

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

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Андрій ТАБАКОВСЬКИЙ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Табаковський Андрій Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом подачі газowego палива

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.
(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 Потужність двигуна – 8000 кВт; частота обертання колінчатого валу – 500 хв⁻¹; двигун застосовується в якості головного суднового.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи головного суднового двигуна 8ЧН 51/60 у складі енергетичної установки судна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Модернізація паливної системи головного суднового двигуна. 4. Економічне обґрунтування виконаної модернізації паливної системи. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Двигун 8ЧН 51/60 у складі об'єкту застосування. 2. Двигун 8ЧН 51/60. 3. Паливна система. 4. Двопаливна форсунка. 5. Акумулятор.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи головного суднового двигуна 8ЧН 51/60 у складі енергетичної установки судна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи.</i>		
3.	<i>Модернізація паливної системи двигуна.</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування виконаної модернізації паливної системи.</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)*Андрій ТАБАКОВСЬКИЙ*_____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)*Олександр МИТРОФАНОВ*_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації паливної системи головного суднового двигуна 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN з метою застосування зрідженого природного газу.

В роботі виконано стислий опис базових характеристики судна для перевезення зрідженого природного газу. Розглянуто конструкцію двигуна 8ЧН 51/60, що застосовується у якості головного. Виконано моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 у програмному комплексі Blitz-PRO. Запропоновано модернізацію паливної системи для забезпечення використання зрідженого природного газу. Розроблено принципову схему паливної системи, яка забезпечує роботу двигуна за газодизельним циклом. Спроектовано двопаливну форсунку, як головного елемента паливної системи. Виконано розрахунок роботи двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі за різного навантаження у програмному комплексі Blitz-pro. За результатами моделювання зроблено загальний висновок щодо ефективності виконаної модернізації, яка крім всього ще забезпечила і покращення екологічних показників двигуна (так концентрація $[NO]_{cyl}$ знизилася з 806,08 ppm при роботі на ДП до 1,67 ppm при роботі на газу). Встановлено, що річний економічний ефект для судновласника з модернізованим двигуном може скласти 556468447,1 грн, а кошти витрачені на реалізацію модернізації паливної системи повернуться протягом двох місяців експлуатації судна. Виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні судна. Проведено розрахунок штучного освітлення, а також проаналізовано зміну екологічних показників суднового двигуна за умов його переведення на газове паливо.

Робота виконана українською мовою на 70 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 12 джерел. Графічна частина представлена п'ятьма повноцінними кресленнями формату – А1.

Ключові слова: головний двигун, паливна система, двопаливна форсунка, зріджений природний газ, екологічні показники.

					КРМ.142.6221м.16.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is devoted to the modernisation of the fuel system of the main ship's engine 8CHN 51/60 manufactured by MAN for the purpose of using liquefied natural gas.

The paper provides a brief description of the basic characteristics of a liquefied natural gas carrier. The design of the 8CHN 51/60 engine used as the main engine is considered. The modelling of the nominal operating mode of the 8CHN 51/60 ship engine in the Blitz-PRO software package is carried out. The modernisation of the fuel system is proposed to ensure the use of liquefied natural gas. A schematic diagram of the fuel system has been developed, which ensures the operation of the engine on a gas-diesel cycle. A dual-fuel injector is designed as the main element of the fuel system. The operation of the 8CHN 51/60 gas-fuelled engine at different loads was calculated using the Blitz-pro software package. Based on the results of the modelling, a general conclusion was made about the effectiveness of the modernisation, which, among other things, also provided an improvement in the environmental performance of the engine (the concentration of $[\text{NO}]_{\text{cyl}}$ decreased from 806.08 ppm when running on diesel fuel to 1.67 ppm when running on gas). It has been established that the annual economic effect for a shipowner with a modernised engine can amount to 556468447.1 UAH, and the funds spent on the fuel system upgrade will be returned within two months of the ship's operation. An analysis of hazardous and harmful factors in the ship's engine room was carried out. Artificial lighting was calculated, and changes in the environmental performance of the ship's engine were analysed in terms of its conversion to gas fuel.

The work is written in Ukrainian on 70 pages of calculation and explanatory notes using 12 sources. The graphic part is represented by five full-size drawings of A1 format.

Key words: main engine, fuel system, dual-fuel injector, liquefied natural gas, environmental performance.

					<i>KPM.142.6221м.16.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

РОЗДІЛ 1

- 1.1. Призначення судна та його базові характеристики.....
- 1.2. Опис конструкції головного двигуна 8ЧН 51/60.....
- 1.3. Навантаження головного двигуна 8ЧН 51/60 на усталених режимах роботи.....
- 1.4. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60

- 2.1. Визначення вихідних даних для синтезу робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі.....
- 2.2. Розрахунок робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу Blitz-PRO.....
- 2.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

- 3.1. Постановка проблеми.....
- 3.2. Переведення дизельного двигуна 8ЧН 51/60 на газове паливо
- 3.3. Розрахунок роботи двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі за різного навантаження.....
- 3.4. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЯ

					КРМ.142.6221м.16.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

**ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН
51/60 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО
ПАЛИВА**

- 4.1. Загальні відомості.....
- 4.2. Визначення економічного ефекту від модернізації суднового
двигуна 8ЧН 51/60.....
- 4.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 5

**АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

- 5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відді-
лені.....
- 5.2. Розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинного
відділення.....
- 5.3. Аналіз екологічних показників суднового двигуна за умов
переведення на газове паливо.....
- 5.4. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Двигун 8ЧН 51/60 у складі об'єкту застосування
- Додаток Б. Двигун 8ЧН 51/60.....
- Додаток В. Паливна система.....
- Додаток Г. Двопаливна форсунка.....
- Додаток Д. Акумулятор.....

ВСТУП

На сьогодні все більшої популярності у суднових енергетичних установках набувають двопаливні двигуни. Ця тенденція обумовлена з значними обмеженнями викидів CO_x , NO_x , а також сажі.

Серед лідерів з проектування та виробництва головних суднових двигунів внутрішнього згоряння на сьогодні залишається компанія MAN. Продукцію цієї фірми можна знайти на різних типах суден у тому числі і на судах газовозах. Саме судна газовози є перспективними об'єктами для експлуатації двопаливних двигунів.

Відповідно до теми кваліфікаційної роботи: *«Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом подачі газового палива»* метою модернізації є досягнення заданої потужності ГД при заданих оборотах, використовуючи у якості основного палива зріджений природний газ.

Використання зрідженого природного газу безперечно веде до покращення економічності та екологічності ГД, що на сьогодні є вкрай актуальною проблемою.

					КРМ.142.6221м.16.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

1.1. Призначення судна та його базові характеристики

Судно *Coral energy* (ходить під прапором голандії) призначено для перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ). Судно побудовано у Німеччині суднобудівним підприємством *Neptun Werft*. Судно *Coral energy* є танкером для перевезення ЗПГ з льодовим класом – 1А та механічною передачею потужності від ГД на гребний гвинт. Розробка проекту судна *Coral energy* розпочалася ще у 2010 р. для підприємства постачальника скандинавського природного газу – *Skangass* (Скандинавія). Розміри судна *Coral energy*, відповідають потребам заводу *Skangass* і терміналу з ЗПГ. Судно *Coral energy* дозволяє поставляти ЗПГ (більш чисте джерело енергії) екологічно чистим шляхом до досить віддалених місць, де ЗПГ може застосовуватися у якості бункерного палива для інших суден, виробництва електричної енергії або роздрібної торгівлі різним споживачам.

Газовий танкер *Coral energy* має загальну довжину – 156 м та ширину – 22,7 м, а також повну вантажопідйомність у 15600 м³ ЗПГ, який спеціально охолоджується під час транспортування до температури мінус 164° С.

Судно *Coral energy* оснащено дизельним двигуном 8ЧН 51/60 з низьким рівнем викидів, що відповідає високим екологічним стандартам. Основні характеристики танкеру *Coral energy* подано у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики судна *Coral energy*

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Назва судна судна:	–	Coral energy
2	Довжина	м	154,95
3	Довжина між перпендикулярами	м	146,67
4	Ширина	м	22,7
5	Висота до основної палуби	м	14,95
6	Осадка: – баласт	м	5,19 7,35

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

	– ЗПГ – літо		8,45
7	Дедвейт: – при осадці СПГ – при літній осадці	дВт	8 710 12 250
8	Швидкість, сервісна	вузлів	15,8
9	Вантажомісткість (об'єм рідини)	м ³	15 600
10	Бункеровальні танки: – важке паливо – дизельне паливо – водяний баласт	м ³	1400 150 4908
11	Головний двигуни (виробник)	–	8CH 51/60 (MAN)
12	Тип палива	–	HFO, MGO
13	Потужність двигуна	кВт	7800
14	Кількість обертів	хв ⁻¹	514
15	Гвинт (виробник)	–	Керований крок (Wartsila)
16	Діаметр гвинта	м	5,4
17	Дизель-генератори (виробник)	–	Wartsila 6L20
	Кількість дизель-генераторів	–	2
18	Потужність дизель-генератора	кВт	1056
19	Оберти дизель-генератора	хв ⁻¹	1200
20	Кількість кранів	–	2
21	Призначення крана	–	Підтримка гнучких трубопроводів, резервний кран
22	Продуктивність кранів	–	5 тонн x 18,5 м; 4 т x 8,3 м
23	Швартовочне обладнання – кількість – виробник – тип	–	7 Rolls-Royce гідравлічний привід
24	Спеціальне рятувальне обладнання: – кількість кожного та місткість – тип	–	1x30 осіб, 1x6 осіб, 3 рятувальні плоти; жорсткий човен без падіння, з внутрішнім мотором
25	Вантажні цистерни: – кількість: – сорт перевезеного вантажу: – резервуари з покриттям:	–	3; метан, скраплений природний газ; Резервуар типу C
26	Вантажні насоси: – кількість – марка/тип – ємність	– – м ³ /год	6 Hamworthy, Deepwell; 270
27	Носовий підрулюючий пристрій: – виробник – кількість – потужність	– – кВт	Verheer Omega 1 850
28	Офіцери		6
29	Екіпаж		15
30	Кількість кают		26
31	Дата закладення		вересень 2012 р.
32	Дата зпусцення на воду		січень 2013 р.

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2. Опис конструкції головного двигуна 8ЧН 51/60

Судновий двигун 8ЧН 51/60 виробництва компанії «МАН Дизель і Турбо» був уперше сертифікований у 2007 р. для силових енергетичних установок з постійною частотою обертання вихідного вала (для дизель-генераторних установок).

В результаті подальшої модернізації вже у 2012 р. двигун 8ЧН 51/60 пройшов сертифікацію на використання у складі суднових енергетичних установок з механічною передачею потужності при використанні гребних гвинтів з регульованим кроком.

Судновий двигун 8ЧН 51/60 (рис. 1.1) має 8 циліндрів з рядним розташуванням, чотиритактний, з діаметром циліндра 510 мм та ходом поршня 600 мм. Потужність дизеля складає 8000 кВт при об'ємі у 122,5 літрів. Відстань між центрами циліндрів 820 мм. Охолодження циліндрів (одноступінчасте) здійснюється прісною водою. Запуск двигуна – стиснутим повітрям. Двигун 8ЧН 51/60 призначений для роботи на рідкому паливі MGO (DMA, DMZ), MDO (DMB) і з HFO до в'язкості у 700 мм²/с (сSt) при температурі палива у 50° С. При цьому тривалість роботи двигуна на мазуті можлива у діапазоні навантажень 20...100 %. Потужність дизеля обмежена 100% номінальної потужності для двигуна, що працює на гребний гвинт. Для двигунів 8ЧН 51/60, що працюють на генератор потужність обмежена 110% від номінальної. Перевантаження більш ніж 100 % від номіналу допускається лише короткочасно, щоб запобігти просіданню частоти під час раптового підвищення навантаження генератора.

Усі компоненти дизеля спроектовані і виготовлені для забезпечення досягнення найвищої його надійності, простоти технічного обслуговування та максимальних інтервалів між ремонтами.

Верхня головка шатуна (рис. 1.2) оптимізована «морська» з роз'ємом у верхній частині стрижня, завдяки якому при вийманні поршня через циліндр не потрібно роз'єднувати шатунний підшипник нижньої головки шатуна. Таким чином забезпечується досить низька висота демонтажу поршня. Оптимізовані вкладиші шатунних підшипників підвищують загальну експлуатаційну безпеку дизеля.

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

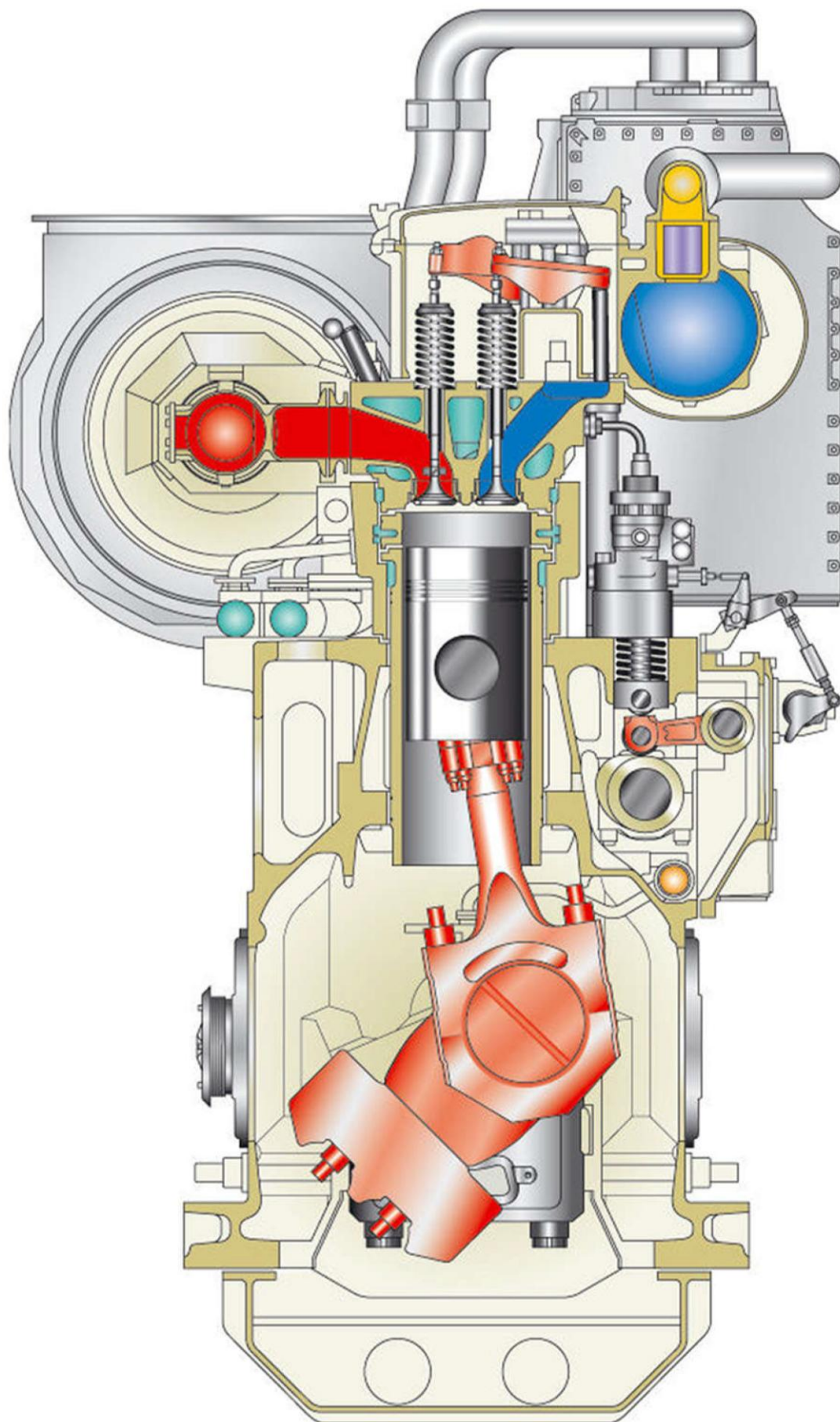


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд суднового двигуна 8ЧН 51/60

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.01.ПЗ

Аркуш

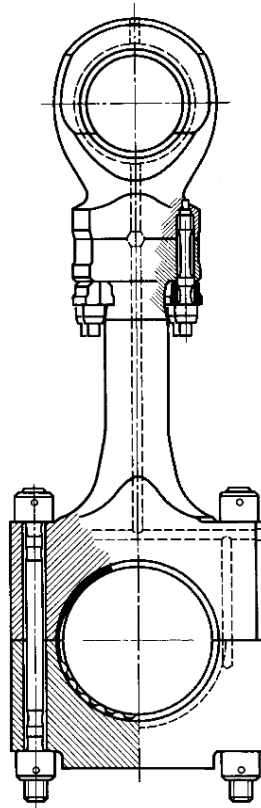


Рисунок 1.2 – Шатун суднового двигуна 8ЧН 51/60

Геометрія камери згоряння у кришці робочого циліндра (рис. 1.3) дизеля 8ЧН 51/60 забезпечує оптимальне згоряння палива. Розпилення палива форсункою відбувається безпосередньо в об'єм камери згоряння двигуна, що сприяє якісному сумішоутворенню й оптимальному процесу згоряння.

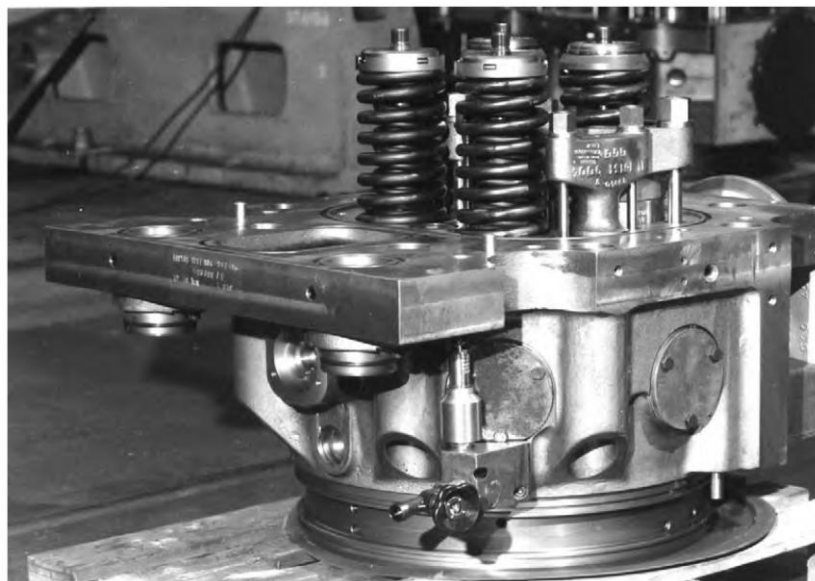


Рисунок 1.3 – Кришка робочого циліндра суднового двигуна 8ЧН 51/60

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.01.ПЗ

Аркуш

Удосконалена геометрія камери згоряння дизеля 8ЧН 51/60 оптимізована для забезпечення спалювання дизельного легкого палива, а також мазуту.

Досить тонке розпилювання палива форсункою забезпечує високоефективне згоряння циклової дози за рахунок оптимально підбраного коефіцієнта надлишку повітря.

Блок-картер двигуна (рис. 1.4) жорсткий, литий в моноблочному виконанні з анкерними зв'язками, які проходять від підвісного корінного підшипника аж до верхньої поверхні блок-картеру дизеля та зв'язками від кришки робочого циліндра до проміжного днища двигуна.

