002087 t_z^2 + 31,32427 t_z - 54712,38 = 0;$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A} ;$$

$$t_z = \frac{-31,32427 + \sqrt{31,32427^2 + 4 \times 0,002087 \times 54712,38}}{2 \times 0,002087} = 1576,731 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$t_z = T_z - 273,15.$$

$$T_z = 1576,731 + 273,15 = 1849,881 \text{ К.}$$

Максимальна температура згоряння для дизелів $T_z = 1800 \dots 1900 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск газів наприкінці згоряння (p_z) у суднових дизелів.

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунках згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ .

Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння та змінюється в дизелях з безпосереднім вприском з об'ємно-плівковим сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,5$;

При збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунків задамо ступінь стиску характерну для прототипу, тобто $\lambda = 1,10$.

$$p_z = p_c \lambda = 14,51 \times 1,103 = 16,01 \text{ МПа.}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ і у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 18 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,024}{1,103} \times \frac{1849,881}{852,380} = 2,0134.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерне для даного типу двигуна.

3.3.5 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунки параметрів процесу розширення проводиться з умовно усередненим показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Слід пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму робота двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо $n_2 = 1,191$.

Тиск наприкінці розширення (p_e), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_e спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,00}{2,013} = 7,95 .$$

Тоді:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,01}{7,95^{1,191}} = 1,356 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для судових дизелів $p_e = 1,2 \dots 1,5$ МПа.

Температура наприкінці розширення (T_e), К, для дизельного ДВС:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1849,881}{7,95^{1,191-1}} = 1245,110 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_e = 1200 \dots 1300$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.6 Процес випуску

При розрахунках процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1245,1}{\sqrt[3]{\frac{1,356}{0,27}}} = 726,7 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{726,7 - 725,0}{(725 / 100)} = 0,24 \text{ \% .}$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.3.7 Індикаторні показники циклу

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right] =$$

$$= \frac{14,510}{16,00 - 1} \left[\frac{1,10 \times 2,013}{1,191 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,95^{1,191 - 1}} \right) - \frac{1}{1,355 - 1} \left(1 - \frac{1}{16,00^{1,355 - 1}} \right) + \right.$$

$$\left. + (1,10 \cdot 2,013) - 1 \right] = 3,054 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ .

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (ϕ) для більшості сучасних суднових дизелів $\phi = 0,92 \dots 0,95$. У розрахунках будемо використовувати значення $\phi = 0,930$.

З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi p_i' = 0,930 \times 3,054 = 2,840 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{2,840 \times 14,46 \times 2,12}{4,034 \times 42700 \times 0,959} = 0,529.$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$.

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,700 \times 0,529} = 160,05.$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 150,0 \dots 170,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.8 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m .

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вигляд:

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

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. При попередніх розрахунках можна рекомендувати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 9,90 м/с.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 9,90 = 0,224 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 2,840 - 0,224 = 2,616 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,616}{2,84} = 0,921.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,529 \times 0,921 = 0,488.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{160,051}{0,921} = 173,74 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}.$$

3.3.9 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 460,0^2 \times 580}{4 \times 10^6} = 96,3 \text{ дм}^3.$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 96,3 \times 12 = 12601,79 \text{ кВт.}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{2,616 \times 96,3 \times 500}{30 \times 4} = 1050,149 \text{ кВт};$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 1050,149 \times 12 = 12601,79 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 12601,79}{3,142 \times 500} = 240799 \text{ Н} \times \text{м};$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 12601,79 \times 173,74 \times 10^3 = 2189,5 \text{ кг/год.};$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{580 \times 500}{30000} = 9,67 \text{ м/с.}$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{9,7 - 9,9}{(9,90 / 100)} = -2,4 \text{ \%}.$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

3.3.10 Побудова індикаторної діаграми

Для наочної вистави протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних крапок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Зкладемо у вигляді масиву дані для побудови уздовж осі абсцис діаграми рівномірної шкали об'ємів, і відклавши на осі абсцис значення об'єму камери згоряння, обчисливши його по формулі:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{96,33}{16,00 - 1} = 6,42 \text{ дм}^3.$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 6,42 + 96,3 = 103 \text{ дм}^3.$$

По осі ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', v, v', v''$.

