

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА
ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСА ВИСОКОГО ТИСКУ
З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Юрій ПЕТКОВ

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ

 Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Петков Юрій Панасович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом застосування паливного насоса високого тиску з електронним керуванням

2. Керівник роботи *д.т.н., проф. Митрофанов О. С.*

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

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

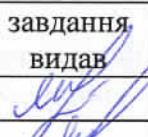
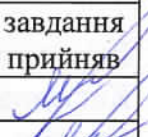
3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 4320 кВт; частота обертання колінчатого валу – 514 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи дизеля. 2. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми. 3. Модернізація паливного насосу високого тиску. 4. Економічне обґрунтування модернізації двигуна. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальний вигляд судна. 2. Машинне відділення судна. 3. Поперечний розріз
дизеля 6ЧН 40/54. 4. Паливна система дизеля 6ЧН 40/54. 5. Паливний насос
високого тиску.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загальна конструкція та особливості роботи дизеля.		
2.	Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми.		
3.	Модернізація паливного насосу високого тиску.		
4.	Економічне обґрунтування модернізації двигуна.		
5.	Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.		

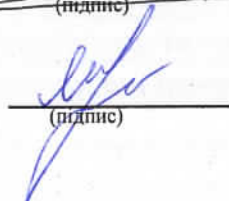
Здобувач освіти


 (підпис)

Юрій ПЕТКОВ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота – «*Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом застосування паливного насоса високого тиску з електронним керуванням*» присвячена вдосконаленню роботи паливної апаратури з метою досягнення паливної економічності та екологічності суднового середньооборотного дизельного двигуна.

У роботі розглянуто особливості конструкції, а також виконано моделювання робочого циклу суднового дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54).

Виконано аналіз основних факторів, що обумовлюють процес упорскування палива в дизельних двигунах. Здійснено модернізацію конструкції паливного насоса високого тиску дизеля виробництва фірми MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54), а також проведена оцінка ефективності використання вдосконаленої конструкції на двигуні. Встановлено, що модернізація матиме значну річну економію коштів на паливо за рахунок зниження питомої ефективної витрати.

Розроблено основні вимоги з охорони праці при виконанні робіт з ремонтування та обслуговування паливної апаратури дизелів, а також проаналізовано можливі та перспективні технічні рішення, що забезпечують зниження емісії NO_x з відпрацьованими газами суднового дизеля 6L40/54 виробництва фірми MAN Diesel.

Магістерська робота виконана українською мовою. Кваліфікаційна робота містить 69 аркушів розрахунково-пояснювальної записки та п'ять креслень формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун; паливна система; робочий цикл; тиск упорскування; характеристика упорскування; паливний насос високого тиску; тривалість упорскування.

					КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The thesis “**Modernization of the fuel system of a marine engine by using an electronically controlled high-pressure fuel pump**” is devoted to improving the performance of fuel equipment in order to achieve fuel efficiency and environmental friendliness of a medium-speed marine diesel engine.

The thesis examines the design features and simulates the operating cycle of the MAN 6L40/54 (6CHN 40/54) marine diesel engine.

An analysis of the main factors determining the fuel injection process in diesel engines is performed. The design of the MAN 6L40/54 (6CHN 40/54) diesel high-pressure fuel pump has been modernized, and the effectiveness of using the improved design on the engine has been evaluated. It was found that the modernization will result in significant annual fuel savings due to a reduction in specific effective consumption.

The basic occupational safety requirements for repair and maintenance of diesel fuel equipment have been developed, and possible and promising technical solutions for reducing NO_x emissions from the exhaust gases of the MAN Diesel 6L40/54 marine diesel engine have been analyzed.

The master's thesis is written in Ukrainian. The qualification work contains 69 pages of explanatory notes and five A1 format drawings.

Key words: diesel engine; fuel system; operating cycle; injection pressure; injection characteristics; high-pressure fuel pump; injection duration.

					КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN 6L40/54	
1.1. Конструктивні особливості дизелів MAN серії L40/54.....	10
1.2. Висновок до розділу.....	18
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ ТИПУ 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)	
2.1. Особливості сучасних математичних моделей розрахунку циклу двигунів внутрішнього згоряння.....	19
2.2. Розрахунок робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі роботи	21
2.3. Розрахунок динаміки суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі.....	28
2.4. Висновок до розділу.....	33
Розділ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MAN 6L40/54	
3.1. Аналіз факторів, що обумовлюють процес упорскування палива в дизельних двигунах.....	34
3.2. Вдосконалення конструкції ПНВТ дизеля MAN 6L40/54.....	39
3.3. Оцінка ефективності використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54).....	44
3.4. Висновок до розділу.....	51
Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПНВТ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)	
4.1. Техніко-економічне обґрунтування вдосконалення суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) фірми MAN.....	52

4.2. Висновок до розділу.....	55
Розділ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ	
ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
5.1. Основні вимоги з охорони праці при виконанні робіт з ремонтування та обслуговування паливної апаратури дизелів.....	56
5.2. Розрахунок механічної вентиляції	61
5.3. Аналіз можливих способів зниження емісії NOx з відпрацьованими газами двигуна 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN.....	62
5.4. Висновки до розділу.....	65
ВИСНОВКИ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	68

Додаток А. Загальний вигляд судна

Додаток Б. Машинне відділення судна

Додаток В. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 40/54

Додаток Г. Паливна система дизеля 6ЧН 40/54

Додаток Д. Паливний насос високого тиску

					<i>КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Покращення експлуатаційних та екологічних характеристик дизельних двигунів налічує широке коло питань, вирішення яких досить тісно пов'язане із функціонуванням саме паливної системи двигуна. До проблем можна віднести задачі одержання оптимальних швидкісних характеристик, характеристик упорскування палива, максимальну стабілізацію упорскування циклової дози палива, покращення рівномірності паливоподачі протягом усіх циклів впорскування по секціям паливного насосу високого тиску особливо при зміні режимів роботи, способи усунення додаткового підвпорскування палива та встановлення певних чинників, при яких таке явище може відбуватися під час реалізації форсування існуючих чи у при створенні зовсім нових двигунів та їх паливних систем.

На сьогодні значна увага приділяється дослідженню функціонуванню паливних систем дизелів на неусталених режимах роботи. Як показали проведені дослідження у цьому напрямку, нерівномірність циклової подачі палива й випередження упорскування палива по різних циліндрах дизеля та від робочого циклу до циклу досить сильно зростає, що спричиняє до періодичних навантажень самого дизеля відповідного скорочуючи тим самим терміну його служби. Зростає також певна розбіжності між цикловими подачами пального на неусталених й подібних ним усталених режимах, що характеризуються однаковими частотами обертання колінчастого валу дизеля, положеннями паливної рейки насоса високого тиску, що у свою чергу також ускладнює регулювання роботи дизельного двигуна.

При форсуванні дизельних двигунів вплив певних відхилень, що формуються на неусталених режимах, ще більш сильно виражено. Саме тому проведення досліджень роботи паливних систем дизельних двигунів різних типів на цих режимах роботи є дуже важливим.

З поширенням застосування багатопаливних ДВЗ потрібне проведення аналогічних експериментальних та теоретичних досліджень процесу паливоподачі при роботі двигуна та різних видах палива.

					КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Також, розробники сучасних паливних систем дизелів вивчають та досліджують можливості спрямованого змінення характеристик паливних систем дизельних двигунів шляхом розробки нових конструкцій паливних насосів високого тиску та його елементів (наприклад, нагнітальних клапанів). Конструктивна зміна паливного насоса високого тиску та його елементів не завжди відбивається на всіх характеристиках системи впорскування циклової дози палива, а характер цього впливу буває зовсім різним. Відповідно до цього дослідні роботи у цьому напрямку є досить актуальними і безперечно затребуваними.

					КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ	Лист
						9
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN 6L40/54

1.1. Конструктивні особливості дизелів MAN серії L40/54

Серія дизельних двигунів L40/54 виробництва відомої двигунобудівної фірми MAN Diesel (табл. 1.1) спеціально розроблена для застосування у якості головних суднових двигунів та охоплює діапазон потужностей від 4200...19000 кВт (див. рис. 1.1). Дизеля серії L40/54 оснащені турбонаддувом та пристосовані для застосування важких сортів палива з в'язкістю до 700 сСт.

Таблиця 1.1 – Основні технічні показники двигунів серії L40/54 виробництва фірми MAN Diesel

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Величина
1	Циліндрова потужність	кВт	720
2	Кількість циліндрів	шт.	6
3	Діаметр робочого циліндра	мм	400
4	Хід поршня	мм	540
5	Частота обертання колінвалу	хв ⁻¹	500...600
6	Середня швидкість поршня	м/с	9,90 / 9,25
7	Середній ефективний тиск	МПа	2,32 / 2,48
8	Питома ефективна витрата палива двигуном	кг/(кВт·год)	0,181

У лінійці дизельних двигунів L40/54 виробництва фірми MAN Diesel (див. рис. 1.2) застосовано практично однакові конструктивні та технічні рішення. Остов дизеля MAN 6L40/54 (маркування за ДСТУ 6ЧН 40/54) виконаний у вигляді цільного моноблоку, що поєднує у собі в єдине ціле станину та блок робочих циліндрів. Завдяки застосуванню анкерних зв'язків та довгих шпильок, які фіксують кришки робочих циліндрів дизеля, остов звільняється від розтягувальних навантажень, а також можливих деформацій. Кришки робочих циліндрів дизеля 6L40/54 кріпляться силовими гайками до масивної проміжної полиці остова. Перевагою довгих шпильок є те, що під час зняття кришки циліндру дизеля їх можна опустити донизу, що дозволяє демонтувати її шляхом бокового зсуву. Це забезпечує значну економію в монтажній висоті над самим двигуном 6L40/54.

					КРМ.142.6221м.25.17.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Досить хороша стійкість остову дизеля 6L40/54 до виникнення деформацій досягається завдяки певної комбінації анкерних зв'язків та поперечних болтів у зоні розміщення кришок рамкових підшипників колінчастого валу двигуна.