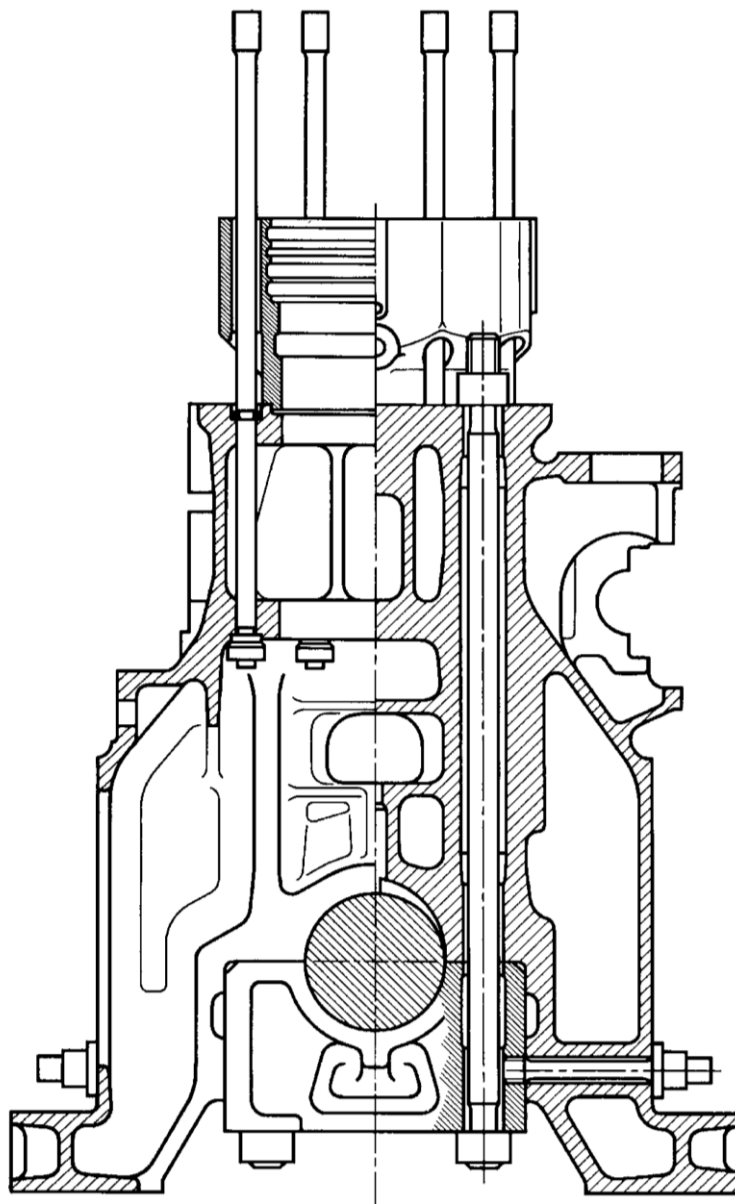


Рисунок 1.4 – Блок-картер суднового двигуна 8ЧН 51/60

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.01.ПЗ

Аркуш

Втулка циліндрів (рис. 1.5) суднового двигуна 8ЧН 51/60 товстостінна. Її конструкція виключає можливу зовнішню деформацію та створює найбільш оптимальні умови для роботи поршнів двигуна.

Кожна втулка циліндра встановлюється в індивідуальну проставку з порожнинами для забезпечення циркуляції охолоджуючої рідини. Така конструкція сприймає усю деформацію, що виникає при деформації блок-картеру дизеля. Все це забезпечує оптимальну роботу поршня, а саме високий термін його служби й досить тривалі інтервали між обслуговуванням.

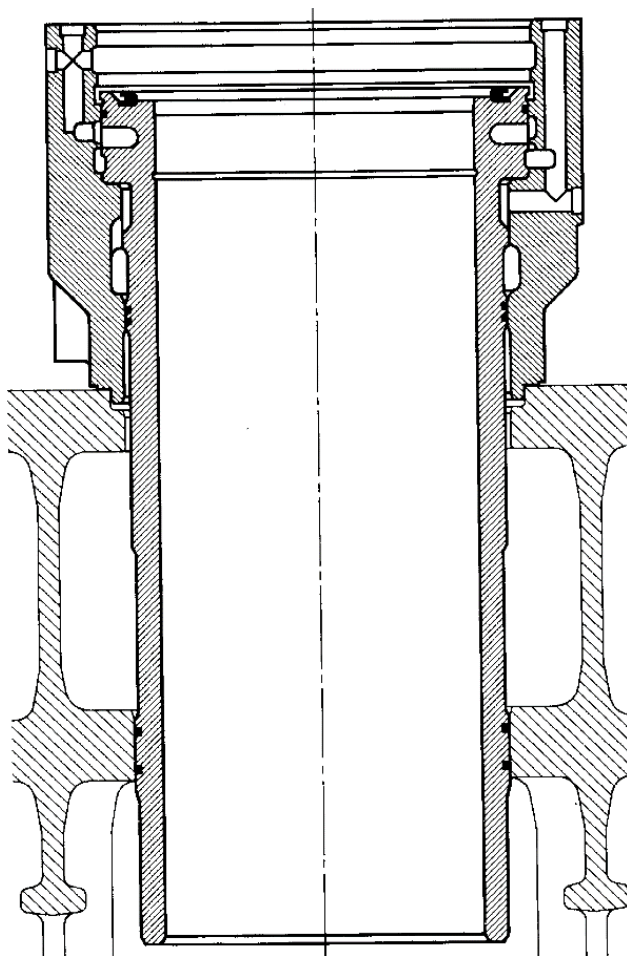


Рисунок 1.5 – Втулка циліндра суднового двигуна 8ЧН 51/60

На судновому двигуні 8ЧН 51/60 застосовуються складені поршні. Головка поршня виготовлена з кованої сталі та має високу стійкість до деформації. Поршень має охолодження вздовжуванням.

Тронк поршня виготовлено з чавуну з кулястим графітом. У поєднанні з наявністю вогневого кільця у верхній частині складеної втулки циліндра, складений

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поршень запобігає негативному впливу зносу робочого циліндра одночасно з забезпеченням мінімального рівня витрати змащувального масла.

Верхнє поршневе кільце має хромоване керамічне покриття зі зносостійкими керамічними частками на його поверхні, що забезпечує високий рівень зносостійкості кільця.

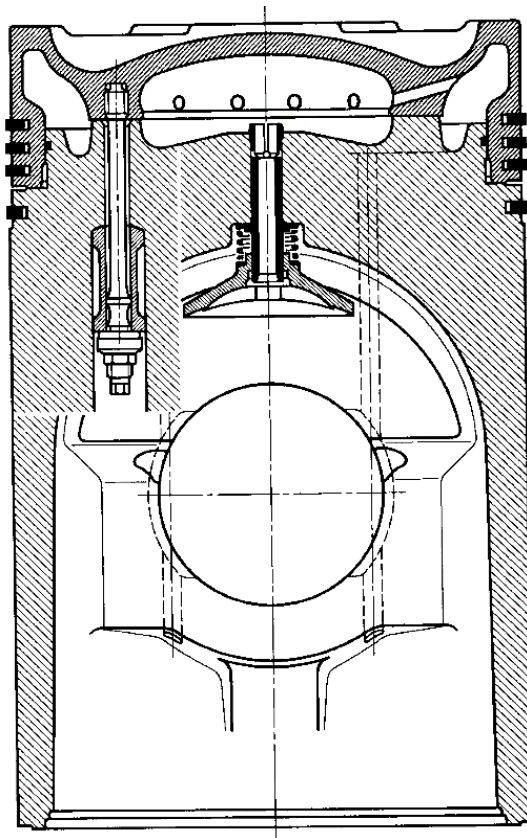


Рисунок 1.6 – Поршень суднового двигуна 8ЧН 51/60

На двигуні застосовуються випускні клапани (рис. 1.7) з гвинтовим стрижнем, що слугує для автоматичного провертання у потоці відпрацьованих газів (ВГ).

Посадка клапана відбувається у посилене сидло, що охолоджується водою. Все це дозволяє підтримувати досить низьку температуру випускних клапанів. У свою чергу впускні клапани двигуна обладнані спеціальним механічним пристроєм – Rotocap, який забезпечує поворот.

На двигуні застосовується модифікована кришка клапана із досить зменшеною вагою, що дає змогу швидко замінювати паливні форсунки.

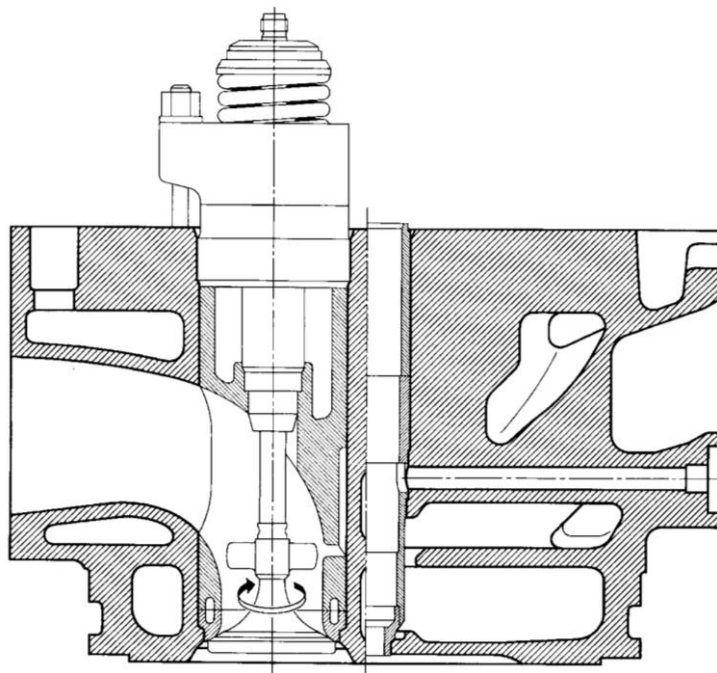


Рисунок 1.7 – Кришка робочого циліндра суднового двигуна 8ЧН 51/60 з випускним клапаном та обертаючим механізмом

Система наддуву з постійним тиском. На дизелі застосовано сучасний турбонагнітач моделі ТСА, який має тривалий міжремонтний період підшипників ротора. Система наддуву забезпечує максимально повне згоряння палива з низьким тепловим навантаженням на елементи камери згоряння двигуна. Також, висока ефективність роботи дизеля на повних та часткових навантаженнях спричиняє значний надлишок повітря.

Високий ККД турбонагнітача при досить низькому перепаді тиску дає змогу забезпечити хорошу роботу двигуна при частковому його навантаженні. На двигуні 8ЧН 51/60 рядного виконання встановлено один турбонагнітач моделі – ТСА. Відповідно для всіх робочих циліндрів необхідно лише один загальний трубопровід для відведення ВГ.

Паливна система *Common Rail*, що застосовується на двигуні 8ЧН 51/60 дозволяє досить гнучко регулювати час упорскування циклової дози форсункою (рис. 1.8), тривалість та тиск упорскування для кожного циліндра. Така гнучкість регулювання дозволяє оптимізувати витрату пального та викиди в будь-який момент експлуатації дизеля 8ЧН 51/60.

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

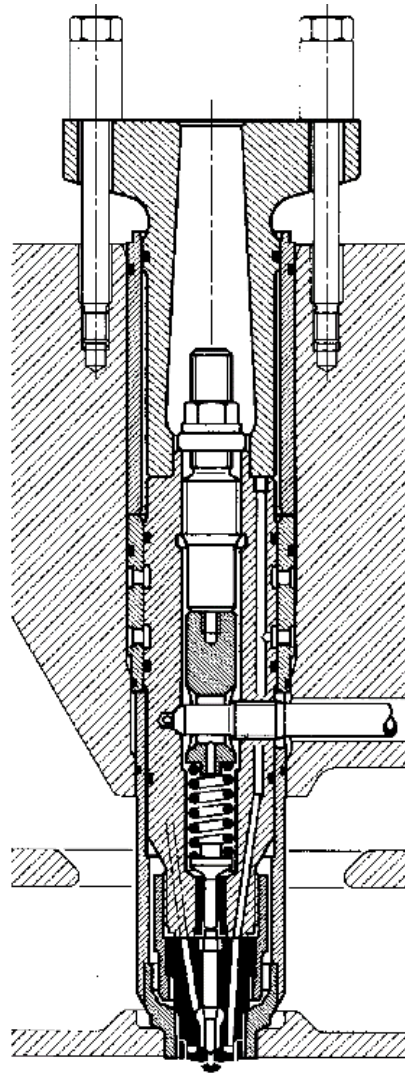


Рисунок 1.8 – Паливна форсунка суднового двигуна 8ЧН 51/60

1.3. Навантаження головного двигуна 8ЧН 51/60 на усталених режимах роботи

Відповідно до даних заводу-виробника двигун 8ЧН 51/60 може безпечно експлуатуватися у відповідному діапазоні усталених режимів роботи, що показано на рис. 1.9. У деяких випадках можливе обмеження певних інтервалів обертів дизеля для забезпечення безперервної його роботи.

При пружному встановленні двигуна допустимий діапазон частоти обертання на стадії проектування має бути підтверджено розрахунками крутильних коливань, робочих вібрацій, а також визначенням розмірів пружного кріплення.

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

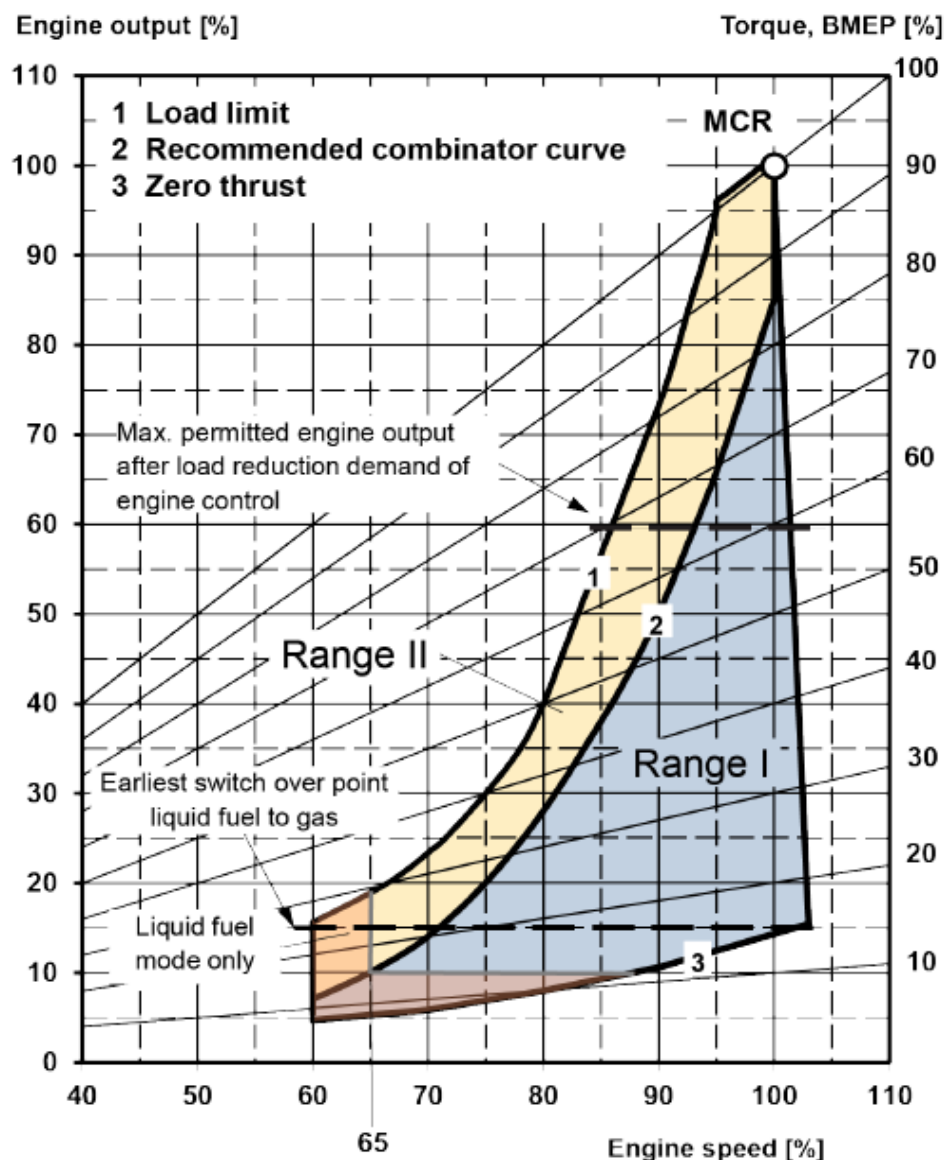


Рисунок 1.9 – Поле допустимих усталених режимів роботи двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на гвинт регульованого кроку:

MCR – максимальний безперервний номінал роботи двигуна; I – робочий діапазон для безперервної роботи дизеля; II – робочий діапазон, який є тимчасово припустимим, наприклад, під час здійснення прискорення чи маневрування

Криву комбінатора необхідно розташовувати на потрібній відстані від кривої граничного навантаження дизеля. Для забезпечення захисту від перевантаження необхідно передбачити контроль навантаження. Також потрібно враховувати втрати при передачі потужності, наприклад, за допомогою коробки передач та потужності валу.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.01.ПЗ

Аркуш

1.4. Висновок до розділу

Головний судновий двигун 8ЧН 51/60 є сучасним, надійним та економічним двигуном з високим рівнем форсування. Двигун встановлено у якості головного двигуна на судні призначеному для перевезення зрідженого природного газу. Тому можливим шляхом вдосконалення даного типу двигуна може бути переведення його роботи на газ з використанням запальної дози дизельного палива. Така модернізація дозволить покращити екологічні показники роботи двигуна, а також зменшить необхідні запаси дизельного палива на судні для виконання рейсу.

					КРМ.142.6221м.16.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60

2.1. Визначення вихідних даних для синтезу робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі

Розрахунок номінального режиму роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 виконується в програмному комплексі Blitz-PRO. У своїй стандартній комплектації програмний комплекс Blitz-PRO для початку розрахунків потребує майже триста вихідних даних.

Однак більшість з них в розрахунку номінального режиму не потрібні (вони використовуються для інших типів двигунів та інших умов роботи двигунів). Тому для виконання розрахунку номінального режиму приймаємо наступні основні параметри, що наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для синтезу робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі

№ з.п.	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр
1	N_e	8000	кВт	Потужність
2	n	500	хв ⁻¹	Частота обертання
3	P_k	4,14		Ступінь підвищення тиску
4	D_c	510	мм	Діаметр циліндра
5	S_p	600	мм	Хід поршня
6	i_c	8		Кількість циліндрів
7	ε	15		Ступінь стиснення
8	λ	0,285		Співвідношення кривошипа
9	α	2,9		Коефіцієнт надлишку повітря
10	q_f	12,74		Масова кількість палива на 1 цикл (основне паливо)
11	p_{max}	18855	кПа	Максимальний тиск
12	t_{max}	1202	°C	Максимальна температура в циліндрі
13	b_b	190	г/(kW·h)	Питома витрата палива
14	m_{osc}	521	кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово
15	m_{rot}	840	кг	Маса деталей, що рухаються обертально
16	$D_{int.v.}$	148	мм	Діаметр впускного клапану
17	$d_{int.s}$	140	мм	Діаметр горловини впускного каналу

18	$d_{int.v.sp.}$	30,6	мм	Діаметр ніжки впускного клапану
19	φ_{IVO}	15	град	Відкриття впускного клапана перед ВМТ
20	φ_{IVC}	27	град	Закриття впускного клапана після НМТ
21	$\varphi_{i.o.t}$	90	град	Тривалість відкривання впускного клапану
22	$\varphi_{i.c.t}$	90	град	Тривалість закриття впускного клапану
23	$D_{exh.v.}$	148	мм	Діаметр випускного клапану
24	$d_{exh.s}$	140	мм	Діаметр горловини випускного каналу
25	$d_{exh.v.sp.}$	30,6	мм	Діаметр ніжки випускного клапану
26	φ_{EVO}	85	град	Відкриття випускного клапана перед НМТ
27	φ_{EVC}	20	град	Закриття випускного клапана після ВМТ
28	$\varphi_{e.o.t}$	90	град	Тривалість відкривання випускного клапану
29	$\varphi_{e.c.t}$	90	град	Тривалість закриття випускного клапану
30	$\varphi_{start.inj}$	10	град	Початок першого впорску
31	$\varphi_{start.inj2}$	3	град	Початок другого впорску
32	φ_{inj}	0,4	град	Тривалість першого впорску
33	φ_{inj2}	31	град	Тривалість другого впорску

2.2. Розрахунок робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу Blitz-PRO

Після введення усіх зазначених у таблиці 2.1 вхідних даних у програму Blitz-PRO, виконуємо розрахунок, результати якого наведено в табличному виді табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків суднового двигуна 8ЧН 51/60

