

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

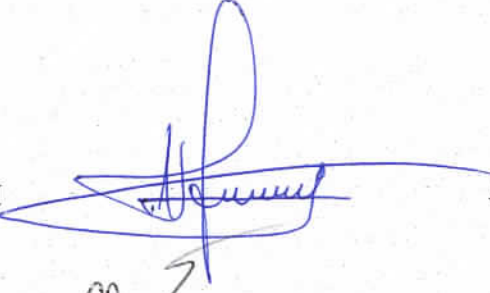
ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ВИСОКООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




Аркадій ПРОСКУРІН

Денис СВІЩЕНКО

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Свіщенко Денис Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Вдосконалення системи паливоподачі високообертового двигуна*

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун – САТ 3508, паливо – дизельне, потужність
двигуна – 910 кВт, частота обертання колінчастого валу – 1800 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Застосування двигуна CAT 3508 на вантажному судні «BOA DEEP C»; Визначення напрямків вдосконалення паливних систем високообертових двигунів; Розробка паливних систем з насос-форсунками; Забезпечення вимог охорони праці; Економічне обґрунтування впровадження модернізації

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна САТ 3508; Паливна система низького тиску двигуна
САТ 3508; Паливна система високого тиску двигуна САТ 3508; Насос-форсунка;
Перехідник; Дросель

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення креслень		

Здобувач освіти

Керівник роботи

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

Денис СВИЩЕНКО

(прізвище та ініціали)

Аркадій ПРОСКУРІН

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній розроблений комплекс заходів щодо покращення роботи паливної системи двигуна CAT 3508 шляхом використання насос-форсунок. Розглянуто економічний ефект від модернізації. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 70 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату A1 та 2 кресленнях формату A2.

Ключові слова: паливна система, насос-форсунка, впорскування, економічність.

The qualification work presents a set of measures to improve the operation of the fuel system of the CAT 3508 engine by using pump injectors. The economic effect of the modernization is analyzed. Measures to ensure occupational safety are also provided.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 70 pages of explanatory note. 10 sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1 and 2 drawings of format A2.

Key words: fuel system, pump injector, injection, efficiency.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Застосування двигуна CAT 3508 на спеціалізованому судні «BOA DEEP C».....	5
Розділ 2. Визначення напрямків вдосконалення паливних систем високообертових двигунів.....	16
Розділ 3. Розробка паливних систем з насос-форсунками.....	31
Розділ 4. Економічне обґрунтування впровадження модернізації.....	49
Розділ 5. Забезпечення вимог охорони праці.....	53
Висновки.....	63
Список використаної літератури.....	64
Додаток А. Поперечний переріз двигуна CAT 3508.....	65
Додаток Б. Паливна система низького тиску двигуна CAT 3508.....	66
Додаток В. Паливна система високого тиску двигуна CAT 3508.....	67
Додаток Г. Насос-форсунка.....	68
Додаток Д. Перехідник.....	69
Додаток Є. Дросель.....	70

ВСТУП

Техніко-економічні показники дизеля значною мірою визначаються ефективністю функціонування паливної системи. Одними з основних вимог до суднових дизелів є гарантування надійності паливної апаратури та стабільності параметрів паливоподачі протягом тривалого терміну експлуатації.

У системах подачі палива багатоциліндрових дизелів існує проблема забезпечення на різних режимах роботи рівномірності подачі палива в циліндри дизеля. Особливо актуально рішення цієї проблеми для систем подачі палива багатоциліндрових дизелів з насос-форсунками, які забезпечують більш високі тиску впорскування, ніж системи подачі палива з роздільними паливними насосами високого тиску і форсунками.

Мета даної роботи – підвищення точності управління процесом упорскування палива в камеру згоряння передбачає забезпечення дрібнодисперсного та рівномірного розпилення палива із заданим діапазоном розмірів крапель протягом усього терміну служби форсунки, а також розширення її функціональних можливостей, зокрема підтримання стабільних характеристик розпилення при використанні різних видів палива..

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Проведення комплексного аналізу конструкцій систем паливоподачі, які встановлені в сучасних високообертових двигунах та визначення основних тенденцій розвитку паливної апаратури.
2. Розробка системи паливоподачі.
3. Оцінити запропоновані рішення, технічні рекомендації та заходи з техніки безпеки.

Об'єкт дослідження – насос-форсунка.

Предмет дослідження – параметри роботи насос-форсунки.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА CAT 3508 НА СПЕЦІАЛІЗОВАНОМУ
СУДНІ «VOA DEEP C»

Після кількох років виробництва танкерів-хімовозів компанія Factorias Vulcano побачила можливість вийти на офшорний ринок, що було винагороджено контрактом на будівництво двох спеціалізованих допоміжних суден, призначених, головним чином, для роботи на підводному ринку, включаючи швартовні системи, ремонт трубопроводів, встановлення шаблонів та якорів по всьому світу, де особливу перевагу має здатність судна працювати на раніше недоступних глибинах моря до 2000 метрів. Судно Voa Deep C (рис. 1.1 – 1.2, табл. 1.1) було спроектовано норвезьким проектувальником Vik-Sandvik і належить до стандартного типу VS4201 OCV, розробленого цією компанією. Таким чином, судно має потужну надбудову в носовій частині, що займає більше половини довжини судна, і робочу палубу в кормовій частині. Основні механізми встановлені в двох окремих машинних відділеннях у середній частині судна, щоб забезпечити повне резервування для нотації AUTRO, а в кормовій частині є вантажний трюм [1].

Площа палуби становить 1150 м², а вантажопідйомність – 15 т/м². Судно обслуговується двома морськими кранами (1 вантажопідйомністю 250 тон; 1 вантажопідйомністю 30 тон), обидва з яких компенсують хитавицю, а також 2 морськими кранами вантажопідйомністю 15 тон; 1 вантажопідйомністю 8,4 тони і 1 вантажопідйомністю 6,3 тони. Передбачена глибоководна буксирна лебідка для обробки якорів з тяговим зусиллям 500 тон, в той час як кормовий роульс має тягове зусилля вниз 750 тон і тягове зусилля на кнехт 260 тон. Швартовне і якірне обладнання включає дві швартовні лебідки в носовій частині і два каптани в кормовій частині, а також різні буксирні лебідки, направляючі лебідки і привідні направляючі штирі. Ще однією особливістю проекту є місячний басейн площею 7,2 м².

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Boa Deer C може працювати в трьох різних режимах пропульсивної установки: дизель-механічна для звичайного режиму; дизель-механічна з електропідсилювачем для максимальної тяги на кнехті; і дизель-електрична для динамічного позиціонування. Для першого варіанту використовуються два двигуни Caterpillar 3616-V16, кожен потужністю 6000 кВт, через редуктори Scana Volda приводять у рух головні вали і два гребні гвинти СР. Для максимального витягування кронштейна ця потужність може бути збільшена на 3000 кВт на кожному валу від пари генераторів змінного струму/електродвигунів з використанням комбінованих РТІ/РТО на редукторах. Для операцій DP додаткова потреба в електроенергії задовольняється чотирма допоміжними дизель-генераторними установками з двигунами Caterpillar 3608 та 3606. Також встановлено портовий дизель-генератор на базі двигуна Caterpillar 3508 і аварійний генератор (Caterpillar 3306), причому вся установка виконана з використанням електрообладнання Siemens.

Вимоги системи динамічного позиціонування класу 3 Kongsberg задовольняються двома рушіями тунельного типу на кожному кінці судна, а також азимутальним пристроєм в носовій частині – все це поставляється компанією Brunvoll і працює за схемою СР. Три з них також мають регульовану швидкість. Інші особливості конструкції включають систему проти крену, активні цистерни Норре для зменшення крену, вертолїтний майданчик, придатний для вертольота Ріма, барабани для зберігання кабелів, а також цистерни для зберігання прісної води та оливи. Перевозяться два дистанційно керовані транспортні засоби (RCV), а також передбачений ангар для зберігання. Житловий блок розрахований на звичайний екіпаж з 50 осіб і додатково 50 осіб спеціального персоналу, які розміщуються в 90 каютах. До послуг персоналу повний набір офісних та конференц-залів, сауна та тренажерний зал.

					KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Спеціалізоване судно «BOA DEEP C»

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Судно ходить під прапором Тувалу. Позивний судна – T2VU5. MMSI – 572555220. IMO – 9265342.

Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	119,30
Довжина між перпендикулярами, м	102,00
Ширина найбільша, м	27,00
Проектна осадка, м	11,60
Дедвейт, т	8492
Швидкість судна, вуз	17,60
Повна водотоннажність судна, т	17985

Опис двигуна CAT 3508

CAT 3508 (рис. 1.3) це чотиритактний дизельний двигун, нереверсивними, з турбонаддувом, водяним охолодженням і з прямим впорскуванням палива.

Конфігурація: 8 – рядний;

Діаметр циліндра: 170 мм;

Хід поршня: 190 мм;

Співвідношення хід поршня/діаметр: 1,11;

Робочий об'єм: 4,3 л. на циліндр;

Циліндрична потужність: 115 кВт;

Частота обертання колінчастого вала: 1800 об/хв.;

Середня швидкість поршня: 11,4 м/с;

Двигун CAT 3508 є високопродуктивним і надійним чотиритактним дизельним двигуном, який використовується в промислових, морських і енергетичних застосуваннях. Його конструкція забезпечує високу ефективність і довговічність навіть у найскладніших умовах експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

