

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« 08 » 12 2025 р.

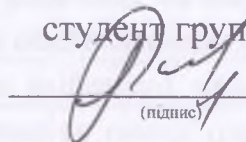
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вибір оптимального закону подачі палива для суднового двигуна L32/44 фірми MAN з метою скорочення експлуатаційних витрат на паливо

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-24

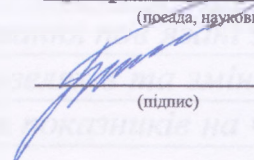

(підпис)

Рудь В.М.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(прізвище, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Білоусов Є.В.

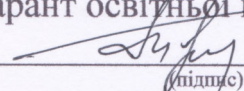
Первомайськ - 2025 р.

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)

«15» 09 2025 р.

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

студенту

Рудь Вадим Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Вибір оптимального закону подачі палива для суднового двигуна L32/44 фірми MAN з метою скорочення експлуатаційних витрат на паливо

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

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

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року № 86.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні дані до роботи: Як об'єкт дослідження пропонується розглянути можливість підвищення ефективності робочого процесу судових середньо-обертових дизелів, за рахунок використання нових алгоритмів вприску палива зокрема закону організації з попереднім вприском запальної порції палива що передусь основній подачі.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з конвертацією систем вприску палива в середньообертових дизелях з та змін необхідні для їх конвертації з метою покращення економічних показників на часткових навантаженнях.

9. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу й розрахункових досліджень (4-5 позицій), креслення, з розточуванням, обладнання перетин двигуна, схеми, матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

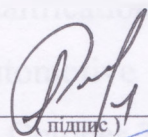
7. Дата видачі завдання

«15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2025	
2	Написання першого розділу	23.09.2025	
3	Виконання розрахунків та написання другого и третього розділу	07.10.2025	
4	Розробка заходів з охорони праці	28.10.2025	
5	Розробка заходів з охорони навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи та графічної частини	08.12.2025	

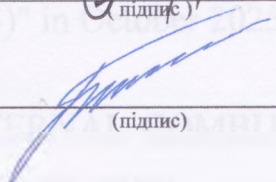
Студент


(підпис)

Рудь В.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота містить у собі 77 сторінок, 35 рисунків, 6 таблиць. При підготовці роботи було використано 19 джерел інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання системи впорску палива дизеля MAN L32/44 шляхом запровадження нового алгоритму керування процесом паливостачання. Виконано розробку заходів з охорони праці під час модернізації паливної системи та заходи з охорони навколишнього середовища.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на науково-технічній конференції «Modern Automotive Industry, Transport and Road Infrastructure 2025 (MAITRI 2025)» у жовтні 2025 року.

Ключові слова: ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, ЧАСТКОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ФАЗИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ

ABSTRACT

The qualification work comprises 77 pages, 35 figures, and 6 tables. Nineteen sources of information were used in preparing the work.

The work developed a set of measures to improve the fuel injection system of the MAN L32/44 diesel engine by introducing a new fuel supply control algorithm. Occupational safety measures for fuel system modernization and environmental protection measures were developed.

The results of the qualification work were tested at the scientific and technical conference "Modern Automotive Industry, Transport, and Road Infrastructure 2025 (MAITRI 2025)" in October 2025.

Keywords: INTERNAL COMBUSTION ENGINE, PARTIAL LOADINGS, PHASES OF GIVING OF FUEL

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ РОЗВИТКУ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВОК З СЕРЕДНЬООБЕРТОВИМИ ДВИГУНАМИ.....	7
1.1 Призначення і конструктивний.....	7
1.2 Склад енергетичної установки.....	9
1.2.1 Головний двигун та його розташування.....	9
1.2.2 Допоміжна установка.....	11
1.3 Аналіз конструкції головного двигуна судна.....	13
1.3.1 Загальні відомості про двигун MAN 8L32/44.....	13
1.3.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN L32/44.....	13
1.4 Система повітропостачання.....	26
1.5 Висновки з аналізу конструкції.....	28
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕНДЕНЦІЙ В ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В СУЧАСНИХ СЕРЕДНЬООБОРОТНИХ ДВИГУНАХ.....	29
2.1 Стан розвитку середньообертових суднових дизелів що використовуються як головні.....	29
2.2 Розробки в області організації упорскування палива.....	37
2.3 Акумуляторні паливні системи середньооборотних суднових дизелів фірми MAN.....	40
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ Й ЇХ ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ.....	52
3.1 Аналіз перспективних напрямків модернізації.....	52
3.2 Переваги двоступеневого впорскування палива.....	52
3.3 Тепловий розрахунок робочого процесу двигуна з акумуляторною системою впорскування на режимі часткового навантаження при застосуванні предвприску.....	53
3.4 Аналіз умов роботи головного двигуна судна.....	66
3.5 Рекомендації що до змін у процесі паливопостачання головного двигуна судна.....	67
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ Й НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	70
4.1 Охорона праці.....	70
4.1.1 Нормативно-правова і законодавча база охорони праці.....	70
4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МКВ.....	71
4.1.3 Заходи щодо зниження впливу від шкідливих факторів при обслуговуванні паливної системи.....	72

4.2 Заходи з охорони навколишнього середовища.....	73
4.2.1 Законодавча база охорони навколишнього середовища.....	73
4.2.2 Заходи щодо запобігання забруднень навколишнього середовища.....	73
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76
ДОДАТКИ	

ВСТУП

В зв'язку з концепцією зниження шкідливих викидів, а також з метою економії ПММ, на сучасному торгівельному флоті спостерігається тенденція до перенастроювання систем газообміну для економічної роботи на режимах навантажень близьких до номіналу. Такий підхід дозволяє використати оптимальний режим завантаження двигунів і досягти максимальної економічності при зниженні швидкості руху. Для цього, як правило, перерегулюють фази газорозподілу для роботи двигуна по циклу Миллера. Використання циклу Миллера потребує також змін до законів подачі палива у робочій простір циліндра, але питання оптимального закону подачі досі залишаються відкритими. Саме цим питанням присвячена дана кваліфікаційна робота.

Енергетична установка судна-прототипу складається з дизель-редукторного агрегату до складу якого входить два середньооборотних дизеля 8 ЧН 32/44 (MAN 8L32) що працюють на загальний редуктор, з якого потужність передається до гвинта регульованого кроку.

Цілю даної кваліфікаційної роботи є розгляд комплексу питань щодо удосконалення робочого процесу головних двигунів морських суден.

Задачі які вирішуються у даній роботі полягають в наступному:

- аналіз характеристик судна та його енергетичної установки;
- аналіз шляхів удосконалення робочого процесу середньо- та високооборотних дизелів;
- розрахункове обґрунтування технічної доцільності запропонованих технічних рішень;
- розробка комплексу заходів щодо впровадження технічних рішень;
- розробка заходів з техніки безпеки праці та охорони навколишнього середовища.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ РОЗВИТКУ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВОК З СЕРЕДНЬООБЕРТОВИМИ ДВИГУНАМИ

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

Компанія «Hansa Heavy Lift» володіє 23 багатоцільовими судами, що працюють у сегменті морських перевезень надважких вантажів вагою понад 700 тонн, являючись, таким чином, найбільшим у світі флотом в цій області. Саме цій компанії належить судно «OIG Giant II» (ІМО 9509970), взяте у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі. Управління судном здійснює компанія Harren & Partner Ship Management Pte. Ltd.

Судно призначено для перевезення негабаритних вантажів відноситься до класу суден серії P2, і обладнано всім необхідним для доставки надважких та нестандартних вантажів через полярні широти, так як має льодовий клас 1А (товщина льоду до 1м). Це дозволяє йому проходити по маршрутам вздовж узбережжя Сибіру, скорочуючи витрати морського рейсу з Європи до Азії на третину. При довжині корпусу 179 м і водотоннажність 18118 тонн здатне перевозити 1437 контейнерів двадцятифутовому еквіваленті. Морське судно має два трюму загальним обсягом 25959 м твіндекного типу, що дозволяє збільшити об'єм вантажного простору.

Силова установка судна складається з двох дизелів MAN/B&W 8L32/44 CR кожен з котрих має потужність більше 4500 кВт, при частоті обертання 720 хв⁻¹. Потужність з обох дизелів сумується за допомогою редуктору та підводиться до гвинта регульованого кроку, що обертається з частотою 161 хв⁻¹. Це дозволяє судну розвивати середню швидкість ходу 16 вузлів.

Для виконання маневрування судно оснащено носовим підрулюючим пристроєм фірми Kockum Sonics AB – Loadmaster потужністю 700 кВт.

Для забезпечення судна електроенергією під час руху, встановлено два валогенератора потужністю 1070 кВт. Додаткове електроживлення

забезпечують дві електростанції потужністю 762 кВт. Крім того на судні встановлено аварійний дизель-генератор потужністю 340 кВт.

Район плавання – необмежений.

Тип судна – одногвинтовий, двохпалубний суховантаж з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділення, та носовим розташуванням житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом. [2].

Таблиця 1.1 – Головні розміри судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, (м)	179,06
Зареєстровано довжина, (м)	154,20
Ширина найбільша, (м)	26,50
Зареєстровано ширина, (м)	25,40
Максимальна осадка, (м)	6,600
Теоретична висота борту, (м)	16,20
Висота над кілем, (м)	36,75
Водотоннажність, (т)	18118
Чиста місткість, (т)	5436
Детвейт, (т)	10025

Класифікація: Морський Регістр Судноплавства, GL  100 A5 E with freeboard 3.410 m Special Purpose Ship IW NAV-OC BWM DBC DG. Equipped for Carriage of Containers, Equipped for Carriage of Ro-Ro Cargo, Hatchcoverless, Semi-Submersible, Strengthened for Heavy Cargo. Регістровий номер судна GL 114880.

Клас силової установки:  MC E AUT DP 2.

Судно збудовано у Німеччині верф'ю Lloyd Werft Bremerhaven AG / Bremerhaven. У місті Бремерхафен, будівничий номер судна – 4947.

Дальність плавання по запасах палива, масла і води при експлуатаційно-тривалій потужності складає 12000 миль. Автономність плавання по запасах

сухої провізії складає 60 діб, по запасах іншої провізії й прісної води – 40 діб. На судні передбачені каюти для розміщення 32 чоловік.

Додатково передбачені ємності для запасів палива, що забезпечують збільшення дальності плавання до 15000 миль за рахунок зменшення вантажопідйомності. Витрата палива при перевезенні вантажу складає 38 т на добу (паливо марки RMG 380). Загальний вигляд судна-прототипу наведено на рис. 1.1. Загальне креслення судна наведено на рис. 1.2.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна-прототипу «OIG Giant II» (попередня назва Ocean Jazz)

1.2 Склад енергетичної установки

1.2.1 Головний двигун та його розташування

В якості головного на судні встановлені два чотиритактних дизеля з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) MAN 8L32/44 CR з діаметром циліндра 320 і ходом поршня 440 мм [2], з електронною системою керування паливостачання.

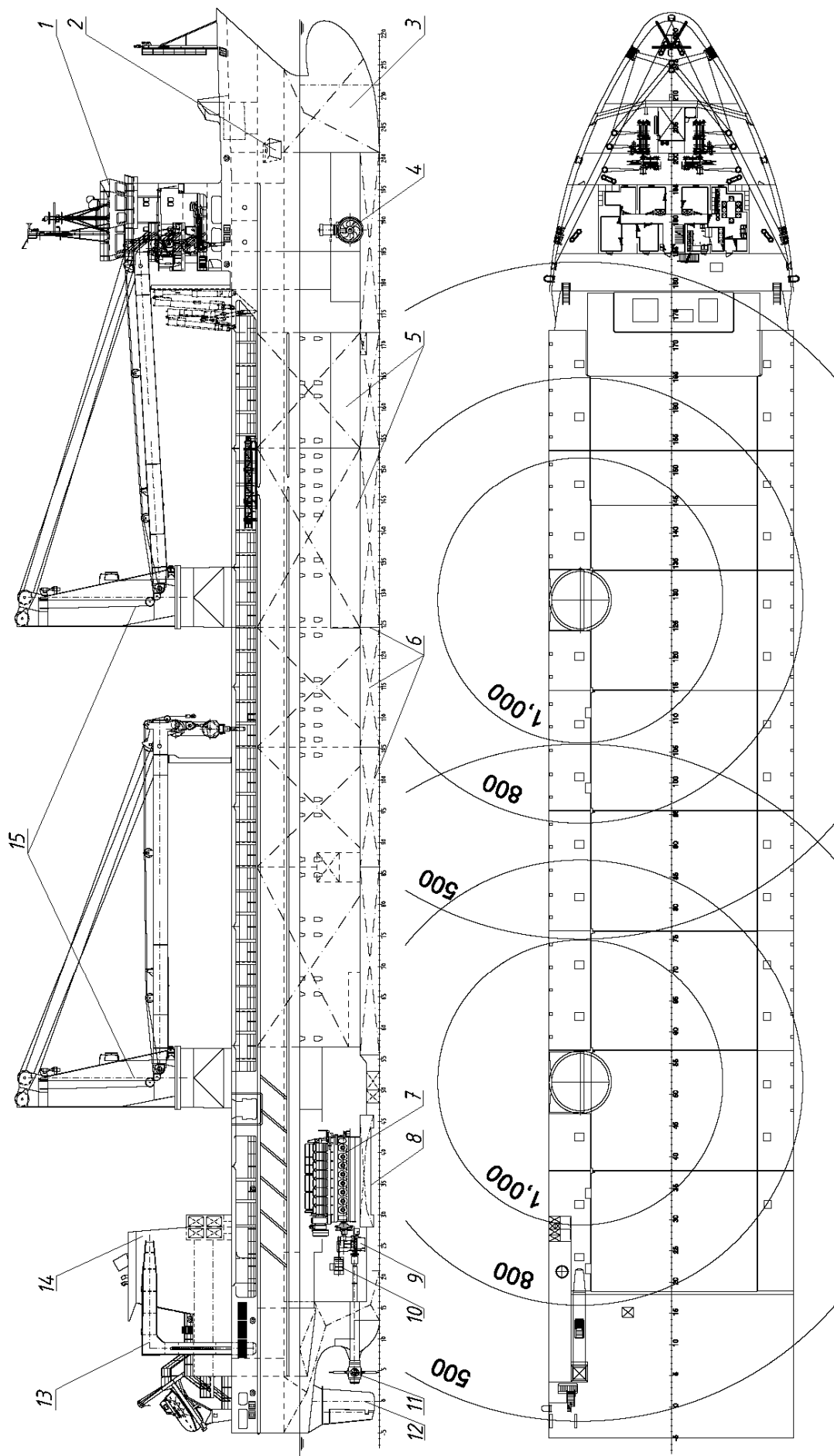


Рисунок 1.2 – Загальне креслення судна «OIG Giant II»: 1 – капітанський місток; 2 – якорний кліз; 3 – носова баластна цистерна; 4 – підрулюючий пристрій; 5 – грузові трюми; 6 – донні цистерни; 7 – головний двигун; 8 – цистерна циркуляційного масла; 9 – головний редуктор; 10 – валогенератор; 11 – гвинт регульованого кроку; 12 – перо керма; 13 – провізійний кран; 14 – газопровідна шахта; 15 – вантажні крани

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 мм²/с при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигуни типу 32/44 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискання. Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні характеристики при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності. Двигуни обладнані турбокомпресорами MAN B&W типу TCR22-42032.

Головні двигуни і передача встановлені в трюмі на фундаментах, зв'язаних із набором днища корпусу судна (рис. 1.2 та 1.3).

Лінії колінчастого валу ГД і головного редуктора знаходиться в площині ДП і не мають ухилу. Привід гребного валу здійснюється за допомогою редуктору, що також приводить в дію валогенератор. Валопровід має два опорних підшипника, розташованих таким чином, щоб їхні фундаменти спиралися на жорсткі вузли корпусу судна, і стосовно кінців вала так, щоб прогин і поворот сполучних фланців під дією власної ваги були мінімальними.

1.2.2 Допоміжна установка в складі:

- двох допоміжних автоматизованих дизель-генераторів з двигунами MAN 7L23/30 потужністю 768 кВт кожний, при частоті обертання 900 хв⁻¹;
- двох валогенераторів потужністю 1070 кВт;
- одного аварійного дизель-генератора потужністю 340 кВт.

Основне устаткування СЕС: два дизель-генератори (ДГ) розташовані на другій платформі з метою захисту суднових приміщень від шумового впливу на. Вони встановлені на рівній відстані один від одного по лівому борту. Устаткування аварійної електростанції встановлено в спеціальному приміщенні на шлюпковій палубі з метою забезпечення безпеки при аварійних ситуаціях. Центральний пост управління (ЦПУ) ізольований, що дає можливість установити в приміщенні головний розподільний щит (ГРЩ).

1.3 Аналіз конструкції головного двигуна судна

1.3.1 Загальні відомості про двигун MAN 8L32/44

В якості головного на судні встановлений чотиритактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) MAN 8L32/44 з діаметром циліндра 320 і ходом поршня 440 мм [2].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 мм²/с при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигуни типу 32/44 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра ($S/D=1,375$) та високим ступенем стискування. Це полегшує оптимізацію форми камери згоряння й дозволяє мати високі експлуатаційні характеристики при роботі на часткових навантаженнях при високій продуктивності. Двигуни обладнані турбокомпресорами MAN B&W типу TCR 22. Двигун має потужність $N_e=4480$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{дв}=720$ хв⁻¹.

1.3.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN L32/44

Загальний вигляд двигуна моделі L32/44 приведено на рис.1.4. Загальний вигляд дизеля у поперечному перетині на рис. 1.5.

Рядні двигуни типу 32/44 звичайно складаються з нерухливих елементів, таких як блок-картер, гільзи циліндрів, кришки циліндрів і рухливих елементів, таких як колінчатий вал з поршнями, шестерним приводом і розподільним валом, а також паливними насосами й приводом клапанів. Турбокомпресор служить для стиску свіжого повітря.

Основні технічні характеристики двигуна приведено в табл. 1.2.

Розподільний вал розташований у западині на протилежній стороні від випускного колектора. Це необхідно для того, щоб привести у дію випускні клапани й паливні насоси. Турбокомпресор і повітроохолоджувач розташовані з боку маховика на більшості двигунів. На зворотному кінці колінчатого вала здійснюється привод допоміжних агрегатів.