№ з.п.	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання	Параметр
1	N_e	8000	кВт	Ефективна потужність
2	n_{crank}	500	об/хв	Частота обертів
3	α	2,9		Коефіцієнт надлишку повітря
4	q_f	12,74	г/цикл	Циклова доза палива
5	P_{fr}	589,47	кВт	Потужність, що втрачається на тертя
6	T_b	152802	Н·м	Крутний момент
7	p_b	1958,24	кПа	Середній ефективний тиск
8	p_{fr}	144,27	кПа	Втрати середнього ефективного тиску
9	η_b	43,98	%	Ефективний ККД
10	η_m	91,5	%	Механічний ККД
11	b_b	191,22	г/(кВт·год)	Ефективна витрата пального
12	$P_{i.g}$	8744	кВт	Індикаторна потужність
13	P_{pump}	-153,8	кВт	Насосна потужність
14	$p_{i.g}$	2140,18	кПа	Середній індикаторний тиск
15	η_i	48	%	Індикаторна ефективність
16	b_i	174,9	г/(кВт·год)	Індикаторна витрата пального

17	η_v	95,62	%	Об'ємний ККД
18	γ_r	0,41	%	Доля залишкових газів
19	p_{max}	18855,72	кПа	Максимальний тиск циклу
20	t_{max}	1202,2	°C	Максимальна температура циклу
21	$t_{max.burned}$	2629,66	°C	Максимальна температура циліндру в зоні згорівших газів
22	$t_{max.fresh}$	662,7	°C	Максимальна температура циліндру в зоні свіжого заряду
23	p_c	14744,67	кПа	Тиск горіння
24	t_c	883,13	°C	Температура горіння
25	$p_{exh.op}$	1894,4	кПа	Тиск під час випуску
26	$t_{exh.op}$	991,17	°C	Температура під час випуску
27	p_k	411,93	кПа	Тиск за компресором
28	t_k	233,5	°C	Температура за компресором
29	p_s	409,62	кПа	Тиск в ресивері
30	t_s	38,22	°C	Температура в ресивері
31	p_t	396	кПа	Тиск вихлопних газів
32	t_t	450	°C	Температура вихлопних газів
33	$\Delta p_{res.fr}$	0,306	кПа	Втрати тиску в ресивері
34	$\Delta p_{exh.fr}$	7,18	кПа	Втрати тиску в випускному колекторі
35	p_{zt}	103	кПа	Тиск за турбіною
36	t_{zt}	272,4	°C	Температура газів за турбіною
37	$\Phi_{comb.start}$	351,7	п.к.в.	Початок горіння палива
38	Φ_{comb}	71,65	п.к.в.	Тривалість горіння палива
39	$\Phi_{comb.start2}$	358,4	п.к.в.	Початок горіння для другого впорскування палива
40	Φ_{comb2}	95,72	п.к.в.	Тривалість горіння для другого впорскування палива
41	$dp/d\phi_{max}$	482,68	кПа/п.к.в.	Жорсткість горіння
42	$\Phi_{inj.dur}$	0,4	п.к.в.	Тривалість впорскування палива на першій фазі
43	$\Phi_{inj.start}$	350	п.к.в.	Початок впорскування палива на першій фазі
44	d_{32}	15,24	мкм	Розмір крапель пального в струмені
45	ϕ_i	1,6	п.к.в.	Затримка займання палива
46	p_{inj}	219,35	кПа	Тиск впорскування пального на першій фазі
47	$\Phi_{inj.dur}$	31	п.к.в.	Тривалість впорскування палива на другій фазі
48	$\Phi_{inj.start}$	357	п.к.в.	Початок впорскування палива на другій фазі
49	d_{33}	13,38	мкм	Розмір крапель пального в струмені
50	ϕ_i	1,33	п.к.в.	Затримка займання палива
51	p_{inj}	219,35	кПа	Тиск впорскування пального на другій фазі
52	$[CO]_{cyl}$	206,3	ppm	Концентрація СО на випускному каналі
53	$[CO]_{exh}$	204,65	ppm	Концентрація СО в випускному колекторі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.02.ПЗ

Аркуш

54	$[\text{NO}]_{\text{cyl}}$	136,15	ppm	Концентрація NO на випускному каналі
55	$[\text{NO}]_{\text{exh}}$	135	ppm	Концентрація NO в випускному колекторі
56	g_{NO}	1,18	г/(кВт·год)	Питома кількість NOx в випускних газах
57	$[\text{C}]_{\text{cyl}}$	0,00001	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі
58	$[\text{C}]_{\text{n.cyl}}$	7,05	г/м ³	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
59	$[\text{C}]_{\text{n.cyl.Bosch}}$	0,00003	bosch units	Концентрація сажі при н. у.
60	$[\text{C}]_{\text{n.cyl.Hartrige}}$	0,0003	HSU (%)	Концентрація сажі на випускному каналі відносно н. у.
61	G_{int}	17,62	кг/с	Масова витрата повітря через впускні канали
62	G_{exh}	17,67	кг/с	Масова витрата повітря через випускні канали
63	G_{turb}	17,67	кг/с	Масова витрата газів на турбіні
64	$t_{\text{w.head}}$	275,3	°C	Температура стінки кришки циліндра
65	$t_{\text{w.pist}}$	372,67	°C	Температура гарячої поверхні поршня
66	$t_{\text{w.pist.cool}}$	289	°C	Температура холодної поверхні поршня
67	$t_{\text{w.liner}}$	149	°C	Температура стінки циліндру
68	$t_{\text{w.int}}$	48,28	°C	Температура стінки ресиверу
69	$t_{\text{w.exh}}$	433	°C	Температура стінки випускного колектору
70	t_{result}	558,18	°C	Внутрициліндрова результуюча температура
71	$t_{\text{exh.result}}$	450,6	°C	Результуюча температура випускного колектору
72	$\alpha_{\text{m.gas}}$	0,85	кВт/(м ² ·К)	Коефіцієнт тепловіддачі циліндру
73	$\alpha_{\text{m.exh}}$	1	кВт/(м ² ·К)	Результуючий коефіцієнт тепловіддачі випускного колектору
74	Π_{turb}	3,6		Коефіцієнт падіння тиску в турбіні
75	$G_{\text{cmpr.ref}}$	17,5	кг/с	Витрата повітря на компресорі
76	$n_{\text{cmpr.ref}}$	12021,3	об/хв	Частота обертання компресору
77	ε_{act}	14,42		Фактичний ступінь стиснення
78	P_{cmpr}	3399,1	кВт	Потужність компресору
79	P_{turb}	3396,2	кВт	Потужність турбіни
80	$\eta_{\text{cmpr.ad}}$	84,5	%	Адіабатний ККД компресора
81	$\eta_{\text{e.t}}$	83,5	%	ККД турбіни
82	n_{cmpr}	12379,6	об/хв	Частота обертання турбокомпресору
83	μ_{Ft}	0,0	мм ²	Еквівалентний прохідний перетин турбіни
84	Q_{fuel}	18133,4	кВт	Теплота, що виділяється при згорянні палива
85	$Q_{\text{w.ht}}$	958,4	кВт	Тепло, що відводиться водою зі стінок циліндру
86	$Q_{\text{w.fr}}$	442,1	кВт	Тепло від тертя, що відводиться водою
87	Q_{w}	1400,5	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться охолоджуючою водою
88	$Q_{\text{oil.ht}}$	321,6	кВт	Тепло що відводиться в мастило від стінок циліндра
89	$Q_{\text{oil.fr}}$	147,3	кВт	Тепло від тертя, що відводиться мастилом

90	Q_{oil}	469	кВт	Сумарна кількість тепла, що відводиться мастилом
91	Q_{CAC}	3744,1	кВт	Тепло, відхилене в заряді охолоджувача повітря
92	Q_{EG}	4338,7	кВт	Теплота відхідних газів
93	Q_{exh}	171,5	кВт	Охолодження випускного колектора
94	Q_{res}	-34,7	кВт	Охолодження ресиверу
95	Q_{sum}	18159,4	кВт	Загальна кількість теплоти

В результаті розрахунків робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 при роботі на номінальному режимі за допомогою програмного комплексу Blitz-PRO було одержано ряд діаграми – рис. 2.1–2.3.

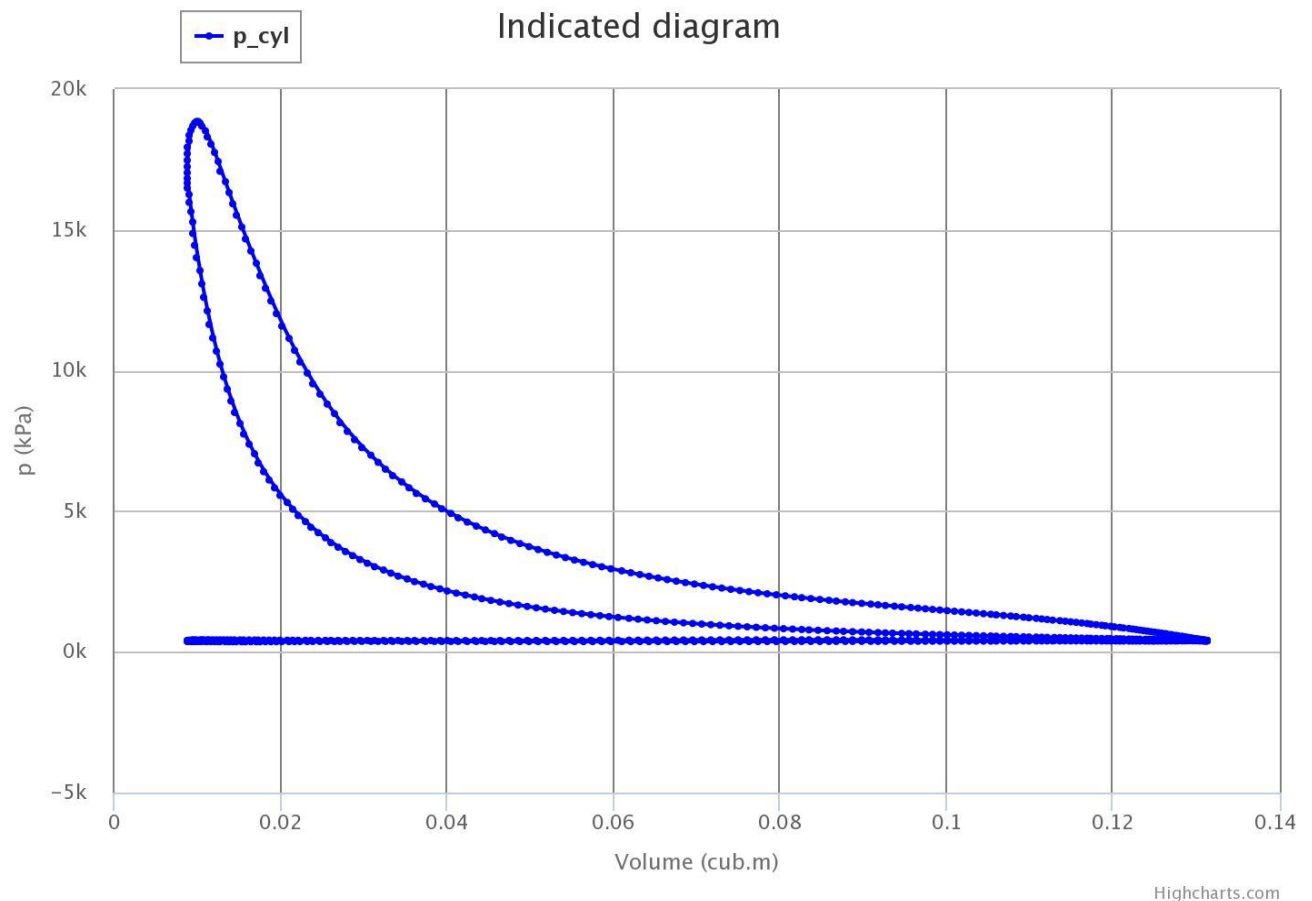


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма в P – V координатах робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 на номінальному режимі роботи

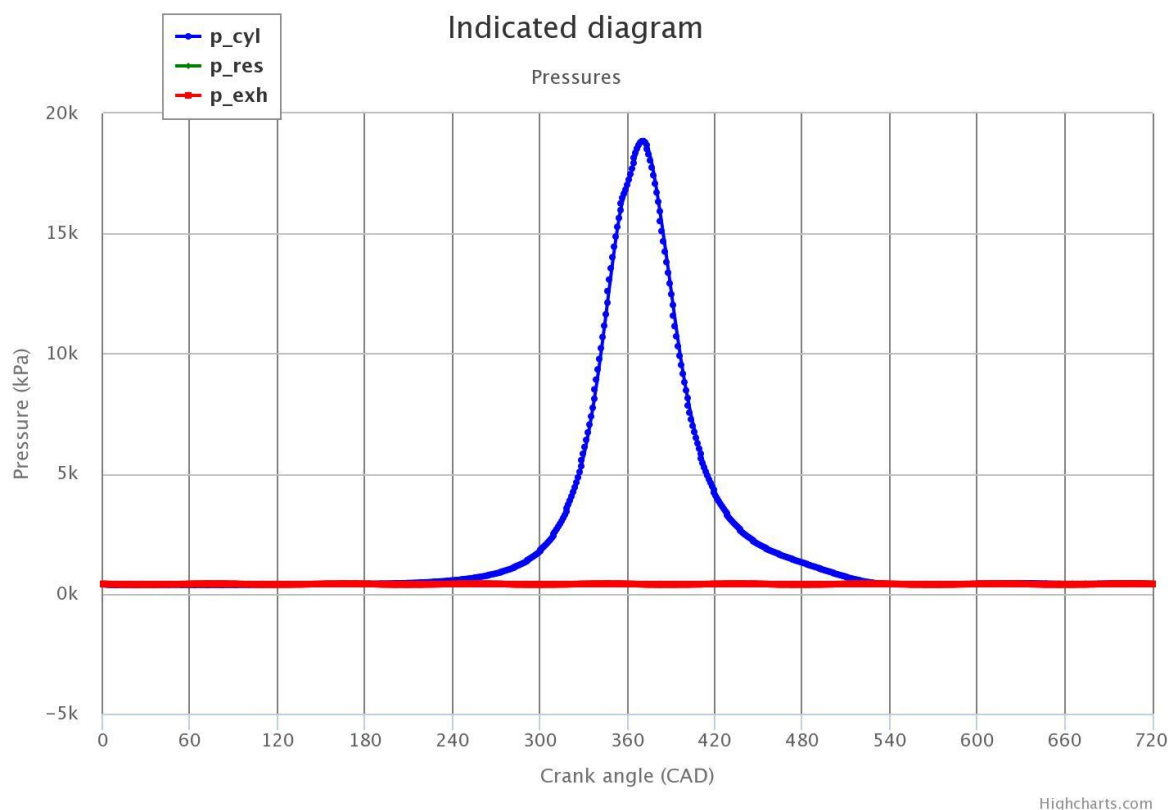


Рисунок 2.2 – Розгорнута індикаторна діаграма $P = f(\varphi)$ робочого циклу суднового двигуна 8ЧН 51/60 на номінальному режимі роботи

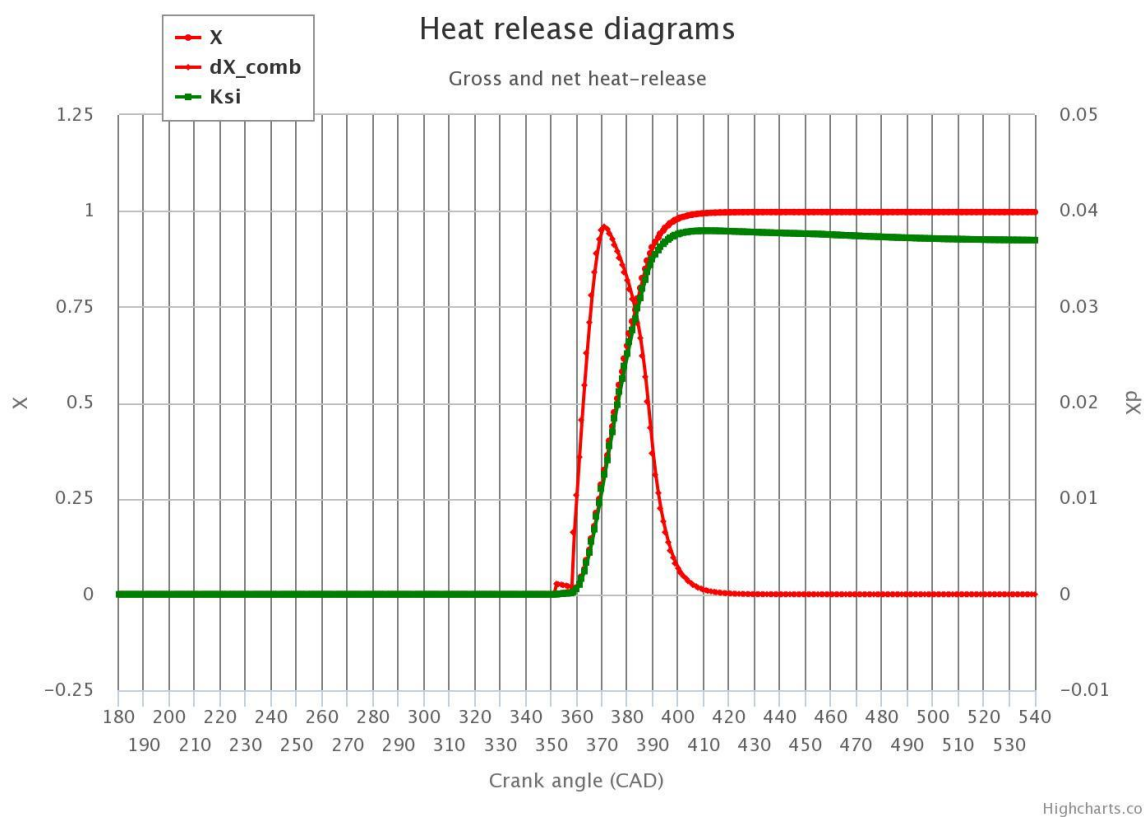


Рисунок 2.3 – Діаграма тепловиділення при згоранні в судновому двигуні 8ЧН 51/60 на номінальному режимі роботи

2.3. Висновок до розділу

Виконано моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60, який застосовується у якості головного, у програмному комплексі Blitz-PRO. Отримані результати моделювання за допомогою налаштованої моделі з достатньою точністю цілком відповідають паспортним даним двигуна прототипу, а розбіжність не перевищує 0,1 %.

					<i>KPM.142.6221м.16.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

8ЧН 51/60 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

3.1. Постановка проблеми

На сьогодні провідними світовими виробниками двигунів все більше уваги приділяється питанню застосування газового палива (особливо метану) в двигунах різного цільового призначення. Такий підвищений інтерес обумовлений не тільки значною потребою заміни традиційних нафтових палив альтернативними джерелами, але й можливістю значно покращити екологічні показники дизелів.

Особливо це стосується покращення екологічних норм саме дизельних двигунів, так як технічні методи реалізації значного покращення для них майже вичерпані.

У багатьох дослідженнях зустрічається порівняння використання метану з іншими моторними паливами двигунів, а також питання щодо його фізико-хімічних властивостей, процесу подачі, розпилювання та згоряння досить повно вивчені.

Також проведено безліч безмоторних досліджень різних систем подачі метану в робочий циліндр дизеля, дослідження роботи дизелів на метані та його сумішах з іншими різними за властивостями паливами – рідкими (ДП, синтетичне паливо, різні спирти та масла) та газоподібними (синтез-газ). Також дано оцінку екологічним властивостям дизелів, при роботі на метані.

Значна відмінність властивостей метану від ДП викликає потребу в модернізації існуючої паливної системи двигуна, додавання нового обладнання та регулювання параметрів робочого процесу. Так, наприклад, використання штатного ПНВТ через підвищену стисливість метану є ускладненим. Однак цю обставину дещо пом'якшує можливість застосовувати більш низький тиск впорскування. При експлуатації паливної апаратури доводиться враховувати досить різке зростання витоків і прискорений знос деталей, що пов'язано з меншим значенням в'язкості. Досить високі значення тиску насичених парів газу висуває значно підви-

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

щені вимоги до усіх процесів, де є вакуумування, а саме – у лініях високого тиску в відповідний період між впорскуванням циклової дози; в порожнині плунжеру при процесі наповнення; при перекачуванні палива у лінії високого тиску. Додатковими труднощами використання метану також є досить значна залежність властивостей метану від температури.

Так, зберігання та подавання метану лінією високого тиску, заправлення витратних ємностей, забезпечення високого рівня безпеки експлуатації потребують реалізації низки технічних рішень. Також при використанні метану потрібно враховувати і хімічну активність метану по відношенню до різного роду ущільнень й пластмас застосованих на двигуні та його системах.