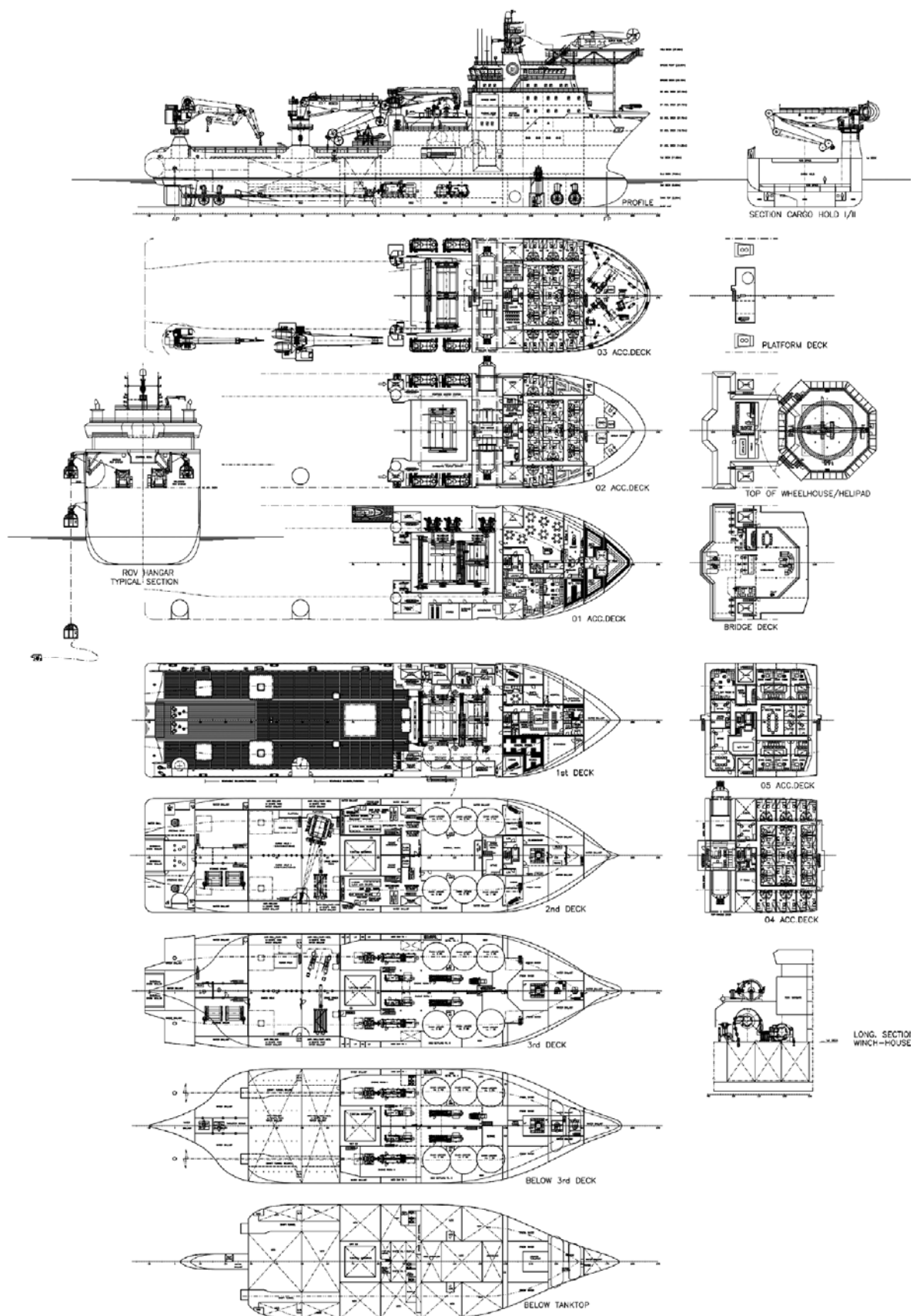


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд катера WATERSPREEUW

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ

Аркуш

9

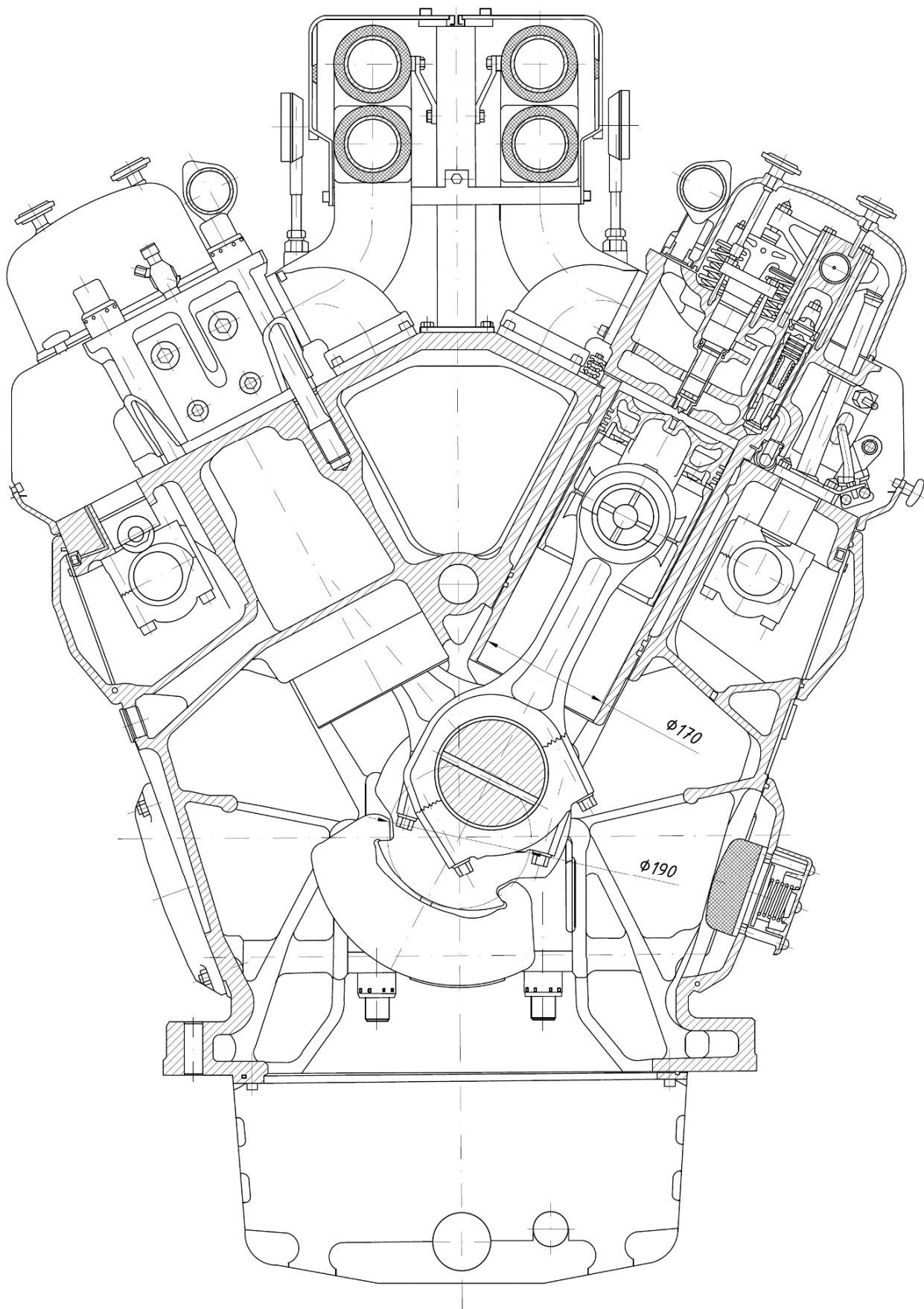


Рисунок 1.3 – Двигун CAT 3508

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Блок циліндрів (рис. 1.4)

Матеріал: Виготовлений із високоякісного чавуну, що забезпечує міцність і тривалий термін служби.

Конструкція: Блок із вбудованими гільзами, які легко змінюються для ремонту та обслуговування.

Особливості: Оптимізована система охолодження для запобігання перегріву.

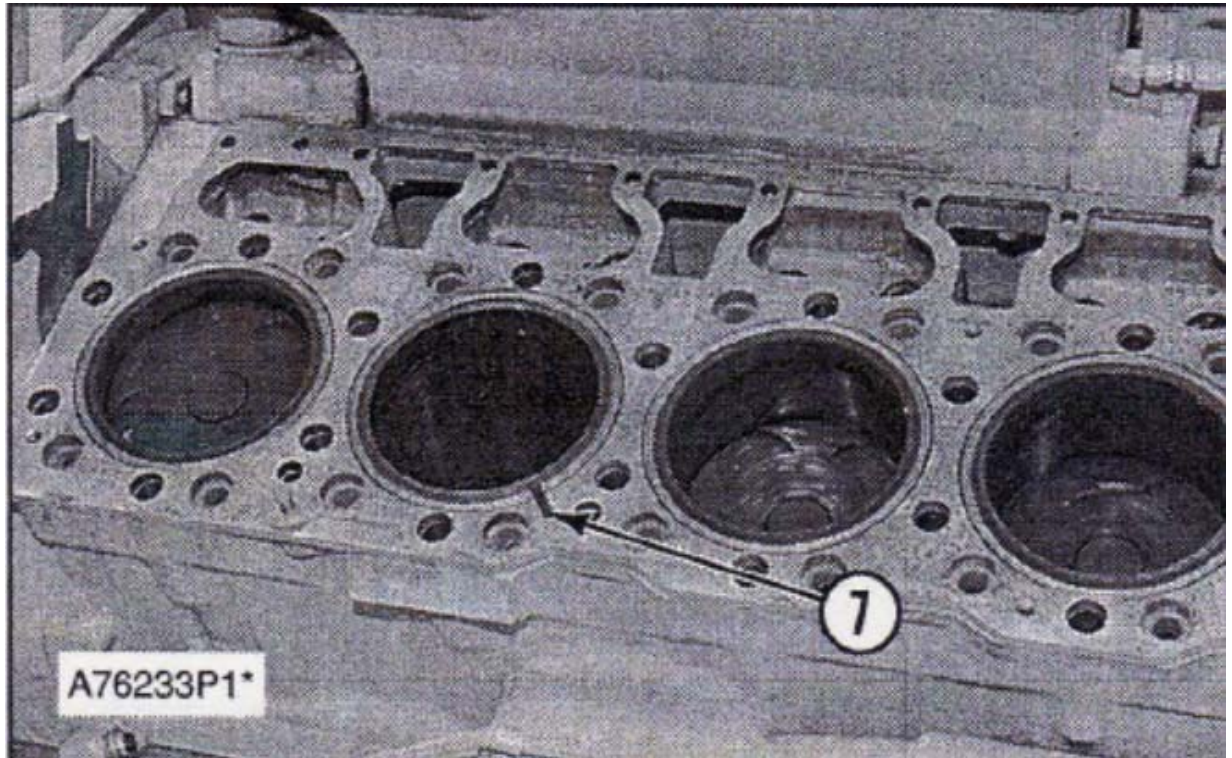


Рисунок 1.4 – Блок циліндрів

Поршні (рис. 1.5)

Матеріал: Високоміцний алюмінієвий сплав для зниження ваги та підвищення теплопровідності.

Дизайн: Днище поршнів має спеціальну форму для забезпечення оптимального згоряння палива.

Кільця: Оснащені ущільнювальними кільцями для зменшення втрат тиску та передачі тепла до стінок циліндрів.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

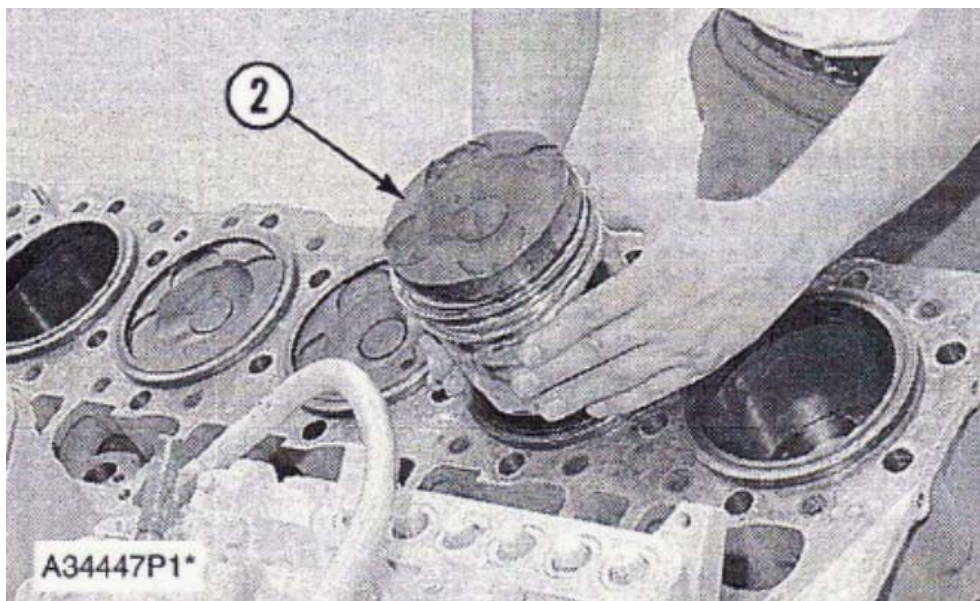


Рисунок 1.5 – Поршень

Колінчастий вал (рис. 1.6)

Матеріал: Загартована сталь, що забезпечує стійкість до зношування і високу міцність.

Конструкція: Прямоточний вал із великою кількістю підшипників для зменшення навантаження та підвищення плавності роботи.

Особливості: Дизайн для зниження вібрацій і зменшення механічних втрат.

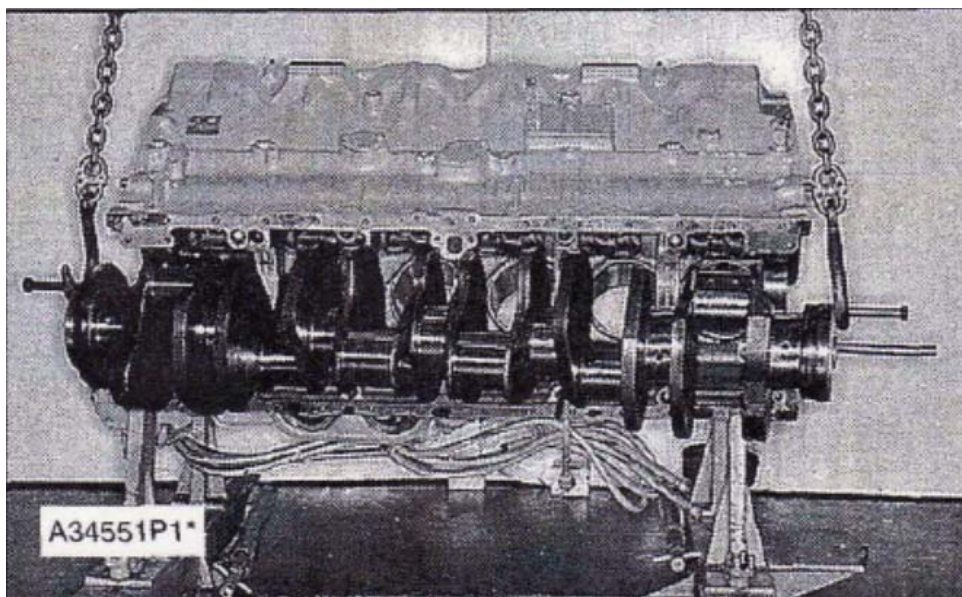


Рисунок 1.6 – Колінчастий вал

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ

Аркуш

12

Шатуни

Матеріал: Легована сталь із високою міцністю.

Дизайн: Роз'ємна конструкція для зручності встановлення та заміни.

Особливості: Невелика вага для зниження інерційних навантажень на колінчастий вал.

Головка циліндрів (рис. 1.7)

Матеріал: Цільнолита конструкція зі сталі або алюмінію.

Елементи: Місця для впускних і випускних клапанів, форсунок і системи охолодження.

Особливості: Продумана система вентиляції для зменшення термічного навантаження.