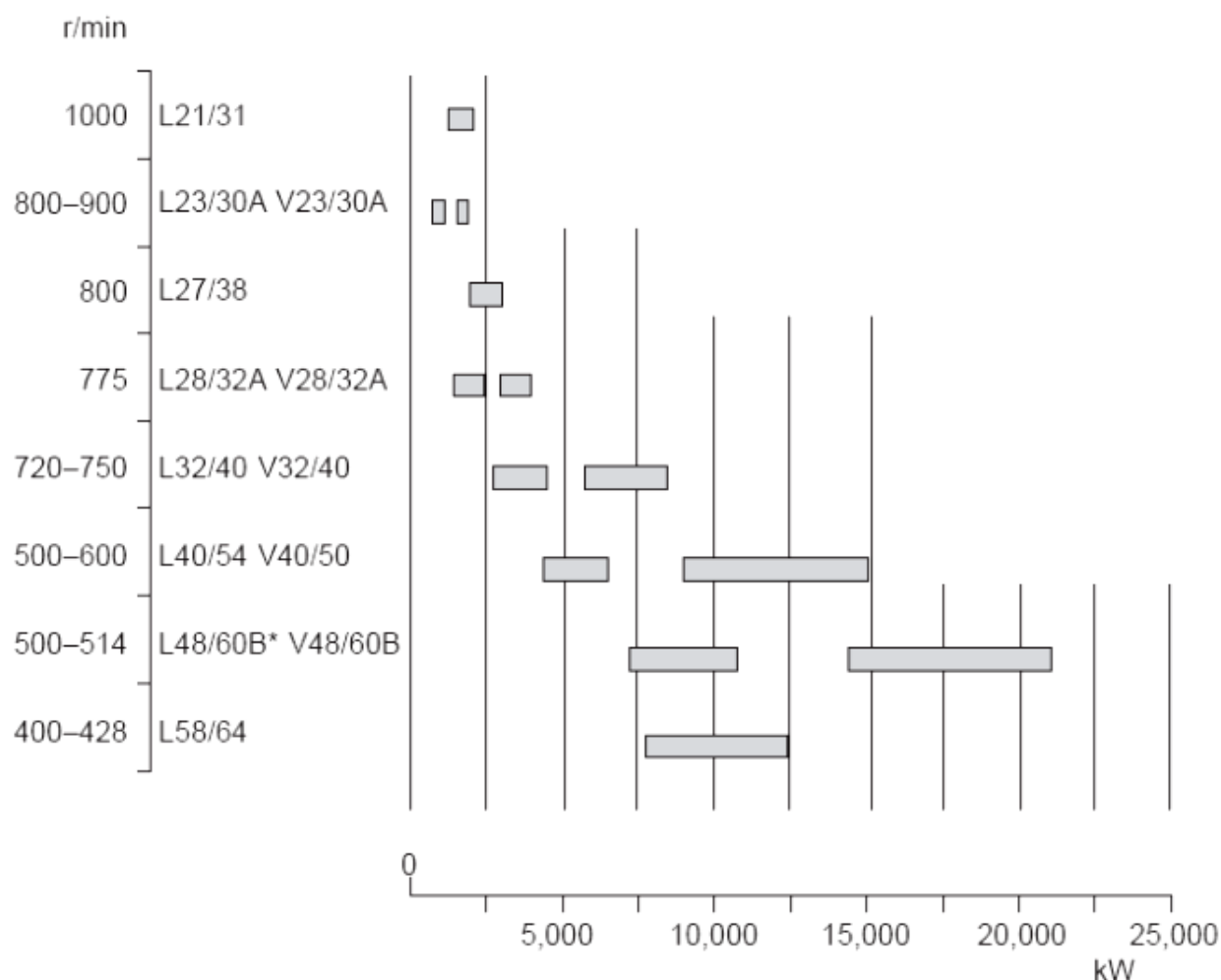


Рисунок 1.1 – Ряди моделей середньообертових дизелів виробництва фірми MAN Diesel

Кришки підшипників колінчастого валу двигуна можна демонтувати, відкрутивши попередньо гайки анкерних зв'язків остову. Ця можливість особливість конструкції дає можливість підтягувати або ослаблювати гайки тим самим регулюючи лінію валу.

Втулки циліндрів дизеля 6L40/54 встановлюються опорними поверхнями на високі сорочки охолодження, які розташовані вище над блоком. Охолодження втулок робочих циліндрів дизеля 6L40/54 відбувається лише в зоні сорочок охолодження, тоді як їх нижня частина зовсім не охолоджується.

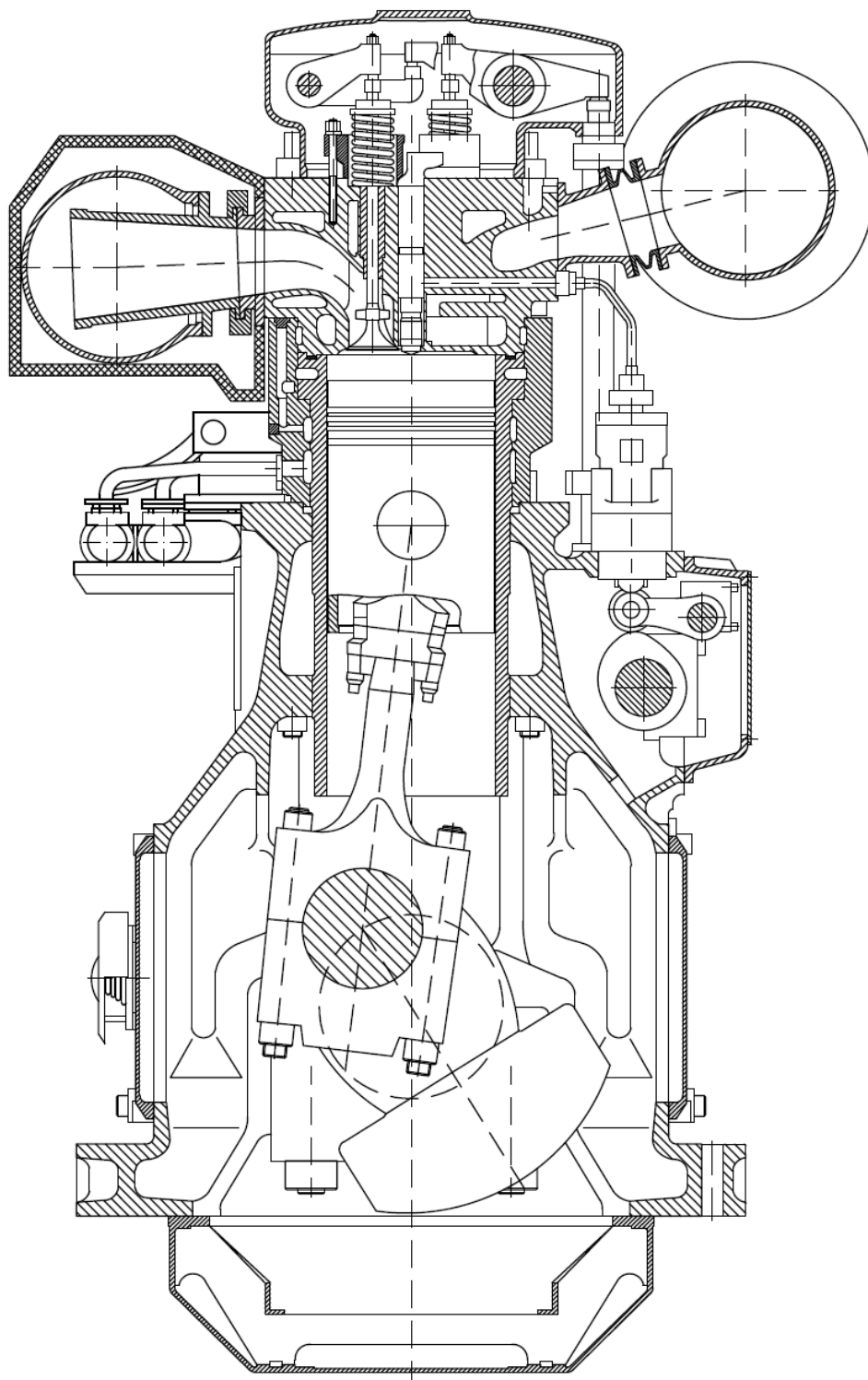


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз суднового дизеля L40/54 виробництва фірми
MAN Diesel

Індивідуальні сорочки охолодження на дизелі 6L40/54 та досить масивні та товсті стінки втулок робочих циліндрів двигуна забезпечують, фактично, мінімально можливу деформацію поверхні дзеркала, що дозволяє значно знизити ве-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.01.ПЗ

Аркуш

12

личину зазорів між поршнем та дзеркалом втулки. Така конструкція втулки дизелі 6L40/54 запобігає виникненню вібрації та кавітаційному руйнуванню поверхонь. Максимально інтенсивне охолодження втулки дизелі 6L40/54 реалізується саме в верхній частині (зона встановлення вогневого кільця – рис. 1.3).

Змащування робочих циліндрів дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel реалізується за допомогою лубрикаторів, які подають масло крізь спеціально виконані свердлення. Вихід змащувального масла на робочу поверхню дзеркала розташовано приблизно між першим та другим компресійними кільцями в положенні поршня у ВМТ. Примусове підведення змащувального масла до поверхонь дзеркала циліндрів потрібне для максимального зниження підвищеного зносу циліндро-поршневої групи (ЦПГ), що є наслідком застосування важких видів палива.

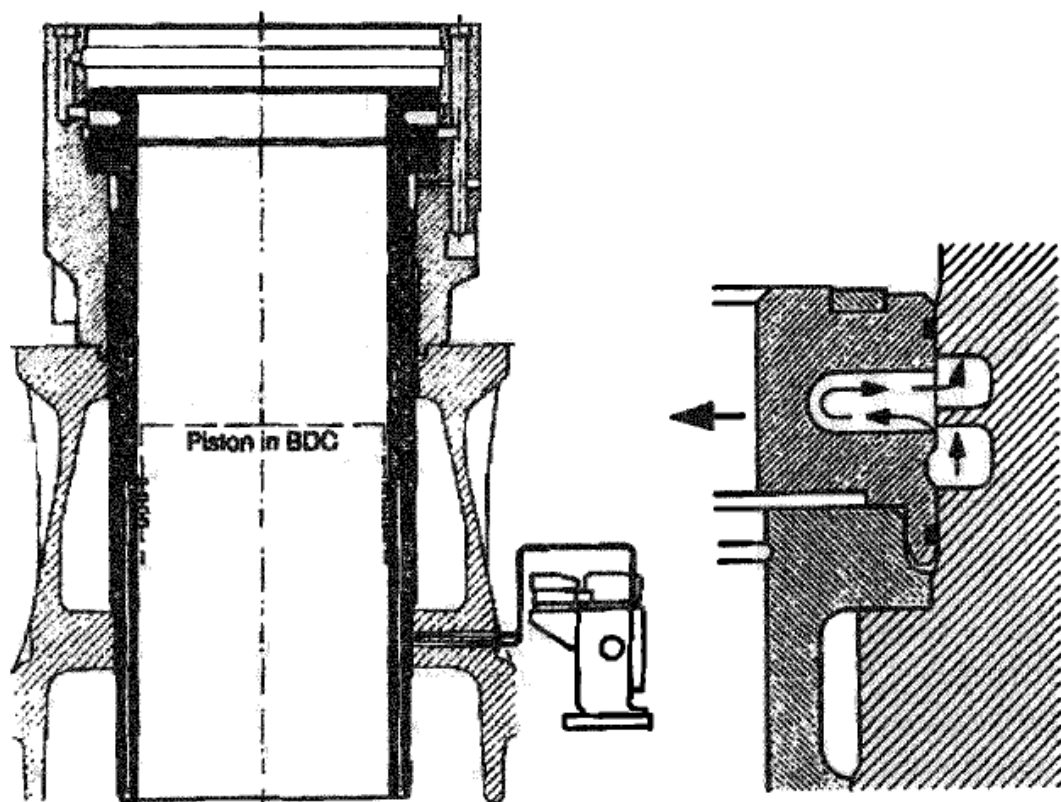


Рисунок 1.3 – Конструкція робочого циліндру дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel

Шатун (рис. 1.4) дизеля L40/54 має роз'єм у верхній своїй частині стрижня. Така конструкція стрижня забезпечує зменшення монтажної висоту дизеля (рис.

1.5), а також дає змогу демонтувати поршень дизеля L40/54 без розбирання нижньої кришки шатуна, що у свою чергу, знижує вірогідність пошкодження підшипників при повторному збиранні вузла.