Системи зберігання та подачі можуть бути різними. Так, наприклад витратний балон може бути підтискатися стисненим азотом (1 МПа) або мати свій вбудований насос підтискання метану. Альтернативним рішенням цього може бути балон з підпором метану стисненим пропаном. Таку систему підтискання автори розробки назвали «термодинамічним насосом».

Він представляє з себе витратний балон, що умовно вважається гідравлічним акумулятором з роздільною мембраною. Над роздільною мембраною знаходиться стиснений пропан під тиском насичених парів, а під мембраною – відповідно метан. Роздільна мембрана унеможлиблює розчинення двох палив та витрату пропану.

Таким чином забезпечує тиск метану в рідкій фазі та гарантована подача в ПНВТ (тиск насичених парів пропану більше метану на 50...100 % відповідно при температури у – 20 +50 °C). Система має уніфікований гідравлічний модуль керування подачею метану в якій насос середнього тиску, стискає метан до тисків у 2... 3 МПа для подальшої подачі в рядний ПНВТ чи, наприклад, до тиску 30 МПа для подачі у відповідний акумулятор системи *Common Rail*.

В будь якій з перерахованих систем є певні витоки, що спричиняють до випаровування метану у атмосферу. Такі витоки зазвичай збираються в спеціальний газозбірник та перекачуються компресором в основний балон запасу.

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таким шляхом, усувається вибухо- та пожежонебезпека (горюча суміш виникає при змішуванні повітря з метаном вже при концентрації газу у 3,5 %).

В усіх паливних системах паливоподачі передбачено повернення палив. Це потрібно для охолодження та певної стабілізації наповнення плунжерних порожнин, чи керування процесами упорскування в системах Common Rail. Злив палива здійснюється під тиском, наближеному до тиску гідравлічного керуючого модуля (1 МПа). При використанні метану на певних стадіях потрібно або підігрівати або навпаки охолоджувати паливо для цього у системі застосовують теплообмінник-холодильник.

У системах з насос форсунками для забезпечення зменшення витоків палива застосовують масляний затвор плунжерної пари. Такий затвор є досить ефективний в процесі роботи двигуна, однак призводить до значних витоків при знятті тиску масла. У рядному ПНВТ у гарячому стані через досить високі витoki не вдеться досягти потрібної циклової подачі палива.

Крім щільного інші типи ущільнень у повній мірі не забезпечують надійність роботи при певних тисках та швидкостях плунжера насосу. Крім того, у разі нагріву метану обов'язково необхідно змінити активний хід плунжера насосу. Для подачі метану здебільшого застосовують мають рядні та індивідуальні ТНВТ, які мають ряд переваг у порівнянні з іншими.

Проблеми, що нап'ямую пов'язані з регулюванням випередження впорскування циклової дози палива, активного ходу плунжера можна вирішити за допомогою застосування системи електронного керування. Альтернативний до цього підхід, це використання двох незалежних систем впорскування ДП та метану, включаючи окремі форсунки.

Також при створенні нової паливної системи доводиться враховувати те, що при переході на роботу двигуна на рідке паливо окремі індивідуальні властивості насосних секцій ПНВТ більш суттєво починають проявлятися. Так, зокрема, нерівномірність подачі палива по секціям може зростати на 5...10% на номінальному режимі та на 20...25% на часткових. Аналогічні зміни виникають й відносно стабільності паливоподачі за часом. На практиці потрібну стабілізацію паливоподачі

					<i>KPM.142.6221м.16.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

за часом та по циліндрах дизеля вдається забезпечити, наприклад, шляхом більш прискіпливої комплектації плунжерних пар насосу, розпилювачів форсунок, клапанів, трубопроводів високого тиску по їх гідравлічним характеристикам. Для запобігання зносу прецизійних деталей ПНВТ використовують різні присадки, або навіть звичайне масло чи ДП. Насьогодні для тієї ж мети використовують антизносні присадки такі як Лубрізол.

При переході роботи двигуна з ДП на метан через значну різницю між щільністю параметри паливоподачі змінюються досить мало, але через різницю між стисливістю палив – змінюється циклова подача, тривалість та тиск впорскування пального.

Також при проектуванні паливної системи потрібно враховувати довжину нагнітального трубопроводу особливо вплив відчувається в межах 0,4..1,6 м. В інтервалах частот обертання валу ПНВТ $n = 500..1000 \text{ хв}^{-1}$ параметри процесу подачі змінюються досить слабо, а у разі зміни положення регулюючої рейки ПНВТ циклова доза палива та тривалість упорскування мають зміну за лінійним законом.

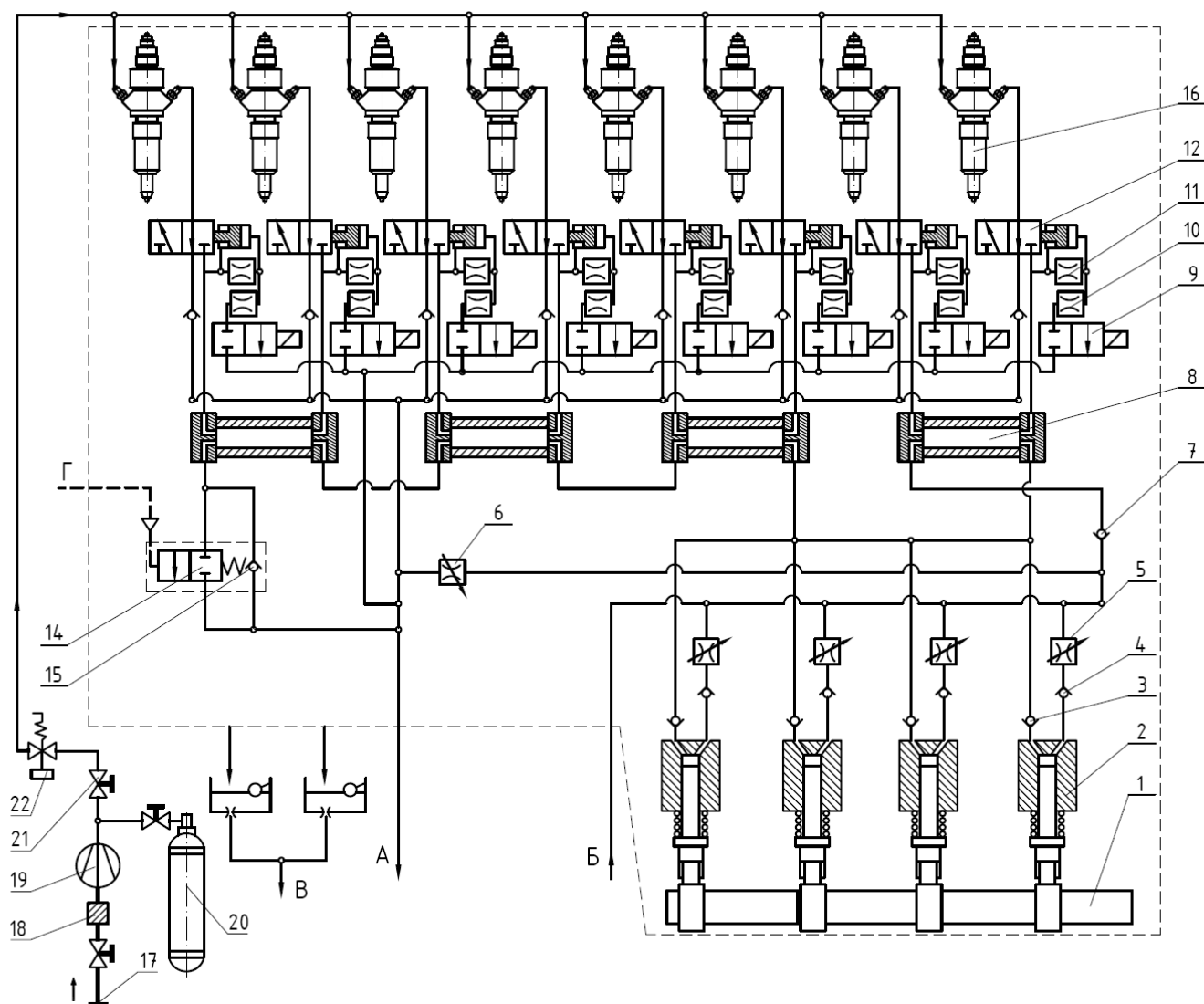
Також багатьма дослідженнями підтверджено наявність впливу тиску початку впорскування палива на параметри подачі у разі постійного активного ходу плунжера насосу, цей застосовується для підвищення ефективності системи подачі метану та можливої компенсації втрат потужності двигуна.

3.2. Переведення дизельного двигуна 8ЧН 51/60 на газове паливо

При проектуванні нової паливної системи потрібно забезпечити гнучкість роботи силової установки, а саме можливість переходу роботи з газоподібного палива на дизельне паливо та навпаки без зупинки дизеля. У газовому режимі роботи дизеля запалювання забезпечується за рахунок впорскування малої кількості пілотного дизельного палива за допомогою системи *Common rail* (рис. 3.1).

В паливній системі, що представлена на рис. 3.1 пропонується використати двопаливну форсунку (конструкція, якої представлена на рис. 3.2).

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



А – злив палива; Б – підвід палива; В – збір протічок; Г – підвід керуючого повітря

Рисунок. 3.1 – Схема паливної системи суднового дизеля 8ЧН 51/60:

1 – вал приводу насосів; 2 – паливні насоси високого тиску; 3 – нагнітальний клапан; 4 – всмоктувальний клапан; 5 – дросель регулювання подачі; 6 – дросель для підтримки перепаду тиску; 7 – зворотній клапан збільшення витрати при промиванні системи; 8 – акумулятор; 9 – пусковий клапан; 10 – дросель пускового клапану; 11 – дросель головного клапану керування подачею; 12 – головний клапан керування подачею; 13 – зворотній клапан зливної порожнини; 14 – клапан прокачування системи та аварійного скидання тиску; 15 – клапан-обмежувач високого тиску; 16 – форсунка; 17 – подача газу; 18 – газовий фільтр; 19 – компресор ВТ; 20 – Акумулятор; 21 – клапан; 22 – швидкодіючий запірний клапан

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

Аркуш

Таке компонування дозволяє розмістити усі елементи, що потрібні для роботи з газом, в корпусі кришки робочого циліндру.

На кожному робочому циліндрі дизеля встановлюється датчик детонації. Разом з індивідуальним керуванням пілотним впорскуванням палива система керування SaCoS_{one} забезпечує надійну та стабільну роботу в газовому режимі експлуатації з достатнім запасом до виникнення явища детонації.

Система керування SaCoS_{one} забезпечує надійну та безпечну роботу дизеля в рідинному та газовому режимах експлуатації з оптимальною витратою палива і низькими викидами шкідливих компонентів з ВГ. У газовому режимі експлуатації, система керування SaCoS_{one} гарантує надійну та безпечну роботу між точками спрацьовування й перекосу. Всі циліндри двигуна 8ЧН 51/60 в даному випадку контролюються окремо один від одного.

Для роботи з рідким дизельним паливом, керування здійснюється на базі стандартної системи керування SaCoS_{one} для рідкого палива. Система перевіряється на заводі-виробнику та точно налаштовується при функціональних випробувань дизеля. При введенні в експлуатацію судна така система вимагає мінімальних зусиль для налаштування.

На двигуні 8ЧН 51/60 пропонується використовувати новітню технологію запалювання газу «мікропілотною» дозою запального рідкого палива. Фактично газове паливо у робочому циліндрі запалюється шляхом уприскування рідкого дистильованого пілотного палива, що складає лише приблизно 1% від всієї кількості рідкого палива, потрібного для досягнення повної номінальної потужності дизеля в режимі рідкого палива.

Система *Common Rail* дає змогу досить гнучко регулювати час уприскування палива, тривалість й тиск для кожного робочого циліндра. Така гнучкість уприскування дозволяє оптимізувати витрату пального та викиди в будь-який момент роботи дизеля. У режимі газоподібного палива система *Common Rail* також дає змогу дуже точно узгоджувати подачу газу й пілотного впорскування в усьому діапазоні змін навантаження дизеля.

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

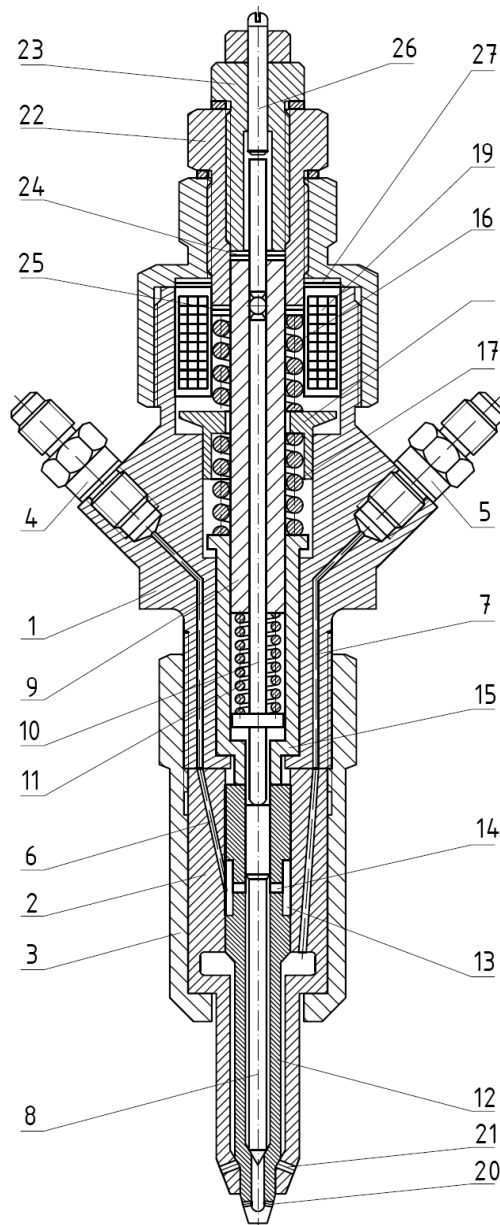


Рисунок 3.2 – Двопаливна форсунка суднового дизеля 8ЧН 51/60:

1 – корпус; 2 – корпус розпилювача; 3 – гайка; 4 – штуцер підведення запального дизельного палива; 5 – штуцер підведення газового палива; 6 – канал підведення запального дизельного палива; 7 – канал підведення газового палива; 8 – внутрішня запірні голка; 9 – внутрішня проміжна втулка; 10 – складений стрижень; 11 – пружина внутрішньої запірної голки; 12 – зовнішня запірні голка; 13 – проточка; 14 – радіальні отвори; 15 – зовнішня проміжна втулка; 16 – верхня пружина зовнішньої запірної голки; 17 – нижня пружина зовнішньої запірної голки; 18 – рухомий упор; 19 – якір лінійного соленоїду; 20 – малі соплові отвори; 21 – великі соплові отвори; 22 – корпус вузла регулювання; 23 – натискний штуцер; 24, 25 – регулювальні шайби; 26 – регулювальний гвинт; 27 – регулювальні шайби

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

Аркуш

Одним з найважливіших елементів нової паливної системи є двопаливна форсунка рис. 3.2. Забезпечення високої ефективності роботи двопаливної форсунки у складі паливної системи двигуна 8ЧН 51/60 при раціональній організації подачі основного (газового) та запального дизельного палив у ДВЗ під час роботи дизеля в режимах газодизеля і дизеля є основною задачею при проектуванні форсунки.

Це може бути досягнуто за рахунок можливості перемикання подачі основного палива з газового на дизельне (та навпаки) за одночасного високоякісного розпилювання запальної дози дизельного палива при зменшеній цикловій дозі палива та впорскуванні його у струмінь газу при роботі ДВЗ в режимі газодизеля, а також при досить високоякісному розпилюванні основної дози ДП за умови роботи двигуна 8ЧН 51/60 в режимі дизеля.

При цьому під час експлуатації двигуна 8ЧН 51/60 в режимі газодизеля запальне ДП, частка якого становить 1...5% повної циклової дози палива, що подається в ДВЗ через малі соплові отвори за високої якості розпилювання від паливної системи акумуляторного типу *Common Rail*, завдяки самозайманню підпалює газоповітряну суміш заряду робочого циліндра двигуна 8ЧН 51/60.

Струмені газового палива, що поступає при цьому через великі соплові отвори, спільно зі струменями запального дизельного палива, що самозаймаються, утворюють зони локально збагаченої паливоповітряної суміші, горіння якої ініціює поширення полум'я в зони порожнини робочого циліндра зі збідненою сумішшю, що забезпечує високоефективну роботу ДВЗ у широкому діапазоні навантажень.

Інша важлива функція зазначених струменів газового палива полягає в тому, що вони очищають (продувають) великі соплові отвори, запобігаючи їхньому закоксуванню, яке мало б місце за відсутності потоку газу в них.

Під час роботи двигуна 8ЧН 51/60 у режимі дизеля повна циклова доза ДП подається в ДВЗ через великі соплові отвори від паливної системи. При цьому за рахунок високого тиску впорскування забезпечується висока якість розпилювання ДП, ефективне згоряння за малої його тривалості і, відповідно, підвищена ефективність роботи дизеля.

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У зазначених двох режимах роботи двигуна 8ЧН 51/60 рівні тиску, що відкривають зовнішню запірну голку для забезпечення доступу основного палива, що подається (газу або дизельного палива), до великих соплових отворів, різні. Тому пружина зовнішньої запірної голки в зазначених режимах повинна мати різні сили попереднього стиснення, що забезпечують відповідні тиски відкриття (підйому) зовнішньої запірної голки.

Для зміни тиску відкриття передбачено рухомий упор частин пружини зовнішньої запірної голки, положення якого може бути змінено шляхом подавання електричного струму в лінійний соленоїд. Під час роботи двигуна в режимі дизеля соленоїд знеструмлений, і тиск відкриття зовнішньої запірної голки визначається сумарною силою попереднього стиснення нижньої і верхньої частин пружини.

Під час роботи двигуна 8ЧН 51/60 в режимі газодизеля соленоїд впливом на рухомий упор додатково стискає верхню частину пружини та зменшує силу попереднього стиснення нижньої частини пружини, що спричиняє зниження тиску відкриття зовнішньої запірної голки до рівня, який відповідає тиску газу, що подається в ДВЗ. Нерегульована доза запального дизельного палива в кількості 1...5% повної циклової дози дизельного палива подається в робочий циліндр двигуна як у режимі газодизеля, так і в режимі дизеля.

Форсунка двигуна 8ЧН 51/60 (див. рис. 3.2) містить корпус форсунки 1 і корпус розпилювача 2, з'єднані між собою накидною гайкою 3, з можливістю забезпечення герметичного з'єднання.

У корпусі форсунки розміщено штуцер 4 підведення запального дизельного палива, штуцер 5 підведення дизельного або газового палива, канал підведення запального дизельного палива 6, канал підведення дизельного або газового палива 7, штуцер відведення протікання дизельного палива, штуцер вентиляції газових каналів, внутрішню запірну голку 8, внутрішню проміжну втулку 9, складений стрижень 10, пружину внутрішньої запірної голки 11, зовнішню запірну голку 12 з виконаною в ній проточкою 13 і радіальними отворами 14, зовнішню проміжну втулку 15, пружину зовнішньої запірної голки, що складається з двох частин – верхньої 16 і нижньої 17, між якими розміщено рухомий упор 18, що являє собою

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

якір лінійного соленоїда 19, малі соплові отвори 20 для розпилювання запального дизельного палива, доступ палива до яких перекриває внутрішня запірна голка 8, великі соплові отвори 21 для подачі газового пального або для подачі дизельного пального, доступ пального до яких перекриває зовнішня запірна голка 12, вузол регулювання, що містить корпус 22, натискний штуцер 23, регулювальні шайби 24 і 25 для задавання сили попереднього стиснення пружин 11 та 16, 17, а також регулювальний гвинт 26 для обмеження ходу внутрішньої запірної голки, регулювальні шайби 27 для обмеження ходу рухомого упору 18, штифт, установлений у корпусі форсунки та корпусі розпилювача з можливістю забезпечення утримання від провороту корпусу розпилювача під час з'єднання його з корпусом форсунки за допомогою накидної гайки 3.

Двопаливна форсунка двигуна 8ЧН 51/60 працює наступним чином. Під час роботи двигуна 8ЧН 51/60 в режимі газодизеля на соленоїд 19 подають електроживлення, унаслідок чого рухомий упор 18 піднімається та займає верхнє положення, стиснувши верхню частину 16 пружини зовнішньої запірної голки та відповідно зменшивши силу попереднього стиснення нижньої частини 17 пружини зовнішньої запірної голки.