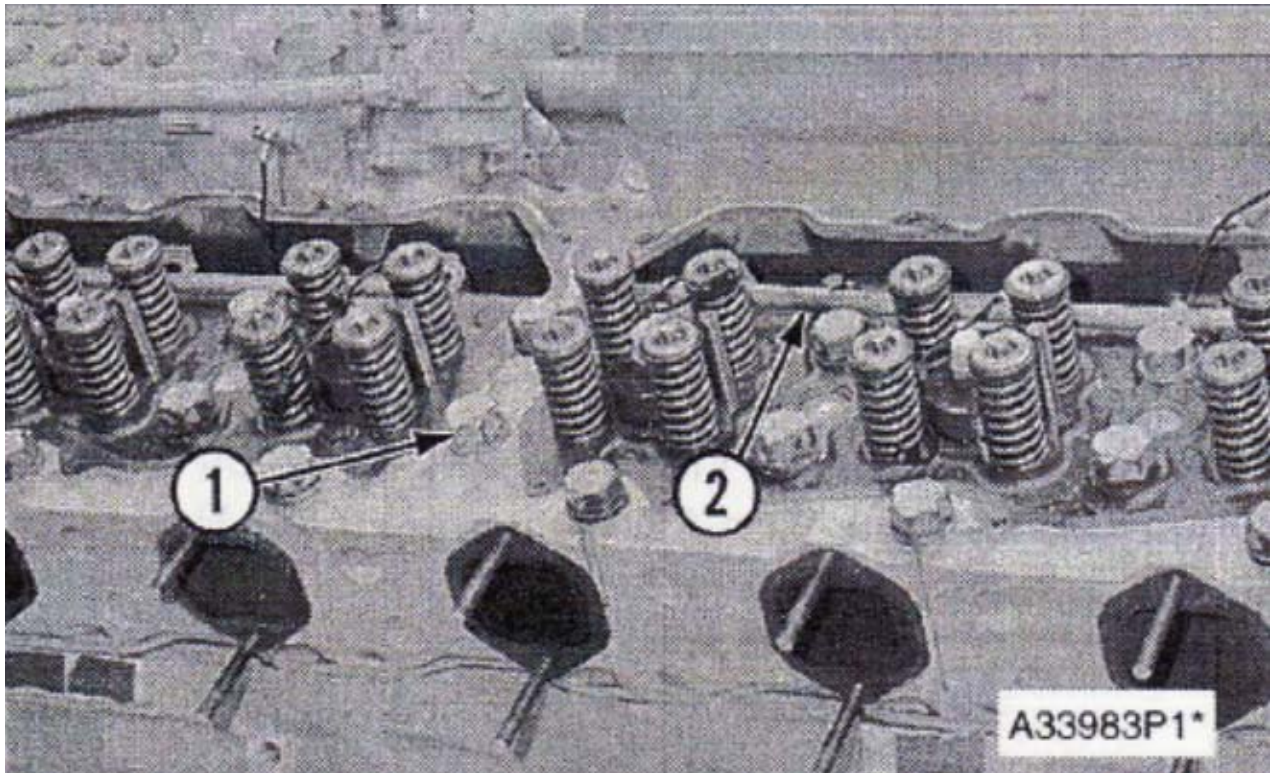


Рисунок 1.7 – Головка циліндрів

Клапанний механізм

Тип: Розподільчий механізм із верхнім розташуванням клапанів.

Клапани: Виготовлені з високолегованої сталі для стійкості до високих температур і корозії.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Особливості: Випускні клапани оснащені сідлами, що забезпечують герметичність і тривалий термін служби.

Система охолодження

Тип: Водяна система з примусовою циркуляцією.

Компоненти: Радіатор, водяний насос і термостати.

Особливості: Ефективне охолодження для підтримання стабільної роботи навіть при високих навантаженнях.

Система змащування

Тип: Під тиском із використанням масляного насоса.

Компоненти: Масляний фільтр, насос, трубопроводи і форсунки для розпилення масла.

Особливості: Забезпечує зниження тертя та відведення тепла від рухомих частин.

Система впуску та випуску

Впускний колектор: Забезпечує рівномірний розподіл повітря до всіх циліндрів.

Випускний колектор: Виготовлений із термостійкого матеріалу для відведення вихлопних газів.

Особливості: Турбонаддув для збільшення потужності двигуна.

Система управління

Електронний блок управління (ECU): Контролює параметри роботи двигуна, такі як подача палива, тиск і температура.

Датчики: Моніторять стан основних систем і забезпечують оптимальні режими роботи.

Переваги конструкції CAT 3508

Висока потужність: Розрахований на експлуатацію в умовах великих навантажень.

Ефективність: Завдяки продуманій конструкції та сучасним системам управління забезпечується низька витрата палива.

					KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Надійність: Використання високоякісних матеріалів і передових технологій виробництва гарантує довгий термін служби.

Простота обслуговування: Багато компонентів мають модульну конструкцію, що полегшує заміну та ремонт.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРЯМКІВ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ВИСОКООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ

Високообертові двигуни відіграють важливу роль у сучасній промисловості, транспорті та енергетиці, забезпечуючи високу потужність та ефективність. Проте їх експлуатація ставить значні вимоги до паливних систем, які повинні забезпечувати точність подачі палива, ефективне сумішоутворення та зменшення токсичних викидів. В умовах посилення екологічних стандартів і необхідності підвищення паливної ефективності вдосконалення паливних систем є ключовим напрямком розвитку двигунобудування [3].

Вимоги до сучасних паливних систем високого тиску

Паливні системи високого тиску є ключовими компонентами сучасних двигунів внутрішнього згоряння. Вони забезпечують точне дозування палива, формування однорідної паливно-повітряної суміші та ефективне згоряння. У зв'язку із зростаючими вимогами до екологічності, паливної ефективності та довговічності двигунів, до паливних систем висуваються високі стандарти. Сучасні паливні системи повинні відповідати цим стандартам, забезпечуючи надійну та ефективну роботу двигунів у різних умовах експлуатації.

Основні вимоги до сучасних паливних систем високого тиску

1. Високий тиск упорскування
 - о Однією з ключових вимог є здатність системи забезпечувати високий тиск упорскування, зазвичай понад 2000 бар. Це дозволяє формувати дрібнодисперсний паливний факел, що сприяє ефективному згорянню палива.
 - о Стабільний тиск упорскування необхідний для зменшення утворення сажі та покращення рівномірності згоряння.
2. Точність дозування палива

- о Система повинна забезпечувати точне дозування палива відповідно до режиму роботи двигуна.

- о Забезпечення багатofазного впорскування (попереднє, основне та поствпорскування) сприяє підвищенню паливної ефективності та зменшенню токсичних викидів.

3. Екологічність

- о Сучасні паливні системи повинні відповідати суворим екологічним стандартам, таким як Euro 6 та IMO Tier III.

- о Мінімізація утворення оксидів азоту (NO_x), вуглеводнів (НС) та твердих частинок досягається через оптимізацію процесу згоряння.

4. Швидкодія

- о Висока швидкість роботи форсунок і паливного насоса необхідна для забезпечення точного моменту впорскування навіть при високих обертах двигуна.

- о Електронні блоки управління повинні швидко аналізувати дані та регулювати параметри роботи системи.

5. Стійкість до зношування

- о Компоненти системи, такі як форсунки, насоси високого тиску та трубопроводи, повинні мати високу зносостійкість.

- о Використання матеріалів із захисними покриттями (наприклад, DLC) сприяє зменшенню тертя і подовженню терміну служби системи.

6. Адаптивність до різних типів палива

- о Система повинна працювати як із традиційними видами палива, так і з альтернативними, такими як біодизель, синтетичні палива чи водень.

- о Використання різних палив не повинно впливати на ефективність роботи системи.

7. Надійність і довговічність

- о Паливні системи повинні працювати стабільно протягом усього терміну служби двигуна, навіть у складних умовах експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

о Стійкість до забруднень і можливість роботи з низькоякісним паливом є важливими характеристиками.

8. Енергоефективність

о Зменшення енергоспоживання паливного насоса та інших компонентів системи сприяє загальній економічності двигуна.

Аналіз схем і конструкцій сучасних паливних систем високого тиску

Техніко-економічні характеристики дизеля значною мірою залежать від ефективності роботи паливної системи. Високий рівень надійності паливної апаратури та стабільність параметрів подачі палива протягом тривалого періоду експлуатації є основними вимогами до суднових дизелів.

Ключовими критеріями оцінки роботи паливної системи є економічність, потужність, рівень шуму, динамічність, надійність запуску, відповідність нормам викидів шкідливих речовин, адаптивність до режимів роботи, а також дотримання обмежень щодо тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, теплових навантажень та температури газів перед турбіною.

Сучасна паливна апаратура повинна забезпечувати:

Гнучке регулювання циклової подачі палива відповідно до заданого режиму роботи двигуна та формування необхідної швидкісної характеристики.

Мінімальну або оптимальну нерівномірність подачі палива та кут випередження запалення (КВЗ) для кожного циліндра, з урахуванням конструктивних і технічних особливостей.

Регулювання КВЗ відповідно до умов експлуатації.

Автоматизацію процесу запуску двигуна, збагачення суміші під час запуску, вимкнення подачі палива під час примусового холостого ходу, а також регулювання на перехідних режимах.

Відключення окремих циліндрів або циклів у часткових режимах роботи.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Сучасні екологічні норми щодо викидів шкідливих речовин не можуть бути дотримані лише за рахунок налаштувань або змін у конструкції та режимах роботи двигуна. Виконання цих норм є складним завданням, яке потребує впровадження паливної апаратури з високим тиском упорскування. Однак варто уникати значного скорочення тривалості впорскування, оскільки мінімізація викидів NO_x та витрати палива досягається за оптимальної тривалості впорскування.

Насос-форсунки

Насос-форсунки, також відомі як паливні системи неподіленого типу, представляють собою інтегрований вузол, який поєднує паливний насос високого тиску (ПНВТ) та форсунку в одному корпусі. Цей компактний вузол встановлюється безпосередньо в головці циліндрів замість форсунки. Завдяки такій конструкції зменшується внутрішній обсяг системи, що позитивно впливає на ефективність процесу подачі палива.

До 80-90-х років насос-форсунки не вважалися перспективною технологією, однак американські компанії, такі як General Motors і Cummins, продовжували їх активно використовувати навіть у 60-70-х роках, коли інтерес до цієї технології був низьким. Золотникове регулювання насос-форсунок принципово схоже з традиційними паливними насосами, але особливість конструкції полягає в інтеграції насосної секції з механізмом повертання плунжера та розпилювачем форсунки в одному корпусі.

Ця інтеграція забезпечує компактність, знижує шкідливий вплив стисливого палива на процес подачі та дозволяє досягти високих показників тиску впорскування. Сучасні вдосконалення та впровадження електронного управління значно підвищили ефективність насос-форсунок.

Переваги насос-форсунок

Інтенсифікація впорскування: Завдяки мінімізації обсягу стисливого палива підвищується тиск впорскування, що сприяє кращому розпиленню та згорянню палива.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Компактність і простота конструкції: Менша кількість деталей і відсутність нагнітального клапана знижують складність та витрати на виготовлення.

Екологічні показники: Пологий передній фронт подачі та різкий задній сприяють зниженню шуму, жорсткості згоряння та викидів NOx.

Менше утворення сажі завдяки більшим краплям у кінцевій фазі впорскування.

Ефективність роботи: Різке відсічення подачі знижує втрати енергії.

Зменшення затримки впорскування відносно роботи плунжера зменшує розкид кута випередження запалення (КВЗ).

Вища довговічність розпилювача завдяки зниженню закоксовуваності.

Попри численні переваги, насос-форсунки мають і свої недоліки:

Ускладнене компонування головки через збільшений діаметр вузла.

Втрати тиску на часткових режимах роботи.

Труднощі у забезпеченні рівномірної подачі по циліндрах та налаштуванні системи.

Відсутність спеціалізованих випробувальних стендів у минулому обмежувала точність тестування.

З впровадженням електронного управління насос-форсунки отримали новий рівень функціональності:

Спрощення конструкції плунжерної пари та усунення механізму повороту плунжера.

Відмова від необхідності налаштування рівномірності подачі палива по циліндрах вручну.

Можливість реалізації двофазної подачі палива та регулювання КВЗ, що покращує економічність, знижує емісію шкідливих речовин і підвищує надійність запуску двигуна.

Сьогодні насос-форсунки є надійним рішенням для дизельних двигунів, що поєднують простоту конструкції з високою ефективністю. З урахуванням

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сучасних тенденцій, таких як автоматизація, екологічні вимоги та вдосконалення матеріалів, насос-форсунки залишатимуться перспективним елементом паливних систем. Їхнє подальше використання буде спрямоване на адаптацію до нових типів палива, підвищення екологічності та подальше зниження експлуатаційних витрат.

Паливні насоси високого тиску розподільного типу

Паливні насоси високого тиску (ПНВТ) розподільного типу є ключовими компонентами паливних систем дизельних двигунів, які забезпечують подачу палива до форсунок під високим тиском. Їх конструкція і принцип роботи дозволяють ефективно подавати паливо у відповідний циліндр двигуна у заданий момент часу, забезпечуючи точне дозування та синхронізацію з робочим циклом двигуна. Розподільні насоси широко застосовуються у транспортних засобах, промислових і сільськогосподарських машинах завдяки їхній компактності, ефективності та простоті конструкції.