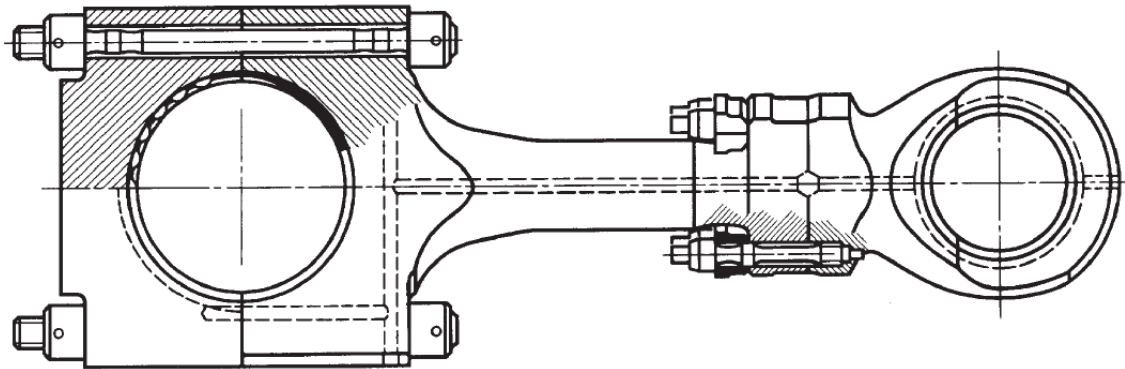


Рисунок 1.4 – Конструкція шатуна дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel



Рисунок 1.5 – Монтажні роботи по установці шатуна

Кришка робочого циліндру дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel (рис. 1.6) має подвійне нижнє днище. Фактично вона складається з тонкого вогневого днища, яке зменшує температурні напруження у кришці від нагрівання газами, та досить товстого днища, розташоване трохи вище, яке у свою чергу

зменшує механічні навантаження від тиску газів. У дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel випускні клапани розміщено в охолоджуваному корпусі (рис. 1.7), а встановлені пропелери забезпечують їх обертання.

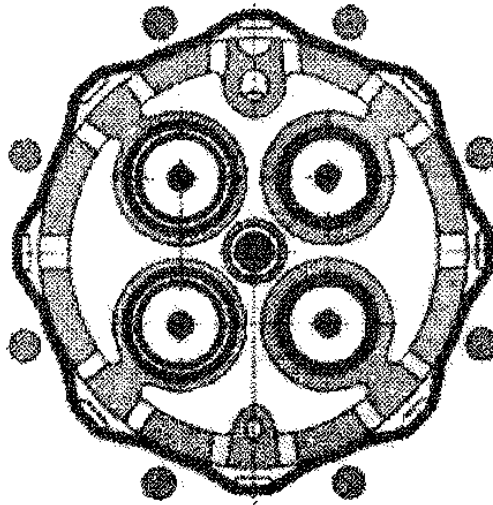


Рисунок 1.6 – Кришка робочого циліндру дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel

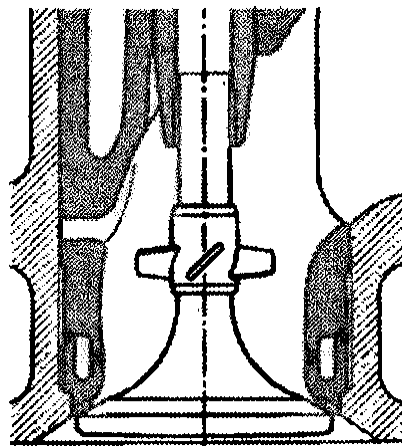


Рисунок 1.7 – Випускний клапан

Поршень дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel є складеним. Головка виготовлена з кованої сталі, а тронк з кованого алюмінію (рис. 1.8). Охолодження головки поршня дизеля L40/54 здійснюється маслом. Масло для охолодження поступає крізь отвір у стрижні шатуна. Після стрижня масло потрапляє у верхню головку шатуна, а далі, поступає до підпружиненого грибка (рис. 1.8). З гриба масло потрапляє в охолоджувану порожнину поршня. Ступінчасте виконання поршня дизеля L40/54 в поєднанні з застосуванням вогневого поясу у вту-

лці дає змогу запобігти значному накопиченню продуктів згоряння та утворенню нагару в зоні головки поршня дизеля L40/54, а також дає можливість уникнути утворення певних плям засвічення на поверхні дзеркала втулки, зменшуючи тим самим знос й витрату змащувального масла.

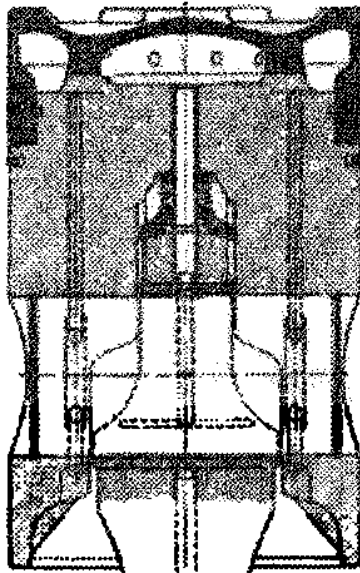


Рисунок 1.8 – Конструкція поршня та системи підведення охолоджуючого масла до порожнин

Відмінною особливістю паливної апаратури дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel є зміна до профілю регулювальних крайок плунжерної пари паливного насосу високого тиску. Таким чином, регулювання подачі циклової дози палива відбувається як на початку, так і в кінці. Однак досить сильно збільшений нахил верхньої крайки та зменшений нахил нижньої, кількість циклової дози палива змінюється за рахунок більш різкого змінення кута випередження упорскування. Головна суть змін у профілі плунжера полягає в тому, що при зменшенні подачі циклової дози палива зона подачі від повного активного ходу плунжера переміщується в зону з значно крутішим профілем паливного кулачка.

Таке конструктивне рішення впливає на інтенсифікацію подачі палива, що характеризується фактично збільшенням швидкості подачі палива та тисків упорскування. Результат такого переходу – у дизелі спостерігаються більш високі тиски згоряння і, як наслідок, більша економія палива.

У розпилювачі форсунки дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel було значно зменшено камеру під конусом самої голки (камера перед сопловими отворами). Ця камера має негативний вплив на процес розпилення у його початковій стадії та сприяє підтіканню палива наприкінці процесу упорскування. Після зменшення цієї камери під конусом голки димність вихлопу дизеля на навантаженні 10 % зменшилася на 10%, а на холостому ході роботи – на 18% (рис. 1.9).

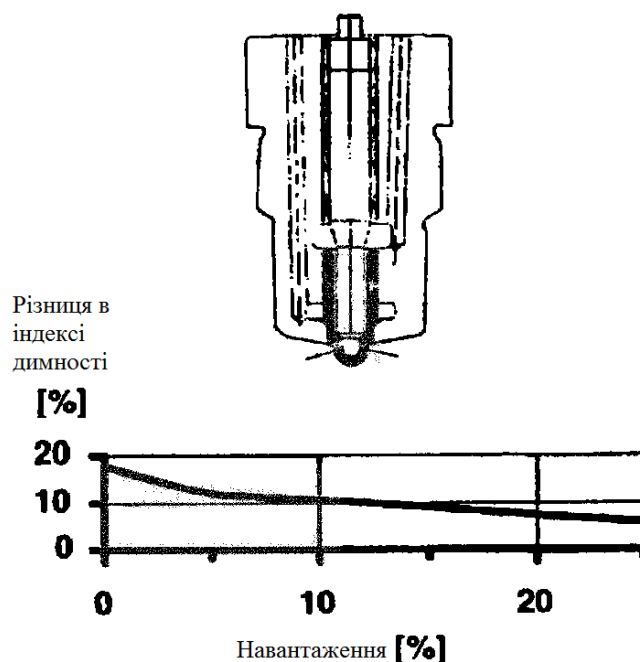


Рисунок 1.8 – Конструкція розпилювача форсунки дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel

Для значного зниження максимальної температури згоряння та зниження утворення NO_x на дизелі L40/54 виробництва фірми MAN Diesel було застосовано так званий цикл Міллера, який передбачає по суті більш раннє закриття впускних клапанів системи газообміну. Цей підхід до організації робочого процесу також сприяє зменшенню теплових й механічних навантажень на двигун, які зазвичай досить різко збільшуються із підвищенням питомої потужності дизеля. Цей підхід досить відомий інженерам-розробникам сучасних дизелів також як спосіб зниження витрат палива. Однак, на відміну від класичного робочого циклу, цикл Міллера потребує застосування більш ефективних турбонагнітачів, які

забезпечують значно вищі тиски наддуву повітря. Тобто фактично, значне поліпшення заповнення робочих циліндрів свіжим зарядом повітрям через більш раннє закривання впускних клапанів має обов'язково компенсуватися зростанням самого заряду за рахунок підвищенню P_k . Це спричиняє зменшення втрат ходу поршня й відповідно до збільшення ступеня стиснення ϵ . В результаті ступінь стиснення ϵ зростає з 14,4 аж до 15,3, що сприяє збільшенню максимального тиску P_z в робочому циліндрі та відповідно покращенню економічності двигуна.

Удосконалення турбонаддуву на дизелі L40/54 виробництва фірми MAN Diesel відбувалося шляхом заміни агрегату наддуву з NA/S на новий аксіальний типу TCA, який має значно вищу продуктивність у порівнянні з минулим та вищий ступінь підвищення тиску. При цьому новий агрегат наддуву має високий коефіцієнт корисної дії на усіх режимах навантаження. Також важливо відмітити, що у цього агрегату наддуву зона виникнення помпажу віддалена від робочих режимів роботи, що забезпечує значно якіснішу продувку робочих циліндрів. Тиск наддуву дизеля L40/54 виробництва фірми MAN Diesel при повному навантаженні складає 0,32 МПа.

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньообертовий дизель L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN Diesel є сучасним та надійним судновим двигуном. За своїми паливно-економічними та екологічними показниками дизель 6ЧН 40/54 не поступається подібним двигунам інших виробників. Однак, не зважаючи на це, двигун серії L40/54 має і досить значні резерви для здійснення його подальшої модернізації та вдосконалення. У роботі двигун L40/54 (6ЧН 40/54) представлений кресленням формату А1.

					KPM.142.6221м.25.17.01.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ ТИПУ 6ЧН 40/54 (MAN 6L40/54)

2.1. Особливості сучасних математичних моделей розрахунку циклу двигунів внутрішнього згоряння

Математичне моделювання робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння дає змогу значно прискорити і найголовніше здешевити процес розробки нових двигунів, або модернізації вже наявних зразків. У робочому циклі двигуна внутрішнього згоряння одними з найбільш складних та недостатньо повно вивчених процесів є процеси сумішоутворення (особливо це стосується саме дизельних двигунів), а також процес згоряння палива. Ці процеси робочого циклу ДВЗ супроводжується та обумовлюються рядом факторів впливу, а також іншими складними процесами та явищами.

Сучасні та найбільш складні математичні моделі розрахунку та оптимізації робочого циклу ДВЗ включають досить детальний опис усіх основних процесів (впуск, стиснення, сумішоутворення, згоряння, розширення, випуск), що відбуваються в двигуні, його системах та безпосередньо у камері згоряння.

Так, наприклад в більш складних математичних моделях розрахунку робочого циклу ДВЗ розглядаються рух струменів палива, що упорскується і повітряного заряду, їх взаємне перемішування та утворення паливоповітряної суміші, різні гідродинамічні явища, процеси тепло- і масообміну, випаровування, хімічна кінетика самого процесу згоряння та утворення різних шкідливих компонентів у відпрацьованих газах, а також інші досить складні явища і процеси.