На такті стиснення робочого тіла циліндра двигуна, у момент відкриття керуючого газового клапана газоподібне паливо з газового ресивера під тиском через штуцер 5 каналом 7 надходить у газову порожнину, утворену корпусом розпилювача 2 і зовнішньою запірною голкою 12.

Долаючи невелике зусилля стиснення нижньої частини 17 пружини зовнішньої запірної голки, що передається через проміжну зовнішню втулку 15, зовнішня запірна голка 12 піднімається до дотику верхньої її поверхнею з нижньою поверхнею корпусу форсунки 1.

Необхідність забезпечення зазначеного невеликого зусилля стиснення нижньої частини 17 пружини пояснюється тим, що тиск газового палива, використовуваного в двигуні, значно нижчий за тиск ДП, використовуваного під час роботи двигуна 8ЧН 51/60 в режимі дизеля. У результаті підйому зовнішньої запірної голки 12 газове паливо через соплові отвори 21 поступає у робочий циліндр двигуна

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

8ЧН 51/60. При цьому проточка 13, розташована на зовнішній запірній голці 12, поєднується з каналом підведення запального дизельного палива 6. На відповідному етапі процесу подачі газоподібного палива відкривається керуючий клапан подачі запального дизельного палива з акумулятора, і через штуцер 4, по каналу 6, через проточку 13 і радіальні отвори 14 запальне ДП під високим тиском поступає під внутрішню запірну голку 8. Долаючи силу попереднього стиснення пружини 11 внутрішньої запірної голки, тиск запального ДП піднімає голку 8, завдяки чому запальне дизельне паливо через малі соплові отвори 20 поступає в камеру згоряння двигуна 8ЧН 51/60 одночасно з газовим паливом, яке витікає через соплові отвори 21 струменем, що витікає через соплові отвори 20.

За рахунок самозаймання запального дизельного палива утворюються осередки горіння в локально збагаченому газоповітряному середовищі. За малих навантажень двигуна 8ЧН 51/60 під час його роботи в режимі газодизеля можна обмежитися подачею газового палива тільки через соплові отвори 21.

За великих навантажень, зважаючи на неможливість своєчасного подавання достатньої кількості газового палива через обмежені прохідні перерізи каналів форсунки, зокрема через соплові отвори 21, основну масу газового палива можна подати у звичайний спосіб, наприклад, через впускні клапани двигуна 8ЧН 51/60.

Рух палива (газового) через соплові отвори 21 під час роботи двигуна 8ЧН 51/60 в будь-яких режимах запобігає закоксуванню зазначених отворів, спричиненому неповнотою згоряння ДП.

Для впорскування дози запального дизельного палива використовується акумуляторна паливна система *Common Rail* з електронним керуванням моменту часу впорскування. Задану силу попереднього стиснення пружин внутрішньої запірної голки 8 і зовнішньої запірної голки 12 забезпечують підбором товщини регульовальних шайб відповідно 24 і 25.

Максимальний підйом внутрішньої запірної голки 8 задають положенням регульовального гвинта 26, а хід рухомого упору 18 регулюють (встановлюють) підбором товщини шайб 27.

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3.3. Розрахунок роботи двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі за різного навантаження

Судновий двигун 8ЧН 51/60 працює у якості головного двигуна за гвинтовою характеристикою, що представлена на рис. 1.9 (розділ 1). Використовуючи програму *Graph2Digit* було відцифровано цю характеристику для подальших розрахунків на режимах 300, 350, 400, 450, 475, 499 та 500 обертів колінчастого валу. Обрані розрахункові режими (точки) з характеристик були уточнені в Excel та отримані коефіцієнти для побудови діаграм. Отримані коефіцієнти використані для подальших розрахунків у програмному комплексі Blitz-pro.

Для кожного обраного для розрахунку режиму швидкостей двигуна 8ЧН 51/60 змінювалися деякі параметри: оберти n , потужність N_e , ступінь наддуву P_k , показник характеру згоряння m для діаграм тепловиділення при розрахунку на режимі з газоподібним паливом, α , ρ_s , φ_{inj} . Результати розрахунків представлено у таблиці 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 на дизельному паливі

№ з.п.	Оберти, хв^{-1}	500	499	475	450	400	350	300
1	N_e , kW	8000	6800	5340	4050	2260	1130	550
2	α	3,02	3,15	3,37	2,25	2,54	3,16	5,21
3	η_b , %	45,08	45,72	45,78	44,42	43,2	40,64	36,73
4	η_m , %	93,73	93,16	91,4	90,31	87,08	81,83	74,8
5	P_{pump} , kW	-52,82	-43,91	-78,18	-101,75	-75,45	-59,66	-37,62
6	η_i , %	48,09	49,08	50,09	49,19	49,61	49,66	49,1
7	η_v , %	85,46	85,5	92,83	86,27	90,8	88,09	89,93
8	γ_r , %	1,01	0,996	0,998	1,679	1,72	1,64	1,14
9	p_{max} , kPa	16227	14819	14485	10447	8320	5858,2	4716,7
10	t_{max} , °C	1153,4	1151,1	1165,9	1505	1451,7	1263,7	923,4
11	$t_{\text{max, burned}}$, °C	2580,6	2597	2643,6	2738,3	2768,8	2734,7	2615,8
12	$t_{\text{max, fresh}}$, °C	606,6	612,13	648,75	710,47	722,7	685,9	615,7
13	$t_{\text{exh, op}}$, °C	989,16	949,2	900,36	1099,9	990,65	854,71	667,87

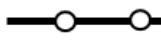
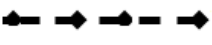
					4			
14	$t_s, ^\circ\text{C}$	37,57	36,4	34,97	34,24	28,92	29,99	30,48
15	$t_t, ^\circ\text{C}$	450,58	420,32	381,01	519,38	433,26	334,92	216,31
16	$\varphi_{comb}, \text{c.a.d.}$	73,84	64,82	49,17	52,38	62,73	83,87	114,9
17	$dp/d\varphi_{max}, \text{kPa/c.a.d.}$	457,17	398,12	356,55	405,83	400,67	299,36	141,37
18	$[\text{NO}]_{cyl}, \text{ppm}$	806,08	812,34	807,4	1370,3 4	1292,5	1083,65	621,57
19	$g_{NO}, \text{g/(kW h)}$	6,89	7,14	7,57	8,92	9,75	10,82	11,24
20	$G_{int}, \text{kg/s}$	17,7	15,45	12,92	6,77	4,35	2,86	2,5
21	$G_{WG}, \text{kg/s}$	0	0	0	0	0	0	0
22	$t_{w,pist}, ^\circ\text{C}$	321,92	307,53	298,14	312,6	263	202,95	157,04
23	Π_{turb}	3,58	3,15	2,68	1,81	1,37	1,094	1,058
24	$\eta_{cmpr.ad}, \%$	83,11	84,61	84,69	56,97	43,21	86	86
25	$\eta_{e.t}, \%$	83,52	83,14	82,37	79,53	75	0	0
26	n_{cmpr}, rpm	12454, 3	11584, 2	10408,2	8105,4	5629,6	0	0
27	Π_{cmpr}	4,48	3,9	3,16	1,86	1,25	1,14	1,07
28	Q_w, kW	1129,8	1035,5	945,32	902,17	657,02	425,2	247,13
29	Q_{oil}, kW	377,1	353,01	332,4	318,7	247,05	166,82	108,2
30	Q_{CAC}, kW	3226,3 6	2456,4	1679,4	532,2	163,65	0,41	0,35
31	Q_{EG}, kW	4803,2 5	4046,9 2	3202,01	3144,3	1771,54	920,9	495,2

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі

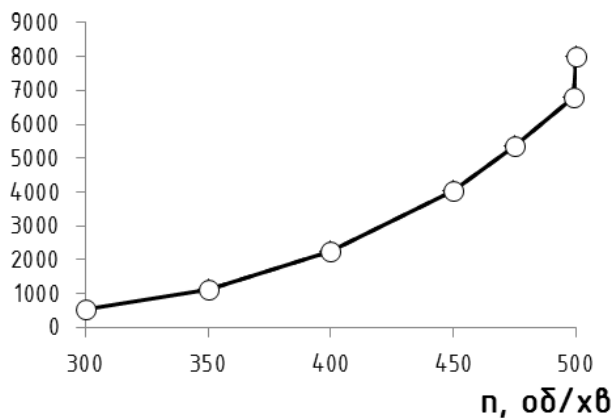
№ з.п.	Оберти, хв^{-1}	500	499	475	450	400	350
1	Ne, kW	8000	6800	5340	4050	2260	1130
2	α	2,20	2,00	1,95	1,90	1,85	1,80
3	$\eta_b, \%$	47,71	46,13	45,85	44,79	41,54	36,42
4	$\eta_m, \%$	94,11	93,20	92,40	90,39	86,94	78,53
5	P_{pump}, kW	-18,60	-72,86	-63,87	-99,31	-99,79	-133,67
6	$\eta_i, \%$	50,70	49,50	49,62	49,56	47,78	46,37
7	$\eta_v, \%$	86,27	89,60	89,96	91,32	89,79	88,05
8	$\gamma_r, \%$	2,41	2,72	3,02	3,48	4,50	6,58

					КРМ.142.6221м.16.03.ПЗ			Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				

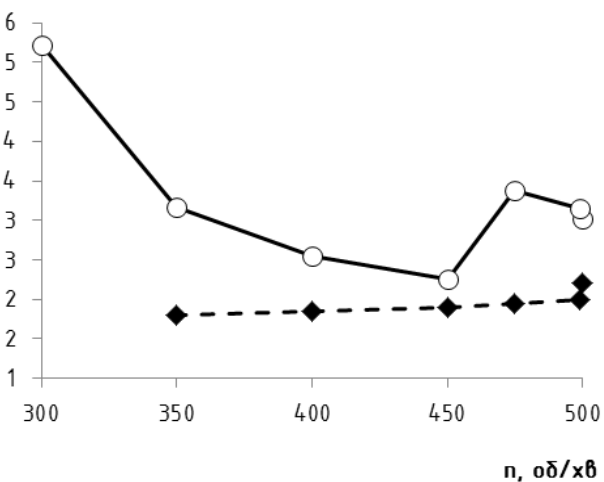
9	p_{max} , kPa	16245,3 5	13036,7 1	11674,8 0	10394,1 8	6972,37	4563,50
10	t_{max} , °C	1548,49	1644,42	1704,71	1773,54	1813,66	1849,72
11	$t_{max.burned}$, °C	1651,99	1747,86	1799,81	1865,70	1885,74	1929,70
12	$t_{max.fresh}$, °C	672,69	688,28	713,11	752,77	719,50	718,84
13	$t_{exh.op}$, °C	1080,68	1156,56	1156,48	1159,12	1149,31	1149,17
14	t_s , °C	26,22	23,83	22,64	21,28	20,01	18,62
15	t_b , °C	497,38	545,35	540,78	539,48	522,35	515,40
16	φ_{comb} , c.a.d.	29,60	24,33	15,84	7,62	-2,52	-4,78
17	$dp/d\varphi_{max}$, kPa/c.a.d.	427,29	397,51	502,80	633,43	771,14	955,77
18	$[NO]_{cyl}$, ppm	1,67	7,64	15,23	34,76	36,49	57,84
19	g_{NO} , g/(kW h)	0,01	0,05	0,09	0,21	0,23	0,41
20	G_{int} , kg/s	13,04	10,43	8,06	6,10	3,57	1,98
21	φ_{comb} , c.a.d.	29,60	24,33	15,84	7,62	-2,52	-4,78
22	$dp/d\varphi_{max}$, kPa/c.a.d.	427,29	397,51	502,80	633,43	771,14	955,77
23	$[NO]_{cyl}$, ppm	1,67	7,64	15,23	34,76	36,49	57,84
24	g_{NO} , g/(kW h)	0,01	0,05	0,09	0,21	0,23	0,41
25	G_{int} , kg/s	13,04	10,43	8,06	6,10	3,57	1,98
26	G_{WG} , kg/s	1,40	1,94	1,60	1,10	1,81	0,79
27	$t_{w.pist}$, °C	352,82	343,48	324,88	307,38	249,04	204,98
28	Π_{turb}	2,57	2,08	1,74	1,50	1,17	1,02
29	$\eta_{cmpr.ad}$, %	84,74	84,27	83,73	71,41	33,31	86,00
30	$\eta_{e.t}$, %	82,10	80,40	79,11	76,51	66,72	0,00
31	n_{cmpr} , rpm	10476,5 2	9035,31	7780,68	6648,21	3119,72	0,00
32	Π_{cmpr}	3,21	2,48	2,00	1,57	1,05	1,03
33	Q_w , kW	1269,16	1170,62	1024,74	894,64	719,19	508,97
34	Q_{oil} , kW	370,82	346,10	315,73	287,50	210,34	151,97
35	Q_{CAC} , kW	1719,66	1033,63	594,46	312,16	43,45	-67,48
36	Q_{EG} , kW	5022,51	4935,67	4031,45	3235,36	1983,37	1126,62

Нижче представлено результати моделювання при роботі на різних видах палива. На графіках для дизельного палива криві позначені, як , а при роботі на газу – .

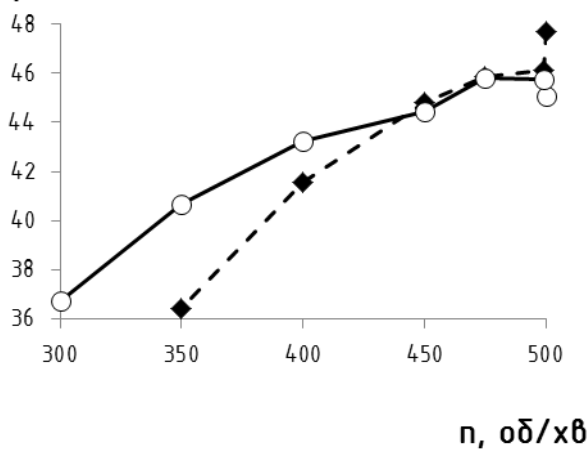
$N_e, \text{ kW}$



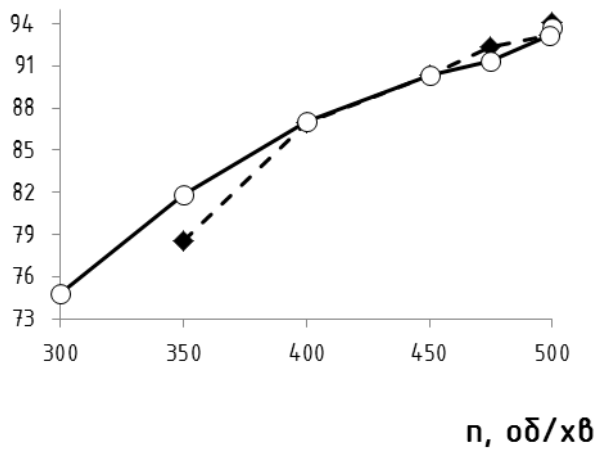
α



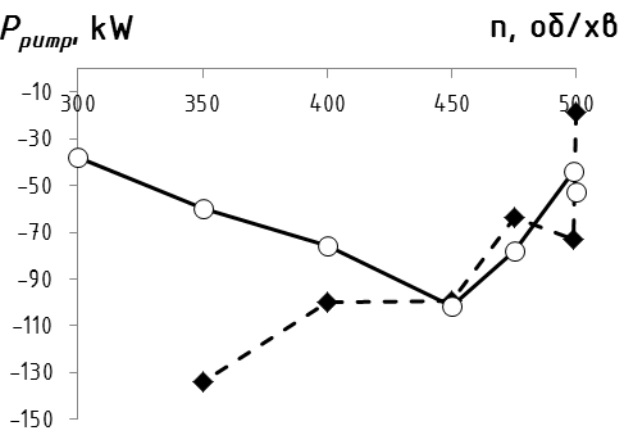
$\eta_e, \%$



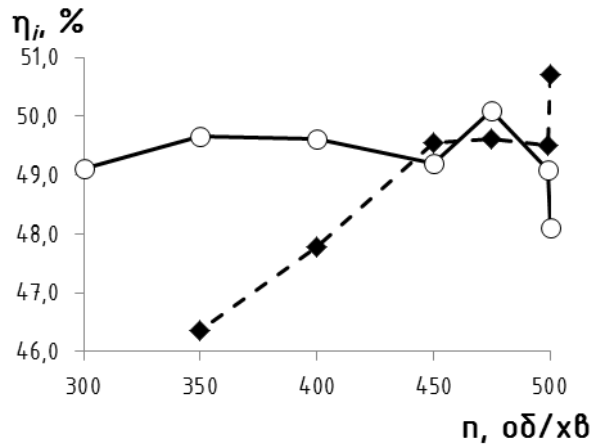
$\eta_m, \%$



$P_{\text{pump}}, \text{ kW}$



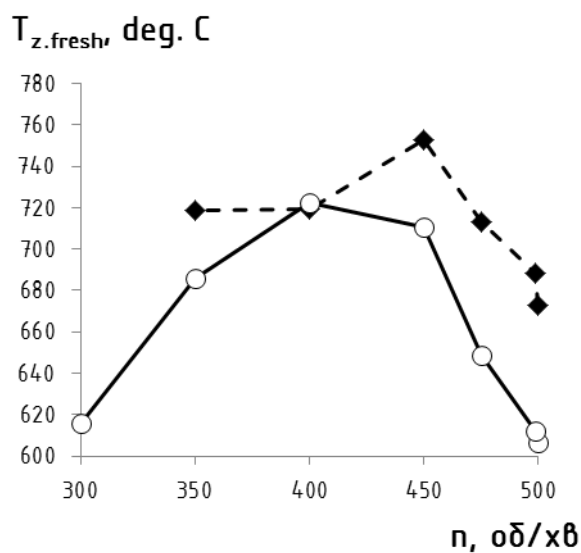
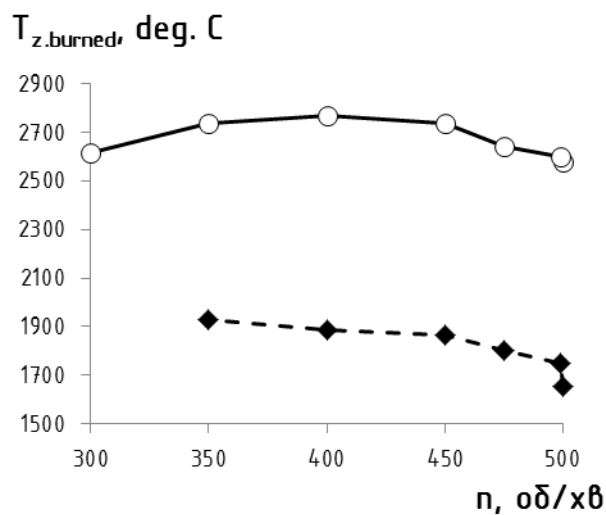
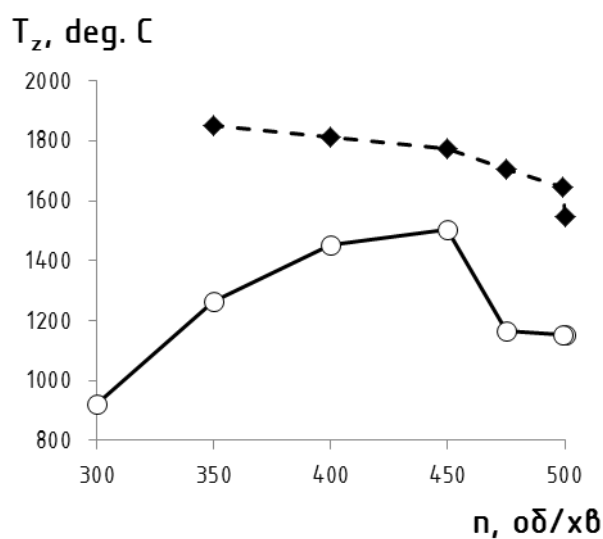
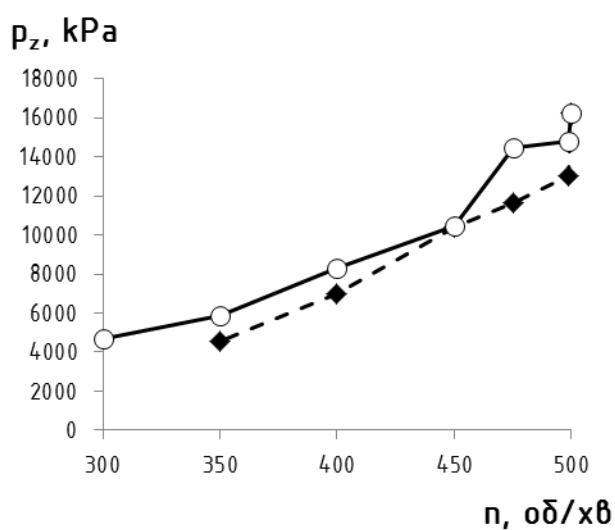
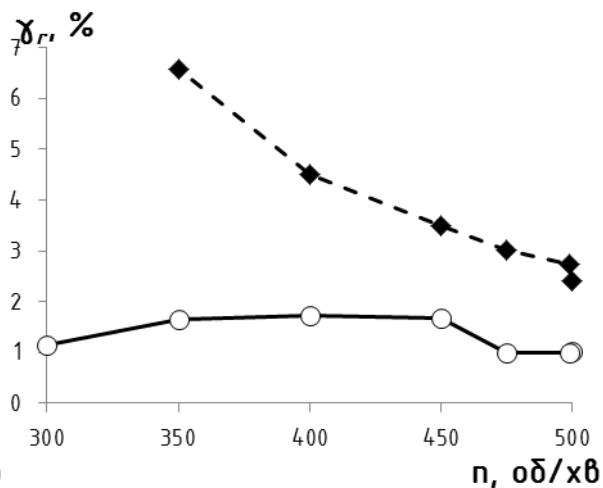
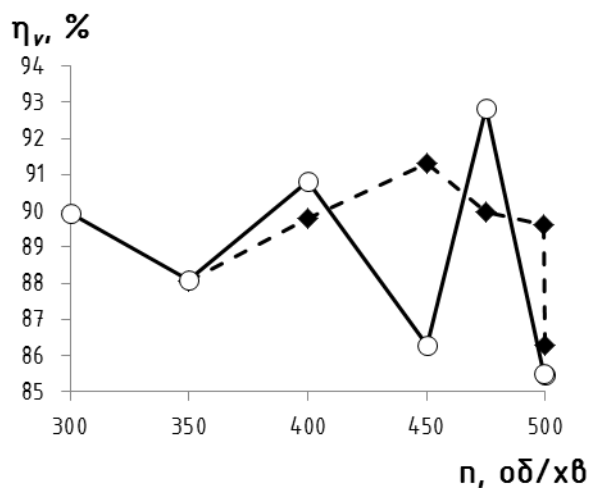
$\eta_{ii}, \%$