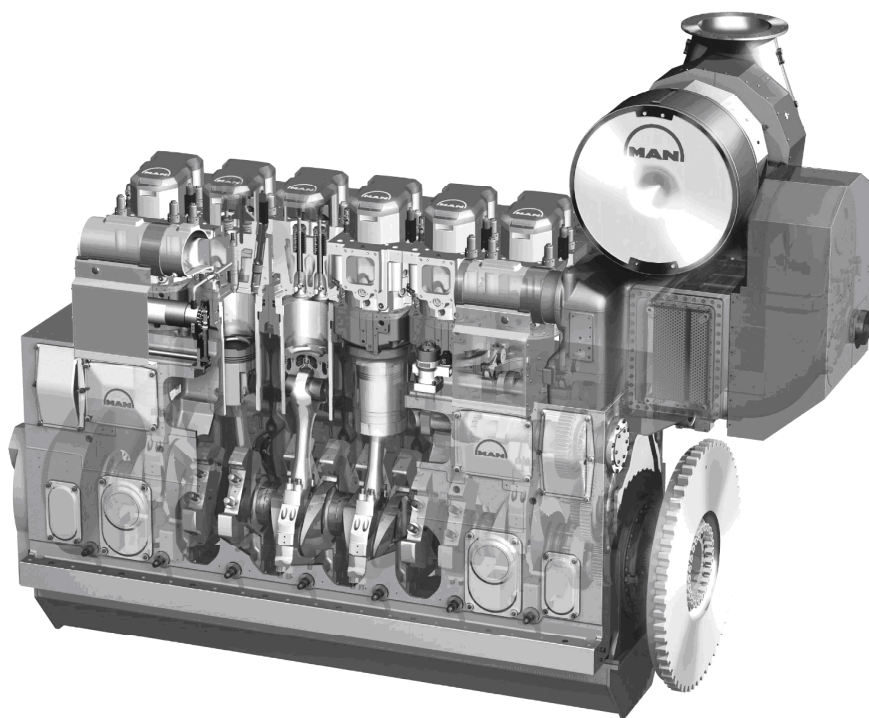


Рисунок 1.4 – Двигун 6L32/44 (загальний вигляд)

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики дизеля MAN 8L 32/44B

Параметр		Значення
Заводська марка		8L32/44
Марка дизеля за ДСТ 10150		8ЧН32/44
N_e цил., кВт		562,5
n , хв ⁻¹		720
p_e , МПа		2,55
$p_k (p_s)$, МПа		0,36
p_z , МПа		23,00
g_r кг/(кВт×год.)	100%	0,177
	85% навантаження	0,175
p_c , МПа		18,0
Ступінь стиснення		17,1
Середня швидкість поршня, м/с		10,6
Температура газів, що відробили, перед турбіною, °С		495
Температура газів, що відробили, після турбіни, °С		328
Тиск газів, що відробили, перед турбіною, МПа		2,55
Тиск газів, що відробили, після турбіни, МПа		2,15
Напрямок оберт, якщо дивитись зі сторони фланця		праве
Пуск стислим повітрям тиском, МПа		3,0
Частота обертання турбокомпресору, хв ⁻¹		26800

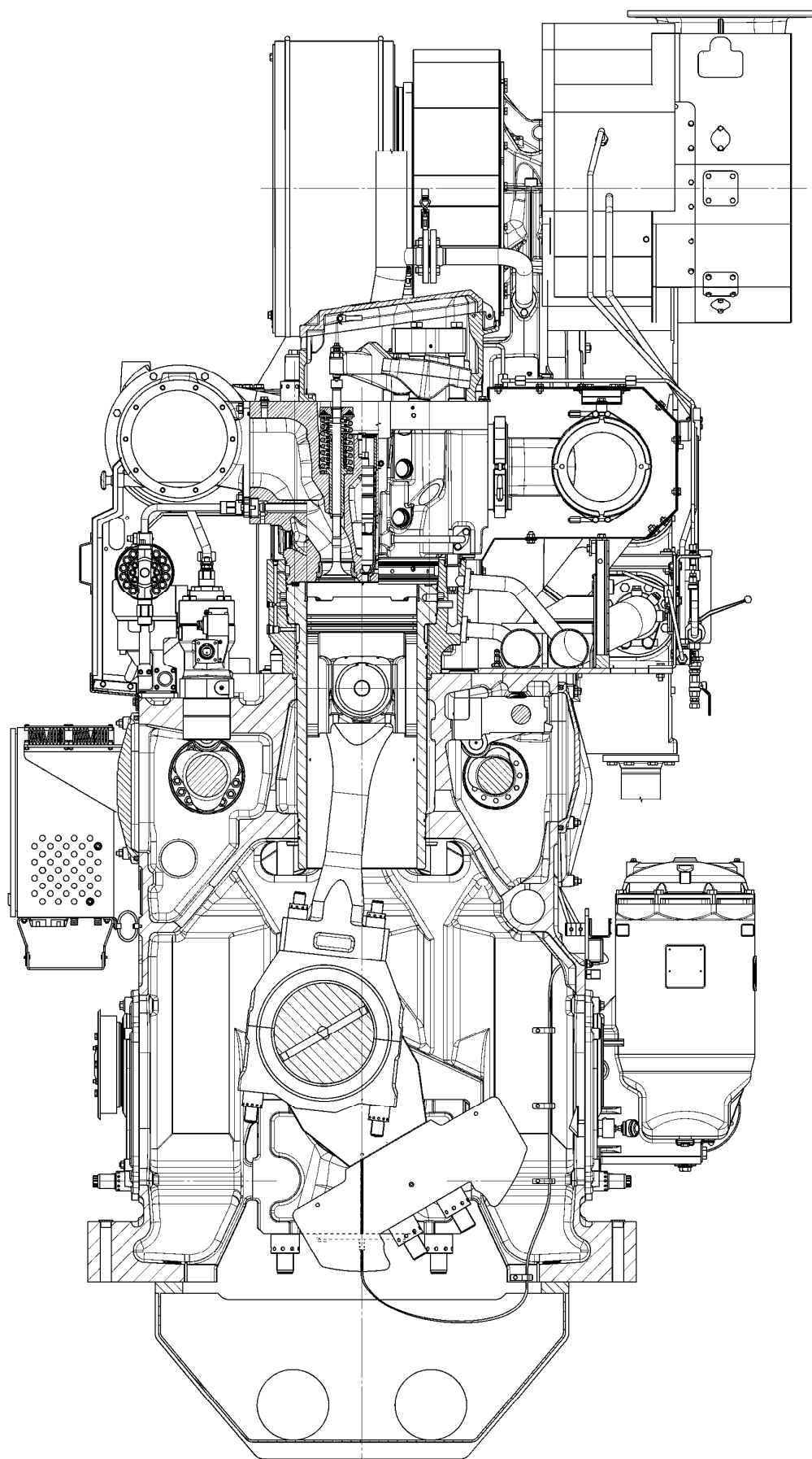


Рисунок 1.5 – Двигун L 32/44 (поперечний перетин)

Так само із цієї сторони приводяться насоси системи охолодження й

системи змащення. Двигун розроблений для експлуатації на паливі в'язкістю до $700 \text{ мм}^2/\text{с}$ при 50°C , а так само на паливі марки CIMAC H/K 55. На вимогу, двигун може бути пристосований до палива марки MDO. Двигуни типу 32/44 характеризуються більшим відношенням ходу поршня до діаметра циліндра й високим ступенем стиску. Ці характеристики полегшують оптимізацію проектування камери згоряння й сприяють гарному поведженню при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності.

Картер двигуна зроблений цільним і має великі отвори для доступу до внутрішньої порожнини (рис. 1.6). Для захисту картеру від вибухів пари масел, на кришках встановлені проти вибухові клапани (рис. 1.6)

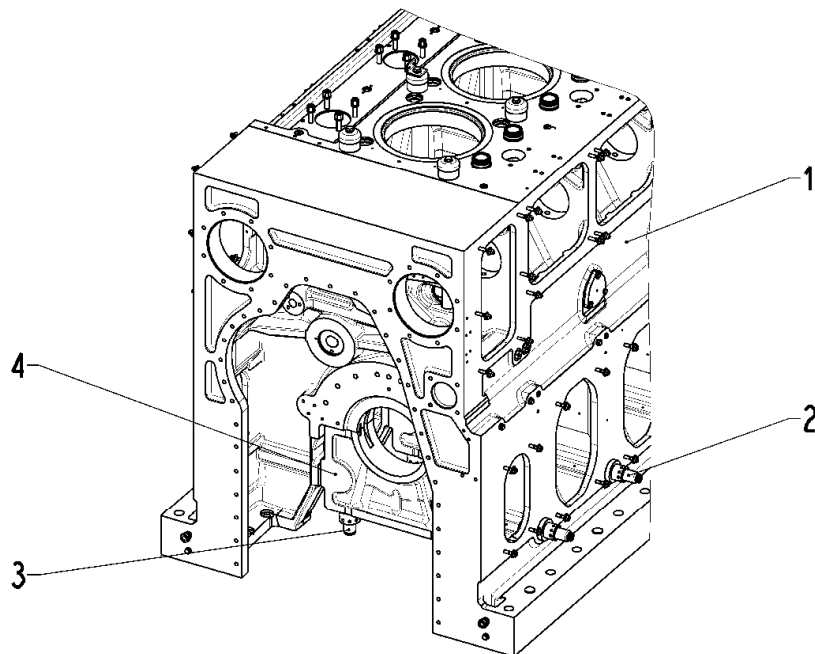


Рисунок 1.6 – Блок картер двигуна: 1 – остів; 2 – поперечні анкерні зв'язки; 3 – вертикальні анкерні зв'язки; 4 – кришка рамового підшипника колінчастого валу

Анкерні зв'язки простираються від нижньої площини корінних підшипників до верхнього краю картера, і від верхнього краю кришки циліндра до проміжної основи. Кришки корінних підшипників закріплені за допомогою поперечних анкерів (рис. 1.7)

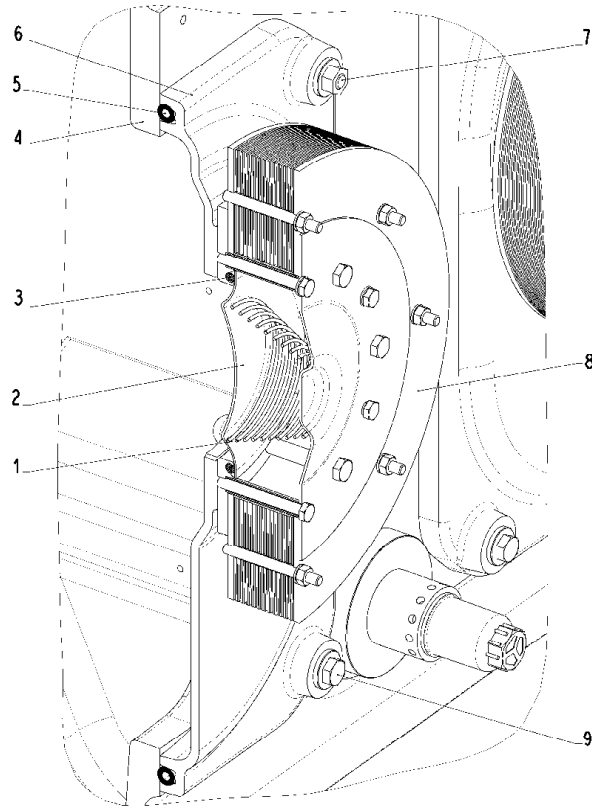


Рисунок 1.7 – Противибуховий клапан картеру двигуна: 1 – пружина; 2 – тарілка клапану; 3, 5– ущільнювач; 4 – остів двигуна; 6 – кришка картеру; 7, 9 – кріплення; 8 – кришка клапану

Масляний піддон збирає масло, що стікає з вузлів робочих механізмів, і направляють його до масляного бака, розташованого нижче. У випадку для жорстко або напівеластично встановлених двигунів, використовується масляний піддон стандартної конструкції, у той час як для еластично встановлених двигунів, використовується посилений масляний піддон.

Гільза циліндру центрується у верхній частині кільцевою прокладкою (рис. 1.8). У нижній частині гільза циліндра встановлюється в картер. Верхнє вогневе кільце розташовано на кільцевому бурті гільзи циліндра.

Верхнє вогневе кільце, що виготовлене по отвору гільзи циліндра, разом з головкою поршня, запобігає коксовим відкладенням, що прилипають до головки поршня від входу в контакт із робочою поверхнею гільзи циліндра.

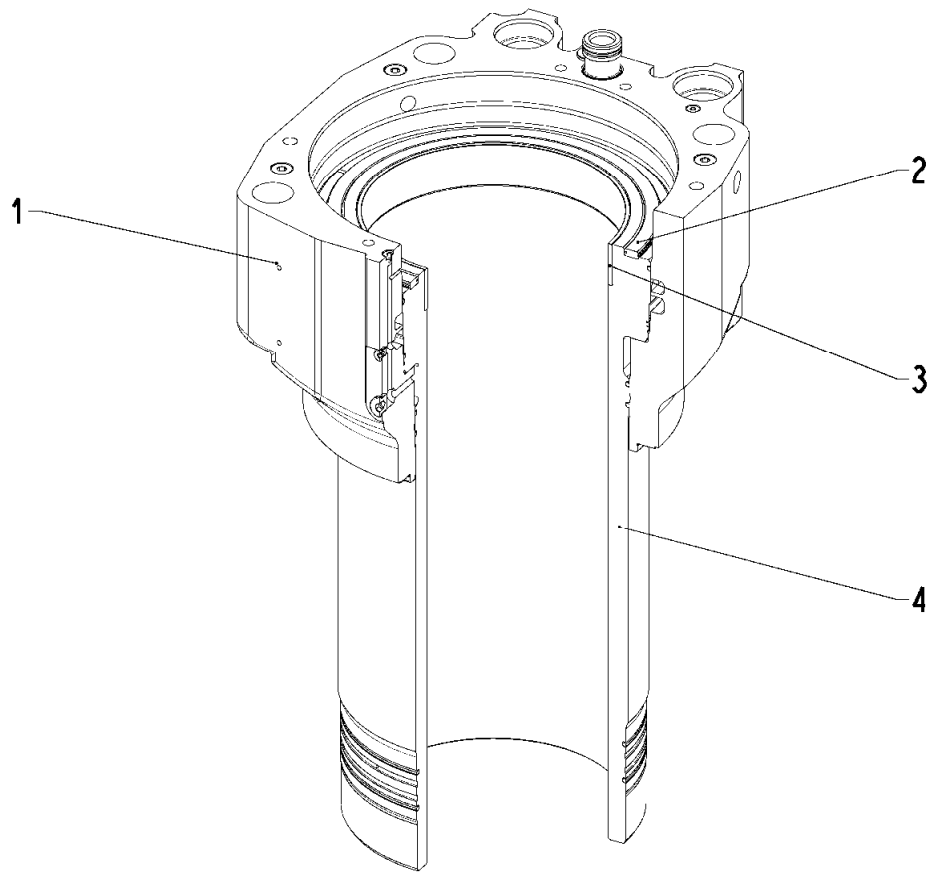


Рисунок 1.8 – Сорочка та гільза циліндру: 1 – сорочка циліндру; 2 – ущільнююча прокладка; 3 – вогневе кільце; 4 – втулка циліндру

Сорочка охолодження охоплює тільки верхній пояс гільзи. Охолодна вода досягає гільзи циліндра через кільцеву прокладку в місці, де верхня частина гільзи циліндра охолоджена. Далі охолоджуюча вода протікає через вогневе кільце й потім через отвори в кільцевій прокладці до сорочки охолодження вогневого кільця. Кришка циліндра, кільцева прокладка й вогневе кільце можуть постачатися разом.

Інспекційні отвори в сорочці циліндру дозволяють перевіряти вогневе кільце, гільзу циліндра й кришку циліндра на витік охолодної води й газощільність.

Кришка циліндра встановлюється на вогневе кільце за допомогою чотирьох шпильок кожна (рис. 1.9). У кришці є два газових канали, через які за допомогою двох впускних і двох випускних клапанів циліндр сполучається з впускним і випускним колекторами.

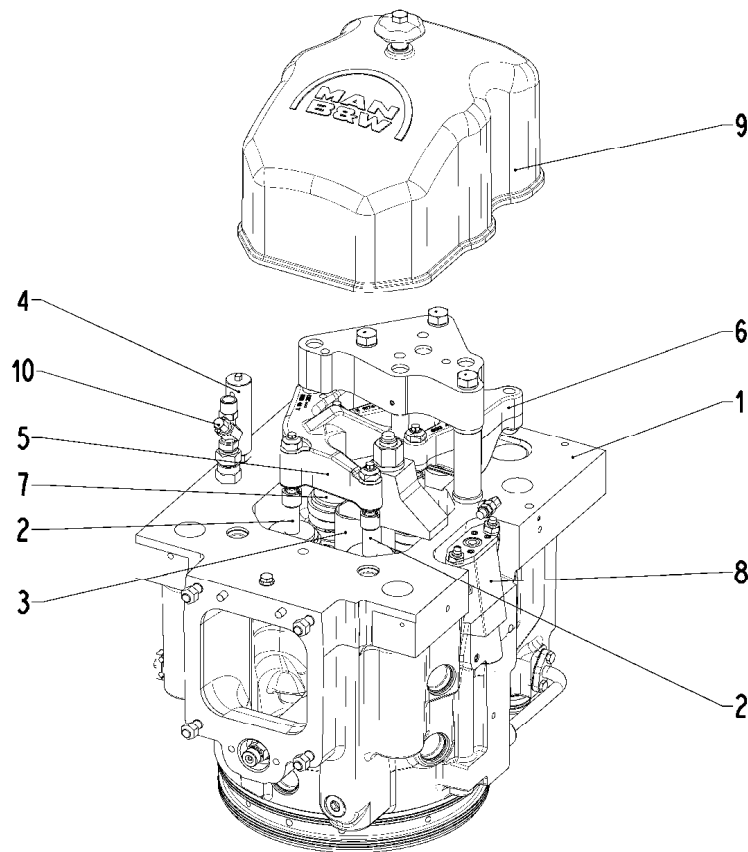


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд кришки циліндру 1 – корпус; 2 – стержні клапанів; 3 – форсунка; 4 – запобіжний клапан; 5, 6 – коромисло приводу клапанів; 7 – тарілка клапану; 8 – пусковий клапан; 9 – кришка клапанної коробки; 10 – індикаторний кран

На кришці з боку випуску розміщений пусковий клапан, з боку впуску – запобіжний. На кришці розміщений запобіжний клапан, на вільному кінці якого мається різьблення для приєднання клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (рис. 1.10).

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолодна вода надходить із блоку-картера по переливних трубках у нижню порожнину охолодження кришки, омиває і через два отвори в перегородці, розташованих у зоні каналу для форсунки, надходить у верхню порожнину, відкіля по переливних раковинах – у трубу, що відводить. Раковина до труби, що відводить, приєднується фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, закриті

кришками. На верхній порожнині кришки маються канавки, по яких паливо, що потрапило на кришку, та мастило видаляється в дренажну систему.. Зверху кришка циліндра закрита кожухом коромисла й кришкою, через яке клапанний механізм так само як форсунка легкодоступні.

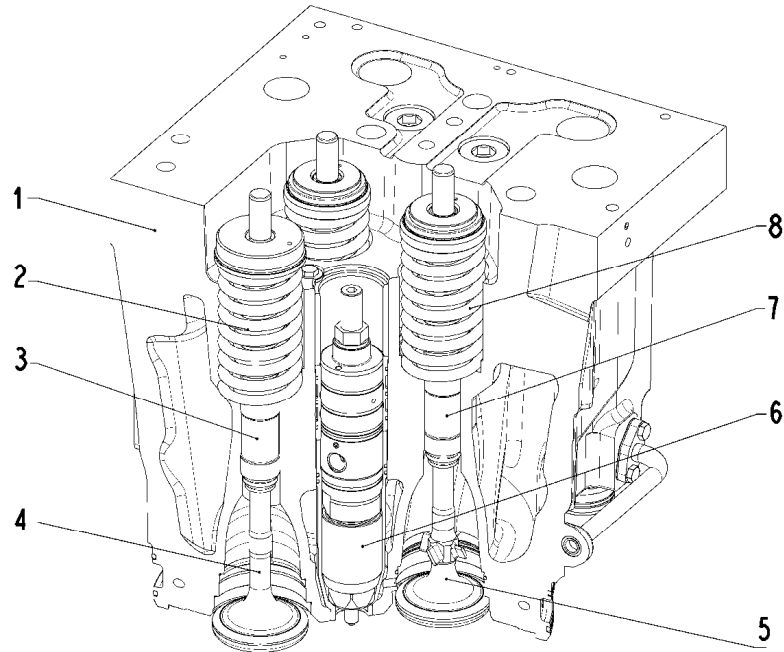


Рисунок 1.10 – Кришка циліндру з вирізом: 1 – корпус; 2, 8 – пружина клапану; 3, 7 – направляюча втулка клапану; 4 – впускний клапан; 5 – випускний клапан; 6 – форсунка

Деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Кривошипно-шатунний механізм, до складу якого входять колінчатий вал, шатун і поршень, призначений для перетворення поступального руху в обертальний.