Принцип роботи

ПНВТ розподільного типу поєднує функції створення високого тиску і розподілу палива між циліндрами. Основні етапи його роботи включають:

1. Всмоктування палива: Паливо подається від бака до насоса через паливопідкачувальний насос і фільтри.
2. Створення високого тиску: Плунжерний механізм насоса стискає паливо до необхідного тиску (до 1800 бар), необхідного для розпилення через форсунки.
3. Розподіл палива: Ротор із розподільчим механізмом спрямовує паливо до відповідного циліндра двигуна через нагнітальні трубопроводи.
4. Регулювання подачі палива: Кількість палива, що подається, регулюється за допомогою золотникового механізму, який змінює ефективний хід плунжера залежно від потреб двигуна.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основні компоненти

1. Корпус насоса: Виготовляється з міцного матеріалу для забезпечення стійкості до високих тисків і корозії.
2. Плунжерний механізм: Відповідає за створення високого тиску. Його рух забезпечується кулачковим валом, синхронізованим із двигуном.
3. Розподільний механізм: Забезпечує точний розподіл палива до кожного циліндра у заданий момент часу.
4. Регулюючий механізм: Використовується для регулювання кількості впорскуваного палива залежно від режиму роботи двигуна.
5. Підкачувальний насос: Забезпечує безперебійну подачу палива до плунжерного механізму.

Переваги ПНВТ розподільного типу

1. Компактність: Завдяки поєднанню функцій нагнітання і розподілу в одному вузлі, насоси цього типу мають компактні розміри.
2. Економічність: Менша кількість компонентів у порівнянні з іншими типами паливних систем знижує вартість виготовлення і обслуговування.
3. Універсальність: Підходять для двигунів різної потужності та конструкції.
4. Простота налаштування: Механізм регулювання дозволяє легко адаптувати насос до різних режимів роботи двигуна.

Недоліки

1. Обмеження по тиску: У порівнянні із системами Common Rail, максимальний тиск, що створюється розподільними насосами, нижчий.
2. Менша точність: Через механічне регулювання точність дозування палива нижча, ніж у сучасних електронно керованих систем.
3. Зношування деталей: Інтенсивне використання плунжерного механізму та розподільника призводить до їхнього поступового зношування.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосування

Розподільні насоси високого тиску широко використовуються в:

- легкових і вантажних автомобілях;
- сільськогосподарській техніці;
- генераторах і промислових двигунах середньої потужності.

Перспективи розвитку

Хоча розподільні насоси поступово витісняються сучасними системами Common Rail, вони залишаються актуальними для бюджетних і простих дизельних двигунів. Удосконалення матеріалів, покриттів і впровадження електронного управління сприяють підвищенню їхньої ефективності, довговічності та відповідності сучасним екологічним нормам.

Висновки

Паливні насоси високого тиску розподільного типу є важливими елементами паливних систем дизельних двигунів, що забезпечують їхню надійну і стабільну роботу. Простота конструкції, універсальність і економічність роблять їх ефективним рішенням для багатьох галузей. Подальший розвиток технологій сприятиме підвищенню їхньої конкурентоспроможності в умовах сучасних вимог.

Акумуляторні паливні системи «Common rail»

Акумуляторні паливні системи з механічним керуванням використовувалися на суднових дизелях у середині ХХ століття, але через високу вартість, складність та недостатню надійність їх поступово замінили системи з безпосереднім приводом плунжерів [4]. Новий етап у розвитку акумуляторних систем розпочався у 1970-х роках із впровадження принципу електронного управління паливоподачею. Це забезпечило оптимізацію робочих процесів дизеля у всьому діапазоні швидко-навантажувальних режимів. У західній літературі такі системи відомі під назвою Common Rail. Широке впровадження систем Common Rail на суднових дизелях зумовлене потребою підвищення паливної економічності та відповідності жорстким

нормам токсичності вихлопних газів. Досвід останніх десятиліть показав, що значні поліпшення ефективності та екологічності досягаються саме шляхом вдосконалення процесу паливоподачі.

Ключовими критеріями ефективності процесу впорскування є економічність, потужність, рівень шуму, токсичність вихлопних газів, а також дотримання обмежень щодо тиску в циліндрах, жорсткості згоряння, теплових навантажень та температури газів перед турбіною. Сучасні акумуляторні системи впорскування з електронним управлінням дозволяють найбільш ефективно задовольнити зрості вимоги до вдосконалення робочих процесів суднових дизелів на всіх режимах їхньої роботи.

На основі рис. 2.1 видно, що в традиційних паливних насосах високого тиску (ПНВТ) тиск упорскування знижується пропорційно до зменшення частоти обертання паливного кулачка, а також суттєво зменшується при скороченні циклової подачі палива.

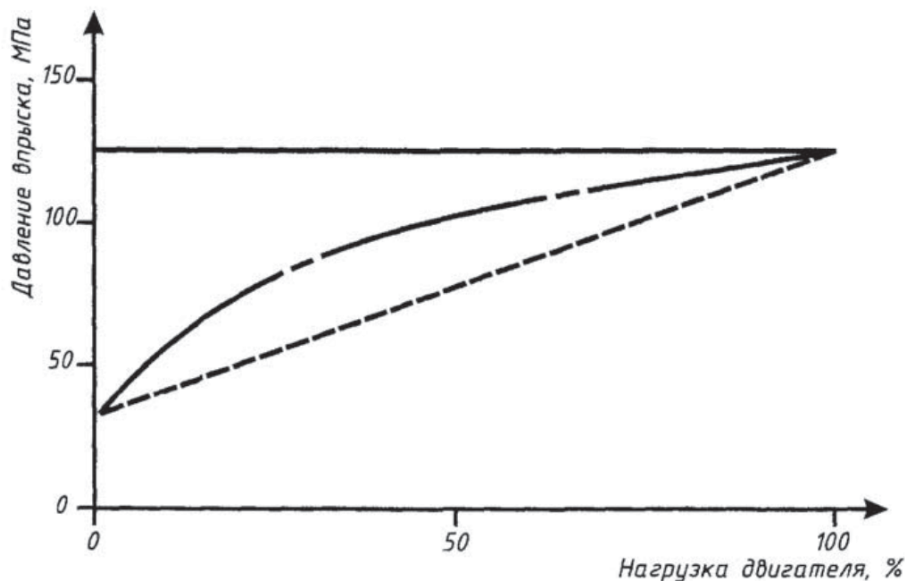


Рисунок 2.1 – Залежність тиску упорскування палива від навантаження двигача для різних систем паливоподачі:

— — — — — система прямої дії при роботі по гвинтовій характеристиці (залежно від частоти обертання); _____ — система прямої дії при роботі по навантажувальній характеристиці (залежно від величини циклової подачі); _____ — акумуляторна система упорскування

В акумуляторних системах тиск упорскування може залишатися стабільним, незалежно від цих факторів. Більше того, в таких системах тиск упорскування та фази паливоподачі регулюються окремо. Уприскування палива завжди починається при максимальному тиску, що забезпечує якісний розпил перших порцій палива в камері згоряння, сприяючи швидшому протіканню предпламеневих процесів.

Впровадження електронного управління в акумуляторні системи упорскування надає ряд важливих переваг у порівнянні з традиційними системами паливоподачі:

Гнучке регулювання подачі палива та її кількості відповідно до заданого навантажувально-швидкісного режиму роботи дизеля.

Забезпечення необхідної нерівномірності подачі палива між циліндрами, з урахуванням індивідуальних характеристик компонентів паливної системи, їх технічного стану та особливостей двигуна.

Відключення окремих циліндрів під час роботи в режимах часткових навантажень.

Інтеграція функцій управління та діагностики двигуна за допомогою системи контрольних датчиків, а також реалізація аварійного захисту.

Упродовж останніх років провідні виробники суднових середньообертових дизелів виконали значний обсяг дослідницьких і проектних робіт зі створення акумуляторних систем упорскування. Це привело до появи нового класу дизелів, які відповідають як сучасним, так і майбутнім нормам щодо викидів шкідливих речовин. Більшість таких двигунів були розроблені на основі перевірених моделей, що вже зарекомендували себе в експлуатації. Проте компанія MAN представила принципово новий двигун серії L(W)32/44CR, який був із самого початку спроектований для роботи із системою впорскування common rail. Розроблена для цього двигуна система впорскування згодом знайшла застосування і в інших моделях, створених цією компанією.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Під час розробки систем common rail для дизелів більшість виробників відмовилися від використання єдиного акумулятора великого обсягу, замінивши його на кілька акумуляторних модулів, кожен з яких зазвичай обслуговує два-три циліндри двигуна. Таке рішення обумовлене кількома ключовими факторами:

У середньообертових двигунах використовується широкий спектр палив, які для забезпечення необхідної в'язкості потребують різного рівня підігріву в межах від 25 до 150 °С. Це спричиняє значні відмінності у лінійному тепловому розширенні акумулятора.

У довгих акумуляторах необхідно виконувати радіальні свердління для встановлення приєднувальної арматури та трубопроводів, які відводять паливо до окремих циліндрів двигуна. Такі свердління стають концентраторами напружень, що послаблюють конструкцію. Рівень цих напружень прямо пропорційний тиску в акумуляторі та його внутрішньому діаметру. Спроби знизити цей вплив, наприклад, за рахунок збільшення товщини стінок, можуть призвести до невиправданого зростання габаритів і маси всієї паливної системи.

Скорочення діаметра акумулятора призводить до зменшення його обсягу, що при великих циклових подачах палива ускладнює забезпечення однакових умов упорскування для всіх циліндрів, особливо якщо подача палива під високим тиском відбувається з одного кінця акумулятора. Крім того, у таких акумуляторах можливі надмірні коливання тиску, які порушують стабільність процесу паливоподачі.

Використання акумуляторів малого обсягу полегшує їх інтеграцію в конструкцію двигуна, оскільки для їхнього встановлення можна використовувати існуючі монтажні поверхні.

Варто зауважити, що використання кількох акумуляторних модулів частково суперечить самому терміну common rail. Проте традиційно ця назва застосовується до всіх паливних систем дизелів акумуляторного типу.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Паливний насос високого тиску з клапанним управлінням

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) з клапанним управлінням є важливим елементом системи паливоподачі дизельного двигуна. Його завдання — створювати високий тиск палива та забезпечувати точну подачу палива до форсунок у заданий момент часу. Клапанне управління дозволяє покращити точність та ефективність роботи паливної системи, що особливо важливо в умовах сучасних вимог до економічності, потужності та екологічності [5].

Конструкція і принцип роботи

ПНВТ з клапанним управлінням має конструкцію, яка передбачає використання електромагнітних або п'єзоелектричних клапанів для регулювання подачі палива. Основні компоненти насоса:

1. Корпус насоса:
 - о Виготовлений із високоміцного матеріалу, здатного витримувати високий тиск.
 - о Включає канали для підведення та відведення палива.
2. Плунжерний механізм:
 - о Відповідає за створення високого тиску палива шляхом зворотно-поступального руху.
 - о Рух плунжера забезпечується кулачковим валом, синхронізованим із роботою двигуна.
3. Клапани управління:
 - о Впускний клапан: Контролює подачу палива з підкачувального насоса до робочої камери ПНВТ.
 - о Випускний клапан: Відкривається для подачі палива під високим тиском до форсунок.
 - о Електромагнітні або п'єзоелектричні приводи клапанів дозволяють точно регулювати момент і тривалість відкриття клапанів.
4. Електронний блок управління (ECU):

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

о Аналізує параметри роботи двигуна (частоту обертання, навантаження, температуру) та регулює відкриття клапанів для оптимальної подачі палива.

Принцип дії

1. Фаза всмоктування:
 - о Впускний клапан відкривається, і плунжер створює розрідження, що забезпечує надходження палива з бака через підкачувальний насос до робочої камери.
2. Фаза нагнітання:
 - о Впускний клапан закривається, і плунжер стискає паливо до необхідного тиску.
3. Фаза подачі:
 - о Випускний клапан відкривається, і паливо подається до форсунок під високим тиском.
4. Регулювання подачі:
 - о Електронний блок управління регулює відкриття клапанів, забезпечуючи точне дозування палива залежно від режиму роботи двигуна.

Переваги паливного насоса з клапанним управлінням

1. Точність і гнучкість регулювання:
 - о Електронне управління клапанами забезпечує високу точність подачі палива, що важливо для економічної роботи двигуна.
2. Ефективність роботи:
 - о Забезпечує високий тиск упорскування, що покращує розпилення палива і сприяє ефективному згорянню.
3. Зменшення викидів:
 - о Точне дозування та оптимізація моменту упорскування знижують утворення оксидів азоту (NOx) і сажі.
4. Можливість роботи з різними типами палива:
 - о Адаптація до палива з різними фізико-хімічними властивостями.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5. Надійність і довговічність:

- о Мінімізація механічних втрат і зносостійкість компонентів.

Недоліки

1. Складність конструкції:

- о Вимагає точного налаштування та обслуговування.

2. Висока вартість:

- о Використання електронних компонентів і точних механізмів збільшує загальну ціну системи.

3. Чутливість до якості палива:

- о Неякісне паливо може пошкодити клапани або плунжерний механізм.

Застосування

Паливні насоси високого тиску з клапанним управлінням широко використовуються в:

- легкових і вантажних автомобілях;
- суднових і стаціонарних дизельних двигунах;
- сільськогосподарській техніці;
- дизельних генераторах.

Перспективи розвитку

Сучасні тенденції розвитку паливних насосів високого тиску з клапанним управлінням включають:

- Вдосконалення електронного управління з використанням алгоритмів штучного інтелекту.
- Використання нових матеріалів для підвищення зносостійкості компонентів.
- Розробка насосів, адаптованих до альтернативних видів палива, таких як біодизель і синтетичне паливо.