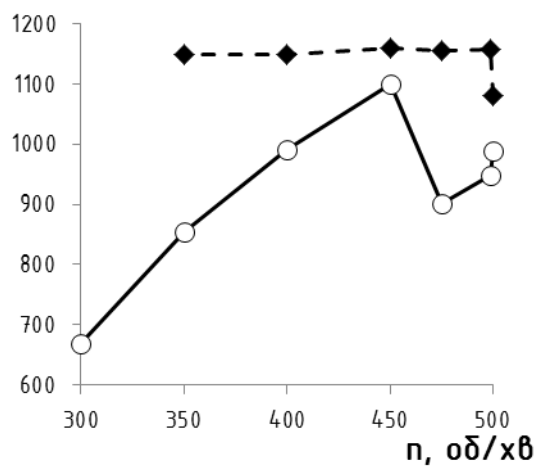
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

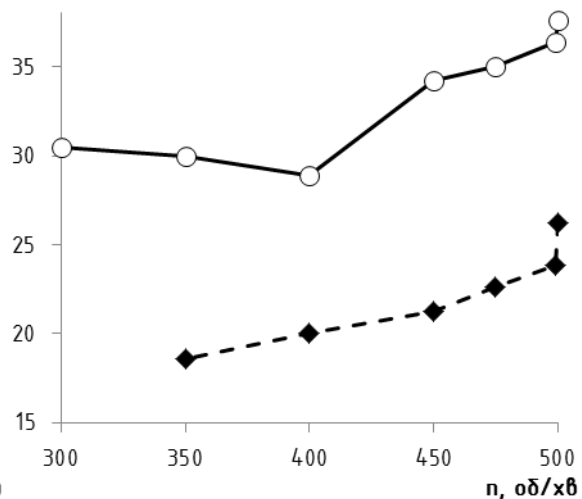
Аркуш



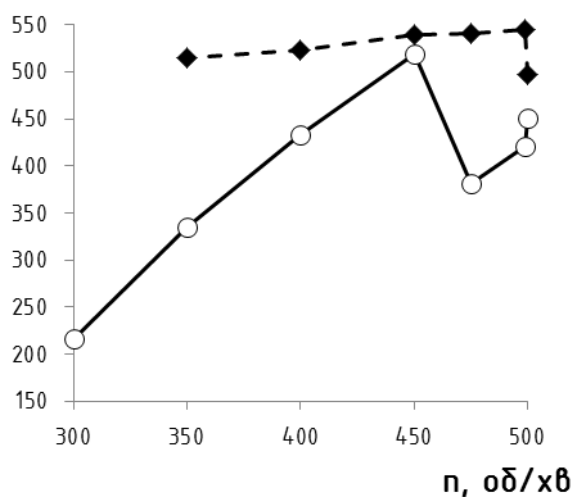
T_b , deg. C



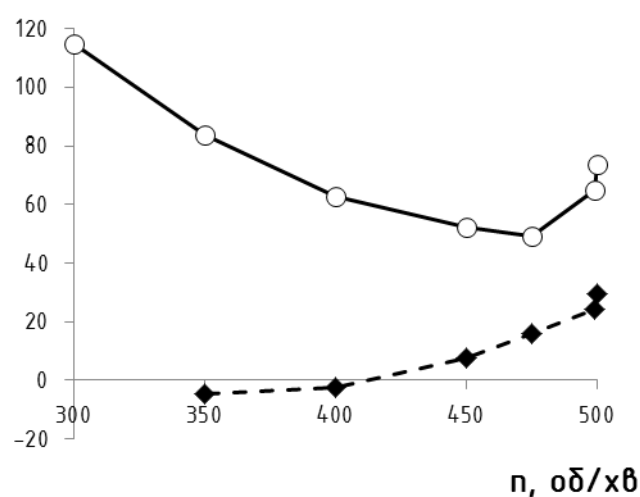
t_s , deg. C



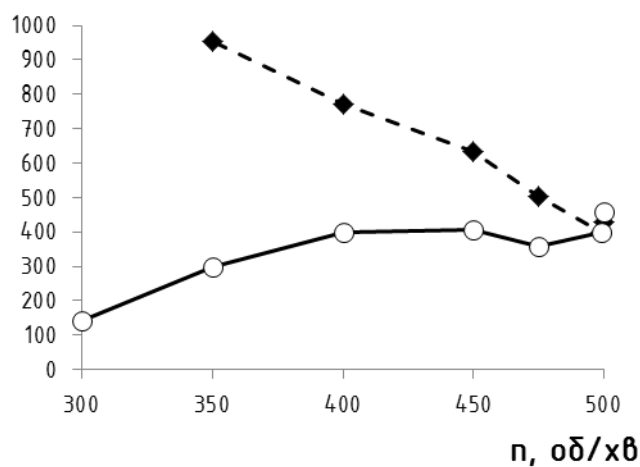
t_r , deg. C



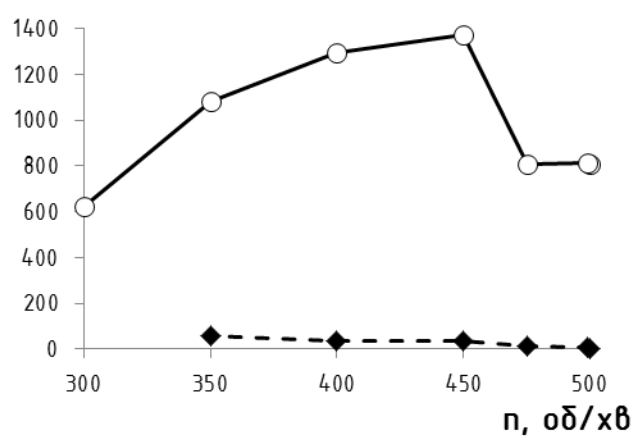
ϕ_z , c.a.d.



$dP/d\phi$, kPa/c.a.d.



[NO], ppm

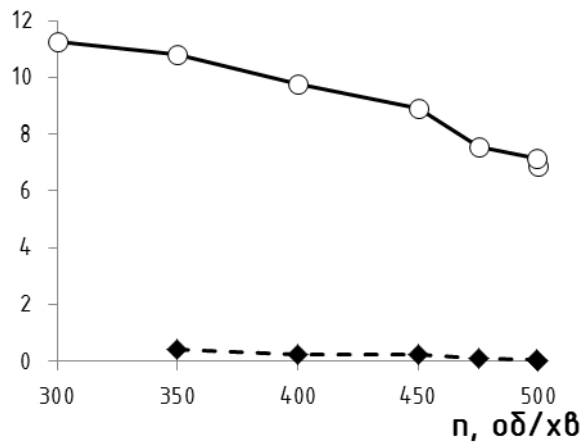


Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

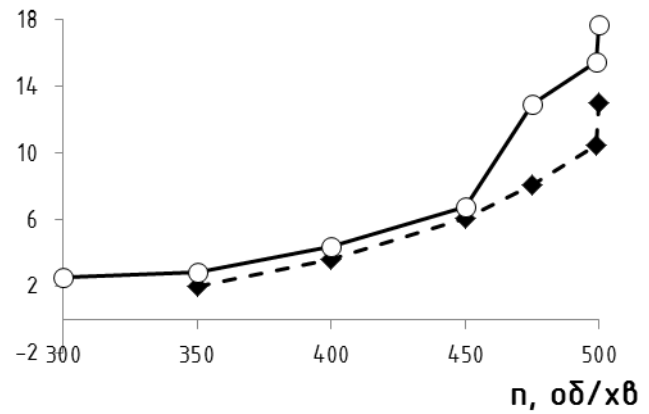
KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

Аркуш

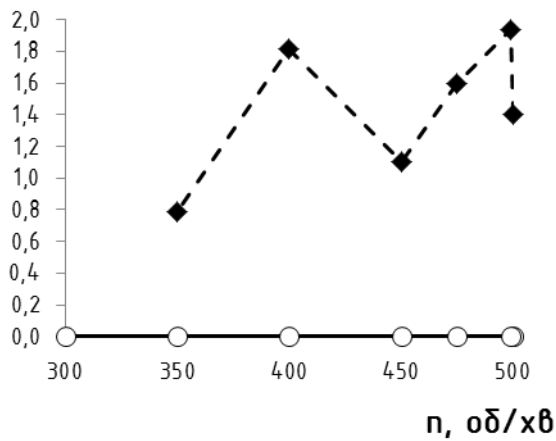
$g_{NO}, \text{ g/(kW h)}$



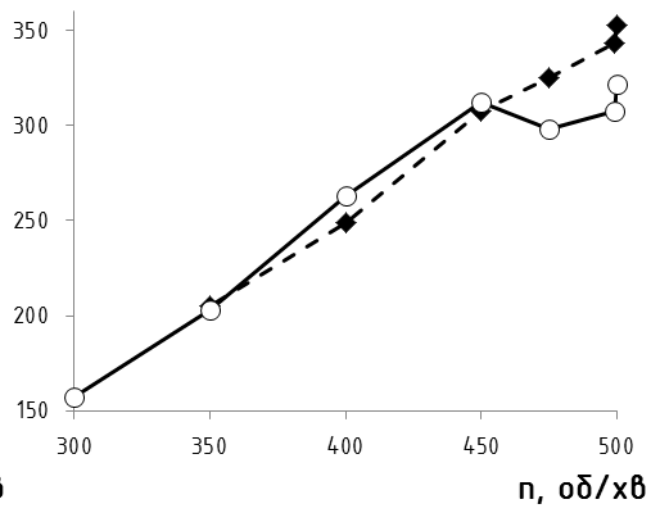
$G_{int}, \text{ kg/s}$



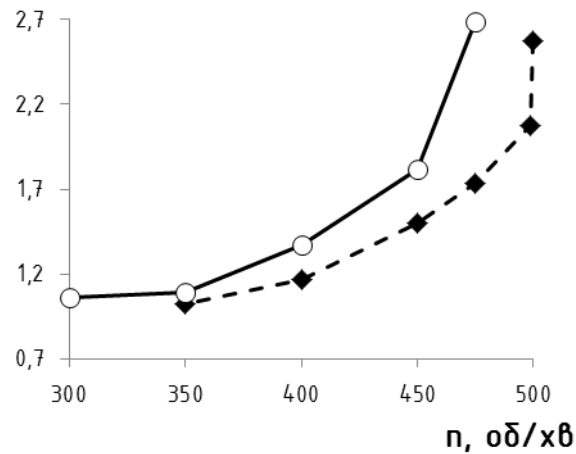
$G_{wg}, \text{ kg/s}$



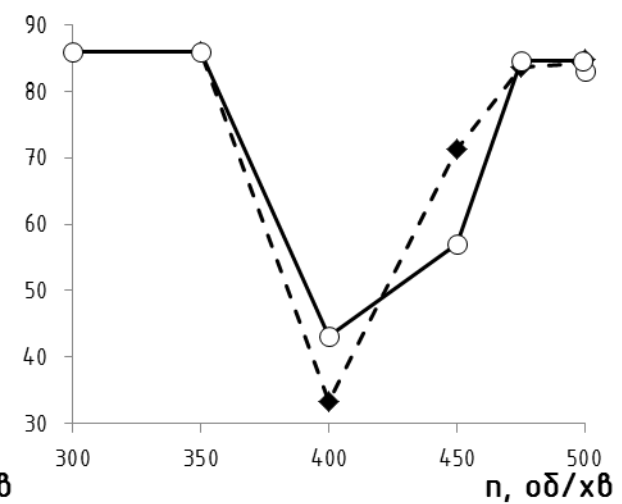
$T_{порш}, \text{ deg. C}$



$\Psi_{мурδ}$



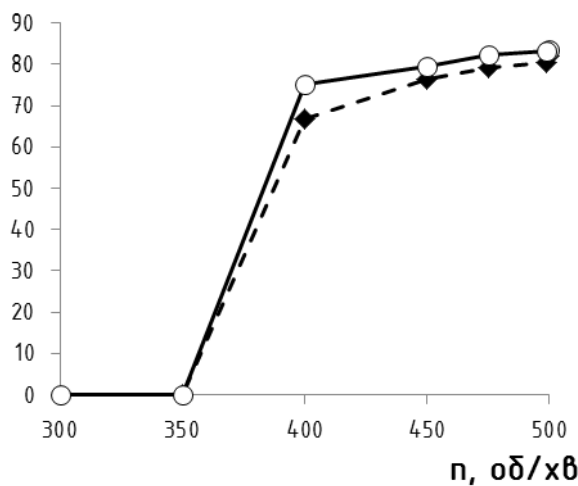
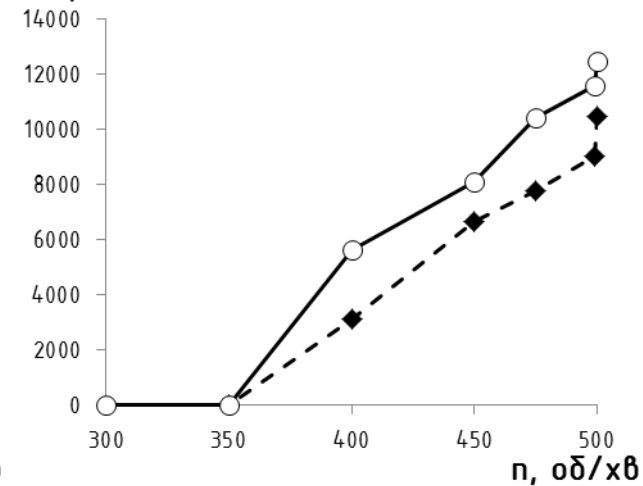
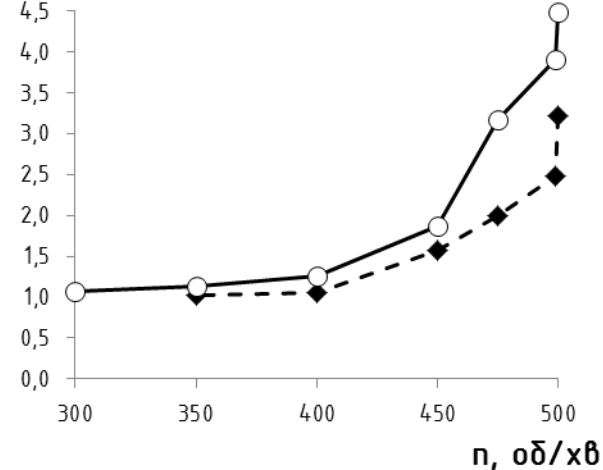
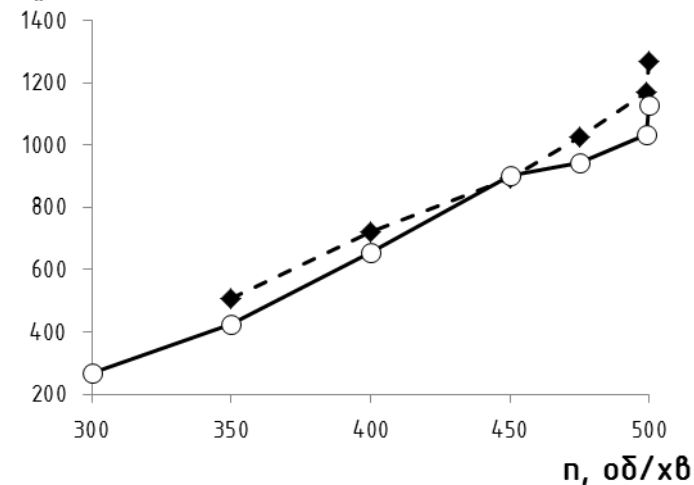
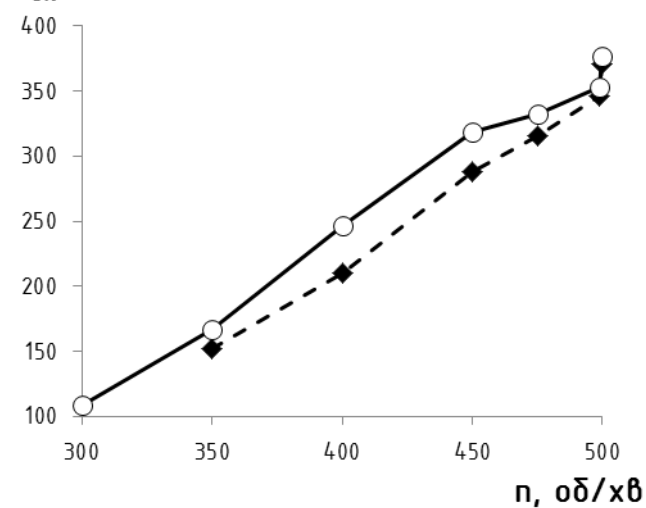
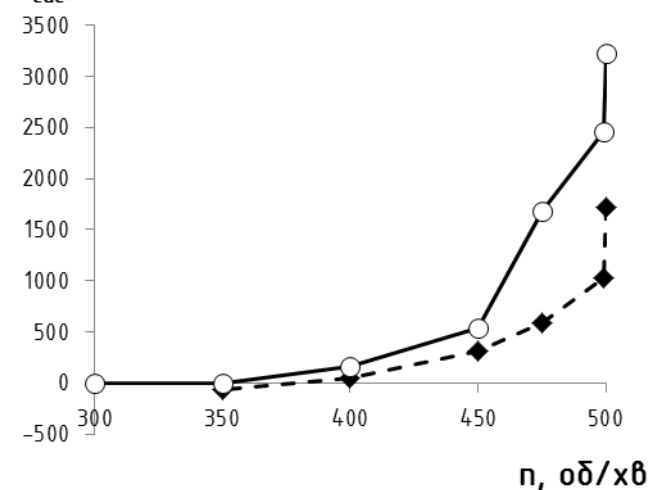
$\eta_{ад.к}, \%$



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

Аркуш

$\eta_{\text{турб}}, \%$  $\eta_{\text{компр}}, \text{rpm}$  Π_k  Q_w, kW  $Q_{\text{oil}}, \text{kW}$  $Q_{\text{сас}}, \text{kW}$ 

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.16.03.ПЗ

Аркуш

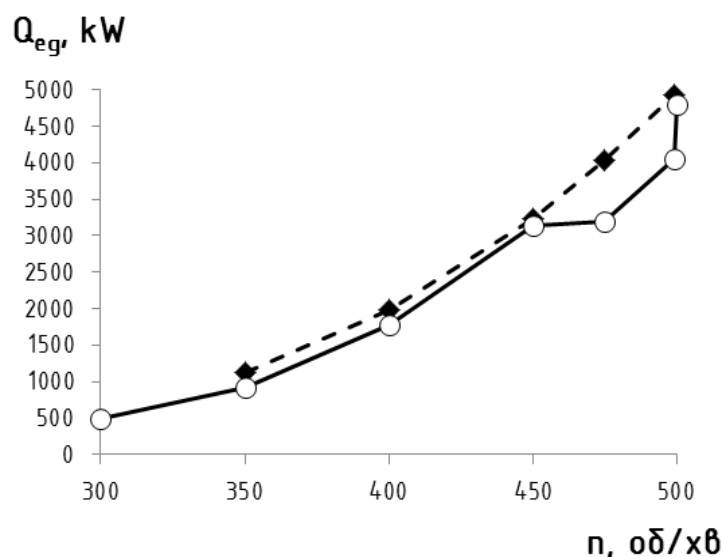


Рисунок 3.3 – Зміна параметрів роботи двигуна 8ЧН 51/60 на дизельному та газовому паливах

3.4. Висновок до розділу

У розділі проаналізовано можливі шляхи модернізації паливної системи суднового середньообертового двигуна 8ЧН 51/60 з метою застосування газового палива.