Деталі КШМ ділять на дві групи, це рухомі і нерухомі деталі:

- рухливі: поршень з поршковими кільцями, поршковий палець, шатун, колінчастий вал з підшипниками або кривошип, маховик.

- нерухомі: блок циліндрів (є базовою деталлю двигуна) і являє собою загальну вилівок з картером, головка циліндрів, картер маховика і зчеплення, нижній картер (піддон), гільзи циліндрів, кришки блоку, кріпильні деталі, прокладки кришок блоку, кронштейни, півкільця колінчастого валу.

Під час роботи дизеля деталі і вузли КШМ при відносно невеликих

розмірах зазнають значне навантаження, що обумовлює необхідність більш ретельного монтажу і догляду за цими вузлами і механізмами.

Колінчатий вал кутий, встановлений у підвішеному положенні й має дві противаги на циліндр, які служать для того, щоб балансувати моменти, що виникають у наслідок обертання неврівноважених мас (рис. 1.11).

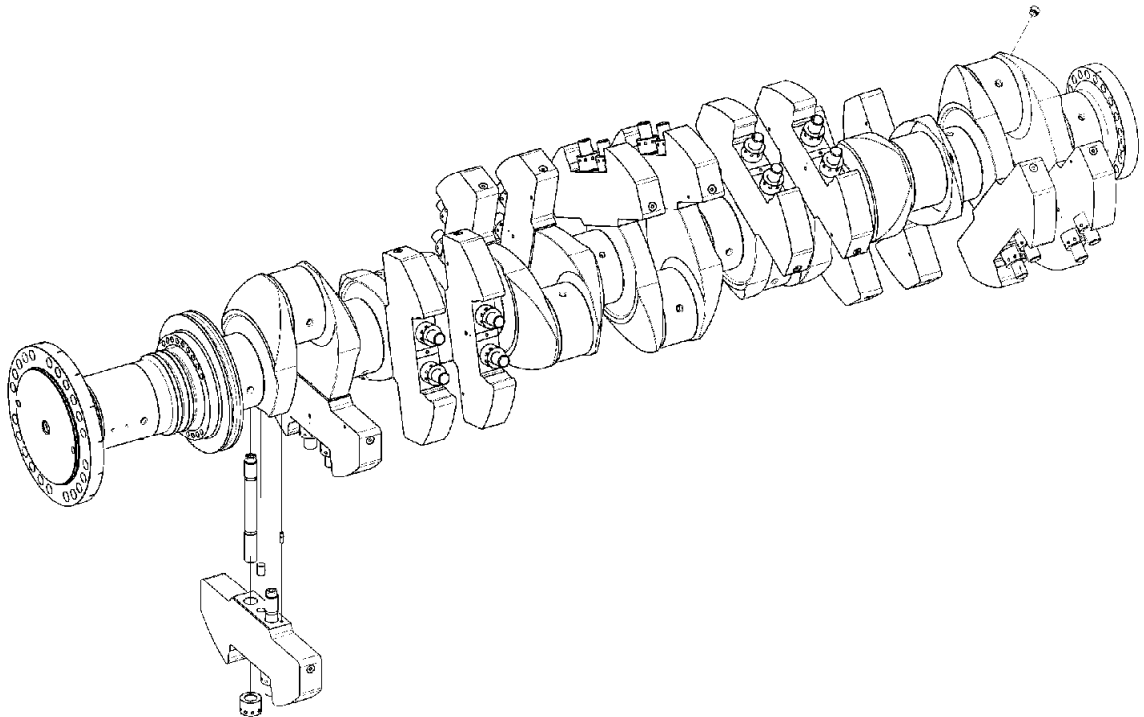


Рисунок 1.11 – Колінчатий вал з противагами

Противаги кріпляться до щік колінчатого валу за допомогою шпильок та гайок, від бокового зсуву вони фіксуються штифтами. Значні діаметри корінних та шатунних шийок дозволяють зробити їх перекриття по діаметру, що в свою чергу значно збільшує жорсткість колінчастого валу. Приводна шестірня для привода розподільного вала складається двох половинок, і монтується до колінчатого вала за допомогою болтового з'єднання. Маховик установлений на фланці колінчатого вала. При виконанні технічного обслуговування й ремонту, механізми можуть бути наведені в рух зубчастим вінцем маховика, використовуючи поворотний механізм.

Підшипник, що обмежує осьове положення колінчатого вала, розташований з боку маховика. Він складається із двох частин: ведучої, розташованої на колінчатому валу, і упорних кілець, які закріплені в корпусі

корінного підшипника. Крутильні коливання колінчатого вала знижують за допомогою віброгасника сухого тертя (рис. 1.12). Віброгасник, що установлений на вільному кінці двигуна, передає небажані крутильні коливання від внутрішньої частини до пружного наповнювача (вулканізована резина), до якого через обід кріпиться махова маса.

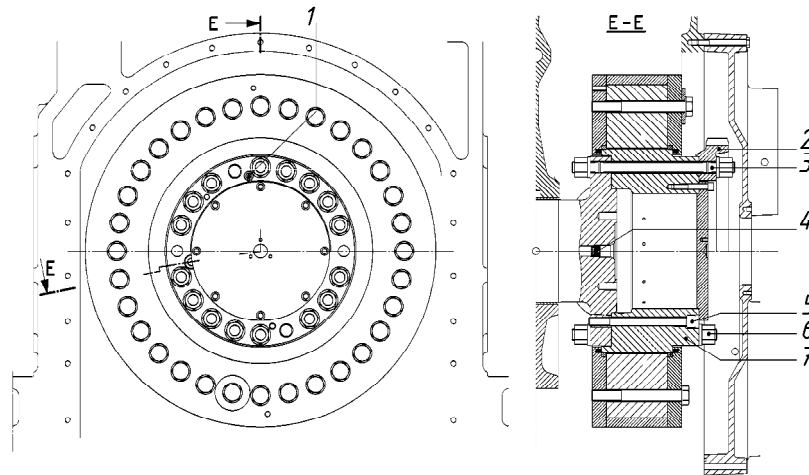


Рисунок 1.12 – Демпфер крутильних коливань сухого тертя: 1 – штифт; 2 – шестерня приводу насосів; 3 – шпильки кріплення маточини; 4 – центрувальний отвір; 5 – бовти кріплення корпусу демпферу; 6 – гайки кріплення; 7 – маточина демпферу

У разі виникнення обертових коливань валу між масивним ободом що обертається з постійною швидкістю, та маточиною демпферу виникає різниця швидкостей, що веде до виникнення сухого тертя у пружному наповнювачу. У результаті енергія коливань розсіюється у вигляді тепла. Це дозволяє запобігти виникнення критичних коливань, що можуть привести до виходу з ладу колінчастого валу. Компонування двигуна дозволяє масляному й водяному насосам приводитися через зубчастий вінець.

Лінія рознімання шатуну розташована над корпусом нижнього підшипника, тому немає необхідності в розбиранні шатунної головки, при установці поршня. Крім того, така конструкція знижує висоту переміщення поршня. Кришка підшипника й верхня головка шатуну з'єднані болтами використовуючи шпильки (рис. 1.13). Для запобігання зсуву між поверхнями

фланців кріплення верхньої головки та кришки нижньої головки, встановлено фіксуючі штифти. Втулку поршневого пальця підсилено. У тілі шатуна виконано канали для підводу масла на змащення поршневого пальця та охолодження поршнів.

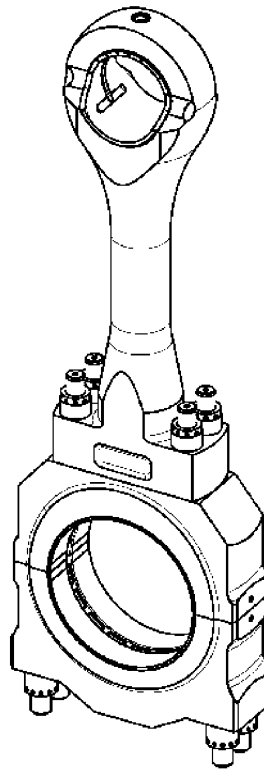


Рисунок 1.13 – Шатун

Поршні складаються із двох частин (рис. 1.14), головки поршня і спідниці. У головці поршня розташовані кільцеві канавки для поршневих кілець; у спідниці поршня встановлений шатун за допомогою поршневого пальця. Поршневий палець плаваючого типу зі зсувом і зафіксований в осьовому напрямку за допомогою стопорних кілець. Головка поршня й спідниця поршня з'єднані за допомогою шпильок.

Три компресійних кільця і одне маслоснімальне кільце ущільнюють простір між поршнем і гільзою циліндра.

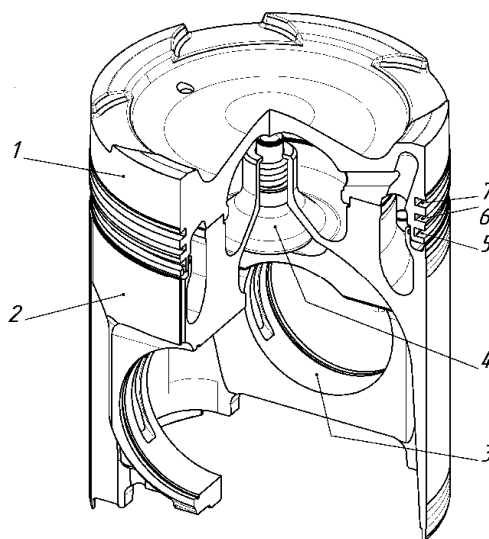


Рисунок 1.14 – Поршень: 1 – головка поршня; 2 – спідниця поршня; 3 – отвір рід поршневий палець; 4 – масляний екран; 5 – канавка під маслоснімальне кільце; 6, 7 – канавка під компресійне кільце

Масильні матеріали використовуються для того, щоб охолодити головку поршня. Змащення підведене до головки поршня через шатун за допомогою внутрішнього каналу. Головка поршня має трохи менший діаметр чим робоча поверхня. Поршні такого типу називають східчастими поршнями.

Привод розподільного вала виконано у картері (рис. 1.15). Він змонтований на кінці муфти між першими корінними підшипниками. Привод розподільного вала здійснюється проміжним колесом через зубчастий вінець на колінчатому валу. Подача масла до втулки підшипника проміжного колеса зроблена через вісь, у той час як постачання змащенням зубчастого зачеплення забезпечено соплами, що розпилюють масло.

Розподільний вал та вал приводу ПНВТ разом зі штовхачами кулачка розташований у формованих порожнинах з обох боків остова. Підшипники розподільного вала та вала приводу ПНВТ встановлено у росточки остову дизеля. Вали складаються із окремих секцій що містять на собі або кулачок паливного насоса, або впускного, випускного кулачків. Для фіксування розподільного вала в осьовому напрямку встановлений осьовий підшипник з боку маховика.

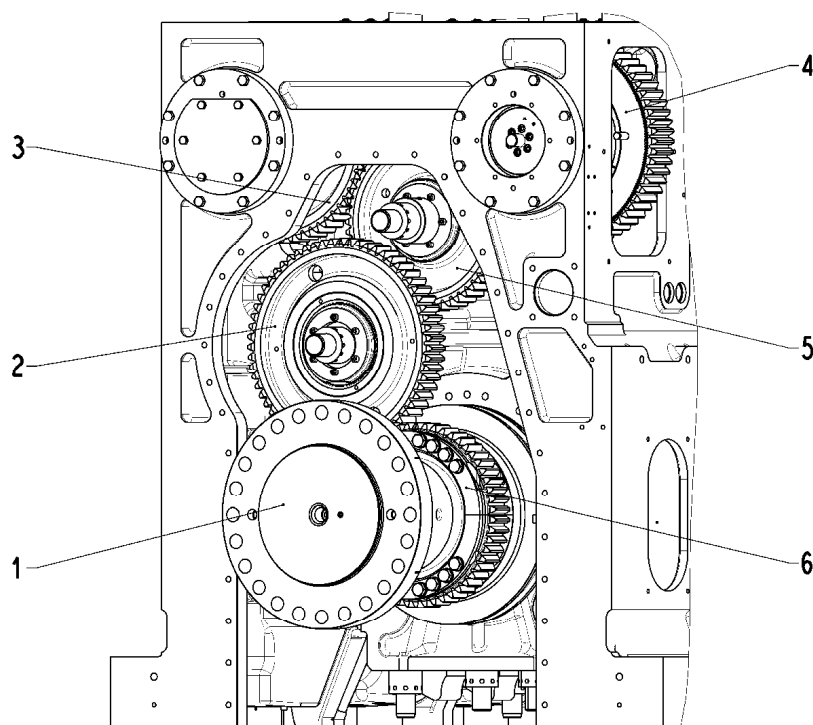


Рисунок 1.15 – привод розподільчого валу двигуна: 1 – опорні підшипники розподільчого валу; 1 – фланець; 2, 5 – проміжна шестерня; 3 – шестерня приводу розподільчого валу; 4 – шестерня приводу валу ПНВТ

Привод штовхачів для впускних і випускних клапанів здійснюється розподільчим валом через привідний механізм від випускного й впускного кулачка (рис. 1.16). Переміщення кулачка передається на ролик маятникового штовхача. Штовхач тоді передає переміщення штангам через кульовий ударник. Переміщення штовхачів передається на клапани за допомогою коромисел. Коромисла також установлені в ударниках кульового шарніра. У кришку циліндра встановлені два впускних і два випускних клапани. Вони встановлені в запресовані в головку блоку напрямні втулки клапана.

Фаска випускного клапана й сідло клапана армовані. Крім того, посадкова поверхня випускного клапана охолоджувана водою. Що стосується впускного клапана тільки в сідлах клапана є армування.

Впускні клапани обертаються механізмами повороту клапана. На випускних клапанах встановлено імплери вище тарілки клапана, які змушують клапани обертатися за рахунок минаючого струменя відпрацьованих газів. Поворотні пристрої протидіють високим тепловим напругам, і

забезпечують щільну посадку сидла на клапан.

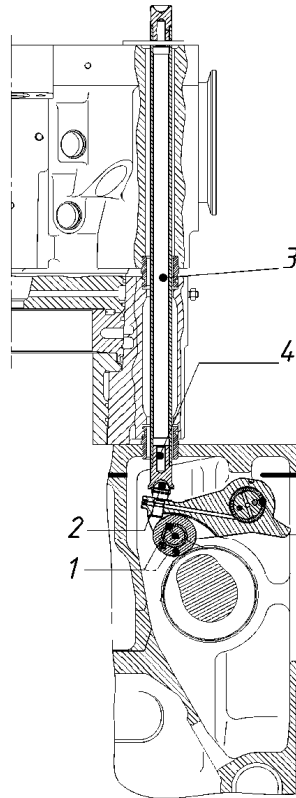


Рисунок 1.16 – Механізм приводу клапанів: 1 – ролик штовхача; 2 – ударник; 3 – штанга штовхача; 4 – наконечник штанги

Електронна система контролю швидкості складається з системи контролю за експлуатаційними характеристиками, електронного регулятора, електромеханічного привода, дистанційної системи перемикання програм і датчиків швидкості, які роблять запис дійсної швидкості двигуна.

1.4 Система повітропостачання

Нагнітання повітря відбувається згідно так званому ізобарному процесу, за допомогою чого відпрацьовані гази від всіх циліндрів течуть на турбозарядний пристрій через загальну вихлопну трубу (рис. 1.17). Свіже повітря, що стискується турбокомпресором, надходить до циліндрів через повітроохолоджувач.

Турбокомпресор установлений на двигун в повздовжньому напрямку. Турбонаддувочні агрегати типу TCR22 використовують відцентрові турбокомпресори і турбіни (рис. 1.18).

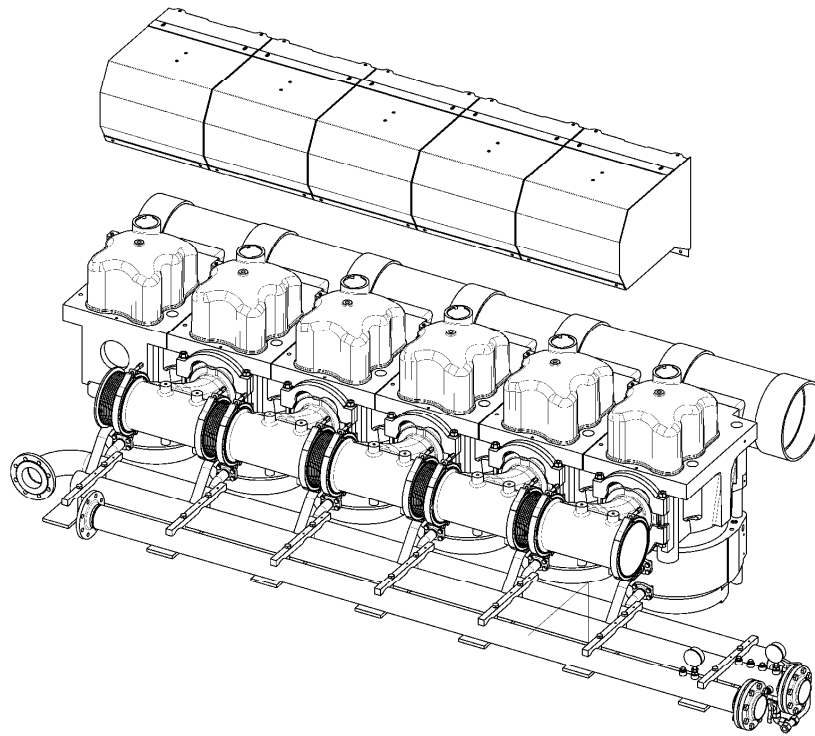


Рисунок 1.17 – Система постачання свіжого повітря до двигуна та випуску відпрацьованих газів

Свіже повітря втягується через глушник або гніздо впуску. Ротор турбокомпресора працює по обидва боки і обертається в підшипнику ковзання, які зв'язані з системою мащення двигуна. Свіже повітря, яке подається та стискується турбокомпресором, обганяють через подвійний розпилювач і подають до повітроохолоджувача. У повітроохолоджувач стисле свіже повітря повторно охолоджується й спрямовується до циліндрів через впускний колектор. Повітроохолоджувач має два ступені. Впускний колектор складається із секцій, які пов'язані з один одним за допомогою спеціальних затискачів. Секція впускного колектора й коромисла, об'єднано в один вузол.

Є загальний випускний колектор, що з'єднаний з кришками циліндра за допомогою затискачів. Випускний колектор обладнано компенсаторами між циліндрами який встановлено перед турбокомпресором. Випускний колектор об'єднує елементи випускної системи кожного циліндра. Металеві оболонки забезпечують теплоізоляцію на їхній внутрішній частині й можуть бути вилучені, після послаблення декількох болтів.