Висновки

Паливний насос високого тиску з клапанним управлінням є важливим компонентом сучасних паливних систем, що забезпечує високу точність, економічність і відповідність екологічним стандартам. Завдяки інтеграції електронного управління, ці насоси сприяють підвищенню ефективності роботи двигунів і зменшенню їхнього негативного впливу на навколишнє середовище.

Таким чином, в результаті зробленого аналізу сучасних типів паливних систем високого тиску визначено, що для двигуна CAT 3508 найефективнішою буде використання насос-форсунок, що дозволяє підвищити експлуатаційні показники.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНИХ СИСТЕМ З НАСОС-ФОРСУНКАМИ

Тепловий розрахунок двигуна САТ 3508

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Робочий цикл двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) являє собою послідовність процесів, які періодично повторюються для перетворення теплової енергії палива в механічну роботу. Це складний фізико-хімічний процес, точне аналітичне моделювання якого (без застосування експериментальних коефіцієнтів) на сьогодні неможливе. Для таких розрахунків зазвичай використовуються спрощені моделі, серед яких особливу популярність здобув цикл за Гриневецьким-Мазінгом [6].

Цей розрахунковий цикл (рис. 3.1) складається з наступних процесів: політропного стиснення t - c , ізохорного процесу c - y , ізобарного процесу y - z , політропного розширення z - b і завершального ізохорного процесу b - t .

Метод Гриневецького-Мазінга набув популярності завдяки здатності забезпечувати достатню точність розрахунків при відносній простоті обчислень. Цей підхід дозволяє ефективно аналізувати робочі процеси, що відбуваються в ДВЗ [7].

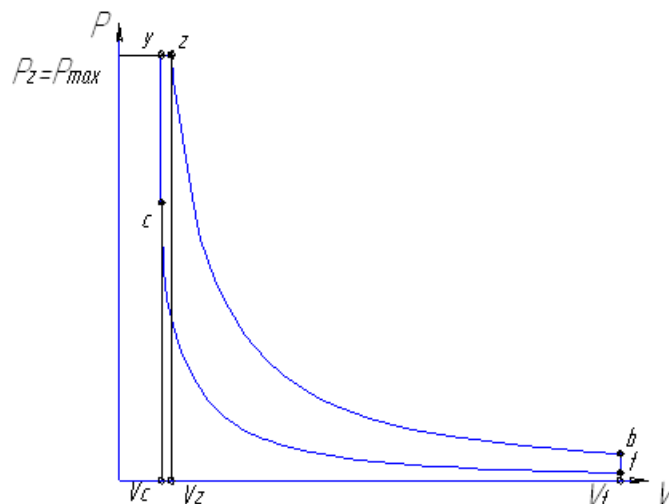


Рисунок 3.1 – Теоретичний цикл

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати розрахунку циклу двигуна

Точність розрахунку задовільна у випадку різниці між заданою і розрахунковою потужністю не більше 0,5%.

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 298 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,265}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,73} \right] = 429,219$$

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 429,219 - 0,86 \times (429,219 - 298) = 316,371$$

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316,371 + 20 + 0,025 \times 850}{1 + 0,025} = 348,898$$

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,265 - 0,005 = 0,26$$

$$P_a = 0,98 \times P_s = 0,98 \times 0,26 = 0,255$$

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,255}{0,26} \times \frac{316,371}{348,898} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,929$$

Розрахунок процесу стиску

$$n_l = 1,362$$

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,255 \times 15^{1,362} = 10,174$$

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 348,898 \times 15^{1,362 - 1} = 928,737$$

Розрахунок процесу згоряння

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1,9}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,94$$

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 0,94} = 1,0337$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0337 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,0328$$

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0337 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,032$$

$$\frac{\xi_z \times Q_h}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_h}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

$$T_z = 1975$$

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,17 \times 10,174 = 11,903$$

Розрахунок процесу розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,032}{1,17} \times \frac{1975}{928,737} = 1,876$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,876} = 7,998$$

$$n_2 = 1,269$$

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1975 \times \frac{1}{7,998^{1,269-1}} = 1129,545$$

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,903}{7,998^{1,269}} = 0,851$$

Визначення індикаторних показників

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

$$= \frac{10,174}{15 - 1} \times \left[1,17 \times (1,876 - 1) + \frac{1,17 \times 1,876}{1,269 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{7,998^{1,269-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 2,029$$

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,029 \times 0,98 \times (1 - 0) = 1,989$$

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,26 \times 0,929}{1,9 \times 0,495 \times 316,371 \times 1,989} = 0,177$$

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,177 \times 42700} = 0,477$$

Визначення ефективних показників

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,989 \times 0,885 = 1,76$$

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,477 \times 0,885 = 0,422$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,177}{0,885} = 0,200$$

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,17^2 \times 0,19 \times 0,5 \times 1,76 \times 1800 \times 8 = 911,609$$

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{911,609 - 910}{910} \times 100\% = 0,176\%$$

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

$$R = 287 \text{ Дж/кг*К}$$

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,17^2}{4} \right) \times 0,19 \times \left(\frac{0,26 \times 10^6}{287 \times 316,371} \right) \times 0,929 \times 8 \times 0,5 \times \left(\frac{1800}{60} \right) \times 1 = 1,377$$

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 1,377 + 0,200 \times \frac{911,6}{3600} = 1,427$$

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,841 \times 0,265 = 0,223$$

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 1129,545 \times \left(\frac{0,223}{0,851} \right)^{\frac{1,269-1}{1,269}} = 850,395$$

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (1,9 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 1,9 \times 0,495) = 0,972$$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 0,972 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 0,972 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (1,9 - 1) \times 0,495}{0,972 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 1,9 \times 0,495}{0,972 \times 296,8}} = 287,288$$

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 850,395) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 850,395} = 1,369$$

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\begin{aligned}
 \Pi_k &= \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t \right]}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} \\
 &= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,369}{1,369 - 1} \right) \times 287,288 \times 850,395 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,223}{0,101} \right)^{\frac{1,369 - 1}{1,369}}} \times 0,95 \times 0,76 \times 1,377 \right]}{1,427 \times 287 \times 298 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,73}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 2,65
 \end{aligned}$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 2,65 \times 0,101 = 0,267$$

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,267 - 0,265}{0,265} = 0,075\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

Розрахунок паливної системи двигуна

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_M \cdot g_e \cdot N_e$	4804,80
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,200
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	910
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_M = 1,1 \dots 1,2$	1,10

2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	6,06
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачувального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,43
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачувального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,11
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жсн}}$	0,01
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жсн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,26
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	4368,00
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,79
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	27,57
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	19,60
		приймаємо	20,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	13,92
		приймаємо	14,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,53
	Кількість циліндрів	i	8,00
	Частота обертання, об/хв	n	1800,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	2,50
		приймаємо	2,50
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 $+ 0,0012(D - 250)$ при $D > 250$ мм	0,30
		приймаємо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	170,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,80

Розробка системи паливоподачі насос-форсунками

У системах подачі палива багатоциліндрових дизелів існує проблема забезпечення на різних режимах роботи рівномірності подачі палива в циліндри дизеля. Особливо актуально рішення цієї проблеми для систем подачі палива багатоциліндрових дизелів з насос-форсунками, які забезпечують більш високі тиски впорскування, ніж системи подачі палива з роздільними паливними насосами високого тиску і форсунками [7].

Відомі системи подачі палива багатоциліндрових дизелів, що містять джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно пов'язані з ним насос-форсунки, кожна з яких обладнана окремим пристроєм регулювання подачі палива, і механізм управління, з'єднаний з пристроями регулювання подачі палива насос-форсунками. У цих системах подачі палива багатоциліндрових дизелів використані насос-форсунки, і містять корпус з каналами підведення і відведення палива і насосної камерою, яка з'єднана з зазначеними каналами за допомогою відповідних вікон, плунжер, встановлений в насосній камері з можливістю зворотно-поступального переміщення і повороту навколо своєї осі і має відсічну кромку, розташовану під кутом до осі плунжера, з'єднаний з насосною камерою розпилювач і зубчато-рейковий пристрій регулювання подачі палива, призначений для

повороту плунжера навколо своєї осі, в результаті чого відбувається зміна активного ходу плунжера між першим положенням його ходу, в якому він перекриває вікно, поєднане з каналом підведення палива, і другим положенням його ходу, в якому він своєї керуючої кромкою відкриває вікно, поєднане з каналом відводу палива. У таких системах подачі палива виникають значні труднощі забезпечення рівномірності подачі палива в циліндри дизеля внаслідок неможливості стендового регулювання системи на необхідну рівномірність подачі палива відповідними насос-форсунками. Крім того, наявність в кожній насос-форсунці свого пристрою регулювання подачі палива і плунжера з відсічною кромкою, розташованою під кутом до його осі, ускладнює насос-форсунку і зменшує термін її служби.

Відома також система подачі палива багатоциліндрового дизеля, що містить джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно послідовно з'єднаний з ним регульований дросель, пов'язаний з керуючим пристроєм, і насос-форсунки з насосними камерами, в які гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем і паралельно між собою за допомогою гідравлічної розгалуженого ланцюга, що включає в себе трубопроводи і з'єднуючі їх перехідники, кожен з яких виконаний з підвідним каналом і двома відвідними каналами, з'єднаними, відповідно, з трубопроводами. Використання в цій системі єдиного регулюючого пристрою - регульованого дроселя, а також насос-форсунок з плунжерами, у яких керуючі кромки розташовані перпендикулярно осям плунжерів, спрощує систему. Однак, розташування щонайменше одного відвідного трубопроводу співвісно з каналом, сполученим з підвідним трубопроводом, погіршує рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи через вплив швидкісного напору в трубопроводах на наповнення насосних камер різних насос-форсунок.

Відомі також насос-форсунки для такої системи подачі палива, що містять корпус з першим каналом підведення палива, другим каналом відводу

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива і насосної камерою, з'єднаної з першим каналом за допомогою першого вікна і з другим каналом за допомогою другого вікна, рухливо встановлений в насосній камері плунжер, який перекриває в першому положенні свого ходу перше вікно і відкриває у другій позиції свого ходу друге вікно, гідравлічно з'єднаний з насосною камерою розпилювач, дросель, встановлений в першому каналі, і зворотний клапан, встановлений в другому каналі. Такі насос-форсунки забезпечують отримання досить високих показників роботи дизеля. Однак, рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи при використанні цих відомих насос-форсунок недостатня.

Крім того, відомі системи подачі палива багатоциліндрових дизелів з насос-форсунками і єдиним пристроєм регулювання подачі палива, виконаним у вигляді роторного розподільника, встановленого між джерелом подачі палива під тиском, каналами підведення палива до насос-форсунок і зливним каналом, а також системи подачі палива з насос-форсунками, мають клапани регулювання подачі палива з електромагнітним приводом. Такі системи складніше вищевказаної системи з регульованим дроселем.

Таким чином, незважаючи на велику кількість відомих систем подачі палива багатоциліндрових дизелів і насос-форсунок для них, завдання забезпечення рівномірності подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи без значного ускладнення системи не вирішена.

Завдання полягає в модернізації системи подачі палива, що забезпечує необхідну рівномірність подачі палива в циліндри дизеля на різних режимах роботи без значного ускладнення самої системи і її елементів.

Це завдання вирішується тим, що в системі подачі палива, що містить джерело подачі палива під постійним тиском, гідравлічно послідовно з'єднаний з ним регульований дросель, пов'язаний з керуючим пристроєм, і насос-форсунки з насосними камерами, які гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем і паралельно між собою за допомогою гідравлічної

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розгалуженого ланцюга, що включає в себе трубопроводи і, щонайменше один, який з'єднує їх перехідник з підвідним каналом, сполученим з підвідним трубопроводом і, по меншій мірі двома відвідними каналами, з'єднаними з відвідними трубопроводами, кожен відвідний трубопровід розташований під кутом, близьким до прямого.

Таке виконання системи дозволяє зменшити вплив на процес подачі палива динамічних хвильових процесів, що відбуваються під час подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок, і сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок, а отже, і в циліндри дизеля на різних режимах роботи. При цьому сама система практично не ускладнена.

Щонайменше в одному каналі перехідника може бути встановлений зворотний клапан, що перешкоджає поширенню розривів потоку палива, що виникають в частинах гідравлічного ланцюга при роботі системи. Це також сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в насосні камери різних насос-форсунок при незначному ускладненні системи.

Вищевказана задача вирішується також тим, що насос-форсунка для системи подачі палива багатоциліндрового дизеля з джерелом подачі палива під постійним тиском і регульованим дроселем, пов'язаним з керуючим пристроєм, що містить корпус з першим каналом підведення палива, другим каналом відводу палива і насосною камерою, з'єднаної з першим каналом за допомогою першого вікна і з другим каналом за допомогою другого вікна, рухливо встановлений в насосній камері плунжер, який перекриває в першому положенні свого ходу перше вікно і при другій позиції свого ходу друге вікно, гідравлічно з'єднаний з насосною камерою розпилювач, дросель, встановлений в першому каналі, і перший зворотний клапан, встановлений в другому каналі, відповідно до винаходу забезпечена другим зворотним клапаном, встановленим між насосною камерою і розпилювачем. Таке виконання насос-форсунки дозволяє виключити вплив об'єму палива, що

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

залишається в розпилювачі і відповідних до нього каналах, на наповнення насосної камери, що також сприяє підвищенню рівномірності подачі палива в циліндри дизеля.