Такі досить складні математичні моделі розрахунку робочого циклу ДВЗ досить успішно застосовують при здійсненні досліджень, наприклад, процесу згоряння у циліндрі, оптимізації робочого циклу та конструкції, а також виборі параметрів роботи двигуна. Разом з тим, верифікація таких математичних моделей розрахунку робочого циклу ДВЗ вимагає постановки, а також здійснення трудомісткої

					<i>KPM.142.6221м.25.17.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

обробки результатів експериментів, уточнення великого ряду емпіричних коефіцієнтів й розрахункових залежностей.

Як відзначалося одним з найскладніших процесів є процес сумішоутворення та тепловиділення. Так у сучасних математичних моделях розрахунку робочого циклу ДВЗ досить широкого поширення набули саме емпіричні або напівемпіричні моделі опису процесу згоряння, які досить точно дозволяють описати форму кривої тепловиділення, що виникає в циліндрі ДВЗ. Такі емпіричні або напівемпіричні моделі відрізняються своєю простотою опису, а також, що є найголовнішим – універсальністю використання для різних типів ДВЗ. Зокрема найбільш розповсюдженою моделлю є модель професора Вібе І.І., в якій швидкість процесу згоряння та частка вигорілого палива описуються напівемпіричними залежностями основними параметрами яких є показник характеру згоряння m та тривалість згоряння φ_z :

$$x = 1 - \exp \left(C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right),$$

$$\frac{dx}{d(\varphi)} = -C \frac{(m+1)}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^m \exp \left(C \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right).$$

Тривалість процесу згоряння φ_z та показник характеру m фактично є емпіричними коефіцієнтами, які напряду залежать від ряду параметрів. Так ці емпіричні коефіцієнти залежать від частоти обертання колінчастого валу двигуна, коефіцієнта надлишку повітря при згорянні, тривалості періоду затримки займання палива (для дизельних ДВЗ), частини палива, яке подається в ході кожного з періодів процесу згоряння та багатьох інших факторів. При моделюванні робочого циклу ДВЗ зазвичай враховують тільки основні фактори і їх кількість невелика. Таким чином надмірне спрощення реальних процесів у таких моделях значно обмежує їх використання в дослідних цілях.

Бідьш прогресивною та точною для дизельних двигунів є математична модель, запропонована професором Разлейцева М.Ф. та Філіпковським А.І. Дана математична модель поєднує в собі як простоту реалізації обчислень, так і врахування найважливіших факторів, які впливають на процес згоряння в дизелях.

					КРМ.142.6221м.25.17.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Так запропонована модель при визначенні характеристики тепловиділення дозволяє враховувати залежить її від багатьох факторів, таких як інтенсивність впо-
рскування, якість розпилення палива, повітряно-паливне співвідношення, інтен-
сивність турбулізації заряду у циліндрі, режиму роботи дизеля та багато інших
важливих факторів.

2.2. Розрахунок робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на но- мінальному режимі роботи

Розрахунок робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номіналь-
ному режимі роботи виконується за допомогою програмного комплексу *Blitz-
PRO*. Програмний комплекс дозволяє здійснювати моделювання як за методом
професора Вібе так і за методикою професора Разлейцева. Цей комплекс дозволяє
користувачу здійснювати, як дослідницькі так і інженерні розрахунки.

Для здійснення моделювання та одержання коректних результатів необхідно
у розрахункову програму закласти вірні вихідні дані. У таблиці 2.1 наводяться ос-
новні вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН
40/54) на номінальному режимі роботи.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для моделювання номінального режиму експлуатації
дизеля MAN 6L40/54

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмі- рність	Значення
1	Діаметр	D , м	0,400
2	Хід поршня	S , м	0,540
3	Кількість циліндрів	i_z , шт.	6
4	Частота обертання колінчатого валу	n , хв ⁻¹	514,00
5	Ефективна потужність	N_e , кВт	4320,00
6	Механічний ККД	η_m	0,91
7	Ступінь стискування	ε	15,00
8	Кривошипно-шатунне відношення	λ	0,250
9	Температура навколишнього повітря	T_0 , К	298,000
10	Тиск навколишнього середовища	P_0 , кПа	100,200
11	Втрата тиску в ОНП	ΔP_k , кПа	2,000
12	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлоп- ної труби)	ΔP_t , кПа	2,000

13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{a.k}$	0,840
14	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{a.t}$	0,820
15	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{m.tk}$	0,950
16	Температура води на вході в ОНП	$T_w^{\text{ОНП1}}, \text{K}$	2970
17	ККД системи охолодження наддувочного повітря	η_{co}	0,950
18	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора	i_{z1k}	3,000
19	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра	$V_{в.к.}/V_s$	1,800
20	Константа імпульсності	Φ	1,100
21	Кут початку впорскування палива	$\varphi_{н.}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	351,00
22	Тривалість уприскування палива	$\varphi_{\text{впр.}}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	33,00
23	Кут відкриття випускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{вип.}}, \text{град. п.к.в.}$	492,00
24	Кут закриття випускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вип.}}, \text{град. п.к.в.}$	30,00
25	Кут відкриття впускного клапана	$\varphi_{о.}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	670,00
26	Кут закриття впускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	200,00
27	Тривалість відкривання впускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	90,00
28	Тривалість відкривання випускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вип.}}, \text{град. п.к.в.}$	90,00
29	Тривалість закривання впускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вп.}}, \text{град. п.к.в.}$	90,00
30	Тривалість закривання випускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вип.}}, \text{град. п.к.в.}$	90,00
31	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}, \text{м}$	0,125
32	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$	2,000
33	Діаметр випускного клапана	$d_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}, \text{м}$	0,125
34	Кількість випускних клапанів	$n_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$	2,000
35	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}, \text{м}$	0,05
36	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}, \text{град.}$	60
37	Висота підйому випускних клапанів	$h_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}, \text{м}$	0,05
38	Кут конуса тарілки випускних клапанів	$\alpha_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}, \text{град.}$	60
39	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вп.к.}}$	0,840
40	Коефіцієнт витрати для випускного клапана	$\mu_{\text{вип.к.}}$	0,860
41	Пропускна здатність турбіни	$\mu F_b, \text{м}^2$	0,0269
42	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	A_i	0,0000038
43	Нижча теплота згоряння палива	$Q_n, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	42427,400
44	Щільність палива	$\rho_p, \text{кг/м}^3$	848,00
45	Цетанове число палива	—	45,00
46	Молекулярна маса палива	$\mu_p, \text{кг/кмоль}$	220,00
47	Коефіцієнт поверхневого натягу палива	$\sigma_p, \text{Н/м}$	0,028
48	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	k_n	0,00016
49	Умовна енергія активації	$E_a, \text{кДж/кмоль}$	21000,00
50	Кількість соплових отворів форсунки	i_c	6,00
51	Діаметр соплових отворів форсунки	$d_c, \text{м}$	0,000520
52	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель	E_c	1,700

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

22

53	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння	$L_{wall}, \text{ м}$	0,164
54	Частка незгорілого палива	Δ_T	0,01
55	Товщина стінки втулки	$\Delta_s, \text{ м}$	0,024
56	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки	$R_{ствт}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,300
57	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки	$R_{сткр}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,300
58	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня	$R_{стпр}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{кВт}$	0,300
59	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)	$h_{ов}, \%$	100
60	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою	$a_{тр.}^w$	0,780
61	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом	$a_{тр.}^m$	0,220
62	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{вт}, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3,000
63	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{кр}, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	3,000
64	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{пр}, \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	2,500
65	Середня температура води в сорочці двигуна	$T_w^{вт}, \text{ К}$	358,000
66	Середня температура води в кришці двигуна	$T_w^{кр}, \text{ К}$	358,000
67	Середня температура масла, що охолоджує поршень	$T_w^{пр}, \text{ К}$	373,000

Результати моделювання робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі роботи наведено нижче у таблиці основних результатів теплового розрахунку – 2.2. Отримані данні досить точно корелюються з паспортними даними двигуна-прототипу та можуть бути основою для подальшої модернізації дизеля-прототипу.

Таблиця 2.2 – Основні результати моделювання номінального режиму експлуатації дизеля MAN 6L40/54

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Ефективна потужність ДВЗ	$N_e, \text{ кВт}$	4319,390
2	Питома ефективна витрата палива ДВЗ	$g_e, \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	0,1706
3	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	3,201
4	Тривалість згоряння	$\varphi_{зг.}, \text{ град.}$	110,940
5	Кут затримки займання палива	$\varphi_{з.}^{восп.}, \text{ град.}$	3,000
6	Кут початку видимого згоряння	$\varphi_{н.}^{згор.}, \text{ град.}$	354,000
7	Середній тиск впорскування всієї порції палива	$P_{inj}, \text{ МПа}$	104,305

8	Середній діаметр крапель	d_{32} , мкм	13,806
9	Кут, під яким факел досягає стінок камери згоряння	φ_{wall} , град.	19,000
10	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згоряння	φ_{fr} , град.	16,00
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , кПа	18924,800
12	Максимальна температура згоряння	T_z , К	1790,570
13	Середній індикаторний тиск	P_i , кПа	2721,810
14	Середній ефективний тиск	P_e , кПа	2476,840
15	Тиск повітря в ресивері	P_s , кПа	318,770
16	Температура повітря в ресивері	T_s , К	304,050
17	Тиск суміші наприкінці стиснення	P_c , кПа	11313,880
18	Температура суміші наприкінці стиснення	T_c , К	758,390
19	Середня температура газів перед турбіною	T_t , К	726,200
20	Середній тиск газів перед турбіною	P_t , кПа	240,200
21	Середня температура газів за турбіною	T_{3t} , К	713,700
22	Температура газів у момент відкриття випускного клапана	T_b , К	961,500
23	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана	P_b , кПа	1164,600
24	Температура наддувного повітря	T_k , К	437,9096
25	Температура залишкових газів	T_r , К	317,170
26	Тепло, відведене у воду	Q_w , кВт	502,100
27	Тепло, відведене в масло	Q_m , кВт	155,000
28	Тепло, що відводиться в ОНП від стиснутого повітря	$Q_w^{ОНП}$, кВт	1040,700
29	Тепло, що втрачається з ВГ	$Q_w^{ВГ}$, кВт	3535,300
30	Витрата повітря через компресор	G_k , кг/с	7,4042
31	Витрата газу через газову турбіну	G_t , кг/с	7,5915
32	Потужність турбіни газової турбіни	N_{et} , кВт	1040,5841
33	Потужність компресора	N_{ek} , кВт	1041,5152
34	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0262
35	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	α	2,230
36	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,133

Окрім числових значень основних параметрів та показників роботи дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі роботи було отримано і ряд важливих графічних залежностей, які наглядно характеризують роботу дизеля. Ці результати наведено на рис. 2.1–2.6.