Дані для побудови політропи стиски й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови побудуємо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 400 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На лінії розширення:

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у таблиці 3.3. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	102,75	0,339	1,36
1	1,02	100,34	0,350	1,39
2	1,05	97,93	0,362	1,44
3	1,08	95,52	0,374	1,48
4	1,10	93,12	0,387	1,52
5	1,13	90,71	0,401	1,57
6	1,16	88,30	0,416	1,62
7	1,20	85,89	0,432	1,68
8	1,23	83,48	0,449	1,74
9	1,27	81,07	0,467	1,80
10	1,31	78,66	0,487	1,86
11	1,35	76,26	0,508	1,93
12	1,39	73,85	0,530	2,01
13	1,44	71,44	0,555	2,09
14	1,49	69,03	0,581	2,18
15	1,54	66,62	0,610	2,27
16	1,60	64,21	0,641	2,37
17	1,66	61,80	0,675	2,48

Продовження таблиці 3.3.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,73	59,40	0,712	2,60
19	1,80	56,99	0,753	2,74
20	1,88	54,58	0,799	2,88
21	1,97	52,17	0,849	3,04
22	2,06	49,76	0,905	3,22
23	2,17	47,35	0,968	3,41
24	2,29	44,94	1,039	3,63
25	2,42	42,54	1,119	3,88
26	2,56	40,13	1,211	4,15
27	2,72	37,72	1,317	4,47
28	2,91	35,31	1,440	4,84
29	3,12	32,90	1,585	5,26
30	3,37	30,49	1,757	5,76
31	3,66	28,08	1,964	6,35
32	4,00	25,68	2,218	7,07
33	4,41	23,27	2,534	7,95
34	4,92	20,86	2,938	9,05
35	5,57	18,45	3,469	10,48
36	6,40	16,04	4,192	12,37
37	7,53	13,63	5,225	15,01
38	9,14	11,23	6,797	16,01
39	11,64	8,82	9,425	16,01
40	16,00	6,41	14,510	16,01

У табл. 3.4. зміна тиску у робочому циліндрі надана як функція кута оберту.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Таблиця 3.4 – Подання діаграми тисків у рф координатах

$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$	$\varphi, ^\circ$	$p, \text{МПа}$
0	0,339	120	0,339	240	0,44	360	14,51	480	1,71	600	0,27
10	0,339	130	0,339	250	0,49	370	15,79	490	0,91	610	0,27
20	0,339	140	0,339	260	0,56	380	15,79	500	0,64	620	0,27
30	0,339	150	0,339	270	0,67	390	13,61	510	0,46	630	0,27
40	0,339	160	0,339	280	0,81	400	9,04	520	0,35	640	0,27
50	0,339	170	0,339	290	1,04	410	6,33	530	0,29	650	0,27
60	0,339	180	0,339	300	1,39	420	4,68	540	0,27	660	0,27
70	0,339	190	0,341	310	1,95	430	3,63	550	0,27	670	0,27
80	0,339	200	0,348	320	2,93	440	2,93	560	0,27	680	0,27
90	0,339	210	0,360	330	4,67	450	2,46	570	0,27	690	0,27
100	0,339	220	0,378	340	7,71	460	2,12	580	0,27	700	0,27
110	0,339	230	0,405	350	12,00	470	1,88	590	0,27	710	0,27

Отримана в такий спосіб розгорнута індикаторна діаграма представлена на рис. 3.6.

3.5 Аналіз результатів теплового розрахунку

За результатами розрахунків робочого процесу (табл. 3.5) можна зробити ряд висновків:

- при переході на нову форму організації робочого процесу можна очкувати зменшення максимальний тиск циклу з 18,51 до 16,01 МПа, тобто на 8,6 %;
- максимальна температура циклу теж зменшиться з 1597,9°C, до 1576,7°C, тобто на 1,32 %;
- найбільш істотним є те, що є підстави очікувати зменшення на 0,74 %, питомої витрати палива з 175,03 до 173,74 г/(кВт×год.)

Всі перераховані факти вказують на зменшення теплової та механічної

напруженості робочого процесу, що безумовно повинне позначитися на загальному ресурсі двигуна.

Таблиця 3.5 – Порівняння результатів розрахунку двигуна

Параметр	Од.	База	Новий
Ефективна потужність, N_e	кВт	12600	12600
Кут згоряння, $\varphi_{зг}$	°ПКВ	12	22
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	2,100	2,120
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,023	0,022
Температура залишкових газів, t_z	°С	702,1	726,74
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,270	0,270
Температура заряду на вході, T_a	°С	318,3	318,55
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	4,03	4,03
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,350	0,350
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	0,959	0,959
Тиск на прикінці стиску, p_c	МПа	14,51	14,51
Температура на прикінці стиску, T_a	°С	578,57	579,23
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,024	1,024
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	18,51	16,01
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1597,9	1576,7
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,745	2,013
Температура прикінці розширення, T_b	°С	1183,1	1245,1
Тиск прикінці розширення, p_b	МПа	1,290	1,356
Механічний ККД, η_m	—	0,921	0,921
Ефективний ККД, η_e	—	0,484	0,488
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,845	2,840
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	2,622	2,616
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год.)	175,03	173,74