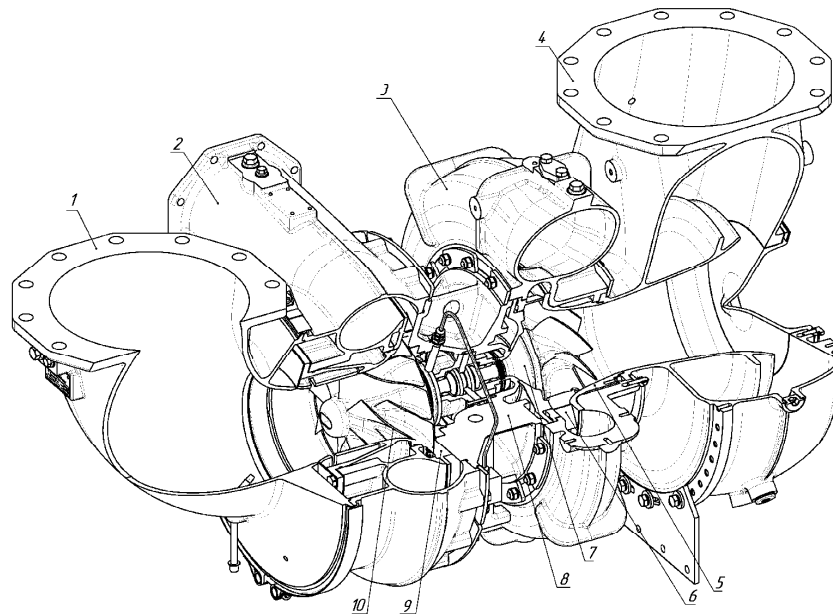


Рисунок 1.18 – Турбокомпресор типу TCR22: 1 – вхідний патрубок компресора; 2 – вихідний патрубок компресора; 3 – вхідний патрубок турбіни; 4 – вихідний патрубок турбіни; 5 – дефлектор турбіни; 6 – направляючий апарат турбіни; 7 – колесо турбіни; 8 – корпус підшипникового вузла; 9 – дефлектор компресору; 10 – колесо компресору

1.5 Висновки з аналізу конструкції

Аналіз тенденцій розвитку сучасних середньооборотних СДВЗ показав, що двигуни фірми MAN на поточний момент найбільше відповідають сучасним вимогам по економічності, екологічності й умовам експлуатації. У цьому зв'язку доцільним можна вважати лише удосконалення робочого процесу двигуна в залежності від режиму роботи. Таке рішення дозволить підвищити економічність двигуна, особливо на режимах часткових навантажень. Модернізації піддається в першу чергу система упорскування палива, а саме змінюється алгоритм керування законом паливостачання залежності від навантажувально-швидкісного режиму. Все це здійснюється через систему з електронним керуванням процесом впорскування.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕНДЕНЦІЙ В ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В СУЧАСНИХ СЕРЕДНЬООБОРОТНИХ ДВИГУНАХ

2.1 Стан розвитку середньо обертових суднових дизелів

У цьому розділі ми розглянемо основні тенденції розвитку конструкції сучасних середньооборотних дизелів, що застосовуються на судах. Вони становлять понад 25% від загальної потужності встановлених на судах дизелів [7-14]. У процесі вдосконалювання їхньої конструкції двигунобудівні фірми виходили з вимог забезпечити:

1. Високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л).
2. Малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на мазутах.
3. Чистоту вихлопу, що задовольняє вимогам «Правил ІМО-2016».
4. Низькі експлуатаційні витрати, що включають вартість палива, і масла, витрати на техобслуговування й запасні частини.
5. Низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажі на судні й у процесі технічного обслуговування.

Реалізація цих вимог привела до створення середньооборотних двигунів нового покоління, що істотно відрізняються від двигунів більше ранніх моделей, як по конструкції, так і по організації робочого процесу. Було продовжене форсування робочого процесу з використанням газотурбінного наддування. Сучасний рівень середнього ефективного тиску суднових середньооборотних дизелів становить 2,1...2,9 МПа.

Фірмою «Wärtsilä» істотно переглянута організація наддування, що дозволяє одночасно використати переваги імпульсного наддування й наддування при постійному тиску. Фірма МАН разом з японським ліцензиантом адаптували широко використовувану в малооборотних дизелях систему постійного наддування стосовно до 4-х тактним машин і стала її

застосовувати у своїх останніх моделях. Перехід з імпульсного наддування, на систему постійного наддування надає наступні переваги:

- більше високий ККД ГТК;
- більше проста й надійна конструкція вихлопних трубопроводів;
- досягається більш рівна температура газів за циліндрами й забезпечується більший запас по помпажу компресора [7-14].

Але одночасно губляться такі переваги імпульсного наддування, як краще забезпечення двигуна повітрям на малих навантаженнях. Це обставина не могла не враховуватися, тому що більшість середньооборотних двигунів використовуються в якості головних на поромках, круїзних суднах, буксирах, траулерах й як допоміжні дизель-генератори. Для них значну частку часу становлять малі й середні навантаження, а також, перехідні режими. Звичайно, робота на малих навантаженнях й, особливо, на перехідних режимах супроводжується погіршенням згоряння палива й димним вихлопом, пов'язаними з погіршенням розпилювання палива, падінням тиску наддування й порушенням повітропостачання. Тому першочергове завдання полягало в тому, щоб забезпечити стабільну й економічну роботу двигунів не тільки на режимах повних або близьких до них навантажень, але й на перерахованих режимах.

Відомо, що 4-х тактні двигуни, як правило, мають у своєму розпорядженні значний резерв енергії вихлопних газів і це змушує в ряді випадків прибігати до байпасування газів перед ГТК. Ця обставина була використана фірмою МАН. Шляхом перенастроювання робочого апарата газової турбіни на оптимум у зоні часткових навантажень була збільшена її потужність у цьому діапазоні на шкоду ККД і потужності на повному навантаженні. Компенсація втрати потужності на повному навантаженні в цьому випадку досягається збільшенням подачі газів на турбіну шляхом скорочення їх байпасування [10]. Щоб не втрачати ККД турбокомпресора на повному навантаженні, відзначене перенастроювання здійснюється в процесі роботи двигуна. Для цього використовують соплові апарати з змінною геометрією. При роботі на малих навантаженнях використовують сопловий

апарат з малим прохідним перетином, а при переході на повні навантаження – використовують апарат з великим прохідним перетином. Для турбін радіального типу розроблені конструкції із двома сопловими апаратами – один для часткових навантажень і другий для навантажень від 80% і вище.

Ці два апарати розміщуються в корпусі турбіни й переміщуються пневматично залежно від зміни положення рейки паливних насосів. У результаті досягається поліпшення згоряння палива на часткових навантаженнях, збільшується крутний момент, а витрата палива зменшується на 5%. Відзначимо, що таке рішення дозволяє уникати компромісу попереднього варіанта, коли на користь малих навантажень доводилося йти на зниження ККД на повних навантаженнях [8].

Відмічуване в останні роки зростання жорсткості норм емісії у вихлопних газах часток сажі (димність вихлопу) і окислів азоту (NO_x) змусило двигунобудівників шукати шляхи докорінного вдосконалення процесів згоряння палива, не обмежуючись здійснюваними раніше заходами щодо поліпшення повітропостачання, паливостачання й ін. Фірма Caterpillar першою перейшла до інтегрованої системи в якій окремі вдосконалення взаємопов'язані та взаємодоповнюють один одного. Подібна система одержала найменування ACERT.

Поряд із впровадженням системи електронного керування двигуном, в основному, оптимізуючи фази подачі палива в циліндри при зміні швидкісного режиму, у функції електроніки було включене завдання керування кутами відкриття й закриття впускних клапанів. Це дозволило оптимізувати надходження наддувочного повітря залежно від режиму роботи двигуна, температури й тиску повітря, температури в системі охолодження й іншого. Це істотно поліпшило якість згоряння палива й чистоту вихлопу. З метою поліпшення повітропостачання на перехідних режимах, коли різко змінюється навантаження й оберти двигуна, встановлюваний на двигун один турбокомпресор замінюють на два меншого розміру й відповідно з меншими масами. Це сприяє зниженню інерційності при наборі обертів ГТК й більш

швидкому росту тиску наддуву й кількості поданого в циліндри повітря. Це необхідно, коли подача палива різко збільшується й двигун починає диміти.

Аналогічний підхід було застосовано фірмою MAN на двигуни що розглянуто у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі. У середньооборотних двигунах MAN 32/44 були вдосконалені ГТК, ведена система впорскування палива типу Common Rail, що дозволило значно підвищити тиски упорскування й керувати фазами паливостачання. З метою поліпшення сумішоутворення були внесені зміни в конфігурацію камери згоряння. Організоване керування фазами відкриття й закриття впускного клапана, здійснюване за допомогою переміщення важелів привода клапанів щодо кулачних шайб (рис. 2.1).

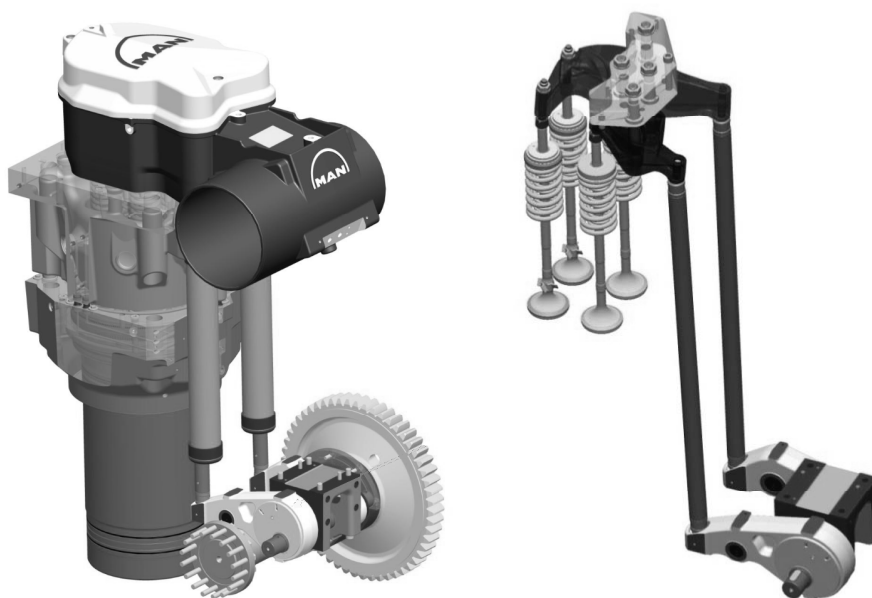


Рисунок 2.1 – Механізм зміни фаз газорозподілу дизеля MAN 32/44

З переходом на малі навантаження ролик важеля приводу паливного насосу, що сидить на валу з ексцентриками, при повороті вала переходить на більш круту ділянку профілю (рис. 2.2), швидкість руху впускного клапану росте, а кут відкриття зменшується, переходячи на цикл Міллера (рис. 2.3).

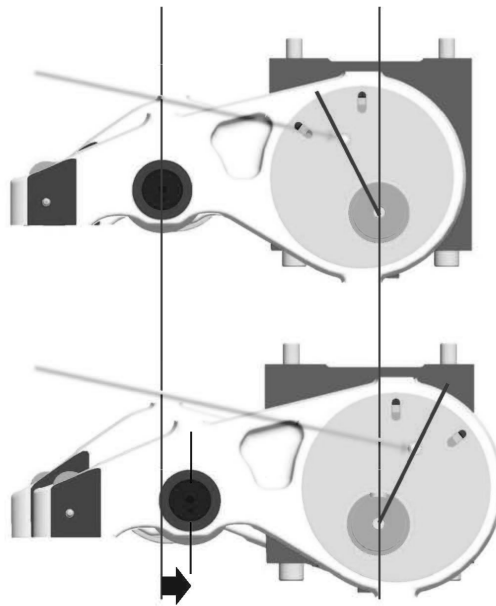


Рисунок 2.2 – Пересування ексцентрики важеля приводу впускного клапану

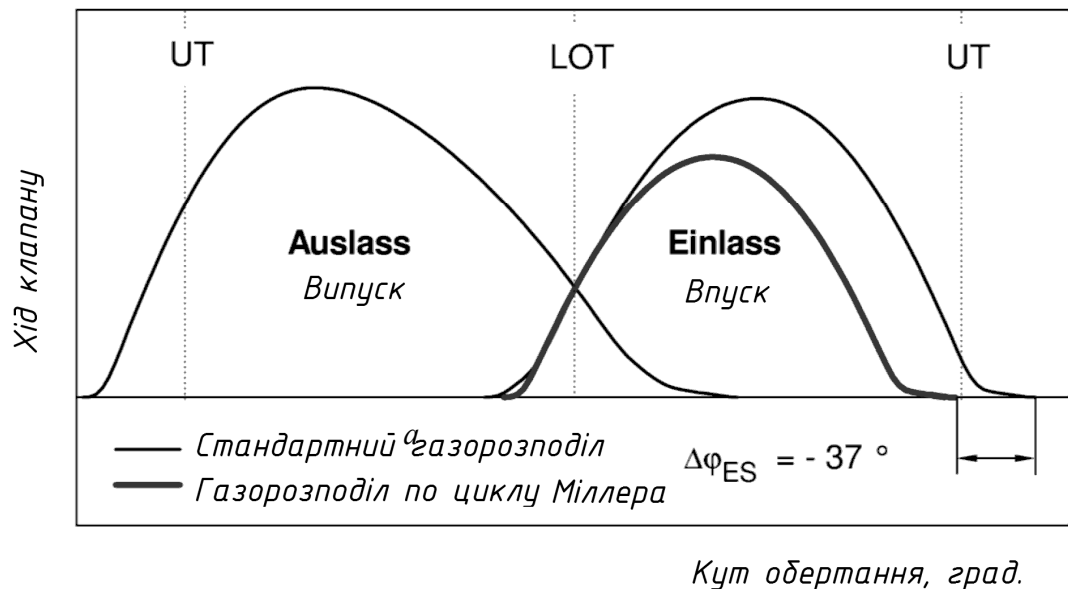


Рисунок 2.3 – Зміна фаз газорозподілу дизеля MAN 32/44

На рис 2.3 показані криві підйому й посадки впускного клапана. З переходом на малі навантаження фази відкриття й закриття клапана міняються на більше пізні, що забезпечує більше ефективний стиск повітря в робочих циліндрах. З ростом тиску упорскування досягається більше тонке розпилювання палива й більше повне його згоряння. Випробування на двигуні 32/44 показали, що в діапазоні 2...10% навантаження емісія NO_x знизилася на 35%, видиме димління відсутнє [4].

Наступна проблема, що довелося вирішувати, полягала в тому, що

температури повітря й газів у камері згоряння на часткових режимах істотно нижче і це несприятливо відбивається на затримці запалення. Відсрочка запалення веде до неповного згоряння й іншим, пов'язаним із цим наслідкам.

Тому Wärtsilä, MAN й ряд інших фірм при переході двигуна на навантаження менш 45% прибігають до відключення охолодження наддувочного повітря й включають його підігрів.

Причиною неповного згоряння палива, що супроводжується при різких накиданнях навантажень, є інерційність ГТК, що не встигає збільшити подачу повітря слідом за збільшенням подачі палива. Сьогодні для прискорення розкручування ротора ГТК стали подавати на лопатки компресора стиснене повітря, використовуючи для цього додатково встановлювані сопла й лямбда-регулятори.

Перед двигунобудівниками на рубежі століть стояло завдання – перевести середньооборотні двигуни на важкі палива, щоб на судні могло використовуватися єдине паливо. Це диктувалося істотно більшою низькою вартістю важких палив у порівнянні з дизельними (приблизно у два рази). Сьогодні всі провідні фірми успішно вирішили цю задачу [13-15].

Якщо при переведенні потужних малооборотних двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації належної підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно середньооборотних двигунів зажадало радикальних трансформацій в організації робочого процесу.

Насамперед, були вдосконалені процеси сумішоутворення й згоряння. Із цією метою була збільшена дрібність розпилювання палива шляхом збільшення тиску упорскування до 120...150 МПа. Більше високі тиски упорскування близько 200 МПа виражаються невиправданими, тому що різко зростають навантаження на соплові наконечники, що супроводжуються їхнім розривом. Зі збільшенням навантажень на привод ПНВТ доводиться підсилювати розподільні вали і їх шестеренні приводи [14, 15].

Важкі палива складаються з важких фракцій, що мають більш тривалий період підготовки до згоряння τ і менші швидкості горіння. При роботі двигуна

на таких паливах особливо в зоні часткових навантажень, коли тиски й температури наприкінці стиску низькі, τ_k збільшується й згоряння палива зміщається убік запізнювання. Кількість палива, що накопичується в камері згоряння за цей період, збільшується. Наступне samozapalювання великої маси палива приводить до росту швидкостей наростання й величини тиску, що спричиняє зростання механічних навантажень, особливо, у підшипниках. Паливні струмені, не вигораючи б'ють по стінках робочого циліндра.

Зсув згоряння на лінію розширення приводить до падіння економічності роботи двигуна. Щоб прискорити фізичні й хімічні процеси підготовки до згоряння необхідно було підняти тиски й температури в циліндрі в момент упорскування палива. При модернізації двигунів це було досягнуто збільшенням ступеня стиску з 10,5...11 до 14...15,5, а у випадку з дизелями типу MAN 32/44 до 17,1.

Відомо, що зі збільшенням ε підвищується термічний ККД циклу, що безперечно корисно, але одночасно з ростом тисків у момент упорскування палива збільшується й Максимальний тиск циклу, що спричиняє ріст механічних напруг в елементах ЦПГ і кривошипно-шатунного механізму. Щоб уникнути росту p_z конструктори вдалися до зсуву початку подачі палива (кута випередження) убік запізнювання при одночасному скороченні тривалості подачі таким чином, щоб ступінь підвищення тиску при згорянні не виходила за межі 1,1 і не збільшувалося догорання палива на лінії розширення [6]. У двигуні Wärtsilä 46 кут випередження упорскування раніше становив 10...12° після модернізації він був скорочений до 2...3° до ВМТ. Скорочення тривалості подачі було забезпечено збільшенням діаметра соплових отворів і підвищенням швидкості руху плунжера ПНВТ шляхом перепрофілювання паливного кулака. Як видно з рис. 2.4 швидкість тепловиділення, а з нею й швидкість росту тисків у циліндрі зі збільшенням ступеня стиску істотно зменшуються. Досягнуті в підсумку відзначених перетворень зміни в протіканні робочого процесу добре видні на рис. 2.3. Робочий цикл сьогодні практично зведений до циклу з підведенням тепла при постійному тиску ($p = \text{const}$).