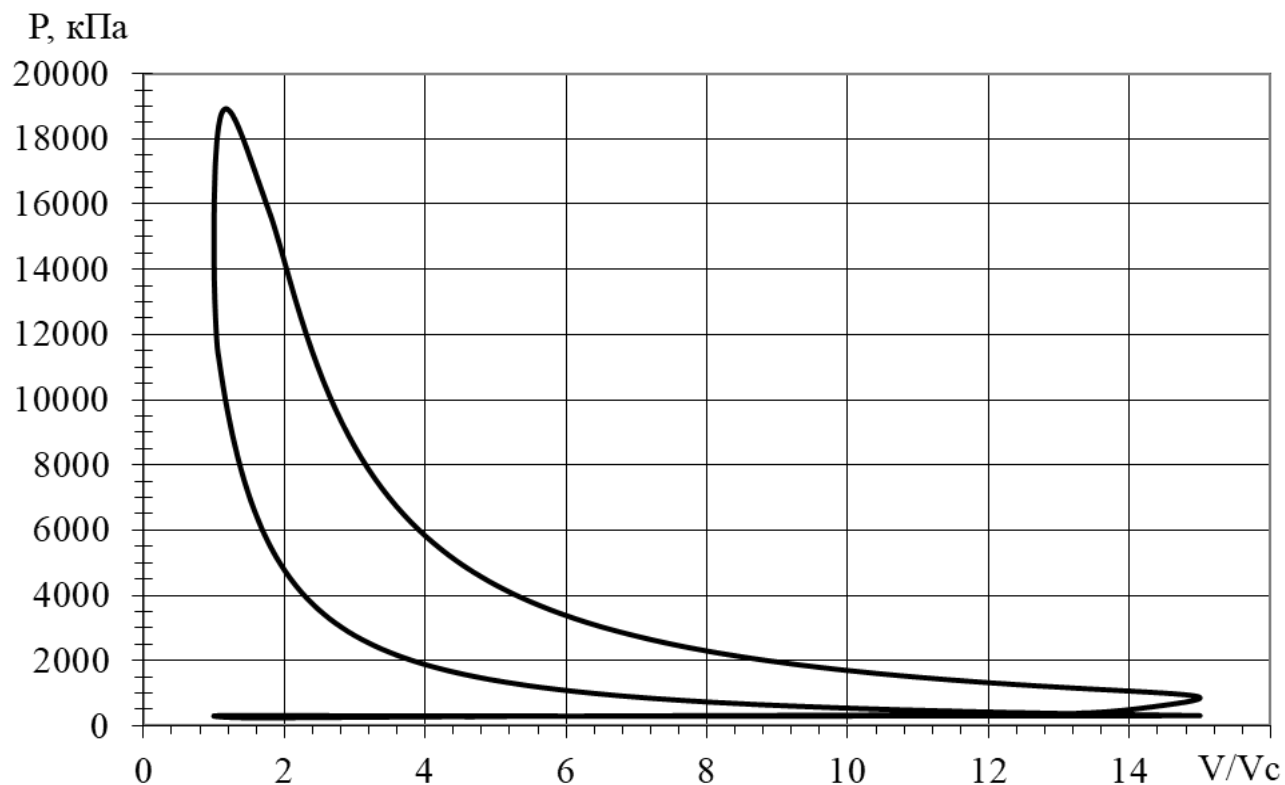


Рисунок 2.1 – Згорнута індикаторна діаграма двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

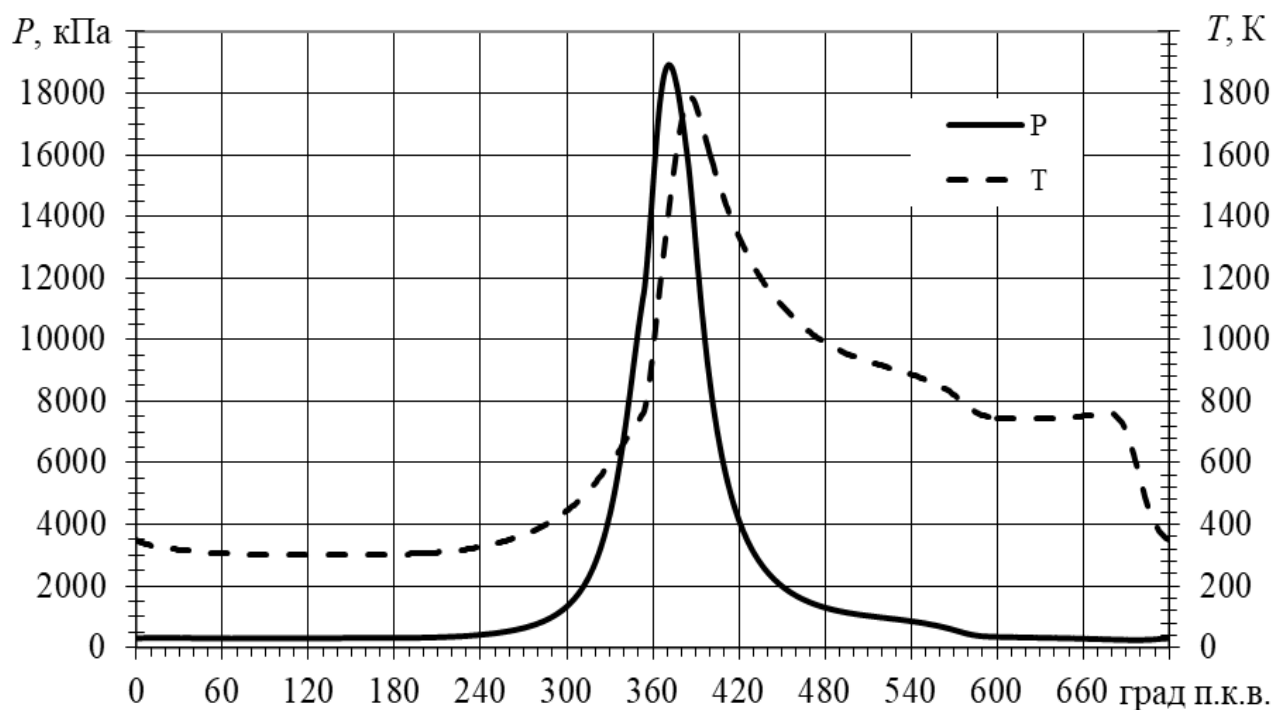


Рисунок 2.2 – Розгорнуті індикаторна діаграма та діаграма зміни температури у циліндрі двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

25

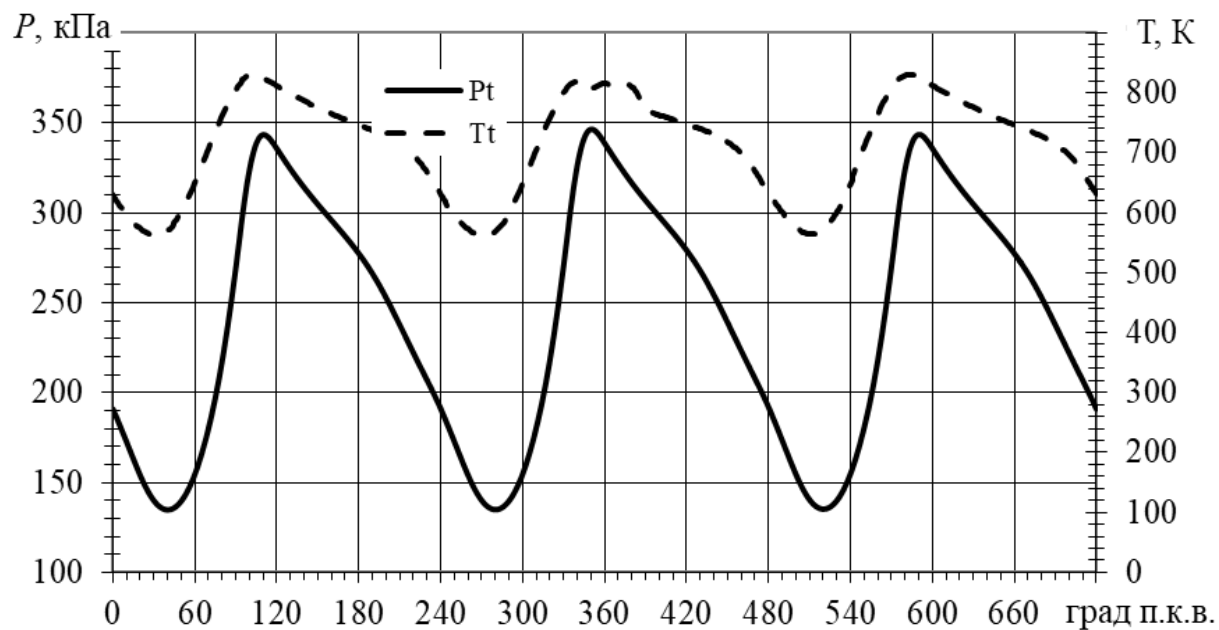


Рисунок 2.3 – Зміна тиску та температури у випускному колекторі двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

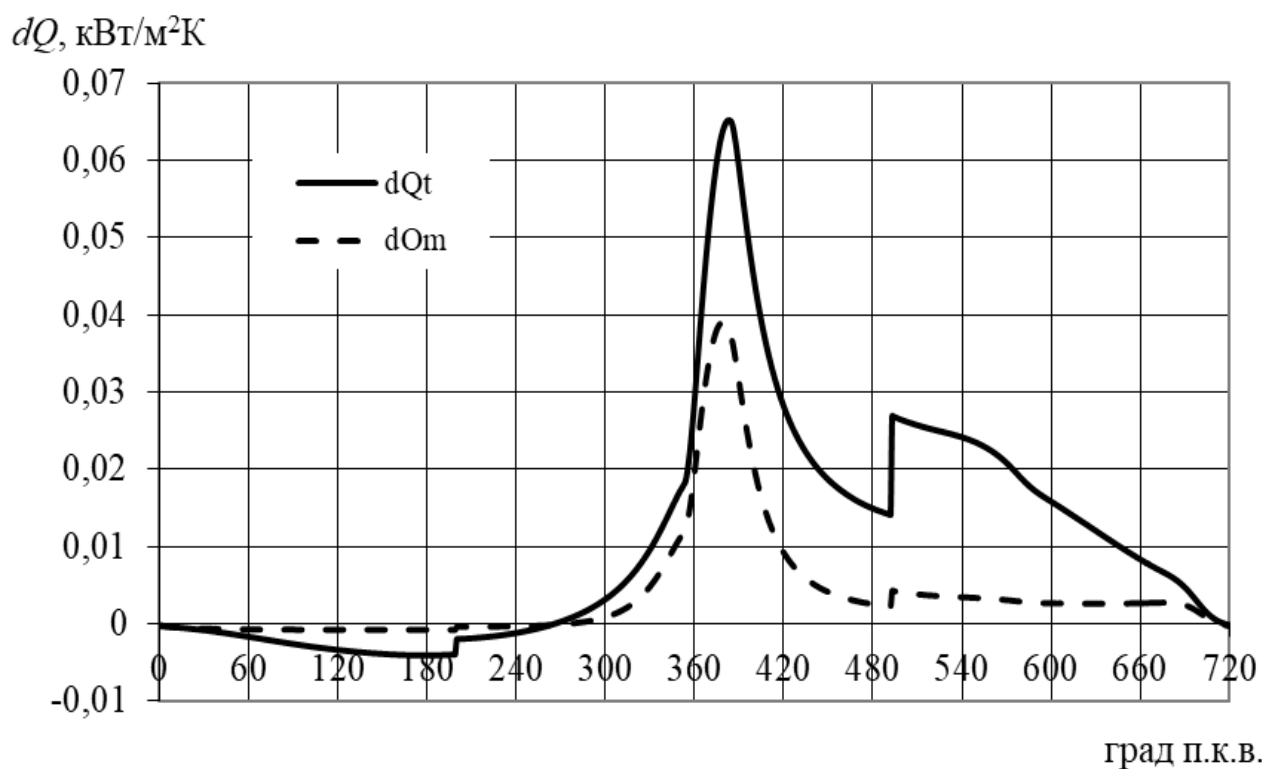


Рисунок 2.4 – Втрати тепла у воду і масло двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