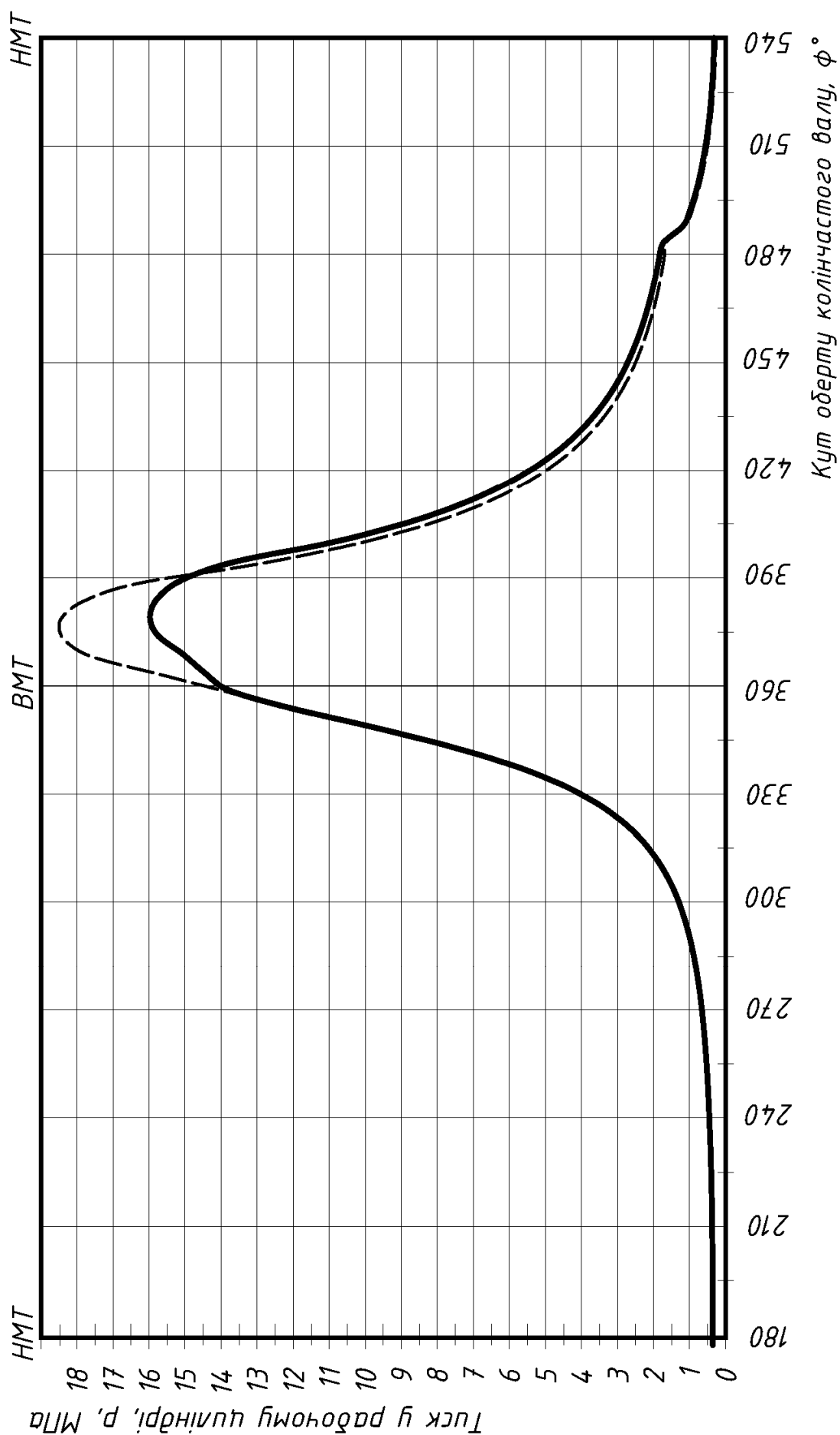


Рисунок 3.6 – Порівняння робочого процесу базового двигуна (---) на навантаженні 100% та модернізованого двигуна на цьому ж навантаженні (—) за допомогою розрахункової розгорнутої індикаторної діаграми

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ

Гідравлічні з'єднання на модернізованому двигуні виконують згідно зі схемою що наведена на рис. 3.7.

Після виконання всіх робіт контролюється якість складання й про завершення робіт доповідається старшому механікові.

При виконанні робіт необхідно дотримувати запобіжні заходи й правила техніки безпеки.