Розроблено принципову схему паливної системи, яка забезпечує роботу двигуна за газодизельним циклом.

Спроектовано двопаливну форсунку, як головного елемента паливної системи. Розроблена двопаливна форсунка дає можливість перемикати подачу основного палива з газового на дизельне (та навпаки) за одночасного високоякісного розпилювання запальної дози дизельного палива при зменшеній цикловій дозі палива та впорскуванні його у струмінь газу при роботі ДВЗ в режимі газодизеля, а також при досить високоякісному розпилюванні основної дози дизельного палива за умови роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 в режимі дизеля.

Виконано розрахунок роботи двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі за різного навантаження у програмному комплексі Blitz-pro. Отримані результати моделювання представлено у табличному та графічному вигляді.

За результатами моделювання можна зробити загальний висновок щодо ефективності виконаної модернізації, яка крім всього ще забезпечила і покращення екологічних показників двигуна (так концентрація $[NO]_{cyl}$ знизилася з 806,08 ppm при роботі на ДП до 1,67 ppm при роботі на газу).

					<i>KPM.142.6221м.16.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 8ЧН 51/60 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

4.1. Загальні відомості

Вірне оцінювання економічної ефективності від нової чи вдосконаленої техніки є певним підґрунтям для прийняття рішення щодо її масового виготовлення та позитивно сприяє визначенню ціни на нову чи вдосконалену продукцію.

У загальному сенсі обґрунтування та оцінка економічної ефективності надає можливість зробити певний висновок щодо техніко-економічного рівня можливого виробництва та сформулювати досить об'єктивне уявлення щодо тенденції його подальшого технічного розвитку.

Під новою технічною системою (ТС) під час проведення техніко-економічних розрахунків розуміють як абсолютно нові створені (оригінальні) об'єкти ТС чи будь-якого обладнання, що у значній мірі відрізняються від вже існуючих, так і покращені (тобто ті, що випускали дещо раніше однак вони пройшли певну модернізацію).

Базовим критерієм при економічній оцінці нової ТС є річний економічний ефект. Також необхідно чітко розрізняти між собою фактичний економічний ефект та очікуваний.

Таким чином можливий очікуваний економічний ефект відображає, яка фактична економічна вигода буде одержана після впровадження у виробництво нової ТС. Загальний наявний економічний ефект відноситься до усіх наявних організацій-виконавців.

Кожен із учасників має своє законне право на частку від загального економічного зиску чи ще це називають частковий економічний ефект. У випадку розрахунку економічного ефекту від впровадження з урахуванням певних інтересів народного господарства держави, його прийнято називати – народногосподарським, а отриманий з урахуванням роботи певного підприємства – госпрозрахунковим.

					КРМ.142.6221м.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При проектуванні нової ТС або модернізації існуючої зазвичай розглядають декілька можливих варіантів технічних рішень.

При цьому головна вимога раціональності та певної доцільності забезпечується широким порівняльним аналізом різних ймовірних варіантів, що розглядаються, за групами певних складових:

- виробничою (матеріально-технічною та організаційною);
- експлуатаційною;
- соціальною;
- екологічною;
- економічною.

Відповідно організаційна, технічна, експлуатаційна та соціальна складові є вихідним джерелом інформації для здійснення подальших, економічних розрахунків. Для системної оцінки різних ймовірних варіантів, що зіставляються між собою, їх переваги та наявні недоліки зводять до єдиного умовного показника – витрати суспільної праці.

4.2. Визначення економічного ефекту від модернізації суднового двигуна 8ЧН 51/60

Об'єкти техніки, що піддаються порівнянню, перш за все, мають бути подібними та порівнянними між собою. Таким чином, умова подібності має на увазі, що наявний та новий варіанти ТС виконують однакове цільове призначення. Умова необхідної порівнянності між обома об'єктами досягається за рахунок того, що модернізований і базовий варіанти ТС розраховуються на однакову кількість виконаної роботи.

У таблиці 4.1 подаються базові техніко-економічні показники серійного суднового двигуна 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN та його модернізованої версії з новою паливною системою.

Економічна складова визначається в результаті порівняння базового та модернізованого у таблиці 4.2. Екологічна складова від модернізації отримана за раху-

					<i>КРМ.142.6221м.16.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нок зниження концентрація $[NO]_{cyl}$ з 806,08 при роботі на ДП до 1,67 ppm при роботі на газу.

Таблиця 4.1 – Базові техніко-економічні показники двигуна-прототипу та модернізованого дизеля 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий	Модернізований
Потужність	N_e	кВт	8000	8000
Частота обертання	n	$хв^{-1}$	500	500
Діаметр циліндра, м	D	м	0,51	0,2
Хід поршня, м	S	м	0,28	0,6
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,1912	0,001912
Питома витрата палива	g_e^r	кг/кВт·год	–	0,192
Механічний ккд	η_m	–	0,91	0,91
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,000382	0,0003824
Вага	G	кг	128000	128000
Габарити	L	м	10,27	10,27
	B	м	3,505	3,505
	H	м	5,375	5,375
Ціна двигуна	Π	грн	18820000	19047800
Ціна палива	Π_p	грн/т	38000	38000
Ціна палива	Π_p^r	грн/м ³	-	7,8
Ціна масла	Π_m	грн/кг	6475	6475
Час роботи за рік	t	год	6350	6350
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε_{min}	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K_p	-	0,45	0,45
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р.}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$	год	8000	8000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р.}$	год	64000	64000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності від модернізації паливної системи дизеля 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий	Модернізований
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{II} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	22860000	22860000
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{xp}}{t}$	10,08	10,08
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot Ц_n \cdot g_{\varepsilon}$	166091616	27337268,16
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m$	56602274,4	56602274,4
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{nep}}$	746918,75	755959,5625
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot Ц}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	509262,78	515426,97
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	223950071,93	85210929,10
	U ₁ ¹⁶ , грн	$U_1^{16} = \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot U_1^{\delta}$	223950071,9	–
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_k = \left[Ц_{\varepsilon} \cdot \frac{N_c}{N_{\delta}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c$	556468447,1	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	–	227800	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{16} - U_1^c$	138739142,84	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/ місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,164/ 1,97	

4.3. Висновки до розділу

У розділі визначено *економічну складову доцільності* проведення модернізації паливної системи двигуна 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN. Встановлено, що річний економічний ефект для судновласника з модернізованим двигуном може скласти 556468447,1 грн, а кошти витрачені на реалізацію модернізації паливної системи повернуться протягом двох місяців експлуатації судна. *Екологічна складова доцільності* від модернізації отримана за рахунок зниження концентрації $[\text{NO}]_{\text{cyl}}$ з 806,08 при роботі на ДП до 1,67 ppm при роботі на газу.

					КРМ.142.6221м.16.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Аналіз небезпек та шкідливих факторів у машинному відділенні

При експлуатації різного обладнання у машинному відділенні (МВ) судна людина може наражатись на різного роду чинники, що досить негативно позначаються на його самопочутті, здоров'ї та можуть перешкоджати безпечним умовам труда.

Присутність змащувального масла та палива на судні та зокрема у МВ створює умови підвищеної пожежонебезпечності. У зв'язку з цією обставиною передбачено низку відповідних заходів, на підвищення пожежобезпечності, а також на запобігання та гасіння утворених пожеж.

Для забезпечення гасіння пожеж у МВ на судні передбачено протипожежну водяну систему, а також систему об'ємного хімічного гасіння. Для своєчасного виявлення осередку займання в МВ передбачено систему протипожежної сигналізації. МВ судна обладнано різними первинними елементами пожежогасіння: вогнегасниками та піском.

Рухомі деталі машин та механізмів є досить небезпечним чинником, що може травмувати людину.

У проекті судна передбачено низку заходів для забезпечення безпечних умов праці:

- встановлення різних обмежувачів;
- встановлення різних запобіжних (захисних) засобів, що призначені для автоматичного швидкого відключення рухомих частин агрегатів та машин;
- блокувальні елементи, що унеможливляють проникнення людини у небезпечну зону рухомих деталей;
- сигналізуючі пристрої, які надають відповідну інформацію про роботу устаткування, а також про певні небезпечні та шкідливі фактори, що при цьому можуть виникати;

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– різного роду системи дистанційного керування, які відзначаються тим, що контроль й регулювання функціонування обладнання реалізується з ділянок, значно віддалених від небезпечної зони.

Для МВ судна характерна присутність різних шкідливих газів: окислів вуглецю, оксиду азоту, водяних та паливних парів.

Встановлено наступні норми шкідливих компонентів у повітрі МВ судна:

- сірководню до 10 мг/м^3 ;
- оксиду азоту до 5 мг/м^3 ;
- двоокиси азоту до 20 мг/м^3 ;
- сірчистого ангідриду до 10 мг/м^3 ;
- окиси вуглецю до 20 мг/м^3 ;
- парів палива до 30 мг/м^3 .

Також до шкідливих чинників відноситься різного роду випромінювання. До випромінювань на судні належать теплове та електромагнітне. Джерелом теплового випромінювання у МВ є майже усі механізми та агрегати що працюють. Основним шляхом боротьби з тепловим випромінюванням на судні є теплоізоляція тепловиділяючих поверхонь.

Джерелом електромагнітного випромінювання на судні є його радіостанції та станції радіолокацій. Допустима норма для людини не повинна перевищувати значень у 20 В/м – електрична та 5 А/м – магнітна складова.

Основний метод боротьби з електромагнітним випромінюванням на судні є розташування випромінюючих пристроїв в таких місцях, звідки відповідне випромінювання не має впливу на людину, а також встановлення захисних екранів на обладнанні.

Головним джерелом вібрації в МВ є: двигун, валопровід та допоміжні механізми. Спричиняти вібрацію на судні можуть також морські хвилі. Негативний вплив вібрації на організм людини обумовлюється фізичними параметрами відносною тривалістю й частотним спектром. Безпосередні контакти з поверхнями, що вібрують на суднах створює максимально несприятливі умови праці.

					<i>KPM.142.6221м.16.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Залежно від інтенсивності коливань та проміжку часу їх дії можуть відбуватися зміни в центральній нервовій системі та серцево-судинній системі людини, а також у її вестибулярному апараті. При проектуванні кожного судна прагнуть зменшити рівень шуму завдяки включення допустимого рівня шуму у відповідні специфікації на устаткування.

Аеродинамічний шум, що утворений двигуном та обладнанням при всмоктуванні свіжого повітря та випуску відпрацьованих газів, знижується завдяки установці глушників та утилізаційного котла. Повітряний шум може бути зменшений за рахунок розміщення механізмів у окремих секціях або кожухах, закритих звукопоглинальними матеріалами.

Гранично допустимі рівні вібрації у МВ судна визначаються згідно з певними граничними спектрами рівнів середньоквадратичних значень вібраційної швидкості чи вібраційних прискорень. Можливе перевищення норм становить не більше ніж 2 дБ в будь-якій октавній смузі.

Витік різного роду газів при роботі ГД 8ЧН 51/60, допоміжних утилізаційних котлів, дизель-генераторів складається із продуктів повного та неповного згоряння палива, окисів азоту, частинок золи.

Концентрація таких газів у повітрі МВ нормується санітарними нормами, поданими у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Санітарні норми концентрації шкідливих речовин у повітрі МВ

ПДК токсичних компонентів, м ² /м ³ (для МВ судна)									
Сажа	Оксид вуглецю	Вуглеводні		Альдегіди		Окиси азоту		Сполуки сірки	
С	СО	З перерахунку на бензин	C ₂₀ H ₁	CH ₂ O	P ₂ CO	NO	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
3,5	20	300	0,0015	0,7	0,05	30	9	0,05	0,1

Мікроклімат в приміщенні МВ у цілому характеризується вологістю, температурою, вмістом шкідливих домішок й швидкістю потоку повітря.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ				Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					

Потрібні параметри (табл. 5.2) повітря у МВ підтримуються завдяки систем вентиляції, що може бути вдувною, притоковою, та витяжною, з функцією опалення та кондиціювання повітря.

Таблиця 5.2 – Встановлені норми параметрів повітря для МВ судна

Кліматичні умови приміщення МВ судна	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість повітря, м/с
Літній період експлуатації:			
– приміщення МВ з тепловиділенням на робочих місцях	34	70 – 40	1.0 – 1.5
	25 – 28	60 – 40	1.0 – 1.5
– без тепловиділення	20 – 23	60 – 40	0. – 0.3
	23 – 25	60 – 40	до 0,5
– ізольовані пости управління	20 – 23	60 – 40	0,2 – 0,5
	22 – 28	60 – 40	0,5 – 1,0
Зимовий період експлуатації:			
– робочі приміщення МВ	22	–	1.5
– ізольовані пости управління	25	60 – 40	0.5 – 1.0
*В чисельнику – для північних та помірних районів, в знаменнику – для південних районів			

За своєю сутністю світло являє собою електромагнітні хвилі, що випромінює джерело чи предмет, від якого відбивається світло. Потужність випромінювання світла у границях видимої частини спектра, називають світловим потоком.

Потік світла, відбиваючись від поверхні предмету, на який він падає, освітлює їх. Освітленість E розраховується відношенням світлового потоку F , що падає на поверхню предмету, до площі даної поверхні S .

За одиницю освітленості прийнято Люкс (Лк). У якості джерела світла на судах застосовують люмінесцентні та лампи накаливання. Основні вимоги, що висуваються до штучного освітлення:

- достатнє та рівномірне освітлення робочого місць;
- відсутність різного роду тіней на робочих поверхнях;
- недопустимість змінення напруги у мережі живлення та відповідно пульсацій світлового потоку (особливо для люмінесцентних ламп).

У таблиці 5.3. подано норми штучного освітлення на судах морського флоту.

Таблиця 5.3 – Норми штучного освітлення на морських судах

Приміщення, робоче місце	Робоча поверхня	Площина нормування освітленості	Мінімальна освітленість, Лк	
			Люмінесцент-на лампа	Лампа накали
Машинне відділення, приміщення допоміжних механізмів, постів керування	на палубі шкала прибо- рів двигуна	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	500	300
	ступені трапів	Горизонтальна	75	30
	шкала прибо- рів ГРЩ	Вертикальна	300	200
	пульт ГРЩ	вертикальна	200	150
Котельне відділення	на палубі шкала прибо- рів котла	Горизонтальна	100	50
		Вертикальна	300	200
Гірокомпасні, румпельні, агрегатні, насосні відділення	на палубі шкала приборів	Горизонтальна	75	30
		Вертикальна	100	50
Акумуляторні	шкала приборів	Вертикальна	300	200

Рівномірне освітлення робочого місць сприяє підтриманню високого рівня працездатності людини так як, знижує втому органів зору від досить частої переадаптації при переведенні зору з гарно освітленої поверхні на погано.

5.2. Розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинного відділення

Основним завданням даного розрахунку є встановлення кількості ламп типу ДРЛ для забезпечення у приміщенні машинного відділення потрібної освітленості.

Для визначення загального та рівномірного освітлення при горизонтальній робочій поверхні базовим методом є світловий потік (коефіцієнт використання), що враховує світловий потік, який відбивається від стелі та стін.

Світловий потік від групи ламп Φ_n , лм, світильників з люмінесцентними лампами визначають за формулою:

$$\sum \Phi_n = E_n \times S \times z \frac{k}{\eta},$$

де E_n – мінімальна нормована освітленість, лк; S – відповідна площа приміщення МВ, яка освітлюється, м; k – коефіцієнт запасу; z – коефіцієнт мінімальної освітленості приміщення, що складає відношення $E_{сер}/E_{min}$; η – коефіцієнт застосування світлового потоку лампи.

Площа приміщення МВ, що освітлюється складає:

$$S = A \times B = 29,5 \times 24 = 708, \text{ м}^2$$

Нормована мінімально допустима освітленість для МВ судна даного типу становить 50 лк. Коефіцієнт мінімальної освітленості для ламп ДРЛ складає 1,1. Коефіцієнт запасу для МВ судна даного типу дорівнює 1,5.

Коефіцієнт використання світлового потоку від лампи залежить від ККД та відповідної кривої розподілу сили потоку світла світильника, коефіцієнтів відбиття від стелі $\rho_{стеля}$ та стін $\rho_{стіна}$, висоти розміщення світильника H_p та показника приміщення:

$$i = \frac{S}{H_p \times (A + B)} = \frac{708}{4,7 \times (29,5 + 24)} = 2,82$$

де H_p – висота світильників над робочою поверхнею у МВ, в нашому випадку вона складає 4,7 м, $\rho_{стеля} = 30\%$, $\rho_{стіна} = 10\%$. Звідки отримуємо – $\eta = 0,7$.

Світловий потік, що утворено групою люмінесцентних ламп, становитиме:

$$\sum \Phi_{л} = 50 \times 708 \times 1,2 \times \frac{1,5}{0,7} = 91028 \text{ лм}$$

Світловий потік, що утворено однією лампою типу – ДРЛ становитиме $\Phi_{л} = 18210$ лм.

Обираємо лампу ДРЛ-750. Розрахуємо кількість ламп, потрібних для створення зазначених норм освітленості у приміщенні МВ даного типу судна:

$$N = \frac{\sum \Phi_{л}}{\Phi_{л}} = \frac{91028}{18210} = 5 \text{ шт.}$$

5.3. Аналіз екологічних показників суднового двигуна за умов переведення на газове паливо

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Склад відпрацьованих газів сучасних двигунів на 99...99,9 % складається саме з продуктів повного згоряння палива, тобто з діоксиду вуглецю та парів води, а також залишкового кисню (особливо для дизелів) та азоту, що входить у склад повітря. Однак та частина ВГ, що залишилася, а вона становить десь не більше 1% від загальної витрати ВГ обумовлює екологічний рівень сучасного двигуна, тобто фактично ступінь шкідливої дії на навколишнє середовище (рослин, тварин, людей тощо). Головними шкідливими компонентами ВГ сучасних дизелів є оксиди азоту, сажа, а також різні сірчисті сполуки.

Таким чином виконана модернізація паливної системи суднового двигуна 8ЧН 51/60 для використання газу повинна крім економічного ефекту забезпечити підвищення і екологічних показників.

Так, сажеві викиди при роботі суднового двигуна 8ЧН 51/60 на рідкому паливі знаходяться на дуже низькому рівні (концентрація сажі у випускному каналі відносно н. у. складає $[C]_{n.cyl} = 7,05 \text{ г/м}^3$ або $[C]_{n.cyl.Bosch} = 0,00003 \text{ bosch units}$) за допомогою оптимального згоряння та використанню високого наддуву.

Для підвищення та забезпечення вимог відносно викидів сажі у діапазоні навантаження 20 % та холостому ходу пропонується встановлення спеціального допоміжного обладнання, яке знижує утворення видимого диму, навіть при досить низькому діапазоні навантаження двигуна. У газовому режимі роботи двигуна 8ЧН 51/60 викиди сажі в усьому діапазоні навантажень значно нижчі.