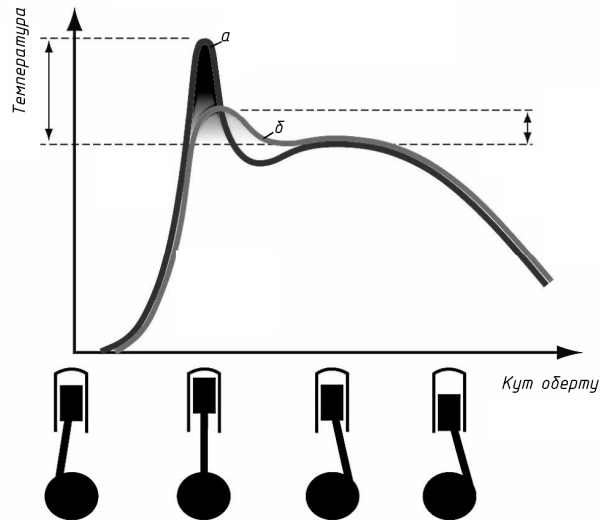


Рисунок 2.4 – Криві температур у робочому циліндрі: *а* – традиційна організація процесу, *б* – збільшений стиск

Тут важливо відзначити, що перехід від циклу зі змішаним підведенням тепла до циклу $p = \text{const}$, повинен був привести до зниження економічності. Але одночасне збільшення ступеня стиску й скорочення тривалості подачі при одночасному підвищенні тонкості розпилювання палива дозволили конструкторам утримати його витрату на колишньому рівні й, при цьому, вирішити головне завдання – забезпечити ефективну роботу двигунів на важких паливах і зменшити утворення NO_x .

У процесі доробки дизелів ряд фірм збільшили відношення ходу поршня до діаметра циліндра (до 1,5). Це дозволило збільшити висоту камери згоряння й створити кращі умови для розвитку паливного факелу, сумішоутворення. Одночасно зі збільшенням S/D знизили частоту обертання. Це понизило середню швидкість поршня й швидкість зношування ЦПГ.

Традиційно застосовувана в тронкових двигунах змащення розбризкуванням у двигунах «Wärtsilä» була замінена на примусову подачу масла в зазор між тронком і втулкою циліндра через канали в самому поршні. У двигунах «Sulzer Z40» було уведене примусове змащення циліндрів під тиском від лубрикатора. Ці рішення знизили зноси ЦПГ і зменшили витрату масла до

0,5...1,0 г/(кВт×год.), що на сьогоднішній день для тронкових двигунів є рекордно низьким [14-17].

Провідні судновласницькі компанії в останнє десятиліття під знаком зниження експлуатаційних витрат систематично скорочують чисельність машинної команди, а це диктує необхідність зменшення обсягу робіт по технічному обслуговуванню безпосередньо на судні й переносу більшої частини цих робіт на берег. Цьому ж сприяє й напружений розклад рейсів, що приводить до скорочення стоянок у порту й, тим самим, що утрудняє виконання трудомістких робіт у ці періоди.

Викладені обставини послужили підставою для радикальної зміни компоновочних схем двигунів нового покоління. Застосування модульних рішень, що передбачають інтегрування ряду раніше конструктивних елементів, що сполучають, в окремі модулі – моноблоки, усунення зовнішніх трубопроводів і розміщення їх у моноблоках, заміна фланцевих або штуцерних з'єднань на рознімання, що самоущільнюються.

Вся циліндро-поршнева група, включаючи поршень із шатуном, втулку циліндра й кришку може бути демонтована як одне ціле. Передбачається, що ці інтегровані елементи замінюються судовим персоналом на комплекти, що поставляють фірмою, нові або заздалегідь відремонтовані в умовах ремонтного підприємства, що володіє висококваліфікованим персоналом.

2.2 Розробки в області організації упорскування палива

Упорскування палива в робочі циліндри в більшості середньооборотних двигунів й, у тому числі, у двигунах «Wärtsilä» здійснюється за традиційною схемою, що включає паливні насоси високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінці подачі й форсунки із багатодирчатими не охолоджуваними розпилювачами.

Якщо при переведенні потужних малооборотних двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації обробки палива й підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньооборотних 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 26MTB (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 [6].

Рядом фірм, у тому числі Wärtsilä, MaK, MAN було впроваджене двоступінчасте упорскування палива, сутність якого перебуває в подачі в циліндр невеликої порції палива (pilot injection), що передує основній подачі. Необхідність подібної організації процесу упорскування обумовлюється поганою займистістю важких палив і тривалим періодом затримки запалення. Одночасне запалення й згоряння маси палива, що накопичілася, супроводжується великими швидкостями згоряння й жорсткою роботою.

Наявність передвприскування 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, обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр. У двигунах «Wärtsilä» предвпороск здійснюється з використанням стандартного ПНВТ, у якому встановлений додатковий нагнітальний клапан з більше слабкою пружиною, що відкривається першим, в початку нагнітального ходу плунжера. Від цього клапана паливо по паливній трубі направляється до форсунки, додатково

встановленої в кришці циліндра. У міру росту тисків відкривається основний нагнітальний клапан і через нього й раніше відкритий додатковий клапан здійснюється основна подача палива.

У двигунах Wärtsilä L46F та L64 радикально змінена конструкція ПНВТ. Звичайно прийнятий одноплунжерний варіант насоса замінений на двоплунжерний (рис. 2.5), у якому лівий плунжер управляє моментом подачі палива, а правий – величиною подачі.

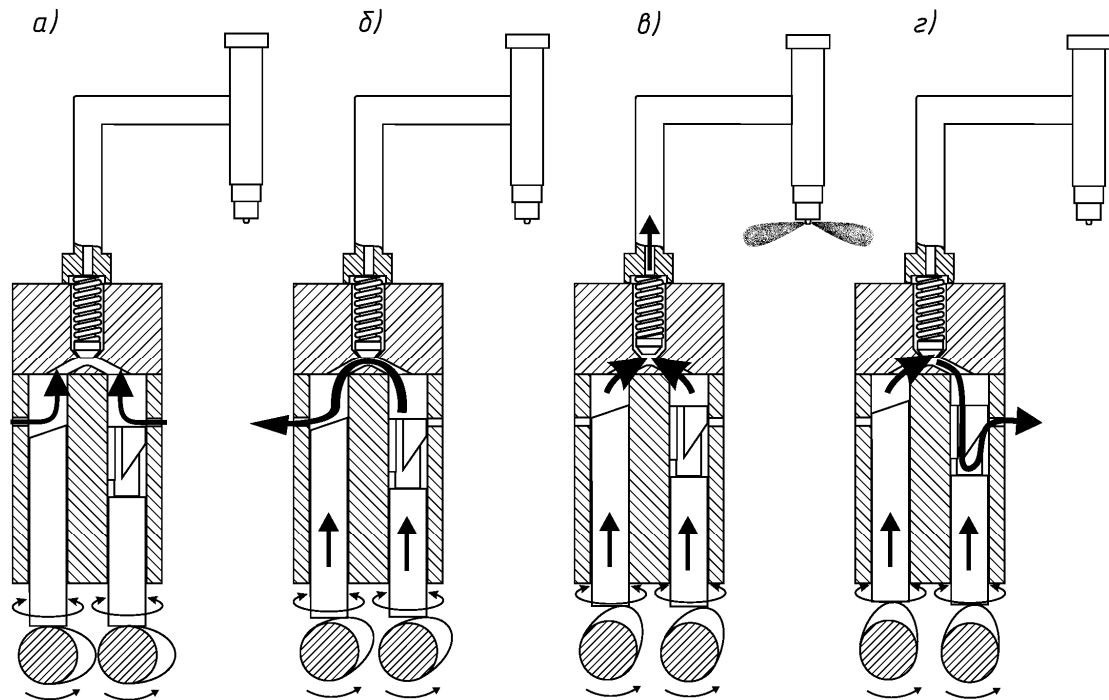


Рисунок 2.5 – Двоплунжерний ПНВТ двигуна L64 фірми Wartsila.
а – наповнення насоса; *б* – плунжер, керуючий подачею, перекриває відсічне вікно, зайве паливо йде через наповнювальне вікно; *в* – обидва вікна перекрити, починається подача палива до форсунки; *г* – відсічне вікно поєднується з нижнім краєм відсічної кромки, подача припиняється

2.3 Акумуляторні паливні системи середньооборотних суднових дизелів фірми MAN

Протягом останніх років провідні виробники суднових середньооборотних дизельних двигунів провели значні дослідницькі та проектні роботи по розробці акумуляторних систем уприскування для

середньооборотних двигунів. Результатом цих робіт стала поява на ринку принципово нового класу дизелів, які можуть виконати існуючі і перспективні норми за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Основна маса двигунів створювалася на базі вже існуючих моделей, які добре зарекомендували себе в експлуатації. У той час фірма MAN випустила на ринок принципово новий двигун типу L (W) 32/44CR, який спочатку проектувався з системою уприскування common rail. Згодом, розроблена для цього двигуна система уприскування була використана на інших моделях, що випускаються цією фірмою.

Акумуляторна система паливopодачі фірми MAN виконана по модульній схемі, що дозволяє використовувати її на різних моделях двигунів без істотних змін у конструкції окремих елементів. Система розроблена для роботи на різних сортах палива включаючи важке залишкове паливо HFO в'язкість до 700 сСт при 50 ° С. Конструкція системи дозволяє забезпечити роботу двигуна на важких паливах на всіх експлуатаційних режимах, включаючи режими пуску та зупинки двигуна. При проектуванні системи паливopодачі фірма максимально спростила її конструкцію. Так, для приводу золотникових клапанів, керуючих паливopостачанням, замість керуючого масла використовується паливо, відібране з акумулятора. Уприскуванням палива управляють швидкодіючі клапани, розташовані в кришках акумуляторних секцій, що дозволяє максимально скоротити довжину трубопроводів високого тиску, і використовувати для уприскування палива стандартні форсунки. Загальна гідравлічна схема паливної системи представлена на рис. 2.6, а на рис. 2.7 показаний її загальний вигляд.

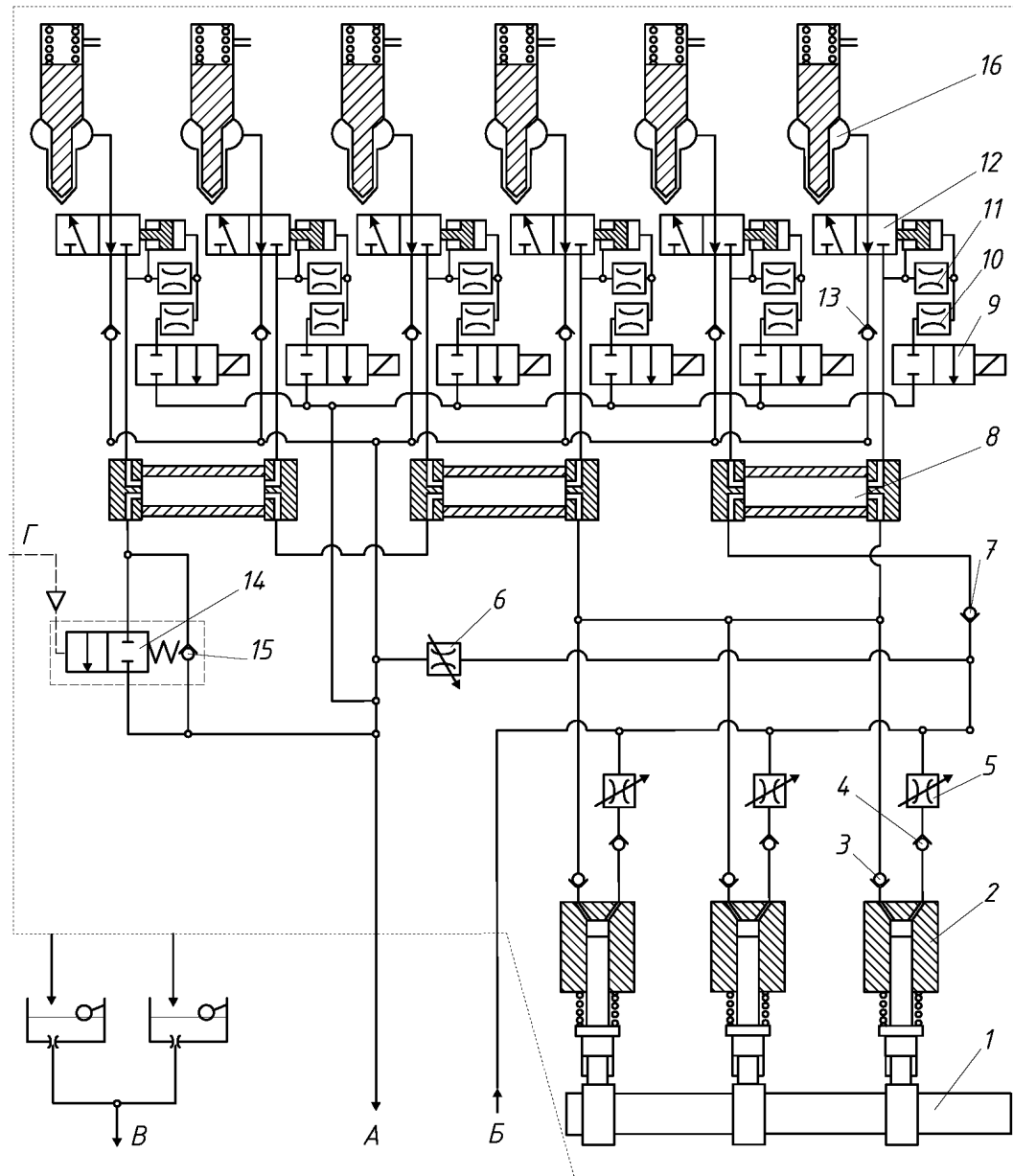


Рисунок 2.6 – Гідравлічна схема акумуляторної паливної системи середньооборотних двигунів фірми MAN. 1 – вал приводу насосів; 2 – паливні насоси високого тиску; 3 – нагнітальний клапан; 4 – всмоктувальний клапан; 5 – дросель регулювання подачі; 6 – дросель для підтримки перепаду тисків; 7 – зворотний клапан збільшення витрати при промиванні системи; 8 – акумулятор ; 9 – пусковий клапан з електромагнітним приводом; 10 – дросель пускового клапана; 11 – дросель головного клапана керування подачею; 12 – головний клапан керування подачею; 13 – зворотний клапан зливної порожнини; 14 – клапан прокачування системи і аварійного скидання тиску; 15 – клапан обмежувач високого тиску; 16 – форсунка; А – підведення палива; Б – злив палива; В – збір протікань; Г – підведення керуючого повітря

Підготовлене до використання в двигуні паливо підводиться до насосів високого тиску через регульовані за допомогою електромагнітного приводу дросельні клапани.

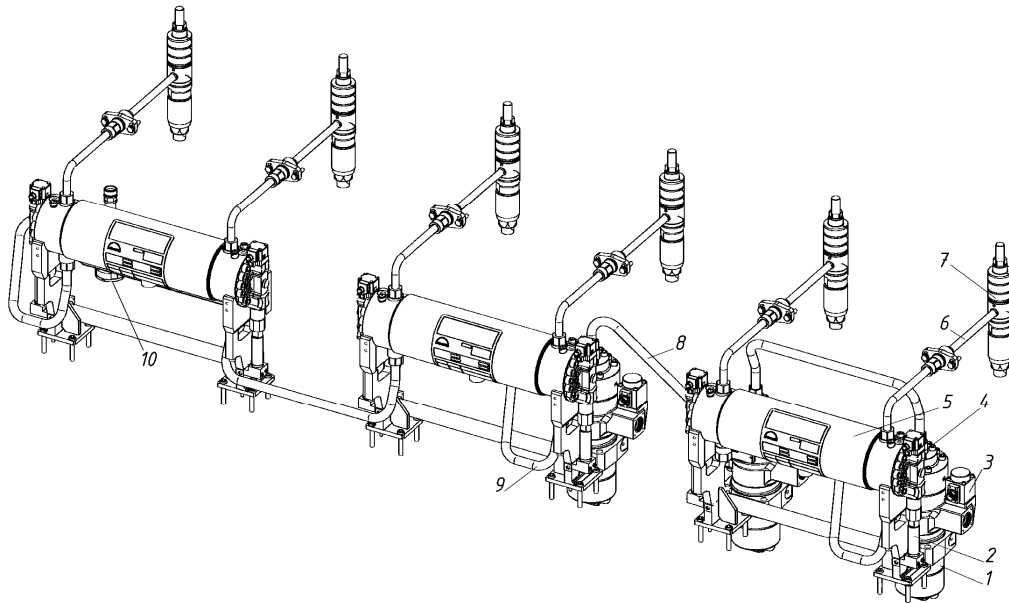


Рисунок 2.7 – Загальний вигляд акумуляторної паливної системи середньооборотні двигуна 6L32/44 фірми MAN. 1 – паливний насос високого тиску; 2 – зворотний клапан; 3 – електрокерований дросель регулювання подачі; 4 – блок клапанів управління подачею; 5 – акумулятор; 6 – лінія високого тиску; 7 – форсунка; 8 – з'єднувальний трубопровід високого тиску; 9 – трубопровід підведення палива до насосів; 10 – блок клапанів прокачки і аварійного скидання тиску

Під дією сигналу що надходить з мікропроцесорного блоку управління, клапана, змінюють прохідний переріз дросельного отвору, регулюючи тим самим кількість палива що поступає в надплунжерний простір насоса, куди воно потрапляє через всмоктуючі клапан. Від насосів, паливо під тиском до 160 МПа, через нагнітальні клапана надходить в акумулятори, на торцевих кришках яких встановлені блоки клапанів управління уприскуванням палива. Крім блоку клапанів на торцевих кришках акумуляторів встановлюється приєднувальна арматура трубопроводів високого тиску до форсунки і сполучного трубопроводу між секціями батареї. Корпуси акумуляторів являють собою товстостінну трубу, в якій відсутні будь які радіальні свердління, чим

досягається максимальна жорсткість. Об'єм акумуляторів підібраний таким чином, щоб у процесі роботи забезпечити постійний тиск в системі без використання газових або пружинних компенсаторів.

Для зведення до мінімуму коливань тиску в системі, подача палива до акумуляторів забезпечується декількома насосами, що мають привід від вала, на якому встановлені трикулачкові шайби. Шайби заклинені один щодо одного на кут, що забезпечує однакове зсув фаз подачі між окремими насосами. В залежності від нагрузочно-швидкісного режиму роботи двигуна, за рахунок дросельного регулювання, паливні насоси подають в систему стільки палива, скільки необхідно для компенсації його витрат на впрыск і керування паливopocтачанням. За рахунок цього, незалежно від режиму роботи, тиск в системі підтримується постійним. Загальна подача насосів підібрана таким чином, що при пошкодженні одного з них решта здатні забезпечити систему необхідною кількістю палива для роботи двигуна на режимі номінальної потужності. Кожна секція акумулятора оснащена двома блоками клапанів управління паливopодачею. Відповідно одна секція акумулятора обслуговує два циліндра двигуна. При непарній кількості циліндрів встановлюватися додаткова секція з одним блоком клапанів.

З акумулятора до форсунок паливо надходить через головний клапан управління уприскуванням, який має гідравлічний привід. В якості робочої рідини для гідроприводу, використовується паливо, що відібрано з акумулятора. Управляє гідравлічним приводом головного клапана, пусковий клапан з електромагнітним приводом, який отримує сигнали на відкриття або закриття з електронного блоку управління двигуном. Для запобігання безперервної подачі палива в циліндр у разі заклинювання головного клапана, у внутрішній порожнині акумулятора, на торцевих кришках встановлюються клапани-обмежувачі максимальної подачі, які автоматично відключають пошкоджений блок керуючих клапанів. Для прокачування системи підігрітим паливом під час стоянки або після тривалого простою з відключенням систем забезпечення двигуна, а також для аварійного скидання тиску в акумуляторах,

передбачена установка спеціального клапана, що приводиться в дію стисненим повітрям з системи управління. В одному блоці з клапаном прокачування встановлений клапан обмеження тиску, який спрацьовує у разі, коли тиск в системі перевищує встановлене значення.