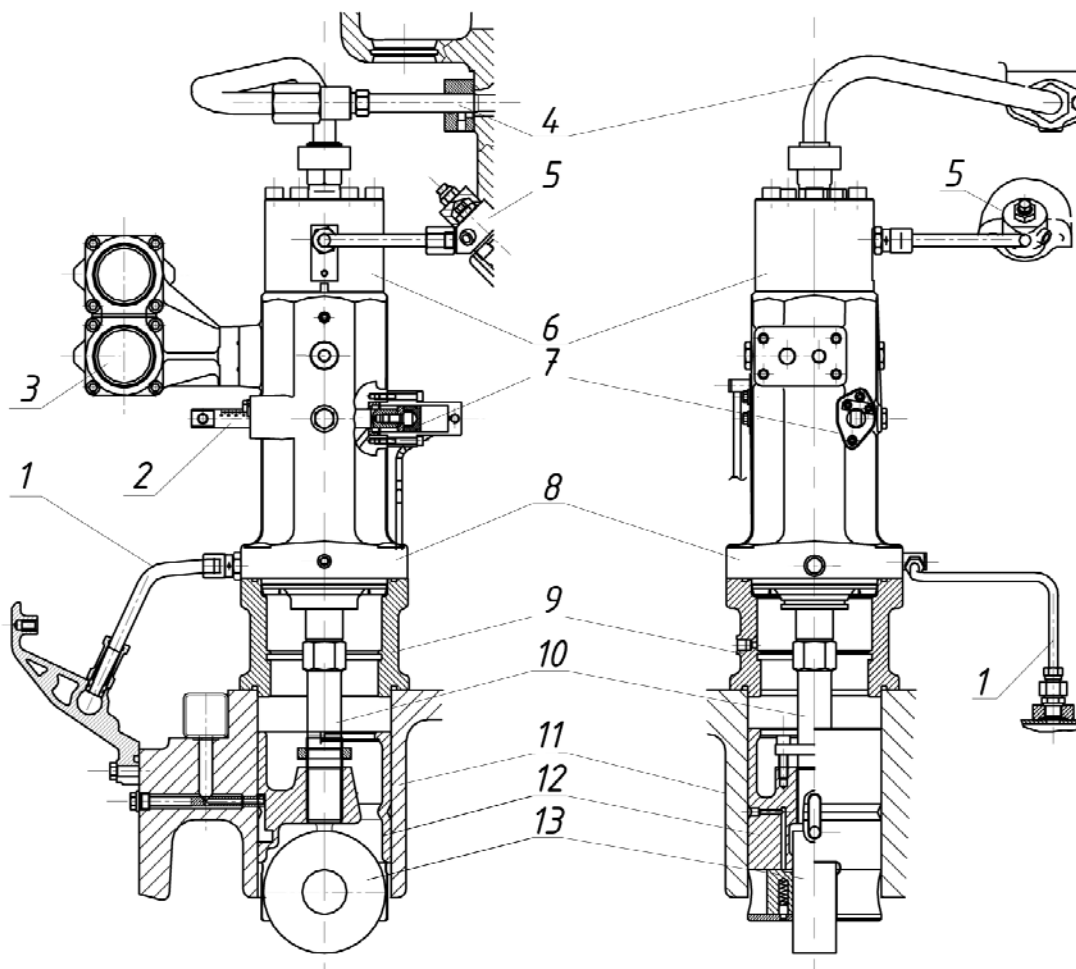


Рисунок 3.7 – Приєднання паливних насосів: 1 – трубка зливу протічок; 2 – рейка; 3 – паливна магістраль низького тиску; 4 – паливна трубка високого тиску; 5 – форсунка запального палива; 6 – кришка ПНВТ; 7 – демпферний пристрій; 8 – корпус ПНВТ; 9 – проставка; 10 – штовхач; 11 – корпус штовхача; 12 – стакан штовхача; 13 – ролик приводу

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Нормативна правова база охорони праці

4.1.1 (МАРПОЛ 73/78) Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 року й Протокол до неї 1978 року

Загальні положення. Учасники Конвенції зобов'язалися здійснювати заходи щодо запобігання забруднення морського середовища шляхом скидання шкідливих речовин або стоків, що містять такі речовини.

Конвенція застосовується до суден, яких дано право плавати під прапором Сторони Конвенції. Вона не застосовується до військових кораблів, військово-допоміжних суден, однак Сторони Конвенції повинні забезпечити, щоб ці кораблі й судна діяли відповідно до Конвенції, наскільки це доцільно й практично можливо.

Будь-яке порушення вимог Конвенції, де б воно не відбувалося, забороняється. Санкції за порушення вимог Конвенції встановлюються законодавством держави прапору судна, що зробив порушення.

Правила запобігання забруднення наведені в Додатках до Конвенції:

Додаток I. Правила запобігання забруднення нафтою.

Додаток II. Правила запобігання забруднення шкідливими рідкими речовинами, перевезеними наливом.

Додаток III. Правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, перевезеними морем в упакуванні.

Додаток IV. Правила запобігання забруднення стічними водами із суден.

Додаток V. Правила запобігання забруднення сміттям із суден.