При використанні на двигуні природного газу, він значно знижує рівень викидів NO_x відповідаючи вимогам IMO Tier II навіть з досить великим запасом. У принципі двигун 8ЧН 51/60 в режимі газоподібного палива вже відповідає значно суворішим обмеженням IMO Tier III по викидах NO_x , запропонованим для зони контролю викидів (концентрація $[\text{NO}]_{cyl}$ на дизелі – 806,08 ppm при роботі на газу 1,67 ppm).

Для підвищення екологічності та виконання найсуворіших вимог щодо викидів NO_x при застосуванні дизельного палива пропонується для даного двигуна 8ЧН 51/60 система селективного каталітичного відновлення.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.4. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні судна. Проведено розрахунок штучного освітлення у приміщенні МВ, а також проаналізовано зміну екологічних показників суднового двигуна за умов його переведення на газове паливо. Встановлено, що використання газу дозволяє значно покращити екологічні показники двигуна.

					КРМ.142.6221м.16.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі: *«Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом подачі газового палива»* присутні усі рекомендовані розділи і креслення.

У першому розділі виконано стислий опис базових характеристики судна для перевезення зрідженого природного газу. Розглянуто конструкцію двигуна 8ЧН 51/60, що застосовується у якості головного. Визначено, що можливим шляхом вдосконалення даного типу двигуна може бути переведення його роботи на газ з використанням запальної дози дизельного палива.

У другому розділі виконано моделювання номінального режиму роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 у програмному комплексі Blitz-PRO. Отримані результати моделювання за допомогою налаштованої моделі з достатньою точністю відповідають паспортним даним двигуна прототипу.

У третьому розділі проаналізовано можливі шляхи модернізації паливної системи суднового середньообертового двигуна 8ЧН 51/60 з метою застосування газового палива. Розроблено принципову схему паливної системи, яка забезпечує роботу двигуна за газодизельним циклом. Спроектовано двопаливну форсунку, як головного елемента паливної системи. Розроблена двопаливна форсунка дає можливості перемикає подачу основного палива з газового на дизельне (та навпаки) за одночасного високоякісного розпилювання запальної дози дизельного палива при зменшеній цикловій дозі палива та впорскуванні його у струмінь газу при роботі ДВЗ в режимі газодизеля, а також при досить високоякісному розпилюванні основної дози дизельного палива за умови роботи суднового двигуна 8ЧН 51/60 в режимі дизеля.

Виконано розрахунок роботи двигуна 8ЧН 51/60 на газовому паливі за різного навантаження у програмному комплексі Blitz-pro. За результатами моделювання можна зробити загальний висновок щодо ефективності виконаної модернізації, яка крім всього ще забезпечила і покращення екологічних показни-

					КРМ.142.6221м.16.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ків двигуна (так концентрація $[NO]_{cyl}$ знизилася з 806,08 ppm при роботі на ДП до 1,67 ppm при роботі на газу).

У четвертому розділі визначено економічну складову доцільності проведення модернізації паливної системи двигуна 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN. Встановлено, що річний економічний ефект для судновласника з модернізованим двигуном може скласти 556468447,1 грн, а кошти витрачені на реалізацію модернізації паливної системи повернуться протягом двох місяців експлуатації судна.

У п'ятому розділі виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні судна. Проведено розрахунок штучного освітлення у приміщенні МВ, а також проаналізовано зміну екологічних показників суднового двигуна за умов його переведення на газове паливо. Встановлено, що використання газу дозволяє значно покращити екологічні показники двигуна.

Підсумовуючи проведену роботу, можна зробити загальний висновок щодо доцільності та економічної обґрунтованості від модернізації головного двигуна 8ЧН 51/60 виробництва фірми MAN.

					КРМ.142.6221м.16.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

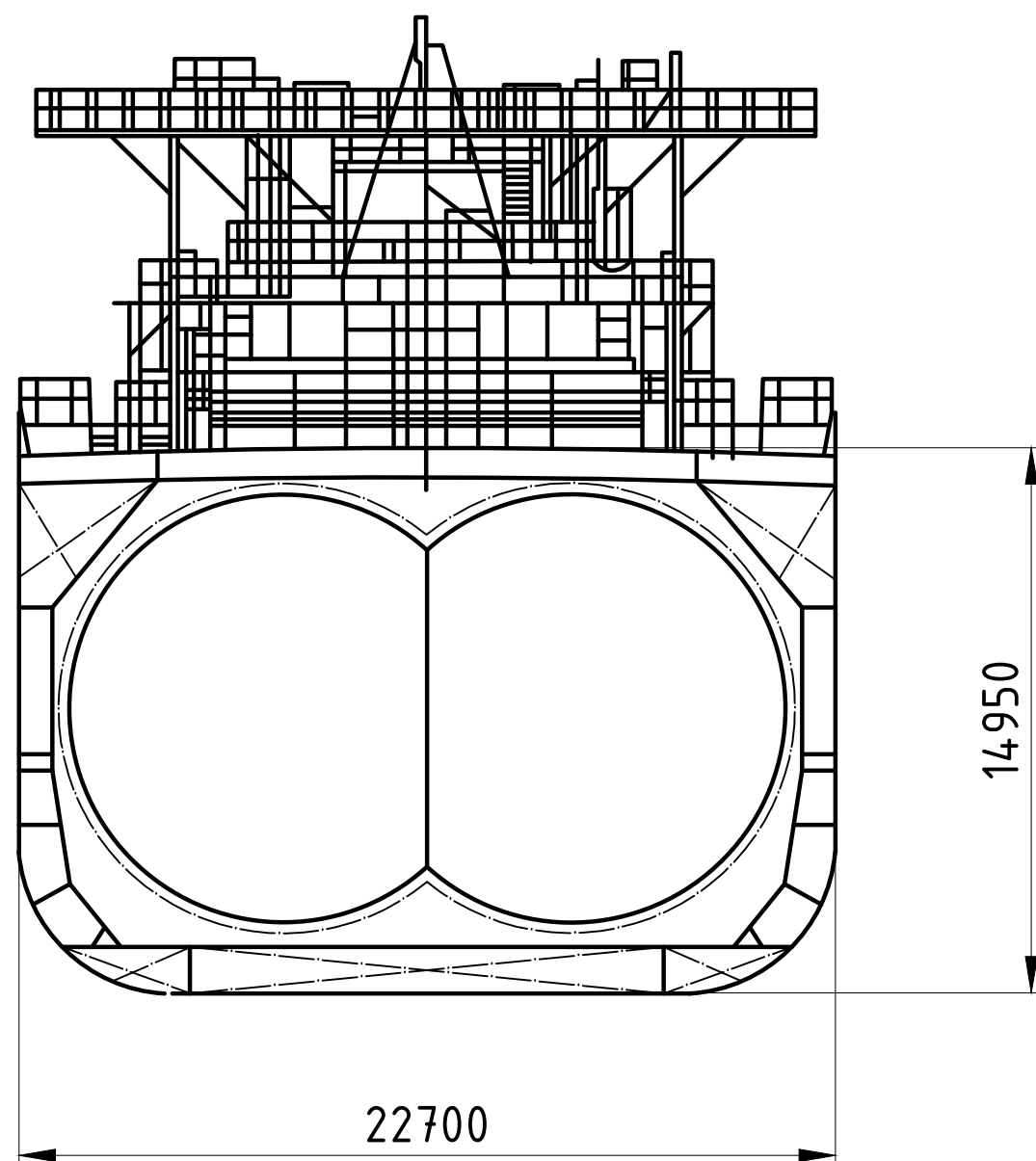
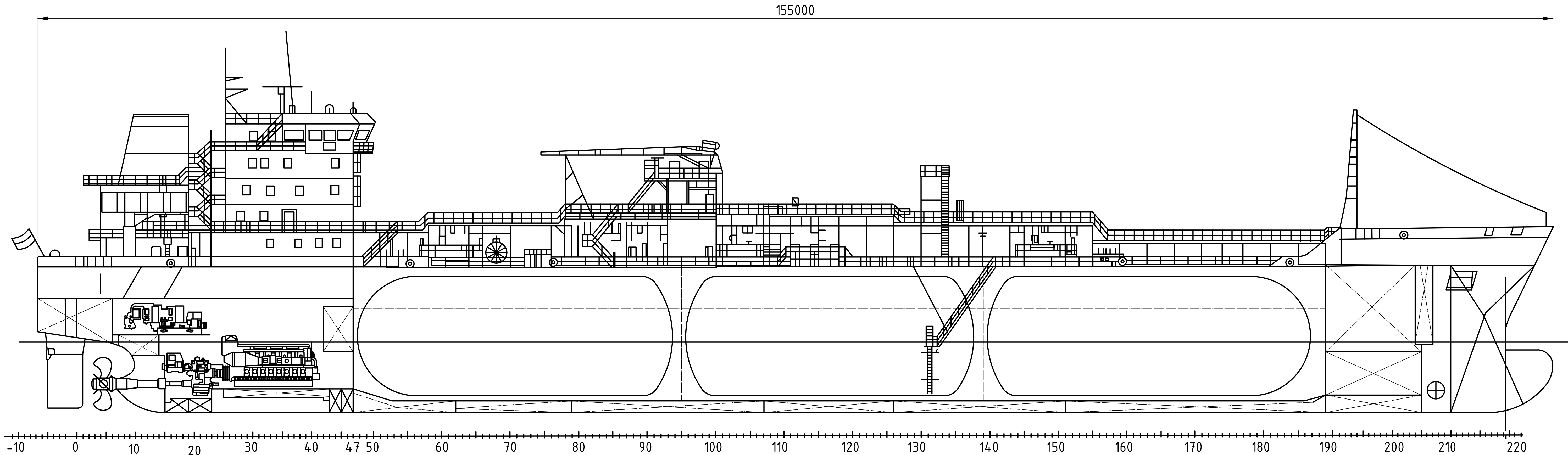
1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
8. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
9. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
10. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

					<i>KPM.142.6221м.16.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. / Мінчев Д.С., Нагірний А.В. , Миколаїв: НУК, 2012. 100 с.

12. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.

					<i>KPM.142.6221м.16.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

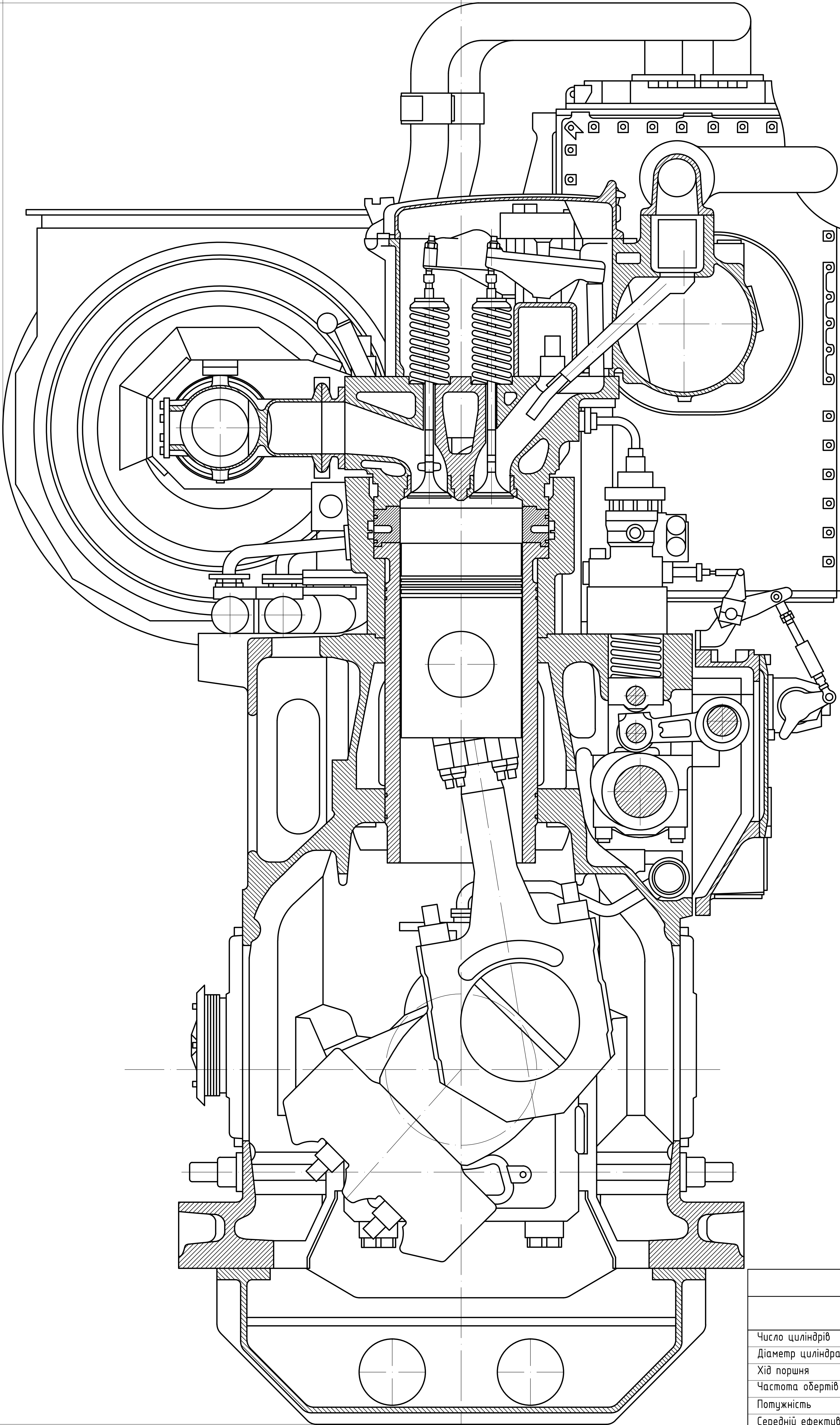


Основні параметри судна	
Назва судна	Coral energy
Призначення судна	газовоз
Об'єм цистерн	15,600 м³
Сорт перевезеного вантажу	метан, скраплений природний газ
Швидкість судна	15,8 вузлів
Пропелер	ГРК

KPM.14.2.6221M.16.01						Лит.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Двигун 8ЧН 51/60 у складі об'єкту застосування			1:200
Студент		Табаківський А.І.						
Керівник		Митрофанов О.С.				Лист	Листов	
Зав. каф.		Гозеренко О.А.				НУК ім. адм. Макарова		

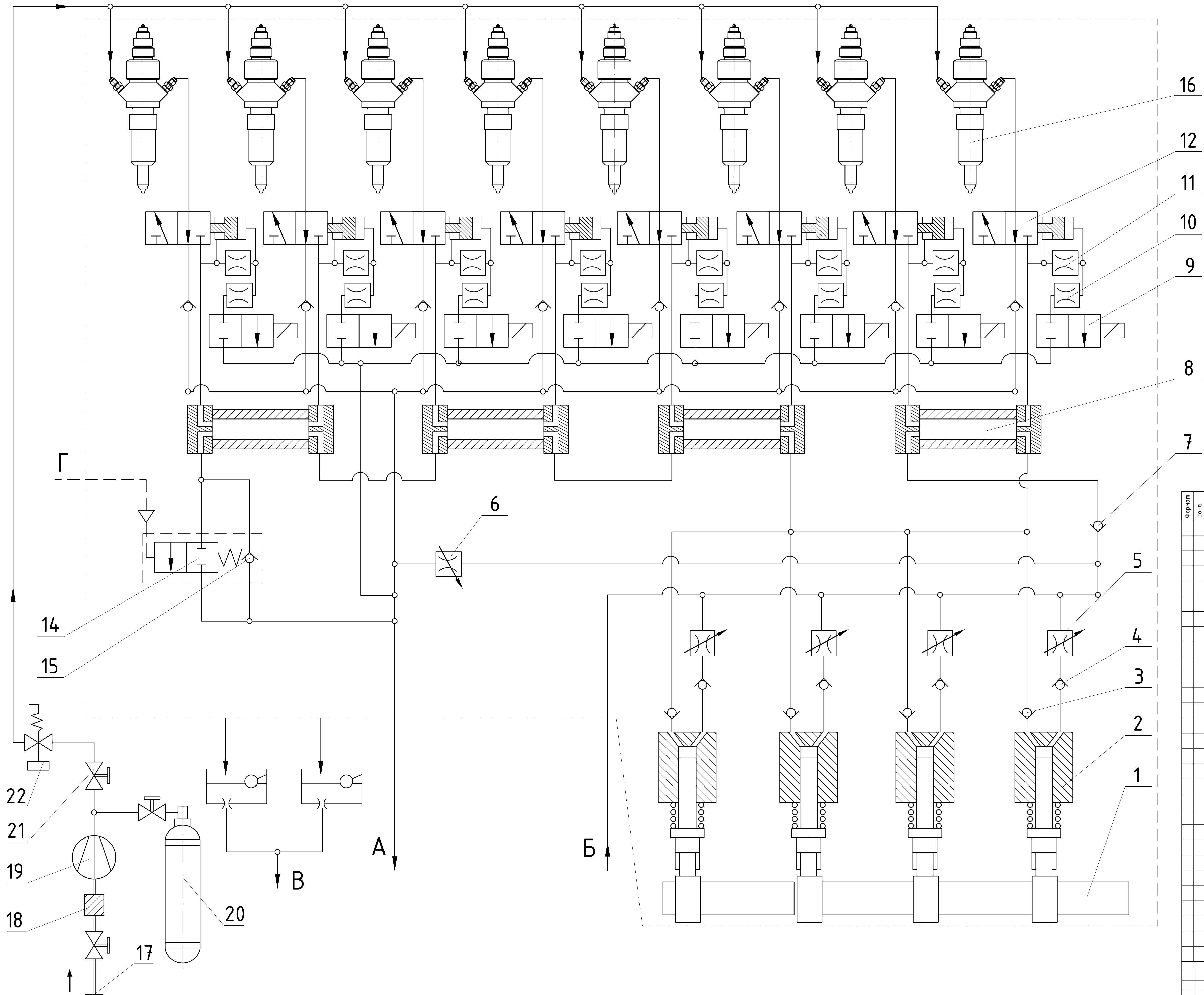
3320

5640



Технічні характеристики		
	Газове паливо	Легке дизельне паливо
Число циліндрів	8	
Діаметр циліндра	510 мм	
Хід поршня	600 мм	
Частота обертів	500 / 514 об/хв	
Потужність	8000 кВт	
Середній ефективний тиск	1958,24 кПа	
Витрата палива	192 г/кВт±20д	191,2 г/кВт±20д
Витрата масла	0,4 г/кВт±20д +20%	
Викиди NOx	IMO Tier III	10,54 г/кВт±20д

					KPM.142.6221m.16.02				
					Двигун 8ЧН 51/60	Лім.		Маса	Масштаб
									1:10
						Лист		Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
	Студент	Табачковський А.І.							
	Керівник	Митрофанов О.С.							
	Заб. каф.	Газаренко О.А.							



А - злив палива;
Б - підвід палива;
В - збір протічок;
Г - підвід керуючого повітря.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Вал приводу насосів		
		2		Паливні насоси високого тиску		
		3		Нагнітальний клапан		
		4		Всмоктувальний клапан		
		5		Дросель регулювання подачі		
		6		Дросель для підтримки перепаду тиску		
		7		Зворотній клапан збільшення витрати при промиванні системи		
		8		Акумулятор		
		9		Пусковий клапан		
		10		Дросель пускового клапану		
		11		Дросель головного клапану керування подачею		
		12		Головний клапан керування подачею		
		13		Зворотній клапан зливної порожниці		
		14		Клапан прокачування системи та аварійного скидання тиску		
		15		Клапан-обмежувач високого тиску		
		16		Форсунка		
		17		Подача газу		
		18		Газовий фільтр		
		19		Компресор ВТ		
		20		Акумулятор		
		21		Клапан		
		22		Швидкодіючий запірний клапан		

КРМ.14.2.6221м.16.03					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Паливна система
Студент		Габасовський А.І.			
Керівник		Митрофанов О.С.			
Зав. каф.	Гогоренко О.А.				Лист
					Листов
					НУК
					ім. адм. Макарова



					КРМ.142.6221м.16.04				
					Двопаливна форсунка	Літ.		Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Табаківський А.І.							
Керівник		Митрофанов О.С.							
Заб. каф.		Гозаренко О.А.				Лист		Листов	
						НУК ім. адм. Макарова			