Паливні насоси високого тиску плунжерного типу, що використовуються фірмою MAN, виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем уприскування, на них відсутні золотникові кромки управління подачею (рис. 2.8), а у втулці немає наповнювальних та відсічних отворів. Для заповнення надплунжерного простору паливом в кришці насоса передбачений наповнювальний клапан

Для управління продуктивністю насосів застосоване регулювання шляхом дроселювання палива на вході. Такий спосіб не відрізняється високою точністю, проте в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, який отримує сигнали з електронного контролера. Мікропроцесорний контролер управляє наповнювальними дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться на корпусі насоса (рис. 2.8). Крім наповнювального, в кришці насосу встановлюють нагнітальний клапан, що розділяє надплунжерну порожнину і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском встановлюється декілька насосних секцій, які наводяться від кулачкового вала з встановленими на ньому трохкулачкові шайбами (рис. 2.9). Привід кулачкового валу здійснюється через зубчасту передачу від колінчастого вала двигуна. Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском встановлюється декілька насосних секцій, які приводяться від вала з встановленими на ньому трохкулачкові шайбами (рис. 2.9). Привід валу здійснюється через зубчасту передачу від колінчастого вала двигуна.

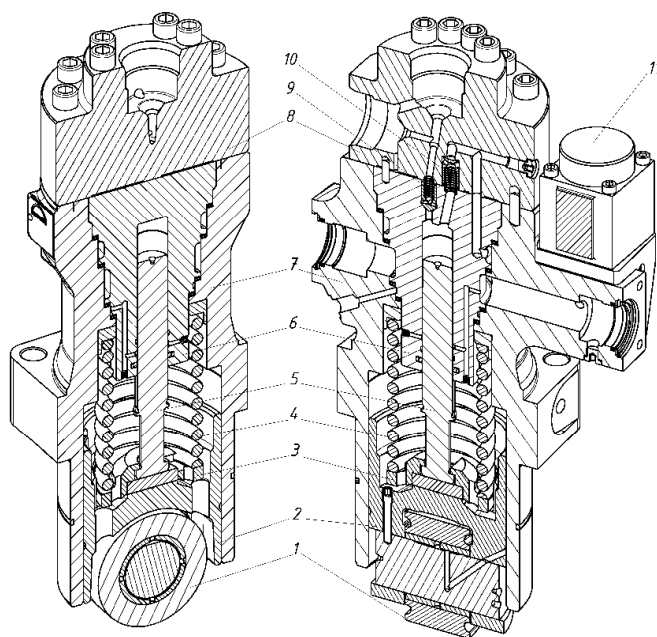


Рисунок 2.8 – Паливний насос високого тиску двигунів типу 32/44CR фірми MAN. 1 – ролик штовхача; 2 – штовхач; 3 – нижня тарілка поворотної пружини; 4 – поворотна пружина; 5 – плунжер; 6 – втулка плунжера; 7 – корпус; 8 – кришка; 9 – нагнітальний клапан; 10 – наповнювальний клапан; 11 – дросельний клапан керування подачею з електромагнітним приводом

Кількість насосів встановлених на одному двигуні залежить від числа його робочих циліндрів.

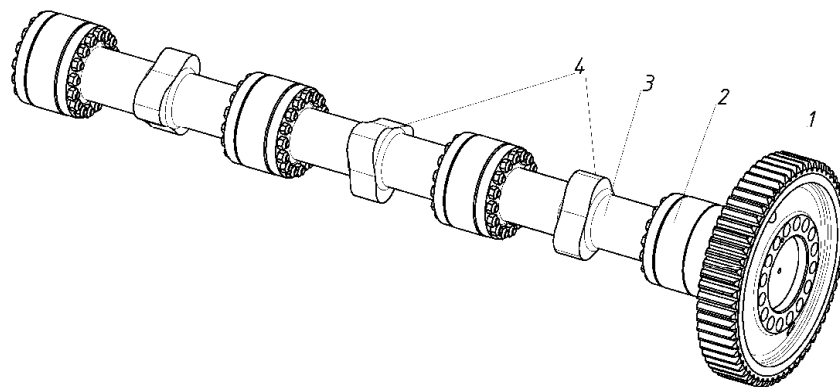


Рисунок 2.9 – Вал привода насосів високого тиску двигунів типу 32/44CR фірми MAN. 1 – шестерня приводу; 2 – опорна шийка; 3 – тіло вала; 4 – трикулачкові шайби приводу насосів високого тиску

Акумулятор тиску виконаний у вигляді горизонтально розташованої

товстостінної труби закритої з торців кришками, що кріпляться до корпусу за допомогою болтів (рис. 2.10).

Для більшої безпеки корпус акумулятора поміщений в металевий захисний кожух, що оберігає від розльоту палива в разі розриву акумулятора. Між корпусом і кожухом утворюється простір, використовуване для збору протікань, які відводяться від акумулятора через розташований в нижній частині кожуха штуцер. Трубка збору протікань з'єднує штуцер на кожусі з коробкою збору, в якій встановлено ємнісний датчик контролю протікань (рис. 2.10).

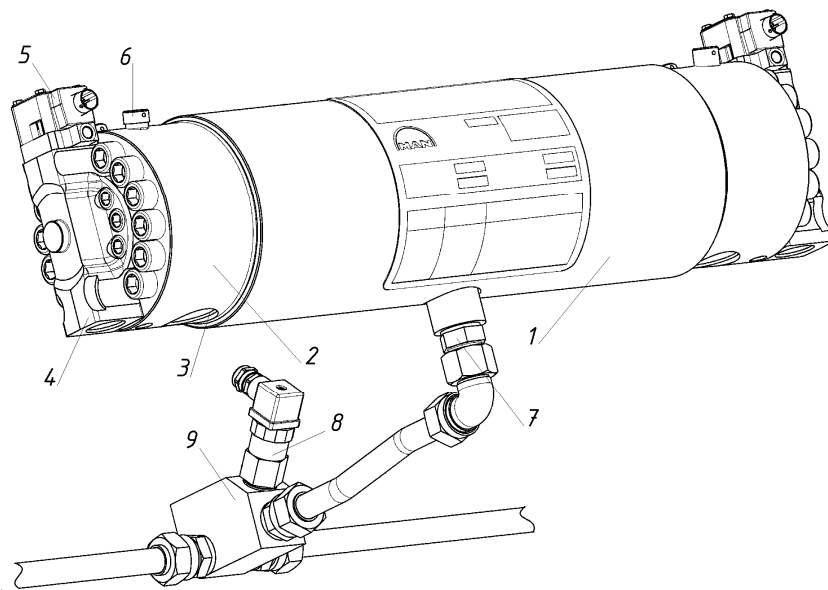


Рисунок 2.10 – Загальний вигляд акумулятора двигунів типу 32/44CR фірми MAN. 1 – захисний кожух акумулятора; 2 – торцеві кришки; 3 – Приєднувальний отвір магістралі високого тиску; 4 – блок клапанів управління паливоподачею; 5 – соленоїд пускового клапана; 6 – отвори для приєднання контрольних датчиків; 7 – штуцер збору протікань; 8 – датчик контролю протечек; 9 – коробка збору протікань

У разі перевищення встановленої норми, датчик подає сигнал на контролер. У свою чергу контролер сигналізує про наявність несправності, а у разі загрози аварії зупиняє двигун.

Вся приєднувальна арматура акумулятора розташовується на бічних кришках, до яких з боку порожнини акумулятора кріпиться клапан обмежник

максимальної подачі, а з зовнішньої, блок клапанів управління паливоподачею. Загальне розташування елементів блоку управління паливоподачею показано на рис. 2.11.

Клапан обмежувач максимальної подачі служить для запобігання неконтрольованого уприскування палива в разі виходу з ладу головного клапана управління паливоподачею (рис. 2.11).

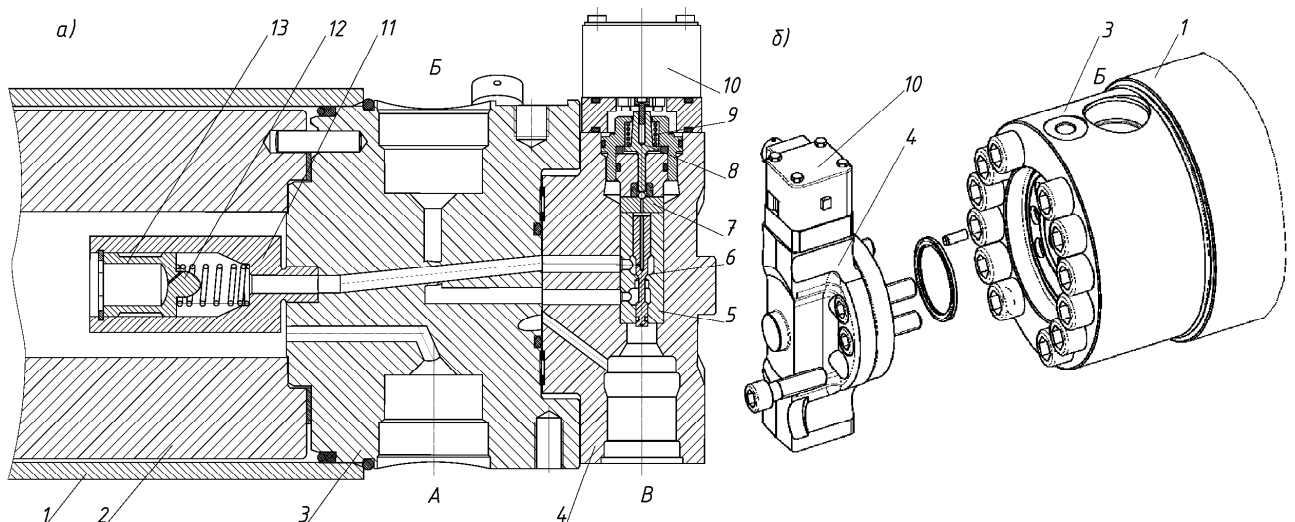


Рисунок 2.11 – Блок управління подачею палива двигунів типу 32/44CR фірми MAN. 1 – захисний кожух акумулятора; 2 – корпус акумулятора; 3 – торцева кришка; 4 – блок клапанів управління паливоподачею; 5 – втулка головного клапана управління паливоподачею; 6 – головний клапан управління паливоподачею; 7 – сідло кулькового пускового клапана; 8 – притискної шток пускового клапана; 9 – притискна пружина; 10 – соленоїд; 11 – гідравлічний циліндр клапана-обмежувача максимальної подачі палива; 12 – запірний конус клапана-обмежувача; 13 – гідравлічний поршень клапана обмежувача. А – підведення палива під високим тиском до акумулятора; Б – відведення палива на форсунку; В – скидання палива для розвантаження лінії високого тиску

Складається клапан з гідравлічного циліндра, що кріпиться за допомогою різьбового штуцера до кришки акумулятора. У штуцері виконано свердління

для підвода палива до головного керуючого клапану. Внутрішній край отвору розгорнуть на конус, утворюючи сідло обмежувального клапана. Запірний конус клапана розташовується на торці гідравлічного поршня щільно підігнутого до циліндра. Підпоршнева порожнина з порожниною акумулятора сполучається через дросельний канал. При відсутності впорскування, паливо з акумулятора з цього каналу надходить в підпоршневую порожнину, а поршень під дією поворотної пружини займає своє крайнє ліве положення (рис. 2.11).

Коли починається впорскування, тиск в підпоршневій порожнині зменшується, і так як, дросельний отвір не встигає компенсувати витрати палива через головний клапан, поршень починає переміщатися, виштовхуючи паливо з підпоршневого простору. Об'єм порожнини під поршнем відповідає максимальній циклової подачі. Якщо до моменту досягнення поршнем крайнього положення головний клапан не припинив подачу, запірний конус клапана обмежувача сідає на сідло і відключає подачу палива в пошкоджений блок головного клапана. Якщо подача палива припинилася раніше, ніж клапан сів на сідло, поршень під дією пружини повертається у вихідне положення.

Блок клапанів управління паливоподачею включає в себе два клапани, пусковий, що має електромагнітний привід і головний, з гідравлічним приводом, яким управляє пусковий клапан.

Пусковий клапан кулькового типу сполучає або роз'єднує порожнину гідравлічного поршня приводу головного клапана із зливною магістраллю (рис. 2.12). При відсутності сигналу з електронного блоку управління, пружина, через шток притискає кульку до сідла, роз'єднуючи порожнину гідроприводу головного клапана керування подачею від зливної магістралі.

При подачі напруги на соленоїд, якір, долаючи зусилля пружини, піднімається, звільняючи кульку. Під дією тиску в порожнині гідроприводу кулька піднімається і випускає масло з цієї порожнини в зливну магістраль.

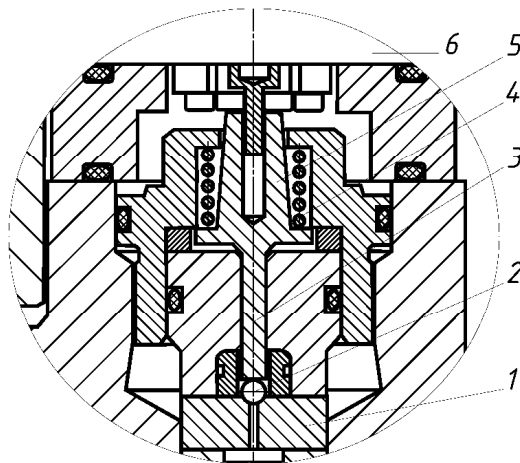


Рисунок 2.12 – Пусковий клапан блоку керування паливостачанням. 1 – сідло клапана; 2 – кулька; 3 – шток; 4 – притискна пружина; 5 – якір соленоїда; 6 – соленоїд

Головний клапан управління паливоподачею, має два регулюючих органи, конусний, для керування упорскуванням і золотниковий для управління відсіченням палива. Для привода клапана використовується гідравлічний поршень, виконаний як одне ціле з іншими елементами клапана.

Загальна схема і порядок роботи клапана показані на рис. 2.13.

При відсутності керуючого сигналу з електронного блоку управління, пусковий клапан знаходиться в закритому положенні (рис. 2.13а), паливо поступає в порожнину головного клапана, звідки частина його через дросельний канал перетікає в порожнину над поршнем приводу. Таким чином, в обох порожнинах встановлюється однаковий тиск, проте, враховуючи, що площа поршня зверху значно більше, ніж з боку порожнини клапана, виникає різниця сил, що притискає конус головного клапана до сідла. При цьому паливо до форсунки не надходить, упорскування відсутнє.

У положенні, коли головний клапан закритий, кромка золотника управління відсіченням знаходиться нижче запірної кромки розташованої в корпусі, з'єднуючи порожнину форсунки із зливною магістраллю (рис. 2.13а).

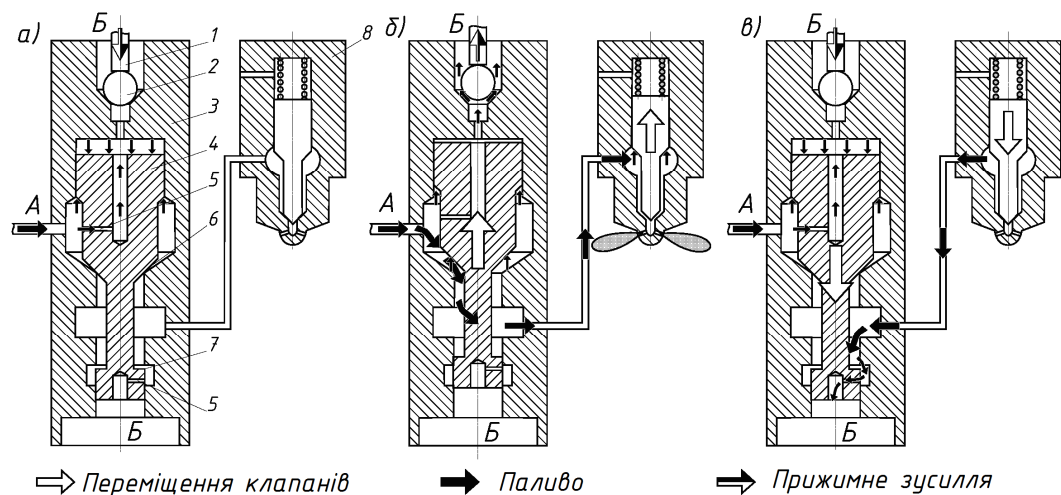


Рисунок 2.13 – Схема роботи головного клапана акумуляторної системи упорскування двигунів типу 32/44CR фірми MAN. *а* – головний клапан закритий, упорскування відсутня, *б* – пусковий клапан відкритий, головний клапан відкритий, відбувається впорскування палива; *в* – пусковий клапан закритий, головний клапан закритий, відсічна кромка скидає тиск з нагнітального трубопроводу. 1 – шток пускового клапана; 2 – кулька; 3 – корпус головного клапана; 4 – поршень приводу головного клапана; 5 – дросельний отвір; 6 – головний клапан; 7 – золотниковий клапан відсічення. А – підведення палива з акумулятора; Б – зливна порожнина

При надходженні керуючого сигналу з блоку управління, пусковий клапан відкривається, в результаті чого тиск над поршнем приводу значно зменшується. Сила, що діє на поршень зверху, стає менше. Під дією різниці сил поршень піднімається вгору, витісняючи паливо з надпоршневої порожнини (рис. 2.13б). Переміщуючись, конусний клапан з'єднує порожнину акумулятора з лінією високого тиску, а золотникова кромка роз'єднує її із зливним отвором. Паливо надходить до форсунки, яка після досягнення тиску відкриття починає впорскування палива (рис. 2.13б)

При закритті пускового клапана, паливо, через дросельний канал заповнює надпоршневий простір, переміщаючи поршень вниз, що призводить до закриття конусного клапана керування подачею. У той же час, кромка золотника з'єднує лінію високого тиску із зливною порожниною, тиск перед

форсункою різко падає, впорскування палива в камеру згоряння припиняється (рис. 2.13в).

Блок електронного управління двигуном являє собою мікропроцесорний контролер з резервуванням всіх основних функцій регулювання та аварійного захисту. Управління паливною системою є однією з функцій системи безпеки та управління двигуном, що отримала назву SaCoSone (Safety and Control System on Engine). Дана система, одержує інформацію від датчиків положення колінчастого валу, швидкості його обертання, навантаження, тиску наддуву, тиску і температури палива і т.д. Ретельний підбір та калібрування всіх елементів системи дозволили добитися значних успіхів в організації робочого процесу двигуна. На рис. 2.14 видно, що тиск згоряння дуже швидко наростає до максимуму і протягом всього уприскування мало змінюється.