Додаток VI. Правила запобігання забруднення атмосфери із суден.

Інцидент означає подію, яка спричинила або може спричинити

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

скидання в море шкідливої речовини або стоків, що містять таку речовину.

Капітан або будь-яка особа, що несе відповідальність за будь-яке судно, залучене в який-небудь інцидент, зобов'язано подавати відомості про такий інцидент у можливо більш повному обсязі. Відомості передаються найближчій прибережній державі за допомогою найбільш швидкого й доступного засобу зв'язку з максимально можливою швидкістю.

Повідомлення дається в тих випадках, коли інцидент тягне або може спричинити:

а) скидання нафти або шкідливих рідких речовин, перевезених наливом, у результаті ушкодження судна або його встаткування або з метою забезпечення безпеки судна або порятунку людського життя на морі;

б) скидання шкідливих речовин в упакуванні (у тому числі у вантажних контейнерах, автомобільних або залізничних транспортних засобах і т.п.);

в) скидання нафти або шкідливих рідких речовин, здійснюваний у ході експлуатації судна, коли кількість або швидкість моментального скидання перевищує встановлені межі.

Повідомлення повинні включати:

- дані судна;
- час, тип і місце інциденту;
- кількість і тип шкідливої речовини, залученого в інцидент;
- заходу щодо надання допомоги й рятуванню.

Будь-яке порушення МАРПОЛ 73/78 у межах юрисдикції кожної зі Сторін Конвенції карне або відповідно до закону цієї Сторони або відповідно до закону прапора держави.

Усі судна, за винятком малих, зайняті на міжнародних рейсах, повинні мати на борті міжнародні сертифікати, які можуть бути прийняті в іноземних портах як свідчення того, що судно виконує вимоги Конвенції.

Якщо є явні підстави для припущення, що стан судна або його встаткування суттєво не відповідає положенням сертифіката, інстанція, що

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідає, проводить інспекцію, має право затримати судно доти, поки не переконається в тому, що судно може вийти в море, не представляючи погрози навколишньої морському середовищу.

4.1.2 Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р (СОЛАС).

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі (СОЛАС, від англ. SOLAS, Safety of Life at Sea) у її формах, що послідовно видавалися, є, мабуть, найбільш важливим з усіх міжнародних угод по безпеці торговельних суден. Кожне судно, виконуюче міжнародний рейс що й підпадає під дію цього нормативного документа, повинне виконувати його вимоги. А якщо ні, то воно може бути затримане, а по деяких позиціях і не допущене в порт. Поточна версія документа відома як СОЛАС-74.

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам по безпеці при будівлі, устаткуванні й експлуатації суден.

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги СОЛАС, і безліч сертифікатів запропоновано Конвенцією для доказу того, що це виконане. Подібні документи, що за звичай називаються «конвенційними», видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені («за уповноваженням Адміністрації») – при наявності відповідного доручення.

Умови контролю також дозволяють Договірним урядам інспектувати судна, що ходять під прапорами інших держав, особливо, якщо є ясні підстави для сумнівів, що судно й/або його встаткування істотно не виконують вимоги Конвенції. Ця процедура одержала назву «контроль держави порту» (Port State Control, PSC).

Діючий текст Конвенції СОЛАС включає Статті, що викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін і т.п., і супроводжується

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатком, розділеним на 12 глав.

Зміст:

Глава I – Загальні положення

Глава II-1 – Конструкція – пристрій, розподіл на відсіки й остійність, механічні й електричні установки

Глава II-2 – Конструкція – протипожежний захист, виявлення й гасіння пожежі

Глава III – Рятувальні засоби й пристрої

Глава IV – Радіозв'язок

Глава V – Безпека мореплавання

Глава VI – Перевезення вантажів

Глава VII – Перевезення небезпечних вантажів

Глава VIII – Ядерні судна

Глава IX – Управління безпечною експлуатацією суден

Глава X – Міри безпеки для висошвидкісних суден

Глава XI – Спеціальні міри по підвищенню безпеки на морі

Глава XII – Доданкові міри безпеки для навальних суден (Балкеров)

4.1.3 Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення (МККБ)

Резолюція ІМО А.741 (18) «Міжнародний Кодекс по Керуванню Безпечною експлуатацією суден і Запобіганню Забруднення» (МККБ), прийнята Асамблеєю 4 листопада 1993 року, є Кодексом управлінської системи, розробленої з метою забезпечення гарантій безпеки на морі, запобігання травм і загибелі людей, забруднення навколишнього середовища, зокрема, океанів і морів, і схоронності майна. Обов'язковий характер МККБ одержав через главу IX Конвенції СОЛАС-74 (Керування безпечної експлуатації суден) стосовно до всіх суден валовою місткістю 500 тонн і більш, також може (на добровільній основі) застосовуватися до всіх суден

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(правило 1.3.A.741 (18)). Уряді держав призиваються застосовувати МККБ до вантажних суден валовою місткістю 150 тонн і більш, які мають право плавання під їхніми прапорами (Резолюція при Конференції Договірних Урядів – травень 1994 року).