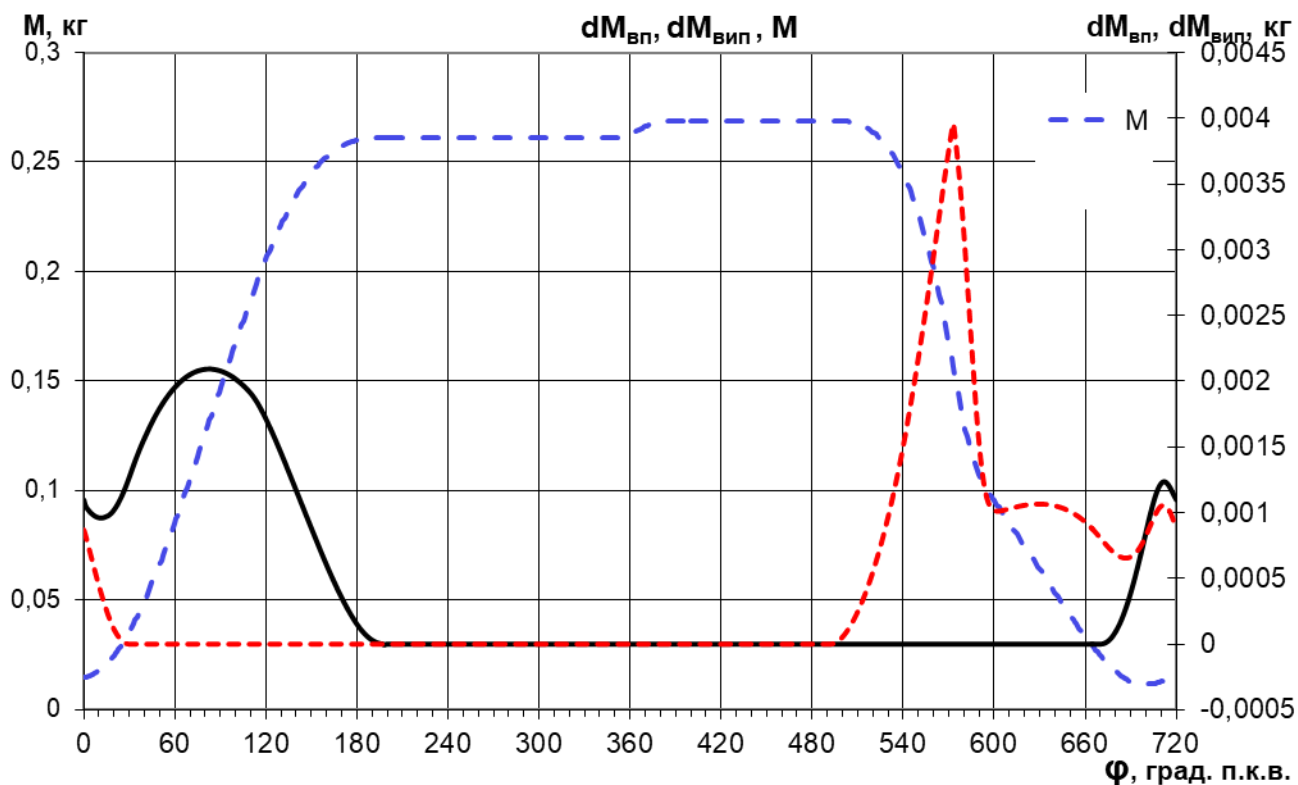


Рисунок 2.5 – Зміна маси робочого тіла у циліндрі суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

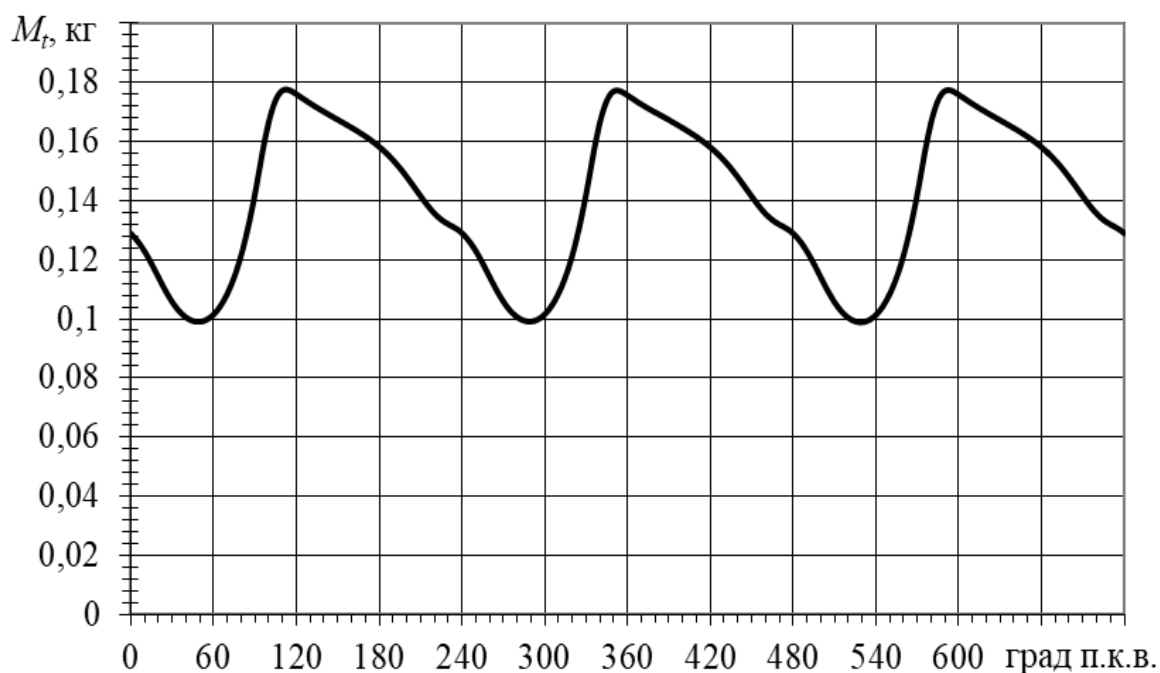


Рисунок 2.6 – Зміна маси у випускному колекторі суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

2.3. Розрахунок динаміки суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

Розрахунок динаміки суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) виконується також для номінального режиму роботи. Вихідними даними для реалізації динамічного розрахунку є розрахунки наведені у таблиці 2.1 та 2.2 (розрахунок робочого циклу), а також паспортні дані й креслення двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54). З креслення та паспорту на дизель беремо маси рухомих деталей дизеля, довжину шатуна та кривошипа (для визначення постійної КШМ λ), компоновку робочих циліндрів тощо.

Результати динамічного розрахунку суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі подано у табл. 2.3 та на рис. 2.7–2.10.

Таблиця 2.3 – Результати динамічного розрахунку суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

ϕ	S_ϕ	V_ϕ	J_ϕ	P_j	P_r	P_d	N	Z	T	T_Σ	$T_{cp\Sigma}$	$Z1$
град.	м	м/с	м/с ²	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа	кПа
0	0,00	0,00	724,31	-2684,44	301,28	-2383,16	0,22	-2383,16	1,10	634,42	2597,03	-1177,42
5	0,00	1,17	719,90	-2668,11	308,17	-2359,94	-51,43	-2346,48	-256,91	1779,25	2597,03	-1140,74
10	0,01	2,33	706,77	-2619,44	311,00	-2308,44	-100,31	-2255,96	-499,63	3206,82	2597,03	-1050,22
15	0,01	3,46	685,16	-2539,34	312,22	-2227,12	-144,40	-2113,87	-715,89	4453,62	2597,03	-908,13
20	0,02	4,55	655,48	-2429,33	312,51	-2116,82	-181,66	-1927,04	-894,68	5283,85	2597,03	-721,30
25	0,03	5,58	618,28	-2291,47	311,93	-1979,54	-210,32	-1705,20	-1027,18	5660,32	2597,03	-499,46
30	0,04	6,55	574,25	-2128,31	310,62	-1817,69	-229,00	-1459,68	-1107,14	5296,37	2597,03	-253,94
35	0,06	7,44	524,21	-1942,84	308,79	-1634,05	-236,75	-1202,76	-1131,17	4582,80	2597,03	2,98
40	0,08	8,24	469,05	-1738,40	306,81	-1431,59	-233,08	-946,87	-1098,73	3915,76	2597,03	258,88
45	0,10	8,96	409,75	-1518,61	304,73	-1213,87	-218,01	-704,20	-1012,48	3403,70	2597,03	501,54
50	0,12	9,57	347,32	-1287,26	302,78	-984,48	-192,09	-485,68	-877,61	3060,20	2597,03	720,06
55	0,14	10,08	282,83	-1048,24	301,04	-747,20	-156,33	-300,54	-701,73	2859,52	2597,03	905,20
60	0,16	10,49	217,32	-805,42	299,53	-505,89	-112,19	-155,80	-494,20	2757,83	2597,03	1049,94
65	0,18	10,79	151,79	-562,58	298,31	-264,28	-61,48	-55,98	-265,50	2703,77	2597,03	1149,76
70	0,21	10,98	87,24	-323,32	297,38	-25,95	-6,27	-2,98	-26,53	2645,01	2597,03	1202,76
75	0,23	11,07	24,55	-90,97	296,75	205,78	51,21	3,81	212,03	2533,79	2597,03	1209,55
80	0,26	11,06	-35,48	131,49	296,44	427,93	108,70	-32,72	440,31	2331,46	2597,03	1173,02
85	0,28	10,96	-92,13	341,46	296,44	637,90	164,04	-107,79	649,77	2014,57	2597,03	1097,95
90	0,30	10,77	-144,83	536,79	296,74	833,52	215,22	-215,18	833,53	1582,15	2597,03	990,56
95	0,33	10,49	-193,14	715,81	297,31	1013,12	260,53	-347,79	986,58	1065,32	2597,03	857,96
100	0,35	10,14	-236,72	877,34	298,15	1175,49	298,60	-498,13	1105,81	533,15	2597,03	707,61
105	0,37	9,73	-275,40	1020,70	299,23	1319,93	328,46	-658,83	1189,98	106,17	2597,03	546,91
110	0,39	9,25	-309,13	1145,71	300,51	1446,22	349,54	-823,03	1239,50	-61,44	2597,03	382,71
115	0,41	8,73	-337,98	1252,63	301,94	1554,57	361,65	-984,68	1256,14	117,00	2597,03	221,06
120	0,43	8,16	-362,14	1342,16	303,31	1645,48	364,92	-1138,70	1242,63	634,42	2597,03	67,05
125	0,45	7,55	-381,89	1415,36	304,52	1719,88	359,85	-1281,18	1202,52	0,00	0,00	-75,44