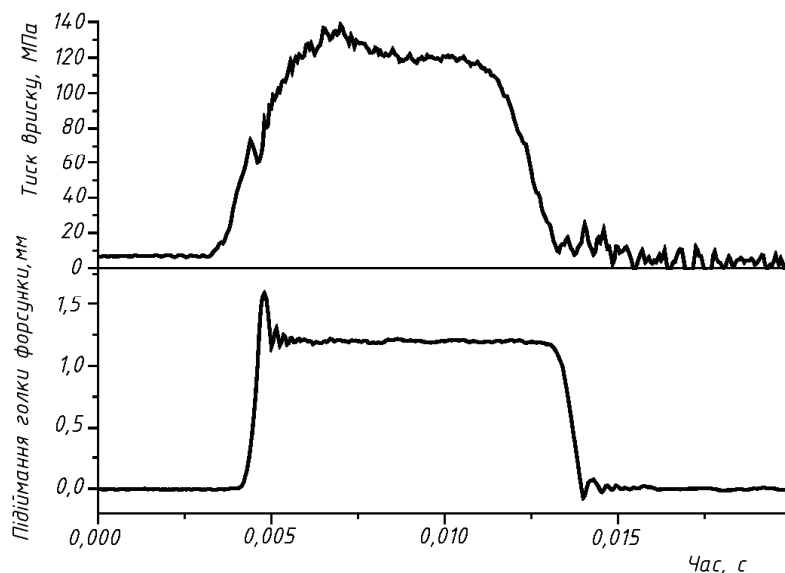


Рисунок 2.14 – Осцилограми зміни тиску палива перед форсунками і крива підйому голки форсунки

Фахівці фірми вважають, що розроблена ними система здатна виконати не тільки існуючі, але і перспективні норми щодо обмежень викидів шкідливих речовин. В даний час даною системою обладнуються двигуни серій 32/44, 32/40, 48/60.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ Й ЇХ ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

3.1 Аналіз перспективних напрямків модернізації

Як показав наведений у другому розділі аналіз – основне завдання паливної апаратури – подавати в камеру згоряння добре розпилене паливо протягом дуже короткого проміжку часу. У звичайних системах, наповнення ПНВТ і стиснення в них палива здійснюється плунжером з приводом від паливного кулачка розподільчого вала, форма якого і швидкість обертання визначають закон подачі і величину робочого тиску. Оскільки форма кулачка фіксована, то зміна закону подачі зі зміною навантажувального і швидкісного режиму роботи двигуна неможлива. Це виключає можливість оптимального регулювання робочого процесу й поліпшення робочих характеристик двигуна. Особливо гостро стоїть питання з тиском впорскування і якістю розпилювання палива, тому що тиск впорскування падає практично пропорційно зниженню швидкості обертання паливного кулачка. Падіння тиску впорскування відбувається і при зменшенні подачі палива. В акумуляторних системах тиск впорскування може підтримуватися постійним незалежно від перерахованих факторів. Більш того, регулювання тиску впорскування й фаз паливоподачі здійснюється незалежно одне від іншого.

3.2 Переваги двоступеневого впорскування палива

Як вже було показано у другому розділі, значного покращення умов протікання робочого процесу можливо досягнути шляхом організації подачі палива у дві стадії. Такий закон подачі реалізується шляхом організації

передвприскування, коли невелика порція палива впорскується в циліндр до початку основної подачі. Наявність передвприскування створює умови для більш м'якого й повного згоряння, тому що основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від спалювання попередньо поданої порції палива, тому запалення основної маси відбувається практично миттєво й процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями, обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр.

3.3 Тепловий розрахунок робочого процесу двигуна з акумуляторною системою впорскування на режимі часткового навантаження при застосуванні предвприску

Використання акумуляторної системи впорскування дозволяє значно змінити характер протікання робочого процесу, особливо на режимі часткового навантаження. У розрахунку приймемо 75 % навантаження на двигун. Таке навантаження найбільш характерно для двохмашинних СДУ, що використовують режим повної потужності лише при швартових, в інших випадках двигуни значно недовантажені, що погано впливає їх економічні та екологічні показники.

Зміну робочого процесу здійснимо за рахунок організації предвприскування палива та зменшення кута затримки основного впорскування, що може бути враховано перерозподілом між ізохорним та ізобарним підведенням теплоти. Для практичних розрахунків використаємо метод теплового розрахунку робочого процесу двигуна Гринивецького-Мазінга. У якості вхідних даних приймемо параметри наведені у таблиці 3.1. Ці данні, отримані шляхом аналізу технічної документації на двигун [2-4] та спеціальної технічної літератури [4-15], а також з урахуванням викладених раніше міркувань. Для порівняння у фінальній таблиці зведемо данні для базового робочого процесу та запропонованого у дипломному роботі.

Відповідно до аналізу технічної документації двигуна [8], визначимо основні вхідні данні для виконання теплового розрахунку (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Вхідні данні для теплового розрахунку

Параметр	Значення
Діаметр циліндра D , м	0,320
Хід поршня S , м	0,440
Кількість циліндрів i	8
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	3375
Частота обертання n , хв. ⁻¹	720,0
Кут закриття впускних клапанів $\varphi_{зк}$, град.	16,0
Геометричний ступінь стискання ε	17,1
Довжина шатуна l , м	0,650

Визначимо долю втраченого ходу на лінії стискання:

$$\psi_a = h_a / S$$

$$h_a = R \left[(1 - \cos \varphi_{зк}) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{зк}) \right]$$

де R – радіус кривошипу $R = S / 2 = 0,440 / 2 = 0,220$ м.

λ – постійна КШМ, $\lambda = R / l = 0,220 / 0,650 = 0,338$

$$h_a = 0,220 \times \left[(1 - \cos 16^\circ) + \frac{0,338}{4} \times (1 - \cos 2 \times 16^\circ) \right] = 0,011$$

$$\psi_a = 0,011 / 0,440 = 0,026$$

Дійсна ступінь стискання:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon (1 - \psi_a) + \psi_a = 17,10 \times (1 - 0,026) + 0,026 = 16,68$$

Визначимо склад палива (табл. 3.2)

Таблиця 3.2 – Основні приведені характеристики палива

Елементарний склад палива:	Парам.
- вуглець, С	0,88
- водень, Н	0,111
- кисень, О	0,005
- сірка, S	0,004
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	220
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42500
Коефіцієнт надлишку повітря	2,14

Теоретично необхідна кількість повітря:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,88}{12} + \frac{0,11}{4} + \frac{0}{32} + \frac{0,005}{32} \right) =$$

$$= 0,486 \text{ кмоль}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,880 + 8 \times 0,111 + 0,004 - 0,005 \right) =$$

$$= 14,10 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,14 \times 0,486 = 1,040 \text{ кмоль.}$$

Кількість продуктів згоряння

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,880}{12} = 0,073 \text{ кмоль,}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,111}{2} = 0,056 \text{ кмоль,}$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,004}{32} = 0,000125 \text{ кмоль},$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,210(2,1 - 1) \times 0,486 = 0,116 \text{ кмоль},$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,790 \times 2,1 \times 0,486 = 0,821 \text{ кмоль},$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,056 + 0,000125 + 0,1163 + 0,8213 = 1,0666 \text{ кмоль}.$$

Значення тиску повітря на виході з компресора p_κ :

$$p_\kappa = (2,5 \dots 3,8)p_0 = 2,63 \times 0,103 = 0,270 \text{ МПа},$$

де p_0 – тиск навколишнього середовища ($p_0 = 0,103 \text{ МПа}$).

Температура повітря на виході з компресора:

$$T'_\kappa = T_0 \left(\frac{p_\kappa}{p_0} \right)^{\frac{n_\kappa - 1}{n_\kappa}} = 288,0 \left(\frac{0,270}{0,103} \right)^{\frac{1,70 - 1}{1,70}} = 428,5 \text{ К},$$

де T_0 – температура навколишнього середовища ($T_0 = 288,0 \text{ К}$);

n_κ – показник політропи стискування повітря у турбокомпресорі, $n_\kappa = 1,7$.

Температура у впускному ресивері після компресора:

$$T_\kappa = T'_\kappa - \sigma_{ox}(T'_\kappa - T'_a) = 428,5 - 0,870 \times (428,5 - 288) = 306,3 \text{ К}.$$

де T'_a – температура забортної води ($T'_a = 288,0 \text{ К}$);

σ_{ox} – ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{ox} = 0,870$).

Тиск залишкових газів для двигунів з високим наддуванням приймають:

$$p_r = (0,75 \dots 0,98)p_\kappa = 0,900 \times 0,270 = 0,243 \text{ МПа};$$

Щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_\kappa = \frac{p_\kappa \times 10^6}{R_g T_\kappa} = \frac{0,270 \times 10^6}{287,0 \times 306,3} = 3,076 \text{ кг/м}^3;$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг×К) газова постійна повітря.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{вп}^2}{2} \rho_{\kappa} \times 10^{-6} = 2,6 \frac{40,0^2}{2} 3,076 \times 10^{-6} = 0,006 \text{ МПа},$$

де $R_g = 287$ кДж/(кг×К) газова постійна повітря;

c – коефіцієнт опору впускної системи ($c = 2,6$);

$\omega_{вп}$ – середня швидкість повітря в прохідних перетинах впускних органів ($\omega_{вп} = 40,00$ м/с).

Тиск у робочому циліндрі на початку стиснення:

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,270 - 0,006 = 0,264 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon_0 p_a - p_r)} = \frac{(306,3 + 3) \times 0,243}{700,0 \times (16,68 \times 0,264 - 0,243)} = 0,025 \text{ МПа}.$$

де ΔT – ступінь зміни температури заряду у впускному тракті ($\Delta T = 3$ К);

T_r – температура залишкових газів ($T_r = 700,0$ К).

Температура наприкінці процесу впуску:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{306,3 + 3 + 0,025 \times 700,0}{1,0 + 0,025} = 318,9 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення циліндру:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_{\kappa}}{(T_{\kappa} + \Delta T) \times (\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_{\kappa}} - \frac{p_r}{p_{\kappa}} \right) = \\ &= \frac{306,3}{(306,3 + 3) \times (16,68 - 1)} \left(\frac{16,68 \times 0,264}{0,270} - \frac{0,243}{0,270} \right) = 0,972 \end{aligned}$$

Тиск наприкінці процесу стиску:

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,264 \times 16,68^{1,380} = 13,28 \text{ МПа},$$

де n_1 – показник політропи стиску ($n_1 = 1,380$).

Температура наприкінці процесу стиску:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,9 \times 16,68^{1,380-1} = 937,87 \text{ K.}$$

Коефіцієнт молекулярної зміни заряду під час згоряння:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,067 + 0,025 \times 1,040}{1,040 + 0,025 \times 1,067} = 1,025$$

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння в діапазоні температур 1000...2800 °C:

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

Підставивши у рівняння згоряння отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,900 \times 42500}{1,04 (1 + 0,025)} + (1,025 \times 22,33 + 8,314 \times 1,544) \times 664,7 = \\ & = 1,021 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,140) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

Після перетворення отримаємо квадратне рівняння виду:

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

$$0,002082 t_z^2 + 31,19337 t_z - 59420,82 = 0,$$

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

$$t_z = \frac{-31,19337 + \sqrt{31,19337^2 + 4 \times 0,002082 \times 59420,82}}{2 \times 0,002082} = 1701,7^\circ\text{C},$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 1701,7 + 273,15 = 1974,9 \text{ К.}$$

Тиск наприкінці згоряння:

$$p_z = p_c \lambda = 13,28 \times 1,544 = 20,50 \text{ МПа},$$

де λ – ступінь підвищення тиску ($\lambda = 1,544$).

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,544} \times \frac{1974,9}{937,9} = 1,39.$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,10}{1,39} = 12,28.$$

Тиск наприкінці розширення:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{20,50}{12,28^{1,230}} = 0,937 \text{ МПа}.$$

Температура наприкінці розширення:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1974,85}{12,28^{1,230-1}} = 1109,2 \text{ К.}$$

де n_2 – показник політропи розширення ($n_2 = 1,230$).

Уточнимо температуру залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1109,2}{\sqrt[3]{\frac{0,937}{0,243}}} = 707,5 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого припущення:

$$\Delta = \frac{707,5 - 700,0}{(700 / 100)} = 1,08 \%$$

Теоретичний середній індикаторний тиск циклу:

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

$$= \frac{13,28}{17,10 - 1} \left[\frac{1,54 \times 1,392}{1,230 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,28^{1,230 - 1}} \right) - \frac{1}{1,380 - 1} \left(1 - \frac{1}{17,10^{1,380 - 1}} \right) + \right.$$

$$\left. + 1,54 (1,392 - 1) \right] = 2,446 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу:

$$p_i = \varphi p'_i = 0,905 \times 2,446 = 2,213 \text{ МПа.}$$

де φ – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми ($\varphi = 0,905$).

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_\kappa H_u \eta_v} = \frac{2,213 \times 14,04 \times 2,14}{3,076 \times 42500 \times 0,972} = 0,539$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,500 \times 0,539} = 157,18 \text{ г/(кВт×год.)},$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Середній тиск механічних втрат:

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

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня:

$$V_{п.ср.} = Sn / 30 = (0,440 \times 720) / 30 = 10,56 \text{ м/с};$$

A_p, B_p – коефіцієнти. При попередніх розрахунках можна приймати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 10,56 = 0,232 \text{ МПа.}$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = 2,213 - 0,232 = 1,982 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД двигуна:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,982}{2,213} = 0,895$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,539 \times 0,895 = 0,482$$

Питома витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{157,181}{0,895} = 175,56 \text{ г/(кВт×год.)}$$

Уточнемо основні параметри й показники двигуна:

- об'єм робочого циліндра двигуна

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 320,0^2 \times 440}{4 \times 10^6} = 35,39 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм двигуна

$$V_{л} = V_{лц} i = 35,39 \times 8,0 = 283,0952 \text{ дм}^3;$$

- ефективна потужність одного циліндра

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,981 \times 35,49 \times 720}{30 \times 4} = 421,875 \text{ кВт};$$

- повна потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 421,875 \times 8,0 = 3375,00 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 3375,00}{3,142 \times 720} = 44634 \text{ Н} \times \text{м};$$

- годинна витрата палива

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 3375,00 \times 175,56 \times 10^{-3} = 590,7 \text{ кг/год.}$$

Побудова індикаторної діаграми.

- об'єм камери згоряння

$$V_c = \frac{V_{\text{л}_{\text{ц}}}}{\varepsilon - 1} = \frac{35,387}{17,10 - 1} = 2,204 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм циліндра

$$V_a = V_c + V_{\text{л}_{\text{ц}}} = 2,20 + 35,39 = 37,59 \text{ дм}^3$$

Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

- на лінії стиску

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

- на лінії розширення

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

Представимо отримані значення з кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{vi}
0,0	1,00	37,69	0,26	0,94
1,0	1,02	36,81	0,27	0,97
2,0	1,05	35,92	0,28	0,99
3,0	1,08	35,04	0,29	1,03
4,0	1,10	34,16	0,30	1,06
5,0	1,13	33,27	0,31	1,09
6,0	1,16	32,39	0,33	1,13
7,0	1,20	31,50	0,34	1,17
8,0	1,23	30,62	0,35	1,21
9,0	1,27	29,73	0,37	1,26
10,0	1,31	28,85	0,38	1,30
11,0	1,35	27,97	0,40	1,36
12,0	1,39	27,08	0,42	1,41
13,0	1,44	26,20	0,44	1,47
14,0	1,49	25,31	0,46	1,53
15,0	1,55	24,43	0,48	1,60
16,0	1,60	23,55	0,51	1,68
17,0	1,67	22,66	0,53	1,76
18,0	1,74	21,78	0,56	1,85
19,0	1,81	20,89	0,60	1,94
20,0	1,89	20,01	0,64	2,05
21,0	1,98	19,12	0,68	2,17
22,0	2,07	18,24	0,72	2,30
23,0	2,18	17,36	0,77	2,45
24,0	2,30	16,47	0,83	2,61

Продовження таблиці 3.3.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
25,0	2,43	15,59	0,90	2,79
26,0	2,58	14,70	0,97	3,00
27,0	2,74	13,82	1,06	3,24
28,0	2,93	12,93	1,17	3,52
29,0	3,15	12,05	1,29	3,85
30,0	3,40	11,17	1,43	4,23
31,0	3,70	10,28	1,61	4,69
32,0	4,05	9,40	1,82	5,24
33,0	4,48	8,51	2,09	5,93
34,0	5,01	7,63	2,44	6,80
35,0	5,68	6,75	2,90	7,93
36,0	6,55	5,86	3,53	9,46
37,0	7,75	4,98	4,45	11,63
38,0	9,47	4,09	5,88	14,90
39,0	12,19	3,21	8,32	20,32
40,0	17,10	2,32	13,28	20,50

Отримана в такий спосіб розрахункова індикаторна діаграма робочого процесу представлена на рис. 3.1.

Розрахункову індикаторну діаграму скругляємо, так як в реальному двигуні за рахунок випередження впорскування палива робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску. Відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення, а також має місце процес випуску й наповнення робочого циліндра. Положення точки c' залежить від кута початку впорскування палива у камеру згоряння c'' , а положення точки c орієнтовно визначається по формулі:

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25)p_c = 1,181 \times 13,28 = 15,69 \text{ МПа.}$$

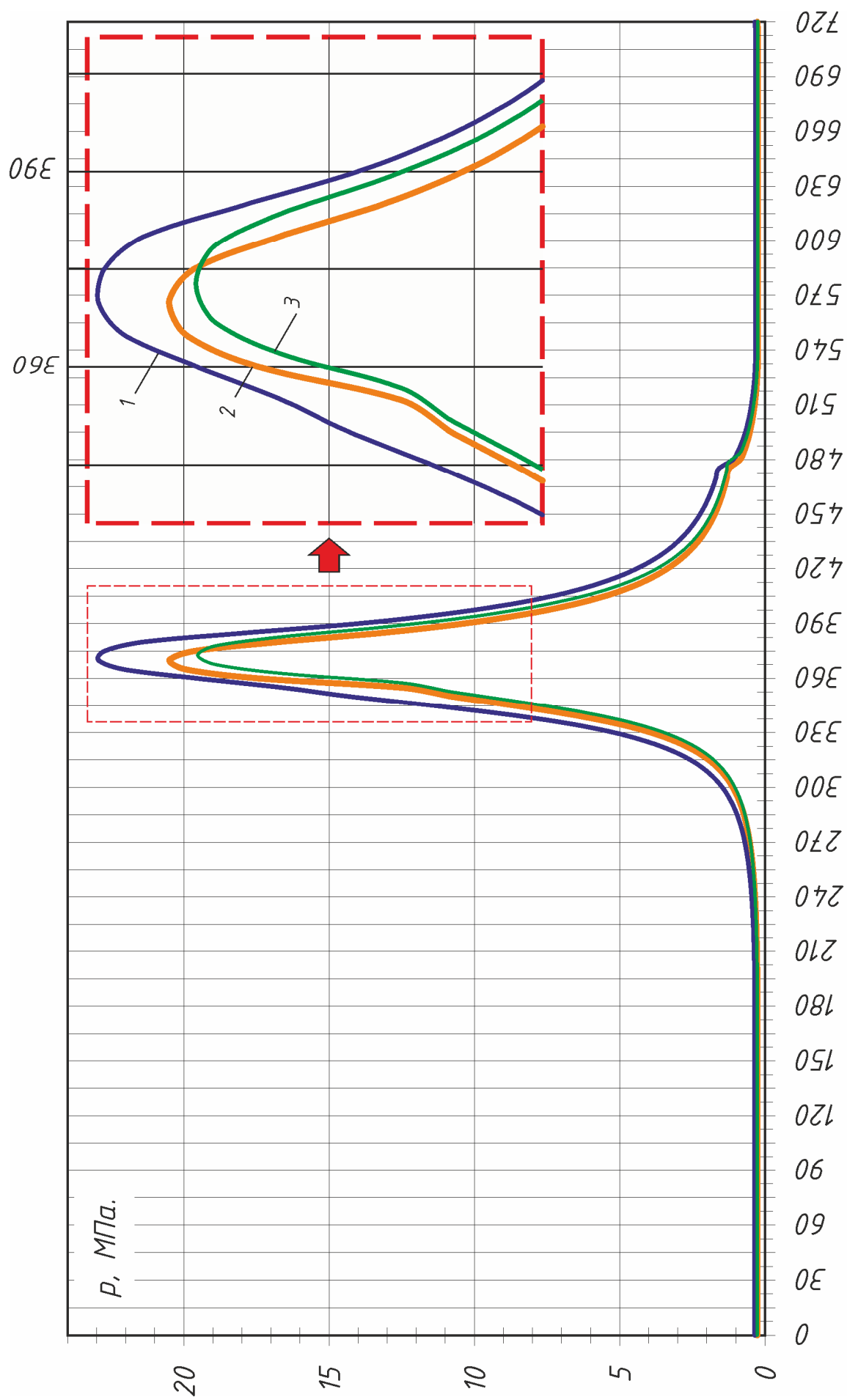


Рисунок 3.1 – Розрахункова діаграма робочого процесу двигуна на навантаженні 100% та 75 N_e за традиційним законом впорску (1, 3), та на навантаженні 75% N_e за двостадійним законом впорску (2)

Таблиця 3.2 – Порівняння результатів розрахунку

Параметр	Базовий 100% N_e	Базовий 75% N_e	Новий 75% N_e
Ефективна потужність, N_e , кВт	4500	3375	3375
Кут тривалості подачі палива, $\varphi_{вп}$, °	30	25	5+25
Максимальний тиск згоряння, p_z , МПа	22,98	19,53	20,5
Максимальна температура циклу, t_z , °С	1683,6	1700,08	1701,5
Температура залишкових газів, t_2 , °С	1062,8	712,6	707,5
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	2,876	2,224	2,213
Середній ефективний тиск, p_e , МПа	2,644	1,992	1,982
Питома ефект. витрата палива, g_e , г/(кВт×год.)	177,86	176,16	175,56

3.4 Аналіз умов роботи головного двигуна судна

Основною конструктивною особливістю що визначає все різноманіття режимів роботи головного двигуна є використання як рушія гвинта регульованого кроку, з якою двигун зв'язаний механічним зв'язком. Крім того як відомо, головні двигуни суден спеціального призначення мають досить великий запас потужності що використовується при виконанні швартових і вантажних операцій, що на більшості інших режимів залишається не реалізованим. У результаті головний двигун розглянутого судна працює в дуже широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів. Так на переходах двигун значно не довантажений, по цьому, експлуатується по навантажувальній характеристиці при постійній частоті обертання (рис. 3.2). Узгодження потужності дизеля й гвинта здійснюється за рахунок зміни.