Положення МККБ не поширюються тільки на державні судна, експлуатовані в некомерційних цілях (Правило 2.2 Глави IV СОЛАС-74).

Строк остаточного й обов'язкового впровадження цього стандарту минув 1 липня 2002 року (для компаній, що експлуатують пасажирські судна, танкери, газовози, хімовози, балкери, цей строк настав 1 липня 1998 року). Це означає, що абсолютна більшість суден світового флоту не вийдуть у рейс без СКБ (Свідчення керування безпекою), а портові влади (PSC) одержать право затримки суден, що не відповідають МККБ. Це керівництво до забезпечення гарантій безпеки на морі, головним призначенням якого є перехід від організації забезпечення й контролю безпеки мореплавання й охорони навколишнього середовища до керування ними.

Резолюція А.680(17) дозволяє кожній компанії, розробляти й впроваджувати прийнятну для своїх індивідуальних умов суцільно оригінальну Систему Керування Безпекою, яка буде з високою ефективністю працювати в окремій компанії й зовсім не обов'язково задовольняти інші. Ґрунтуючись на загальних принципах і базових правилах, Кодекс повинен набути широкого застосування, як для берегових підрозділів, так і для суден. Безсумнівно, різні рівні керування на березі або на судні зажадають глибоких знань і розуміння всіх положень і рекомендацій діючих нормативних документів, конвенцій, стандартів і експлуатаційних правил. Скільки компаній, суден і берегових підрозділів, стільки й різних суджень, різних систем і кожна із усього цього достатку систем повинна бути перевірена на відповідність МККБ і сертифікована морським класифікаційним суспільством. Усе це робить необхідним теоретичну підготовку, що не тільки служать спеціальних відділів судноплавних компаній, але й практично всього персоналу,

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		100

притягнутого до експлуатації флоту.

Наближаючись до рубежу обов'язкової відповідності положенням МККБ, судноплавні компанії починають готувати до сертифікації свої системи керування флотом, піддаючи їх глибокому аналізу й, як правило, серйозному перегляду. Усім цим повинні займатися професіонали, що розуміють не тільки всі тонкощі експлуатації флоту своєї компанії (що дуже важливо), але й досконально знаючі принципи й мети МКУБ.

Після впровадження й сертифікації СКБ, на кожному судні повинне здійснюватися осмислена її підтримка, її постійне коректування й узгодження на всіх рівнях. Знову ж, це можливо тільки при добре підготовленому екіпажі.

Як наслідок недостатньої підготовки відповідальних осіб, акцент у побудові Систем Керування Безпекою більшості судноплавних компаній був зроблений не стільки на конструювання ефективно працюючої системи, скільки на виконання формальних вимог МККБ.

МККБ передбачає призначення цілого ряду відповідальних осіб, які розроблять саму систему, сертифікують її й здійснять осмислену підтримку СКБ на судні, постійно коректуючи й погоджуючи її на всіх рівнях. Для постійного контролю над виконанням вимог СКБ необхідна також підготовка й призначення осіб внутрішнього аудита.

Якщо керування безпекою – система, то відповідний системний підхід повинен бути застосований до підготовки різних категорій фахівців морського й річкового транспорту.

Система підготовки повинна містити в собі наступні елементи:

- охоплення навчанням усіх категорій фахівців, зайнятих в області впровадження й підтримки СКБ;
- наявність нормативної бази, що регламентує підготовку фахівців усіх рівнів;
- стандартизація вимог до системи навчання;

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- впровадження й використання комп'ютерної тренажерної техніки з питань керування безпекою;
- підготовка й атестація викладацького складу спеціалізованих навчальних центрів за єдиною методикою й стандартам;
- сертифікація навчальних закладів класифікаційними суспільствами на право навчання питанням керування безпекою й періодичний контроль над процесом підготовки;
- створення мережі спеціалізованих морських тренажерних центрів у різних регіонах.

Систему підготовки моряків потрібно зробити так, щоб рівень знань МККБ фахівцями всіх категорій став одним з головних факторів підвищення якості безпеки мореплавання, грамотного використання того позитивного потенціалу, який закладений у керівних документах ІМО, Національних Морських Адміністрацій і Міжнародних стандартах якості.

Вимоги судноплавних компаній і закордонних фрахтувальників до рівня підготовки суднового персоналу з питань керування безпекою суттєво зросли, і завдання спеціалізованих морських навчальних центрів – допомогти українським морякам добре освоїти всі нюанси цієї досить складної, але на сучасному етапі так необхідної системи. Не допустити навіть натяків від закордонних і вітчизняних роботодавців про недостатнє розуміння нашими моряками ISM-CODE.