130	0,46	6,92	-397,61	1473,61	305,53	1779,14	347,17	-1409,48	1139,84	0,00	0,00	-203,74
135	0,48	6,27	-409,72	1518,52	306,34	1824,86	327,78	-1522,07	1058,70	0,00	0,00	-316,33
140	0,49	5,60	-418,72	1551,87	306,99	1858,86	302,67	-1618,45	963,11	0,00	0,00	-412,71
145	0,50	4,91	-425,10	1575,53	307,50	1883,03	272,87	-1698,93	856,67	0,00	0,00	-493,19
150	0,51	4,22	-429,38	1591,38	307,91	1899,29	239,32	-1764,44	742,52	0,00	0,00	-558,70
155	0,52	3,52	-432,04	1601,23	308,25	1909,48	202,92	-1816,28	623,22	0,00	0,00	-610,54
160	0,53	2,82	-433,53	1606,75	308,56	1915,32	164,41	-1856,00	500,74	0,00	0,00	-650,26
165	0,53	2,11	-434,25	1609,42	308,90	1918,32	124,42	-1885,12	376,47	0,00	0,00	-679,38
170	0,54	1,41	-434,52	1610,42	309,34	1919,75	83,46	-1905,06	251,34	0,00	0,00	-699,32
175	0,54	0,71	-434,58	1610,65	309,96	1920,61	41,90	-1916,94	125,82	0,00	0,00	-711,20
180	0,54	0,00	-434,58	1610,66	310,89	1921,55	0,04	-1921,55	0,13	0,00	0,00	-715,81
185	0,54	-0,70	-434,58	1610,65	312,28	1922,93	-41,86	-1919,27	-125,71	0,00	0,00	-713,53
190	0,54	-1,41	-434,52	1610,42	314,32	1924,74	-83,59	-1910,04	-251,72	0,00	0,00	-704,30
195	0,53	-2,11	-434,25	1609,42	317,24	1926,66	-124,88	-1893,37	-377,84	0,00	0,00	-687,63
200	0,53	-2,82	-433,53	1606,76	321,27	1928,03	-165,42	-1868,39	-503,79	0,00	0,00	-662,64
205	0,52	-3,52	-432,04	1601,25	326,63	1927,87	-204,79	-1833,86	-628,96	0,00	0,00	-628,12
210	0,51	-4,22	-429,39	1591,41	333,42	1924,83	-242,46	-1788,26	-752,24	0,00	0,00	-582,52
215	0,50	-4,91	-425,12	1575,57	341,80	1917,37	-277,77	-1730,03	-872,03	0,00	0,00	-524,29
220	0,49	-5,59	-418,74	1551,93	351,93	1903,85	-309,93	-1657,77	-986,17	0,00	0,00	-452,02
225	0,48	-6,27	-409,74	1518,60	364,03	1882,63	-338,09	-1570,41	-1091,97	0,00	0,00	-364,67
230	0,46	-6,92	-397,63	1473,72	378,37	1852,09	-361,35	-1467,45	-1186,34	0,00	0,00	-261,71
235	0,45	-7,55	-381,93	1415,50	395,29	1810,80	-378,83	-1349,10	-1265,87	0,00	0,00	-143,36
240	0,43	-8,16	-362,19	1342,33	415,21	1757,55	-389,74	-1216,46	-1327,06	0,00	0,00	-10,72
245	0,41	-8,72	-338,04	1252,84	438,64	1691,48	-393,46	-1071,62	-1366,58	0,00	0,00	134,12
250	0,39	-9,25	-309,20	1145,96	466,22	1612,18	-389,62	-917,70	-1381,57	0,00	0,00	288,04
255	0,37	-9,72	-275,48	1020,99	498,76	1519,75	-378,17	-758,80	-1369,99	0,00	0,00	446,94
260	0,35	-10,14	-236,81	877,66	537,27	1414,93	-359,41	-599,83	-1330,94	0,00	0,00	605,91
265	0,33	-10,49	-193,23	716,17	583,03	1299,20	-334,09	-446,22	-1265,08	0,00	0,00	759,52
270	0,30	-10,76	-144,94	537,19	637,70	1174,89	-303,35	-303,52	-1174,84	0,00	0,00	902,22
275	0,28	-10,96	-92,25	341,89	703,40	1045,29	-268,80	-176,83	-1064,71	0,00	0,00	1028,92
280	0,26	-11,06	-35,60	131,95	782,90	914,85	-232,40	-70,14	-941,30	0,00	0,00	1135,60
285	0,23	-11,07	24,41	-90,49	879,85	789,37	-196,44	14,44	-813,32	0,00	0,00	1220,18
290	0,21	-10,98	87,10	-322,82	999,10	676,28	-163,46	77,60	-691,41	0,00	0,00	1283,34
295	0,18	-10,79	151,66	-562,07	1147,14	585,07	-136,11	123,81	-587,80	0,00	0,00	1329,55
300	0,16	-10,49	217,18	-804,90	1332,77	527,87	-117,08	162,47	-515,71	0,00	0,00	1368,21
305	0,14	-10,08	282,69	-1047,72	1567,99	520,26	-108,86	209,16	-488,65	0,00	0,00	1414,90
310	0,12	-9,57	347,19	-1286,76	1869,22	582,46	-113,67	287,24	-519,30	0,00	0,00	1492,98
315	0,10	-8,96	409,62	-1518,13	2258,98	740,85	-133,08	429,66	-618,03	0,00	0,00	1635,40
320	0,08	-8,25	468,93	-1737,95	2767,79	1029,84	-167,71	680,97	-790,55	0,00	0,00	1886,72
325	0,06	-7,44	524,10	-1942,42	3435,94	1493,52	-216,45	1099,09	-1034,14	0,00	0,00	2304,84
330	0,04	-6,55	574,15	-2127,94	4313,34	2185,41	-275,42	1754,68	-1331,52	0,00	0,00	2960,42
335	0,03	-5,58	618,19	-2291,15	5453,18	3162,03	-336,09	2723,45	-1641,40	0,00	0,00	3929,19
340	0,02	-4,55	655,40	-2429,07	6890,21	4461,14	-383,04	4060,76	-1886,45	0,00	0,00	5266,50
345	0,01	-3,46	685,10	-2539,14	8590,21	6051,07	-392,62	5742,92	-1946,39	0,00	0,00	6948,66
350	0,01	-2,33	706,73	-2619,30	10367,44	7748,14	-337,02	7571,60	-1678,72	0,00	0,00	8777,34
355	0,00	-1,17	719,88	-2668,04	12010,06	9342,01	-204,03	9288,50	-1019,16	0,00	0,00	10494,24
360	0,00	0,00	724,31	-2684,44	14912,11	12227,67	-0,57	12227,67	-2,83	0,00	0,00	13433,41
365	0,00	1,17	719,92	-2668,18	17699,22	15031,04	326,88	14945,66	1632,87	0,00	0,00	16151,40
370	0,01	2,33	706,81	-2619,58	18879,13	16259,55	705,76	15890,65	3515,45	0,00	0,00	17096,39
375	0,01	3,46	685,21	-2539,55	18598,30	16058,75	1040,51	15243,26	5158,42	0,00	0,00	16449,00
380	0,02	4,54	655,55	-2429,60	17356,89	14927,29	1280,36	13590,39	6305,92	0,00	0,00	14796,13
385	0,03	5,58	618,36	-2291,79	15606,53	13314,74	1414,07	11471,01	6906,37	0,00	0,00	12676,75

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Архив

29

390	0,04	6,55	574,35	-2128,68	13075,02	10946,34	1378,62	8791,84	6665,33	0,00	0,00	9997,58
395	0,06	7,44	524,32	-1943,25	10574,26	8631,01	1250,19	6354,25	5973,35	0,00	0,00	7559,99
400	0,08	8,24	469,17	-1738,85	8560,08	6821,23	1110,30	4512,75	5234,21	0,00	0,00	5718,49
405	0,10	8,96	409,88	-1519,09	7001,48	5482,39	984,46	3181,48	4572,09	0,00	0,00	4387,22
410	0,12	9,57	347,46	-1287,76	5801,50	4513,74	880,57	2227,67	4023,27	0,00	0,00	3433,41
415	0,14	10,08	282,97	-1048,75	4872,45	3823,70	799,88	1538,73	3590,65	0,00	0,00	2744,47
420	0,16	10,49	217,46	-805,94	4146,45	3340,52	740,72	1029,48	3263,11	0,00	0,00	2235,22
425	0,18	10,79	151,93	-563,10	3573,14	3010,05	700,14	638,22	3023,78	0,00	0,00	1843,96
430	0,21	10,98	87,37	-323,83	3115,59	2791,76	674,68	321,48	2854,08	0,00	0,00	1527,23
435	0,23	11,07	24,68	-91,45	2746,69	2655,23	660,70	49,65	2735,75	0,00	0,00	1255,39
440	0,26	11,06	-35,35	131,03	2446,41	2577,44	654,70	-196,58	2652,01	0,00	0,00	1009,16
445	0,28	10,96	-92,02	341,03	2199,85	2540,88	653,38	-428,84	2588,25	0,00	0,00	776,90
450	0,30	10,77	-144,73	536,39	1995,78	2532,17	653,80	-653,22	2532,32	0,00	0,00	552,52
455	0,33	10,49	-193,04	715,45	1825,69	2541,13	653,47	-871,88	2474,71	0,00	0,00	333,86
460	0,35	10,14	-236,63	877,01	1683,03	2560,04	650,33	-1084,43	2408,48	0,00	0,00	121,31
465	0,37	9,73	-275,33	1020,42	1562,74	2583,15	642,85	-1288,96	2329,06	0,00	0,00	-83,22
470	0,39	9,25	-309,07	1145,46	1460,86	2606,32	629,97	-1482,86	2234,04	0,00	0,00	-277,12
475	0,41	8,73	-337,93	1252,42	1374,27	2626,70	611,11	-1663,43	2122,73	0,00	0,00	-457,69
480	0,43	8,16	-362,09	1341,99	1300,49	2642,48	586,10	-1828,33	1995,86	0,00	0,00	-622,59
485	0,45	7,56	-381,85	1415,22	1237,55	2652,77	555,12	-1975,83	1855,11	0,00	0,00	-770,09
490	0,46	6,92	-397,58	1473,50	1183,84	2657,34	518,62	-2104,96	1702,81	0,00	0,00	-899,22
495	0,48	6,27	-409,70	1518,44	1138,04	2656,47	477,24	-2215,48	1541,51	0,00	0,00	-1009,73
500	0,49	5,60	-418,70	1551,81	1098,57	2650,37	431,65	-2307,41	1373,56	0,00	0,00	-1101,67
505	0,50	4,91	-425,09	1575,49	1063,73	2639,22	382,54	-2381,03	1201,05	0,00	0,00	-1175,29
510	0,51	4,22	-429,37	1591,35	1032,17	2623,52	330,69	-2437,11	1026,02	0,00	0,00	-1231,37
515	0,52	3,52	-432,04	1601,22	1002,79	2604,01	276,83	-2476,80	850,26	0,00	0,00	-1271,06
520	0,53	2,82	-433,53	1606,75	974,66	2581,40	221,70	-2501,37	675,23	0,00	0,00	-1295,63
525	0,53	2,12	-434,25	1609,41	946,89	2556,31	165,92	-2512,01	502,03	0,00	0,00	-1306,27
530	0,54	1,41	-434,52	1610,41	918,66	2529,08	110,07	-2509,68	331,46	0,00	0,00	-1303,94
535	0,54	0,71	-434,58	1610,65	889,11	2499,76	54,65	-2494,96	164,11	0,00	0,00	-1289,22
540	0,54	0,00	-434,58	1610,66	857,34	2468,01	0,17	-2468,01	0,51	0,00	0,00	-1262,27
545	0,54	-0,70	-434,58	1610,65	822,47	2433,12	-52,86	-2428,51	-158,72	0,00	0,00	-1222,77
550	0,54	-1,41	-434,52	1610,42	783,58	2394,00	-103,86	-2375,75	-312,76	0,00	0,00	-1170,01
555	0,53	-2,11	-434,25	1609,42	739,81	2349,23	-152,16	-2308,70	-460,39	0,00	0,00	-1102,96
560	0,53	-2,81	-433,53	1606,77	690,35	2297,13	-196,98	-2226,14	-599,92	0,00	0,00	-1020,39
565	0,52	-3,52	-432,05	1601,26	634,46	2235,72	-237,39	-2126,79	-729,09	0,00	0,00	-921,05
570	0,51	-4,21	-429,40	1591,43	571,67	2163,10	-272,38	-2009,74	-845,07	0,00	0,00	-804,00
575	0,50	-4,91	-425,13	1575,61	502,79	2078,40	-301,01	-1875,46	-944,99	0,00	0,00	-669,72
580	0,49	-5,59	-418,75	1551,99	441,45	1993,44	-324,44	-1735,92	-1032,31	0,00	0,00	-530,18
585	0,48	-6,26	-409,77	1518,68	396,11	1914,80	-343,80	-1597,40	-1110,38	0,00	0,00	-391,66
590	0,46	-6,92	-397,66	1473,83	368,29	1842,12	-359,34	-1459,72	-1179,72	0,00	0,00	-253,98
595	0,45	-7,55	-381,96	1415,64	354,23	1769,87	-370,21	-1318,80	-1237,04	0,00	0,00	-113,06
600	0,43	-8,16	-362,23	1342,51	346,72	1689,23	-374,54	-1169,37	-1275,28	0,00	0,00	36,37
605	0,41	-8,72	-338,09	1253,05	341,09	1594,14	-370,78	-1010,16	-1287,77	0,00	0,00	195,58
610	0,39	-9,25	-309,27	1146,20	336,03	1482,23	-358,19	-843,94	-1270,07	0,00	0,00	361,80
615	0,37	-9,72	-275,56	1021,27	331,27	1352,55	-336,55	-675,53	-1219,14	0,00	0,00	530,21
620	0,35	-10,14	-236,90	877,99	326,73	1204,72	-306,00	-510,91	-1133,11	0,00	0,00	694,83
625	0,33	-10,49	-193,33	716,53	322,33	1038,86	-267,14	-356,99	-1011,51	0,00	0,00	848,75
630	0,30	-10,76	-145,05	537,58	318,00	855,58	-220,91	-221,19	-855,51	0,00	0,00	984,55
635	0,28	-10,96	-92,36	342,32	313,66	655,98	-168,69	-111,10	-668,15	0,00	0,00	1094,65
640	0,26	-11,06	-35,73	132,41	309,22	441,63	-112,19	-33,95	-454,39	0,00	0,00	1171,79
645	0,23	-11,07	24,28	-90,00	304,59	214,59	-53,41	3,88	-221,10	0,00	0,00	1209,62