На рис. 3.2 схематично зображена система паливоподачі двигуна і перехідник в розрізі.

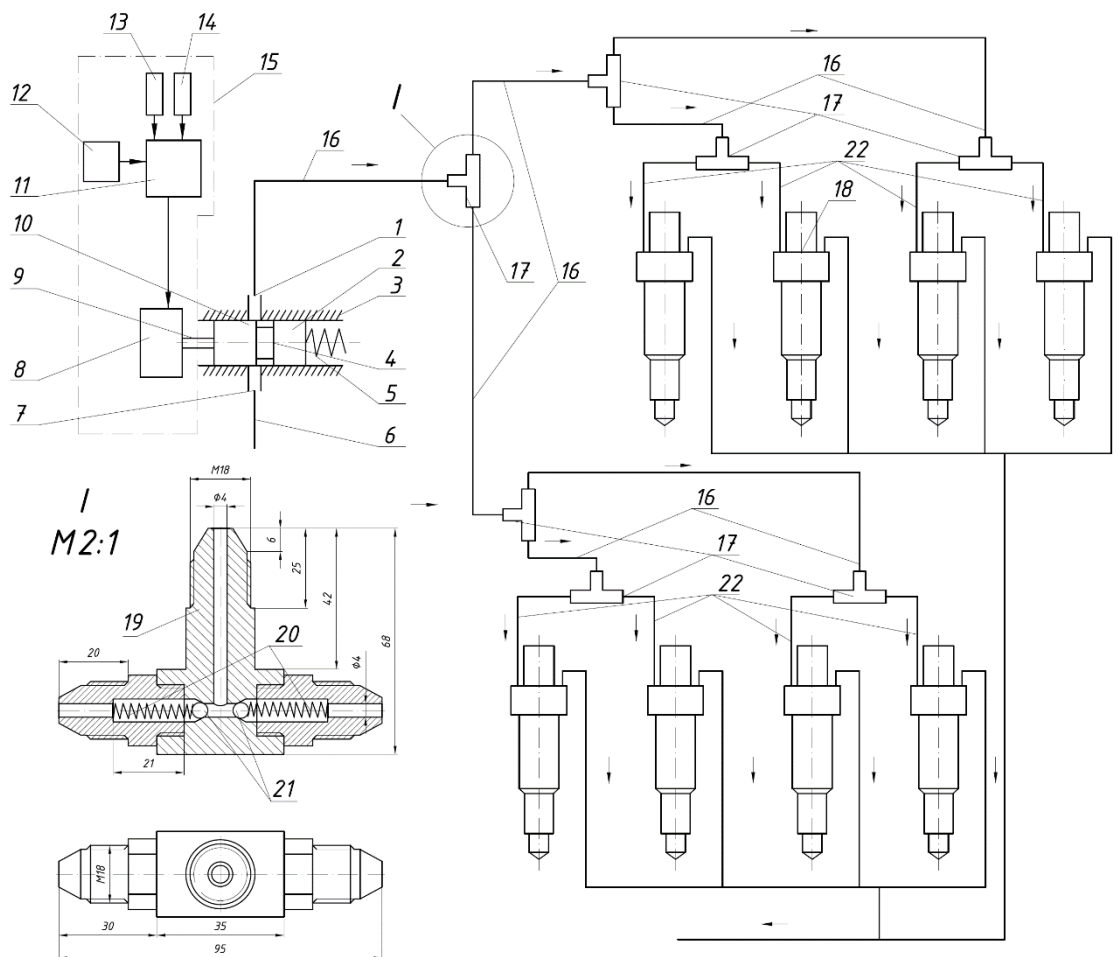


Рисунок 3.2 – Система паливоподачі двигуна

Система подачі палива дизеля містить джерело подачі палива під постійним тиском, регульований дросель 3 і насос-форсунки 18. До складу джерела подачі палива під постійним тиском входять паливний бак, фільтри, паливний насос низького тиску, що приводиться двигуном (не показано), і регулятор тиску, з'єднаний з паливною цистерною за допомогою зливного трубопроводу. Регульований дросель 3 гідравлічно послідовно з'єднаний з джерелом подачі палива під постійним тиском за допомогою напірного

трубопроводу 6 і пов'язаний з керуючим пристроєм 15, що включає в себе датчики 13, 14 параметрів роботи дизеля (не показаний), задаючий пристрій 12, керований оператором, процесор 11, до якого підключені датчики і задаючий пристрій, і електричний вузол 8 управління регульованим дроселем 3.

Регульований дросель 3 містить корпус 10 з каналом 7, сполученим з напірним трубопроводом 6, каналом 1, сполученим з трубопроводом 16, і розточенням 4, в якому встановлений рухливий золотник 2, пов'язаний з рухомим елементом 9 електричного вузла 8 управління регульованим дроселем 3.

Золотник 2 має робочу кромку 5, що перекриває канали 1, 7, в результаті чого відбувається дроселювання потоку палива, що проходить з каналу 7 в канал 1 і далі в трубопровід 16.

Кожна насос-форсунка (рис. 3.3) містить корпус 17 з першим каналом 13 підвода палива, другим каналом 16 відводу палива і насосною камерою 7, виконаної у втулці 19 і з'єднаної з першим каналом 13 за допомогою першого вікна 9 і з другим каналом 16 за допомогою другого вікна 23. У насосній камері 7 рухомо встановлений плунжер 18, з'єднаний з штовхачем 15, призначеним для взаємодії з кулачком (не показаний) механізму приводу безпосередньо. Між корпусом 17 і штовхачем 15 встановлена пружина 14.

Плунжер 18 має проточку 20 між робочими кромками 8, 10 і канал 24, що з'єднує проточку 20 з насосною камерою 7. У другому каналі 16 корпусу 17 встановлений перший зворотний клапан 22, виконаний у вигляді кульки, підгорнутого пружиною 21. Насос-форсунка має розпилювач 3 закритого типу з сопловими отворами 1, призначеними для впорскування палива в циліндр дизеля (не показаний), і запірним елементом-голкою 4 підгорнутим пружиною 27, розміщеної в надигольній порожнині 26, виконаний у втулці 28. Подигольна порожнина 2 розпилювача 3 з'єднана з насосною камерою 7 за допомогою каналу 5. Між насосної камерою 7 і розпилювачем 3 встановлений

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

другий зворотний клапан 6. Надигольна порожнина 26 з'єднана з другим каналом 16 корпусу 17 через клапан 25, призначений для підтримки заданого тиску в надигольній порожнини 26.

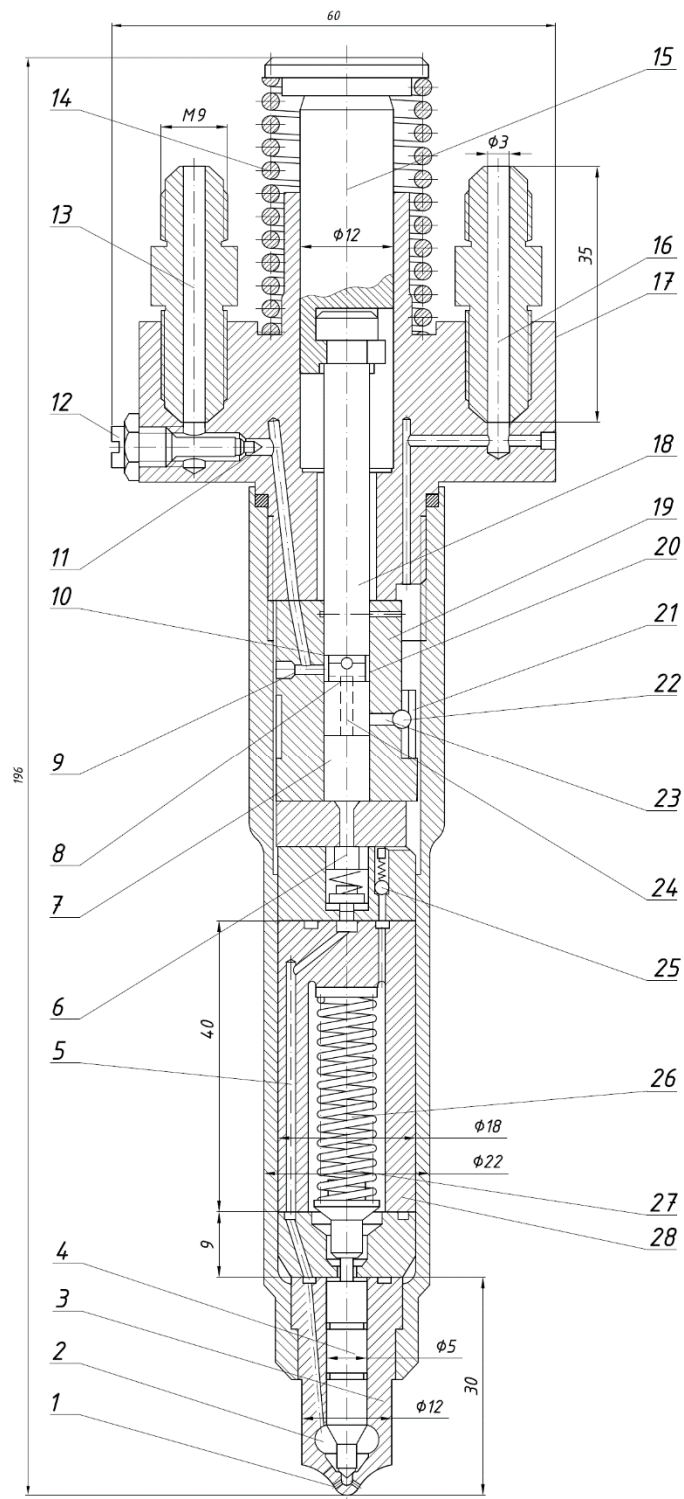


Рисунок 3.3 – Насос-форсунка

У першому каналі 13 корпусу встановлений змінний дросель 11 (рис. 3.4). Змінний дросель 11 забезпечений голкою 12, призначеної для регулювання його прохідного перетину.

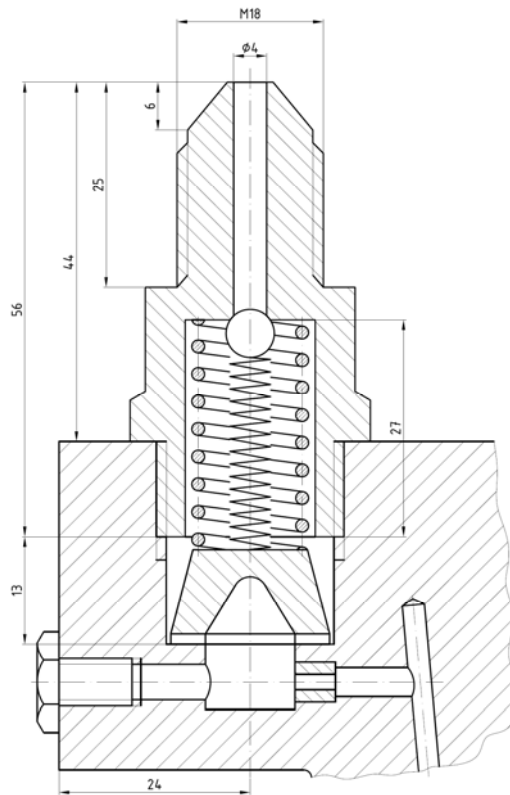


Рисунок 3.4 – Дросель у змінному виконанні

Насосні камери 7 насос-форсунок через перші канали 13 гідравлічно з'єднані послідовно з регульованим дроселем 3 (рис. 3.2) і паралельно між собою за допомогою розгалуженого гідравлічного ланцюга, що включає в себе трубопроводи 16 (рис. 3.2) і з'єднуючі перехідники 17 (рис. 3.5). Кожен перехідник має один підвідний канал 19, з'єднаний з підвідним трубопроводом 16 і два відвідних канали 20. Відвідні канали перехідників з'єднані з відвідними трубопроводами. Кожен відвідний трубопровід розташований під кутом, близьким до прямого. У відвідних каналах 20 перехідника 17 встановлені зворотні клапани 21. Другі канали 16 (рис. 3.3) насос-форсунок за допомогою трубопроводів з'єднані з паливним баком.