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинно-котельному відділенні

Робота у морі а саме на судні є місцем роботи з особою підвищеною небезпекою. Суміщення на судні місця роботи та місця відпочинку обумовлює тривалу дію на людину специфічного середовища з її різноманітним небезпечним шкідливим факторів [24]. До числа цих факторів

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

відносяться:

Небезпечні:

- машини, що рухаються; механізми, частини обладнання;
- електричний струм;
- термічні;
- вибухи;
- комбіновані.

Шкідливі:

- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

При аналізі шкідливих факторів при виконанні робіт у машинно-котельному відділенні одразу треба сказати що це обумовлює роботу у пожежно-небезпечній зоні. Тому треба бути завжди обережним при роботі та обслуговуванні її. При робочій температурі МКВ вище 38...40 °С необхідно щонайменш раз у 30 хвилин виходити на свіже повітря на 5...10 хвилин. Інакше можна втратити свідомість. При таких роботах необхідно працювати тільки у парі с напарником який може підстрахувати.

Одним із найпоширеніших захворювань екіпажу є притуплення слуху в наслідок постійного випромінювання шуму та притуплення зору, також великий вплив на організм людини є постійне вібрування яке зараз по можливості зменшують будуючи судна з амортизованими судовими надбудовами та шумоізолюванням.

Зараз при розробці нових типів суден ретельно вивчаються усі

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шкідливі фактори які впливають на екіпаж під час виконання рейсу, та намагаються звести їх до мінімуму.

4.3 Шляхи попередження травматизму в машинно-котельному відділенні

Для попередження травматизму у машинно-котельному відділенні спочатку треба зробити сприятливі умови для праці.

А саме:

- надійне освітлення;
- добра вентиляція;
- виконання правил протипожежної безпеки на робочому місті;
- виконання правил праці у містах підвищеної небезпеки.

При обслуговуванні котельної установки треба приділяти особливу увагу тому, що котельна установка включає у собі такі небезпечні фактори як великий тиск у системі паропроводу котла. І також системи паливопостачання які при неправильному поводженні з ними можуть вийти із ладу або навіть може виникнути вилив палива.

Робота у морі а саме на судні є місцем роботи з особою підвищеною небезпекою. Суміщення на судні місця роботи та місця відпочинку обумовлює тривалу дію на людину специфічного середовища з її різноманітням небезпечних шкідливих факторів [20]. До числа цих факторів відносяться:

Небезпечні:

- машини, що рухаються; механізми, частини обладнання;
- електричний струм;
- термічні;
- вибухи;
- комбіновані.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шкідливі:

- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

При аналізі шкідливих факторів при виконанні робіт у машинно-котельному відділенні одразу треба сказати що це обумовлює роботу у пожежно-небезпечній зоні. Тому треба бути завжди обережним при роботі та обслуговуванні її. При робочій температурі МКВ вище 38...40 °С необхідно щонайменш раз у 30 хвилин виходити на свіже повітря на 5...10 хвилин. Інакше можна втратити свідомість. При таких роботах необхідно працювати тільки у парі з напарником який може підстрахувати.

Одним із найпоширеніших захворювань екіпажу є притуплення слуху в наслідок постійного випромінювання шуму та притуплення зору, також великий вплив на організм людини є постійне вібрування яке зараз по можливості зменшують будуючи судна з амортизованими судовими надбудовами та шумоізолюванням.

Зараз при розробці нових типів суден ретельно вивчаються усі шкідливі фактори які впливають на екіпаж під час виконання рейсу, та намагаються звести їх до мінімуму.

Для попередження травматизму у машинно-котельному відділенні спочатку треба зробити сприятливі умови для праці. А саме:

- надійне освітлення;
- добра вентиляція;
- виконання правил протипожежної безпеки на робочому місті;

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- виконання правил праці у містах підвищеної небезпеки.

Частини машин, що рухаються й обертаються. Практично на кожному судні є в наявності допоміжні механізми, які становлять небезпеку при їх використанні. У першу чергу – це засоби механізації, а також техніка, яка може використовуватися при проведенні робіт на судні.

Небезпека цього фактора полягає в травматизмі вахтового персоналу, в зв'язку зі здійсненням різних рухів машин, обладнання, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні засоби безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин; блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону; пристрої, що сигналізують та дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають; системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Дане судно є універсальним, тому виконання вантажних робіт на ньому вимагає додаткової уваги при дотриманні техніки безпеки. Перевантаження може здійснюватися засобами портів чи суден за допомогою комбінованих засобів. Наприклад, порт виділяє робочу силу, а засоби механізації (лебідки, крани) надає судно. Іноді вантажні операції здійснює тільки екіпаж судна. Тому на членів екіпажів суден, пришвартованих до причалів портів, судноремонтних заводів, що перебувають у докових цехах, накладаються додаткові вимоги.