При виконанні перевезень великовантажних вантажів, коли буксирувальна потужність порівнянна з потужністю головного двигуна, останній працює по гвинтовій характеристиці. При цьому лопати ГРК розгорнуті на максимальний крок, а узгодження балансу потужності здійснюється шляхом зміни обертів головного двигуна за рахунок зміни циклової подачі палива. При виконанні швартових операцій, а також при

струганні з місця й розгонові можливий вихід двигуна на зовнішню швидкісну характеристику, коли всі можливості зовнішнього регулювання вичерпані і двигун входить у режим саморегулювання.

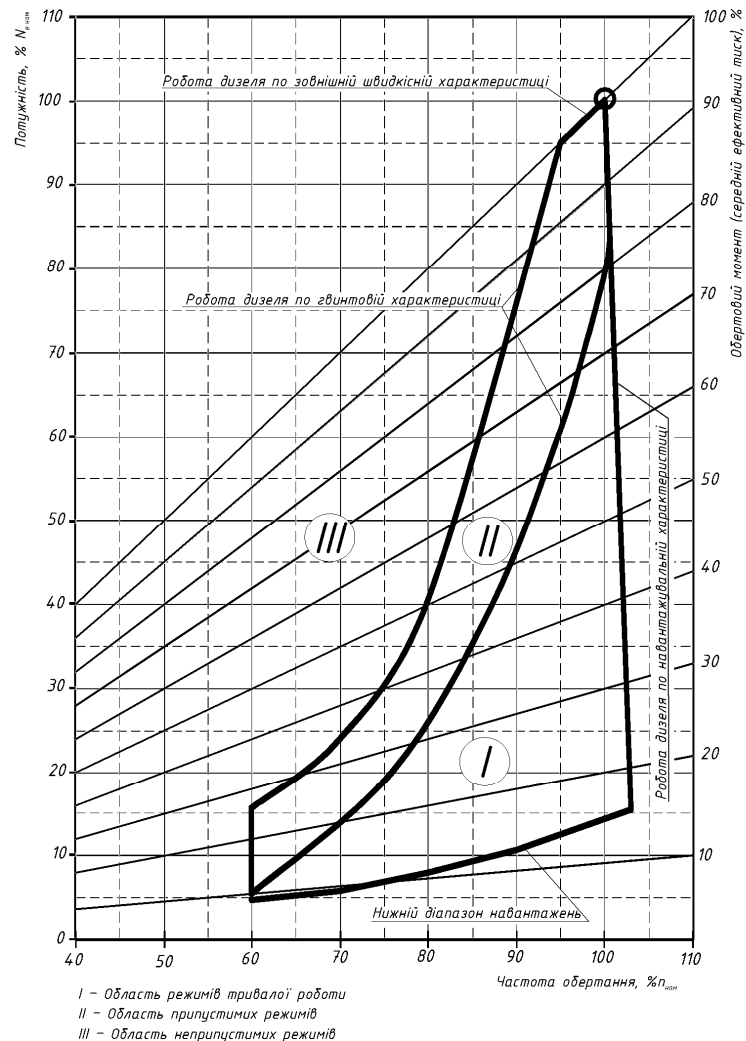


Рисунок 3.2 – Робота двигунів судна по комбінованій характеристиці

3.5 Рекомендації що до змін у процесі паливостачання головного двигуна судна

Для оптимізації режимів роботи у всьому діапазоні можливих режимів на судні встановлений двигун нового покоління із системою електронного керування робочим процесом типу Common Rail. Дана система дозволяє змінювати тип робочого процесу залежно від зовнішнього навантаження й умов навколишнього середовища. При цьому той або інший режим задається використанням спеціального алгоритму закладеного в електронний блок

керування двигуном. Зміна алгоритму можлива шляхом простого перепрограмування системи керування, без впливу на механічні елементи конструкції двигуна.

Так для роботи на режимах малих і середніх навантажень система реалізує у двигуні традиційний робочий процес із основним тепловиділенням у районі ВМТ. Це дозволяє зберегти досить високу паливну економічність двигуна при його недовантаженні.

При переході на режими близькі до максимальної потужності система автоматично переводить робочий процес у режим зсуву процесу згоряння на лінію розширення. Це досягається шляхом подвійного упорскування палива в камеру згоряння. При такій організації робочого процесу вдається зберегти високу економічність дизеля, в основному за рахунок росту тиску наддування й збільшення коефіцієнта надлишку повітря, а головне, така організація упорскування дозволяє обмежити максимальний тиск циклу на прийнятному рівні й знизити теплову напруженість робочого процесу. Особливо це важливо при виході двигуна на зовнішню швидкісну характеристику.

По мимо розглянутих режимів, які вже реалізовані в алгоритмі керування розглянутим двигуном, нами може бути рекомендований ще один режим роботи з післявприскуванням невеликої порції палива після основного упорскування. Як показали дослідження фірми MAN, а також розрахунок, виконаний нами в третьому розділі кваліфікаційної роботи, така організація робочого процесу дозволить знизити витрату палива при роботі двигуна по навантажувальній або гвинтовій характеристиці при навантаженні порядку 85% від номінальної. Крім того, експериментальні дослідження показали, що за рахунок присутності в продуктах згоряння вільних радикалів вуглеводневого палива що потрапили у робочий циліндр вже після згоряння основної порції палива, відбувається розщеплення атомів окислів азоту на воду й атомарний азот. У результаті цього токсичність відпрацьованих газів знижується на 25...40% залежно від режиму роботи двигуна. Остання обставина може бути особливо важливою при роботі судна в акваторіях зі значними обмеженнями по

викидах окислів азоту.

Також знижується димність вихлопу за рахунок оптимізації процесу згоряння. На рис. 3.3 наведено залежність отриману експериментально для викидів часток сажі при переході з одного режиму на інший.

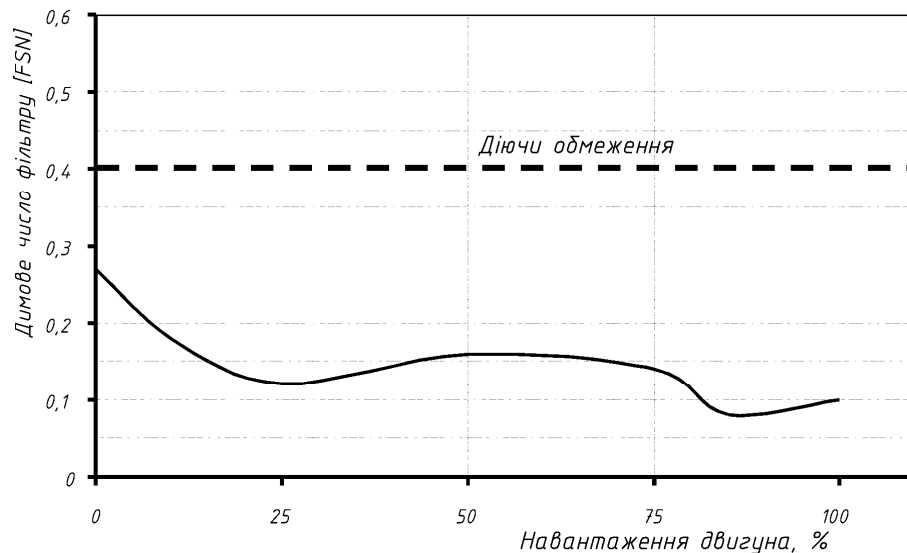


Рисунок 3.3 – Дімність вихлопу на різних режимах навантаження в залежності від закону впорскування палива у камеру згоряння

Таким чином послідовні зміни характеру протікання робочого процесу дозволяють не тільки зменшити витрати палива, а й покращити екологічні характеристики двигуна в усьому діапазоні навантажень.

Запропонована процедура зміни робочого процесу може бути реалізована шляхом створення окремого алгоритму керування, що може бути розроблений і доданий у пам'ять системи керування двигуном. Перехід на даний алгоритм краще робити в ручному режимі, використовуючи його тільки при роботі в портових умовах або в районах з інтенсивним судноплавством.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ Й НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

У процесі експлуатації судно знаходиться у взаємодії з навколишнім середовищем: для роботи ЕУ й суднових систем споживає забортну воду й повітря, скидає в атмосферу випускні гази, а в гідросферу забортну воду з теплообмінних апаратів і нафтовмістовні води, – це всі є джерелом теплового, шумового, вібраційного й радіаційного забруднень біосфери та ін. У наслідок недосконалості процесів згоряння палива, а іноді в результаті аварій, загибелі суден сильно забруднюється біосфера. Це приводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку захворювань і негативно впливає на флору й фауну [22].

4.1 Охорона праці

4.1.1 Нормативно-правова і законодавча база охорони праці

Охорона життя і здоров'я людини є пріоритетним напрямком соціальної політики держави. В Україні прийнято закон прямої дії «Про охорону праці», який регламентує захист конституційного права працівників на безпечні умови праці. Законодавство України про охорону праці складається із загальних законів України та спеціальних законодавчих актів. Загальними законами України, що визначають основні положення з охорони праці є Конституція України, Закон України «Про охорону праці», Кодекс законів про працю (КЗпП), Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності» [20-24].

Положення, визначені Кодексом торговельного мореплавання України, наказами Міністерства транспорту й зв'язку України (Морської Адміністрації) і циркулярами Департаменту морського й річкового транспорту України. Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МКВ

Машинно-котельне відділення судна у зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування й механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів.

Небезпека від рухомих частин полягає в травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У роботі судна передбачаються наступні міри 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 про роботу обладнання.

Вплив на організм людини вібрацій, викликаних роботою обладнання в МКВ (ГД, ДГ, валопроводу й т.д.). Систематичний вплив вібрацій (загальних) може бути причиною вібраційної хвороби.

Для захисту від впливу електромагнітних полів створених генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони з металізованої тканини.

З забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини.

Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування [21].

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря.

У МКВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частої переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш

освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Освітленість регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту.

Шум механічного походження виникає через невірноваженість обертових частин механізмів, зіткнень деталей у зчленуваннях. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході у двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум всмоктування, що генерується навішаним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

4.1.3 Заходи щодо зниження впливу від шкідливих факторів при обслуговуванні паливної системи

При роботі з паливною системою треба пам'ятати про кілька речей.

Кожен раз при обслуговуванні компонентів паливної системи стравлювайте тиск з паливопроводу. Не користуйтеся поряд з робочим місцем відкритим вогнем, не паліть і не утримуйте будь-яких сильно розігрітих предметів, є небезпека нещасного випадку. Завжди тримайте поруч хімічний вогнегасник (класу В). Користуйтеся захисними окулярами. При роботі з компонентами паливної системи дизельного двигуна дотримуйтеся профілактичних заходів. Особливо це відноситься до форсунок. Тиск палива на виході з форсунок може доходити до 110 МПа. Не припускайте попадання будь-яких частин тіла під струмені палива. В Ретельно закривайте відкриті деталі, або встановлюйте технологічні заглушки, якщо ремонт триватиме деякий час. Встановлюйте на місце тільки чисті деталі. Запасні частини виймайте з упаковки тільки безпосередньо перед установкою. Використовуйте тільки оригінальні ущільнюючі елементи [24].

4.2 Заходи з охорони навколишнього середовища

Активне використання Світового океану як найважливішій транспортній магістралі, експлуатація його харчових, сировинних і енергетичних ресурсів, освоєння континентального шельфу, забруднення зовнішніх і внутрішніх водоймищ, що мають стік в світовий океан, створили реальну загрозу порушення його екологічного балансу. Охорона морського середовища від забруднення передбачає комплекс заходів, направлених на виключення появи нових причин і джерел забруднення, а також поступове зведення до мінімуму і повну ліквідацію тих, що вже є.

4.2.1 Законодавча база охорони навколишнього середовища

МКУБ – це закон, що захищає море й навколишнє середовище, чітко визначальну роботу Компанії. МКУБ вимагає від судноплавних компаній розвитку, поліпшення й підтримки системи безпечного керування в строгій відповідності з певними нормами.

ІМО 2016 – міжнародний нормативно-правовий документ який встановлюють норми викидів в атмосферу.

МАРПОЛ-73/78– міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення морського середовища суднами. Правила обмежують вміст сірки в судовому паливі до 0,5%, забороняють будь-який навмисний викид в атмосферу озоноруйнуючої речовин і обмежують викид окислів азоту.

4.2.2 Заходи запобігання забруднень навколишнього середовища

У процесі експлуатації суден утворюються відходи, які можна розділити на дві групи:

1) відходи, що утворюються внаслідок неповноти вивантаження суден, обробки водою палуб, трюмів і танків;

2) відходи, що утворюються в результаті життєдіяльності екіпажа й пасажирів (господарсько-побутові, фекальні стоки й побутове сміття), а також у результаті експлуатації судових механізмів (підсланеві, нафтовмісні води,

відпрацьовані гази СЕУ, шум, вібрація, ЕМП, тверді відходи).

Для здійснення контролю зі скидання нафти, злив нафтовмістовних вод (НВВ) здійснюється тільки через люки, контрольовані системою контролю.

Необхідно зауважити, що при належній експлуатації суднового обладнання, накопичення НВВ не припустимо. Їхня поява свідчить про порушення роботи суднової енергетичної установки судна та утворення конденсату на внутрішніх перебираннях судна. Вміст нафтопродуктів у льяльних водах у середньому становить 2000 мг/л.

Злив води з відстійних танків з реєстрацією кількості зливої нафти із сигналізацією граничного нафтовмісту, що зливається за борт і припиненням зливу шляхом зупинки вантажних чи зачисних насосів при сигналі високого нафтовмісту [21]. Для збереження на борту судна нафтових залишків, що не можуть бути скинуті в море на судні передбачені відстійні танки.

Суднові відходи, що є одним із джерел забруднення морського середовища, в своїй більшості складаються зі стічних вод (СВ). Місткість для зберігання й наступної обробки на борту судна залежить від кількості людей і норми стоків. Санітарними правилами встановлюються мінімальні норми на одну людину в добу для вантажних суден – 30 літрів.

ВИСНОВКИ

У дипломному роботі розглянутий комплекс питань пов'язаних з підвищенням паливної економічності суднового середньообертового дизеля MAN 8L34/44 шляхом модернізації його паливної системи. Даний двигун останнім часом широко застосовується в якості головного для суден невеликої водотоннажності, у складі дизель-редукторного або дизель-електричного агрегату. У роботі модернізація СДУ виконана стосовно до багатоцільового судна «OIG Giant II» водотоннажністю 18118 тон.

При модернізації пропонується ряд заходів пов'язаних із заміною програмного забезпечення в системі керування на базовому двигуні, а саме зміну законів впорскування палива на режимах часткових навантажень. Для вибору оптимальних підходів до модернізації в роботі виконаний детальний аналіз тенденцій розвитку сучасних суднових середньооборотних двигунів, а також аналіз особливостей конструкцій вже існуючих акумуляторних систем з електронним керуванням (common rail).

Модернізації піддається в система керування паливоподачею двигуна. Це надає можливість зменшити пікові навантаження по циліндрам.

У технологічній частині диплома докладно розроблені рекомендації з організації робочого процесу в залежності від режиму навантаження.

З огляду на зміни у робочому процесі двигуна виконано тепловий розрахунок робочого процесу.

В окремих главах проекту розроблені рекомендації з підвищення екологічних показників СДУ зі середньообертовим двигуном. Розглянуто питання охорони праці при модернізації й обслуговуванні двигуна.

.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://www.vesseltracker.com/en/Ships/Oceanic-9509970.html>
2. L+V32/44CR Project Guide – Marine Four-stroke diesel engines compliant with IMO Tier II / Engineering the Future – since 1758. MAN Diesel & Turbo // № 2, 2010. – 436 p.
3. Project Guide for Marine Plants Engine 32/44 CR Preliminary Version "Engines In compliance with IMO I or Emission level DNV Clean Design" Status: 11. 2008 MAN Diesel SE Stadtbachstr. 1 D-86224 Augsburg. – 2008. – 364 p.
4. Technical Documentation Engine Operating Instructions / MAN Diesel SE 86224 Augsburg. 2008. – 365 p.
5. Technical Documentation Engine Working Instructions/ MAN Diesel SE 86224 Augsburg. 2008. – 1029 p.
6. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
7. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 c.
8. **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
9. **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>
10. **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.
11. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
12. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford

OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.

13.**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.

14.**Рудь В.М.** Використання числових профілів робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння у для аналізу динамічних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі. / А.В. Рудь, В.М. Рудь, С.М., Штефанко, Є.В. Білоусов, А.Ю.Крюков // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасне автомобілебудування, транспорт і дорожня інфраструктура '2025» (MAITRI 2025) 30-31 жовтня 2025 року, Харків, ХНАДУ. 2025.

15.**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.

16.**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.

17.**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)

18.**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.

19.**Іванов Б.М.** Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегасв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.

ДОДАТКИ