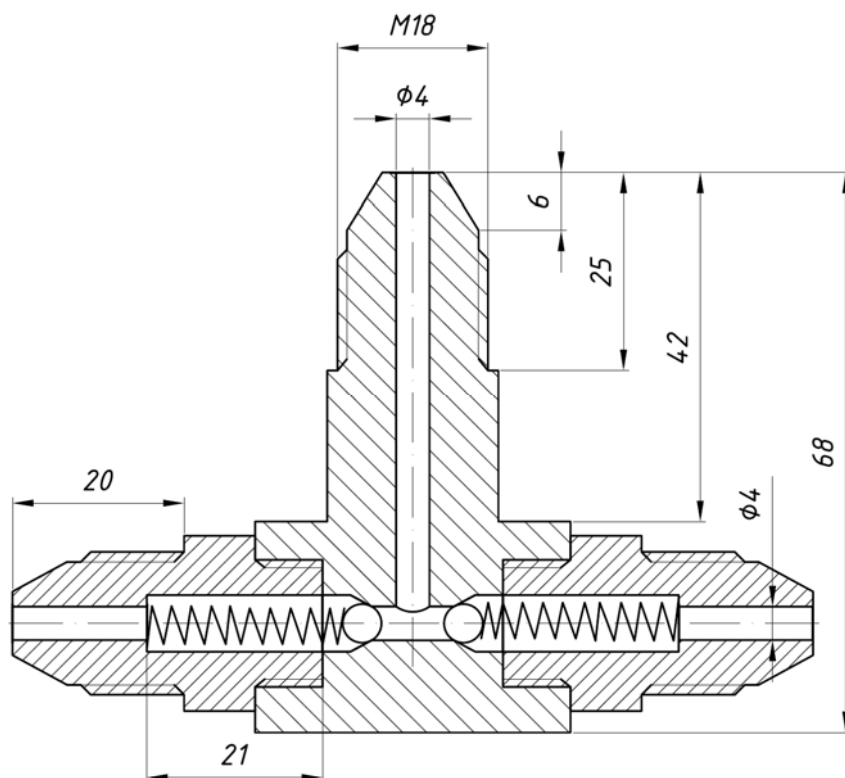


Рисунок 3.5 – Перехідник

Описана система подачі палива з описаними насос-форсунками працює наступним чином.

Паливний насос низького тиску подає (рис. 3.2) паливо з паливного бака в регульований дросель 3 під постійним тиском, підтримуваним регулятором тиску. Процесор 11 керуючого пристрою 15 в залежності від сигналів, що надходять від датчиків 13, 14 і задаючого пристрою 12, за допомогою електричного вузла 8 управління встановлює в задане положення золотник 2 регульованого дроселя 3, який підтримує в трубопроводі 16 тиск менше, ніж тиск палива, що надходить до регульованого дроселя 3 по трубопроводу 6. Паливо з трубопроводу 16 через перехідники 17 і трубопроводи 16 надходить до насос-форсунок 18.

У кожній насос-форсунці (рис. 3.3) паливо надходить через перший канал 13 і дросель 11 до вікна 9. В крайньому нижньому положенні плунжера 18 насосна камера 7 роз'єднана від каналу 13. На початку руху плунжера 18 вгору разом з штовхачем 15 під дією пружини 14 при відповідному русі

кулачка механізму приводу (не показані) геометричний об'єм насосної камери 7 збільшується, і залишене в ній паливо переходить в пароподібний стан. При відкритті вікна 9 робочої кромкою 10 плунжера 18 паливо з каналу 13 через вікно 9, протоčku 20 і канал 24 починає надходити в насосну камеру 7. Надходження палива в насосну камеру 7 припиняється, коли робоча кромка 10 плунжера 18 перекриває вікно 9 при русі плунжера 18 вниз разом з штовхачем 15 під дією кулачка механізму приводу (не показаний). При цьому заповнення насосної камери 7 паливом залежить від тривалості відкриття вікна 9 і від тиску палива в вікні 9, що визначається дроселюванням потоку палива регульованим дроселем 3 (рис. 3.2) і дроселем 11 насос-форсунки, так що в момент перекриття вікна 9 частина об'єму насосної камери 7 задіяна парами палива.

При насосному ході плунжера 18 (рух плунжера вниз) спочатку пари палива в насосній камері 7 переходять в рідкий стан, і тільки після цього відбувається стиснення рідкого палива.

При підвищенні тиску рідкого палива в насосній камері 7 воно через клапан 5 і канал 6 надходить в подигольну порожнину 2 розпилювача 3 і при заданому тиску долає зусилля пружини 27 і тиск в надигольній порожнині 26, в результаті чого голка 4 відкриває соплові отвори 1, і паливо впорскується в циліндр дизеля (не показаний). Впорскування палива закінчується при відкритті другого вікна 23 кромкою 8 плунжера 18. При цьому паливо з насосної камери 7 через зворотний клапан 22, канал 16 і відповідні трубопроводи надходить в паливний бак.

Для забезпечення рівномірності подачі палива в різні циліндри двигуна здійснюють регулювання системи на стенді шляхом регулювання змінних дроселів 11. При цьому після установки системи на дизель не відбувається порушення регулювання.

Зворотний клапан 6 сприяє стабільності подачі палива насос-форсунок завдяки тому, що виключає вплив об'єму палива, що заповнює канал 5 і

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

подигольну порожнину 2 розпилювача 3, на наповнення насосної камери 7. Клапан 25, що підтримує заданий тиск в надигольній порожнині 26, сприяє додатковому гідрозапиранню голки 4 розпилювача, в результаті чого поліпшуються початкова і завершальна фази процесу упорскування. Описане взаємне розташування трубопроводу сприяє рівномірності подачі палива в циліндри дизеля завдяки тому, що виключає шкідливий вплив на рівномірність наповнення насосних камер насос-форсунок динамічних процесів в трубопроводах. Зворотні клапани 21 (рис. 3.2) перешкоджають поширенню розриву суцільності потоків палива, завдяки чому також підвищується рівномірність подачі палива.

Таким чином, описана система подачі палива і насос-форсунки для неї покращує експлуатаційні характеристики двигуна без істотного його ускладнення і подорожчання.

Згідно з літературних даних реалізація даної системи паливоподачі з насос-форсунками дозволить знизити питому ефективну витрату палива для двигуна 8ЧН17/19 на 2 % - з 200 г/(кВт×год) до 196 г/(кВт×год).

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

У роботі модернізації піддалася паливна система двигуна, а саме використання форсунок з ультразвуковим випромінювачем.

При цьому головними вихідними даними є:

- 1 допоміжний двигуна САТ 3508 загальною вартістю \$ 2 млн;
- зменшення питомих витрат дизельного палива з 200 до 196 г/(кВт×год), при роботі двигуна з насос-форсунками [розділ 3].

Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень

Оптова ціна судна після його модернізації за рахунок удосконалення елементів СЕУ визначається по формулі:

$$C_n = C_0 - \sum_{i=1}^m C_{0i} + \sum_{j=1}^n C_{nj},$$

де C_0 , C_n – оптова ціна двигуна до і після модернізації (тобто базового і нового варіантів) \$;

C_{0i} – сумарна ціна агрегатів що підлягають заміні ($C_{0i} = 0$ \$);

C_{nj} – сумарна ціна нових агрегатів та вузлів ($C_{nj} = 12000$ \$);

m – кількість агрегатів СЕУ, що модернізуються (у нашому випадку $m=1,0$);

n – кількість нових агрегатів СЕУ (у нашому випадку $n=1,0$).

Оптова ціна базового двигуно приймається за даними заводу-будівника. У нашому випадку $C_0 = 2000000$ \$;

$$C_n = 2000000 - 0 + 12000 = 2012000\$$$

Замість визначення ціни базового і проектного варіантів двигуна по наведеній формулі, знайдемо їх різницю, оскільки лише два члени у цієї формули будуть розрізнятися і саме ця різниця складе додаткові інвестиції:

$$K_{\text{дн}} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{0i}.$$

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$K_{\partial n} = 12000 \times 1 - 0 \times 1 = 12000 \$$$

Для розрахунку вкладень на модернізацію використовуємо узагальнені показники, якими являються робоча година на виконання та вартість 1-го нормочасу даних робіт, у залежності від їх складності, яка для України в середньому складає близько 41 грн., або 10 \$ (для закордонних виробників – від 70 до 100 \$). Додаткові інвестиції зводимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Додаткові інвестиції

Вид робіт	Тривалість, людино-години	Вартість нормо-год., \$	Вартість робіт (K_v), \$
Монтаж системи	12	90	1080
Налаштування пристроїв	2	85	170
Випробування двигуна	12	100	1200
Регулювання елементів системи	16	120	1920
Всього	42	-	4370

Таким чином, додаткові інвестиції складуть величину:

$$K_{\partial} = K_{\partial n} + K_e$$

$$K_{\partial} = 12000 + 4370 = 16370 \$.$$

Витрати на амортизаційні відрахування $B_{ам}$ при порівняльній ефективності визначаються по нормах амортизації (H_A) і беруться в розмірі 20 % від величини додаткових інвестицій K_{∂} . Розраховуються по формулі:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_{\partial}$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 16370 = 3274 \$.$$

Витрати на паливо-мастильні матеріали, так звані змінні, розраховуються з урахуванням витрат палива на ходу для головного двигуна при 100 % навантаженні.

Витрати на паливо:

$$B_{нал} = N \times g_e \times T_e \times B_n,$$

де N – потужність двигунів (для базового та модернізованого двигуна при 100% навантаженні – 910 кВт) [розділ 1];

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,200 кг/кВт×год [розділ 3]; для модернізованого двигуна – 0,196 кг/кВт×год) [розділ 3];

T_e – години роботи двигуна при повному навантаженні на дизельному паливі в рік, (для базового та модернізованого двигуна – 4000) [розділ 1.2];

B_n – вартість 1 кг палива, \$, (1) [8].

$$B_{нал}(Б) = 910 \times 0,200 \times 4000 \times 1 = 728000,00 \$$$

$$B_{нал}(М) = 910 \times 0,196 \times 4000 \times 1 = 713440,00 \$$$

Витрати на мастильні матеріали, \$ рік:

$$B_{мм} = B_{нал} \times 0,2\%$$

$$B_{мм}(Б) = B_{нал}(Б) \times 0,2\% = 728000,0 \times 0,2\% = 1456,00 \$$$

$$B_{мм}(М) = B_{нал}(М) \times 0,2\% = 713440,0 \times 0,2\% = 1426,88 \$.$$

Результаті розрахунків занесемо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $B_{ам}$	–	3274,00	3274,00
Витрати на паливо $B_{нал}$	728000,00	713440,00	14560,00
Витрати на мастило $B_{мм}$	1456,00	1426,88	29,12
Всього	729456,00	718140,88	11315,12

Обчислення техніко-економічних показників

Загальний балансовий річний прибуток $\Pi_б$ розраховують за формулою:

$$E_p = \Delta B - E_n \times K_д$$

$$\Delta B = (B_{нал(Б)} + B_{мм(Б)}) - (B_{нал(М)} + B_{мм(М)})$$

$$E_p = ((728000,00 + 1456,00) - (713440,00 + 1426,88)) - 0,2 \times 16370 = 11315,12 \$$$

Чистий прибуток ($\Pi_{\text{ч}}$) визначається як різниця між балансовим прибутком ($\Pi_{\text{б}}$) та податком на прибуток:

$$\Pi_{\text{ч}} = \Pi_{\text{б}} - (0,18 \times \Pi_{\text{б}}) = 0,82 \times \Pi_{\text{б}}$$

$$\Pi_{\text{ч}} = 0,82 \times 11315,12 = 9278,40 \$$$

Термін окупності додаткових інвестицій (T_{OK}) визначається за формулою:

$$T_{OK} = K_{\text{д}} / \Pi_{\text{ч}}$$

$$T_{OK} = 16370 / 9278,40 = 1,76 \text{ року}$$

Таким чином, запропоновані в проекті заходи дозволяють отримати близько 9278,4 \$ на рік чистого прибутку в основному, за рахунок економії палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 1,76 року або 644 дні.

					КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Охорона праці на судах є важливою складовою забезпечення безпечних умов роботи екіпажу, захисту їхнього здоров'я та ефективного функціонування судна. З урахуванням складних умов експлуатації морських суден, таких як обмежений простір, наявність високих механічних і термічних навантажень, небезпечні речовини, забезпечення вимог охорони праці потребує комплексного підходу.

Міжнародні норми та стандарти охорони праці на судах

Міжнародна конвенція про працю в морському судноплавстві (MLC, 2006).

Міжнародна конвенція про працю в морському судноплавстві (MLC, 2006) є одним із найважливіших міжнародних документів, спрямованих на забезпечення прав моряків, покращення умов праці та підвищення соціального захисту на борту суден. Прийнята Міжнародною організацією праці (МОП) у 2006 році, конвенція є комплексним інструментом, який об'єднує попередні міжнародні акти з морської праці в єдиний документ.

Основна мета MLC, 2006, полягає у встановленні глобальних стандартів для забезпечення:

- Гідних умов праці та проживання моряків.
- Захисту їхніх трудових прав.
- Підвищення безпеки на борту суден.

Конвенція MLC, 2006, охоплює широкий спектр питань, пов'язаних із працею в морському судноплавстві. Вона складається з п'яти основних розділів:

1. Мінімальні вимоги для роботи на борту судна:

- о Мінімальний вік для роботи моряків — 16 років (18 років для небезпечних робіт).

- о Обов'язкові медичні огляди для підтвердження здатності до виконання обов'язків.

- о Належна кваліфікація та підготовка моряків.

2. Умови працевлаштування:

- о Обов'язковість письмового трудового договору між моряком і роботодавцем.