4.3.1 Протипожежна безпека у машинно-котельному відділенні

При роботі у МКВ особливу увагу треба звертати на правила техніки безпеки при роботі у приміщеннях підвищеної небезпеки.

Тримайте в чистоті машинно-котельне відділення як над настилом, так

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і під ним.

Зварювання або інші роботи, які можуть викликати виділення піску або шліфувальної впади, не повинні виконуватися поблизу агрегатів СЕУ, якщо вони не захищені. Не робити зварювання або використання відкритого вогню у МКВ, не переконавшись, що в ньому немає вибухонебезпечних газів, пар або рідин. Крім того, зверніть увагу на безпеку використання фарб і розчинників з низькою температурою спалаху.

Умови праці в машинні й котлових відділеннях суден пов'язані із впливом інтенсивного теплового випромінювання, високої температури, газового забруднення повітря, шуму й вібрації. Інфрачервоне випромінювання залежить від кількості, потужності, режиму роботи двигунів і умов теплової ізоляції. Численні джерела інфрачервоного випромінювання перетворюють його в провідний мікрокліматичний фактор МКВ суден.

Основним заходом, що знижують надлишкові тепловиділення в МКВ суден і спрямованим безпосередньо проти джерел інфрачервоного випромінювання, є гарна по якості й монтажу теплова ізоляція нагрітих поверхонь. Для теплоізоляції силового господарства МКВ суден рекомендуються формовані вироби (плити, сегменти, шкарлупи) із совелита, вермикуліту, перліту, гідросилікату кальцію і т.і. При монтажі ізоляції теплоізоляційні матеріали по існуючих інструкціях, повинні мати покриття (мастичне, керамічне, алюмінієва фольга й т.п.). Колір, гладкість і інші властивості поверхні впливають на інтенсивність, інфрачервоного випромінювання від нагрітих поверхонь, помітно змінюючи її при одній і тій же температурі. Інтенсивність інфрачервоного випромінювання є показником, що відбивають наступні властивості нагрітих поверхонь:

- а) температуру нагрітої поверхні;
- б) колір нагрітої поверхні;
- в) фізичні властивості речовини (теплопровідність і ін.) і структуру поверхневого шару.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі на підставі аналізу конструкції двигуна W46/58 фірми Wärtsilä, що працює в складі дизель-редукторного агрегату сучасного ролкера «MISTRAL», був розроблений комплекс заходів щодо підвищення ефективності експлуатації головного двигуна.

Зокрема, у проекті запропоновано застосувати на двигуні двоступеневий вприск палива за допомогою двох форсунок. Одна з форсунок встановлюється додатково у кришці циліндру під кутом, і слугує для вприску запальної порції палива. Друга – є штатною і подає основну порцію з деякою затримкою. У проекті розроблені схемні та конструктивні рішення щодо запропонованої модернізації.

Результаті розрахунку дозволяють сподіватися що запропоновані технічні рішення є ефективними, що ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована зміна у організації процесу вприску дозволяє: при роботі на повному навантаженні зменшити витрату палива з 175,03 г/(кВт×год) по характеристиці базового двигуна до 173,74 г/(кВт×год.). Тобто зменшення в цілому складає 1,29 г/(кВт×год.). При переході на нову форму організації робочого процесу можна очкувати зменшення максимального тиску циклу з 18,51 до 16,01 МПа, а температури циклу з 1597,9°C, до 1576,7°C.

Всі перераховані факти вказують на зменшення теплової та механічної напруженості робочого процесу, що безумовно повинне позначитися на загальному ресурсі двигуна.

Таким чином, завдання, поставлені в дипломному проекті, можна вважати виконаними.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Wärtsilä 46 engines. Project guide for marine applications. Wärtsilä, Finland Oy Marine. 2002. – 212 с.
2. Instructions for the injection timing adjustment Wärtsilä 46 engine. Chief Engineer Jr. Operation Support Marine Operation. 2004. – 9 с.
3. Wärtsilä 46 roject Guide Introduction. Wärtsilä Ship Power 4-stroke, Business Support. Vaasa, March 2007. – 210 с.
4. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
5. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
6. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
7. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
8. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
9. **Білоусов Є.В.** Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.
10. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.
11. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.

12. **Парсаданов И.В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издательский центр НТУ(ХПИ), 2003.– 244 с.

13. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.

14. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / **M. Okubo, T. Kuwahara** // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.

15. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)

16. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.

17. **Kuiken K.** Diesel Engines II for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 442 p.

					ПННІ НУК 131.61.24.02.ПЗ	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		