- о Захист прав моряків на оплату праці, включаючи регулярні виплати та контроль за затримками виплат.

- о Встановлення мінімальної тривалості відпусток.

3. Проживання, харчування та забезпечення:

- о Стандарти житлових умов на борту, включаючи вентиляцію, освітлення та санітарні умови.

- о Вимоги до якості харчування та доступу до питної води.

4. Охорона здоров'я, медичне обслуговування та соціальний захист:

- о Наявність медичного обладнання та препаратів на борту.

- о Доступ до медичної допомоги як на борту, так і в портах.

- о Соціальне страхування та компенсації у разі травм або смерті.

5. Дотримання та забезпечення виконання:

- о Регулярний контроль за дотриманням вимог конвенції державою прапора судна.

- о Проведення інспекцій у портах для перевірки відповідності стандартам MLC, 2006.

- о Введення механізмів подання скарг моряками.

Особливості імплементації

1. Застосування: Конвенція поширюється на всі судна, що займаються комерційною діяльністю, за винятком риболовецьких суден і традиційних суден, таких як дау чи джонки.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Обов'язки держави прапора:
 - о Забезпечення того, що судна під їхнім прапором відповідають вимогам MLC, 2006.
 - о Видача сертифіката про відповідність трудовим нормам (MLC Certificate).
3. Роль портових держав:
 - о Інспекція суден у портах для забезпечення виконання вимог конвенції.
 - о Право затримувати судна, які не відповідають стандартам.

Вплив конвенції

MLC, 2006, значно покращила умови праці та соціального захисту моряків. Вона сприяє забезпеченню гідної праці, зниженню ризиків експлуатації та поліпшенню стандартів безпеки на суднах. Крім того, конвенція встановлює рівні умови для всіх судноплавних компаній, сприяючи чесній конкуренції.

Міжнародна конвенція про працю в морському судноплаванні (MLC, 2006) є ключовим інструментом захисту прав моряків і забезпечення безпеки на морі. Її дотримання є обов'язковим для всіх держав, які ратифікували документ, і слугує гарантією дотримання високих стандартів праці в морському судноплаванні. Подальше вдосконалення механізмів імплементації та контролю сприятиме зміцненню позицій моряків і підвищенню ефективності морської галузі.

Міжнародна морська організація (ІМО)

Міжнародна морська організація [9] (ІМО, International Maritime Organization) – спеціалізоване агентство ООН, яке відповідає за забезпечення безпеки судноплавства, захист морського середовища та створення міжнародних стандартів у сфері морської діяльності. Організація була заснована в 1948 році, а її статут вступив у силу 17 березня 1958 року. Головний офіс ІМО розташований у Лондоні, Велика Британія.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основна мета ІМО – сприяння безпечному, екологічно відповідальному та ефективному судноплавству шляхом розробки та впровадження міжнародних норм і стандартів. Завдання організації включають:

- Забезпечення безпеки суден і екіпажу.
- Захист морського середовища від забруднення внаслідок судноплавної діяльності.
- Регулювання технічних стандартів для суден і морських споруд.
- Сприяння чесній і конкурентній міжнародній торгівлі через стандартизацію правил.

Структура

ІМО має чітку організаційну структуру, яка включає кілька основних органів:

1. Асамблея
 - o Найвищий орган ІМО, який складається з усіх держав-членів.
 - o Скликається раз на два роки для прийняття ключових рішень, включаючи бюджет і стратегічні пріоритети.
2. Рада
 - o Виконавчий орган, що відповідає за координацію роботи організації між сесіями Асамблеї.
 - o Складається з представників обраних держав-членів.
3. Комітети
 - o Комітет з безпеки на морі (MSC): Розглядає питання безпеки судноплавства.
 - o Комітет із захисту морського середовища (MEPC): Займається розробкою екологічних стандартів.
 - o Юридичний комітет: Вирішує правові аспекти морського судноплавства.

- о Комітет із сприяння торгівлі: Сприяє спрощенню торговельних процедур.

- о Комітет з технічної співпраці: Допомогає державам-членам у впровадженні стандартів.

4. Секретаріат

- о Очолюється Генеральним секретарем.

- о Відповідає за повсякденну роботу організації.

Основні конвенції та стандарти

ІМО розробила низку важливих міжнародних конвенцій, які є основою регулювання морського судноплавства. Найбільш значущі з них:

1. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS):

- о Встановлює стандарти безпеки для суден.

2. Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден (MARPOL):

- о Регулює заходи щодо запобігання забрудненню морського середовища.

3. Міжнародний кодекс з охорони суден і портових засобів (ISPS):

- о Встановлює правила охорони суден та портів від терористичних загроз.

4. Конвенція з підготовки, дипломування та несення ваhti моряками (STCW):

- о Регламентує стандарти підготовки та сертифікації моряків.

Роль ІМО у захисті морського середовища

ІМО відіграє провідну роль у запобіганні забрудненню морів. Організація:

- Встановлює суворі екологічні норми для суден, включаючи обмеження викидів сірки та парникових газів.

- Координує дії щодо боротьби з розливами нафти та іншими аварійними ситуаціями.
- Сприяє розвитку екологічно чистих технологій у суднобудуванні.

Виклики та перспективи

ІМО стикається з низкою викликів у сучасному суднопластві:

- Зміна клімату: Зменшення викидів парникових газів від суден є одним із пріоритетів.
- Цифровізація: Забезпечення кібербезпеки у судноплавній галузі.
- Зростання обсягів торгівлі: Регулювання інтенсивного руху суден із мінімізацією ризиків.
- Інновації: Інтеграція нових технологій, таких як автономні судна.

Міжнародна морська організація (ІМО) є ключовим гравцем у забезпеченні безпеки, ефективності та екологічності суднопластва. Її діяльність сприяє глобальному розвитку морської галузі, створюючи стандарти, які відповідають викликам сучасного світу. Подальша співпраця держав-членів та інноваційний підхід дозволять ІМО і надалі залишатися провідною організацією у сфері міжнародного морського суднопластва.

SOLAS (Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі)

Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS, Safety of Life at Sea) є одним із найважливіших документів у сфері безпеки морського суднопластва. Вона встановлює мінімальні стандарти для забезпечення безпеки суден, екіпажу та пасажирів. Перша редакція конвенції була прийнята в 1914 році після трагедії з "Титаніком", а сучасна версія SOLAS була прийнята у 1974 році і включає поправки, внесені з того часу. SOLAS охоплює широкий спектр аспектів безпеки морепластва і є обов'язковою для всіх країн-членів Міжнародної морської організації (ІМО).

					KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основна мета SOLAS — забезпечити:

- Захист людського життя на морі шляхом створення та впровадження єдиних стандартів безпеки.
- Запобігання аваріям та інцидентам на морі.
- Підвищення безпеки конструкцій суден, їх обладнання та експлуатації.

Основні положення SOLAS

Конвенція складається з 14 розділів, кожен з яких присвячений окремим аспектам морської безпеки. Ключові положення включають:

1. Загальні положення:
 - о Визначення сфери застосування конвенції та процедур внесення змін.
2. Конструкція суден:
 - о Стандарти для корпусів суден, систем поділу на відсіки, протипожежної безпеки та обладнання для плавучості.
3. Засоби евакуації:
 - о Вимоги до рятувальних шлюпок, плотів і іншого аварійно-рятувального обладнання.
4. Радіозв'язок:
 - о Правила оснащення суден системами радіозв'язку для передачі сигналів лиха.
5. Безпека навігації:
 - о Встановлення стандартів для навігаційного обладнання, включаючи радари, системи визначення місцезнаходження та автоматичні ідентифікаційні системи (AIS).
6. Перевезення вантажів:
 - о Регламентація безпечного транспортування вантажів, включаючи небезпечні речовини.
7. Безпека для пасажирських суден:

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- о Вимоги до конструкції, експлуатації та аварійних процедур на пасажирських суднах.

8. Безпека нафти, хімічних і газових танкерів:

- о Додаткові правила для суден, що перевозять небезпечні рідини.

9. Управління безпекою:

- о Впровадження систем управління безпекою на борту суден.

10. Захист від піратства та тероризму:

- Міжнародний кодекс з охорони суден і портових засобів (ISPS Code).

Зміни та вдосконалення SOLAS

Конвенція регулярно оновлюється, щоб враховувати нові виклики у сфері безпеки мореплавства. Серед останніх важливих змін:

- Посилення вимог до безпеки контейнерних перевезень.
- Впровадження нових технологій у системи навігації та зв'язку.
- Зниження впливу судноплавства на навколишнє середовище.

Значення SOLAS

1. Уніфікація стандартів:

- о Конвенція забезпечує єдині правила для всіх судноплавних держав, сприяючи міжнародній співпраці.

2. Підвищення безпеки:

- о SOLAS суттєво зменшує ризики аварій, забезпечуючи безпечну експлуатацію суден.

3. Захист навколишнього середовища:

- о Встановлює правила, що знижують шкідливий вплив судноплавства на екосистеми.

Виклики та перспективи

- Цифровізація та кібербезпека: Забезпечення захисту від кібератак на судна та системи управління.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Зміна клімату: Розробка нових стандартів для зменшення викидів парникових газів від суден.
- Інновації: Інтеграція автономних суден у нормативно-правове поле SOLAS.

Міжнародна конвенція SOLAS є основоположним документом, який регулює безпеку судноплавства в усьому світі. Її дотримання забезпечує захист життя моряків і пасажирів, сприяє ефективності морських перевезень та збереженню морського середовища. Постійне вдосконалення положень SOLAS дозволяє їй залишатися актуальною та ефективною у вирішенні сучасних викликів у сфері морського судноплавства.

Основні напрямки забезпечення охорони праці на судах

1. Організація безпечного робочого середовища [10]
 - о Забезпечення чистоти та порядку в робочих приміщеннях.
 - о Контроль за справністю технічного обладнання, зокрема машин і механізмів у машинному відділенні.
 - о Регулярне проведення технічних оглядів та усунення виявлених несправностей.
2. Захист від фізичних факторів
 - о Шум і вібрація: Використання шумоізоляційних матеріалів, встановлення амортизаторів на обладнанні, забезпечення екіпажу засобами захисту органів слуху.
 - о Температурні навантаження: Організація ефективної вентиляції та кондиціонування повітря в приміщеннях судна.
3. Захист від небезпечних речовин
 - о Забезпечення безпечного зберігання палива, мастильних матеріалів та хімічних речовин.
 - о Організація спеціальних зон для роботи з небезпечними речовинами та використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ).
4. Пожежна безпека

- о Оснащення судна автоматичними системами пожежогасіння, вогнегасниками та датчиками диму.

- о Регулярне проведення навчань з евакуації та боротьби з пожежами.

- о Контроль за справністю електрообладнання та дотриманням правил пожежної безпеки.

5. Захист від травматизму

- о Забезпечення нековзних покриттів на палубах і сходах.

- о Встановлення огорожень у небезпечних зонах.

- о Забезпечення екіпажу захисним одягом, взуттям та іншими засобами індивідуального захисту.

6. Медичне забезпечення

- о Оснащення медичного пункту на судні необхідними ліками та обладнанням.

- о Проведення регулярних медичних оглядів членів екіпажу.

- о Навчання персоналу навичкам надання першої допомоги.

7. Навчання та інструктаж

- о Регулярне проведення інструктажів з техніки безпеки.

- о Організація навчальних тренінгів щодо дій у надзвичайних ситуаціях.

- о Забезпечення екіпажу доступом до інструкцій і правил охорони праці.

Забезпечення охорони праці в машинному відділенні судна є складним, але надзвичайно важливим завданням. Використання сучасних технічних рішень, навчання персоналу та створення комфортних умов роботи забезпечують комплексний підхід, що дозволяє звести до мінімуму ризику для здоров'я та життя працівників. Грамотна організація заходів з охорони праці не тільки підвищує рівень безпеки, але й сприяє підвищенню продуктивності та надійності роботи судна.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням кафедри виконано дослідження високообертового суднового двигуна CAT 3508 потужністю 910 кВт для спеціалізованого судна з модернізацією паливної системи високого тиску.

Було проаналізовано конструктивні особливості чотиритактного двигуна CAT 3508, проведено аналіз сучасних напрямків вдосконалення паливних систем високого тиску високообертових двигунів. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що одним найефективнішим буде використання насос-форсунок. Це дозволяє покращити економічні показники роботи двигуна.

При розробці паливної системи високого тиску проведені наступні розрахунки: робочого циклу, паливної системи та економічне обґрунтування, яке показало доцільність вдосконалення.

В розділі охорони праці розглянуті основні напрямки забезпечення охорони праці на судах та міжнародні норми та стандарти охорони праці на судах.

					<i>КРМ.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Significant ships of 2004. The Royal Institution of Naval Architects, 2004. pp. 26 - 27.
2. CAT 3508. Project guide, 2015. 215 p.
3. 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, 2004. 914 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Kees Kuiken. Diesel Engines for ship propulsion and power plants. Target Global Energy Training. Onnen, The Netherlands. July 2008.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. <https://shipandbunker.com/prices>.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>KPM.142.6221мз.24.13.00.ПЗ</i>	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		