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

30

650	0,21	-10,98	86,97	-322,32	299,67	-22,65	5,47	-2,59	23,16	0,00	0,00	1203,15
655	0,18	-10,79	151,52	-561,56	294,35	-267,20	62,17	-56,49	268,46	0,00	0,00	1149,25
660	0,16	-10,49	217,04	-804,38	288,55	-515,84	114,42	-158,66	503,99	0,00	0,00	1047,08
665	0,14	-10,08	282,56	-1047,21	282,23	-764,98	160,09	-307,39	718,56	0,00	0,00	898,35
670	0,12	-9,57	347,05	-1286,26	275,53	-1010,73	197,28	-498,25	901,24	0,00	0,00	707,49
675	0,10	-8,96	409,49	-1517,65	268,44	-1249,20	224,44	-724,25	1042,28	0,00	0,00	481,49
680	0,08	-8,25	468,81	-1737,50	261,32	-1476,18	240,44	-975,87	1133,40	0,00	0,00	229,87
685	0,06	-7,44	523,99	-1942,01	254,51	-1687,49	244,63	-1241,59	1168,73	0,00	0,00	-35,85
690	0,04	-6,55	574,05	-2127,57	248,65	-1878,92	236,87	-1508,35	1145,13	0,00	0,00	-302,61
695	0,03	-5,58	618,11	-2290,83	244,88	-2045,95	217,55	-1761,94	1062,45	0,00	0,00	-556,20
700	0,02	-4,55	655,33	-2428,81	245,28	-2183,52	187,58	-1987,35	923,79	0,00	0,00	-781,61
705	0,01	-3,46	685,05	-2538,94	252,75	-2286,18	148,44	-2169,60	735,88	0,00	0,00	-963,86
710	0,01	-2,33	706,70	-2619,16	268,68	-2350,49	102,35	-2296,82	509,79	0,00	0,00	-1091,08
715	0,00	-1,18	719,87	-2667,97	287,98	-2379,99	52,09	-2366,30	260,19	0,00	0,00	-1160,56
720	0,00	0,00	724,31	-2684,44	301,28	-2383,16	0,22	-2383,16	1,10	0,00	0,00	-1177,42

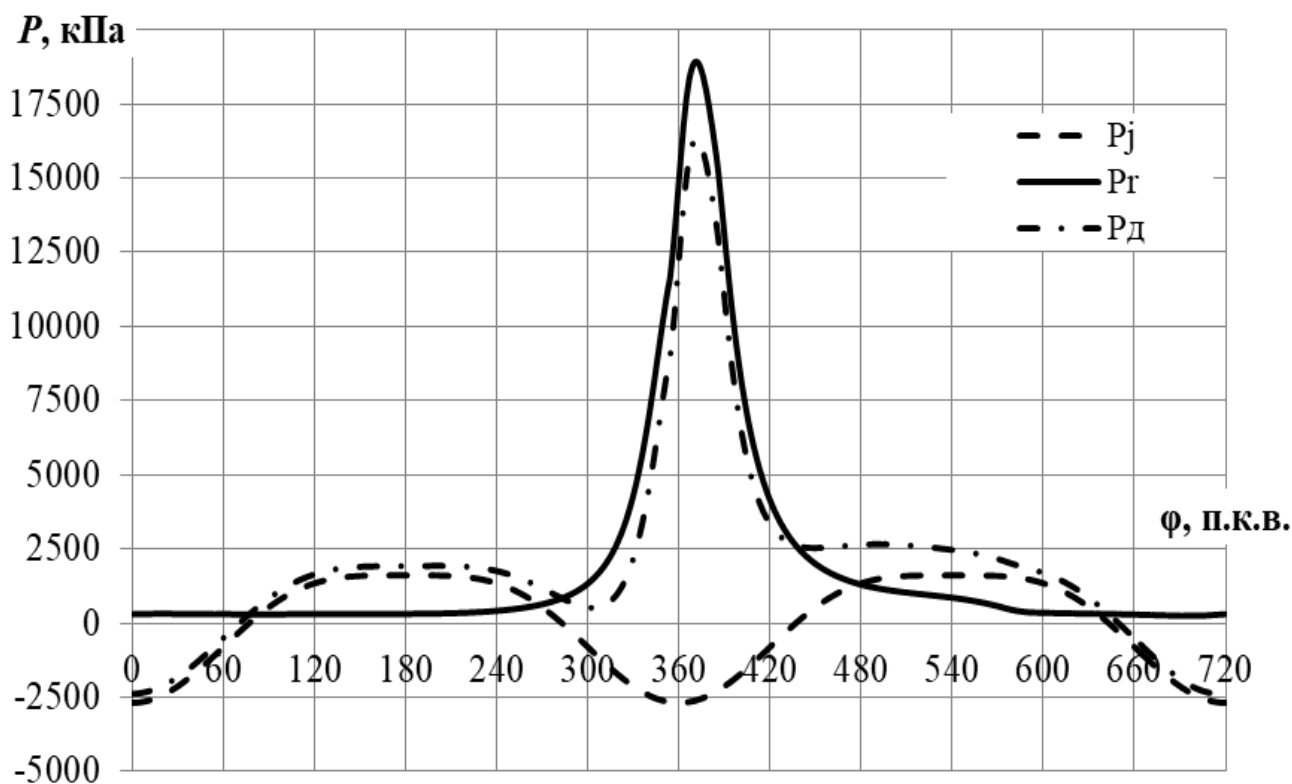


Рисунок 2.7 – Сили P_r , P_j та P_{dv} , що діють у судновому двигуні MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

31

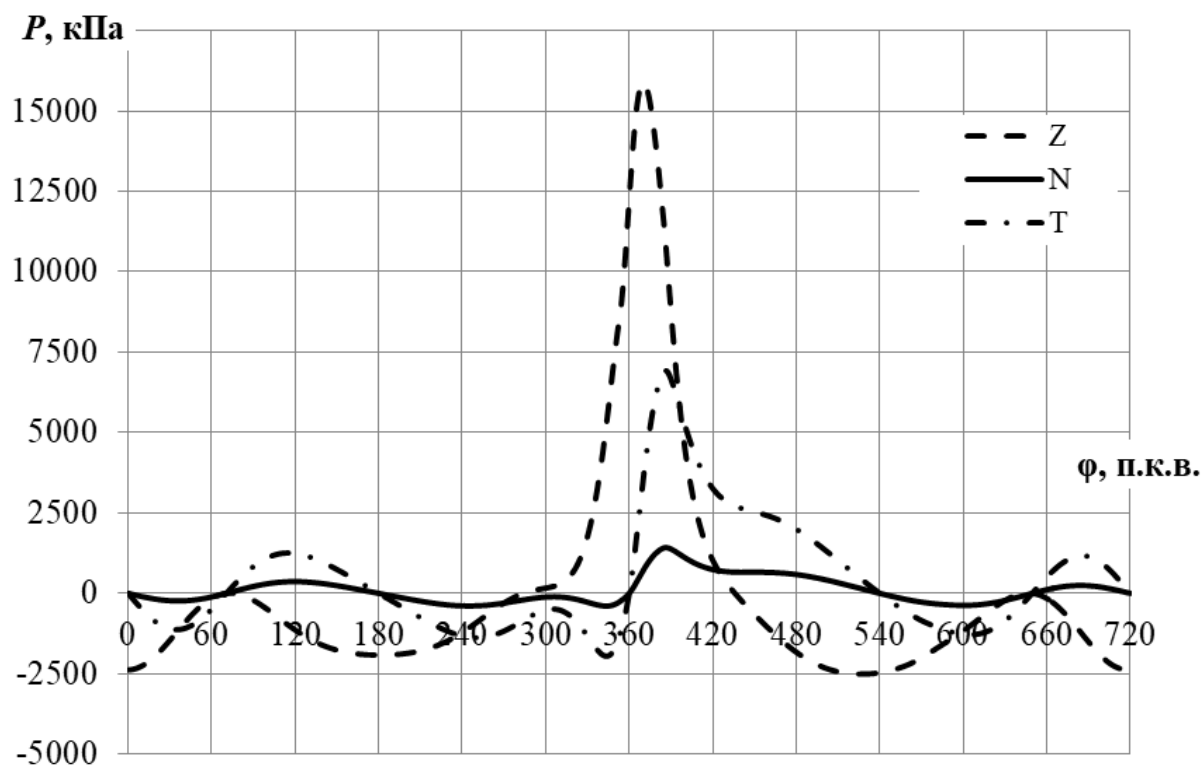


Рисунок 2.8 – Бічна сила N , радіальна Z та тангенціальна T , що діють у судновому двигуні MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

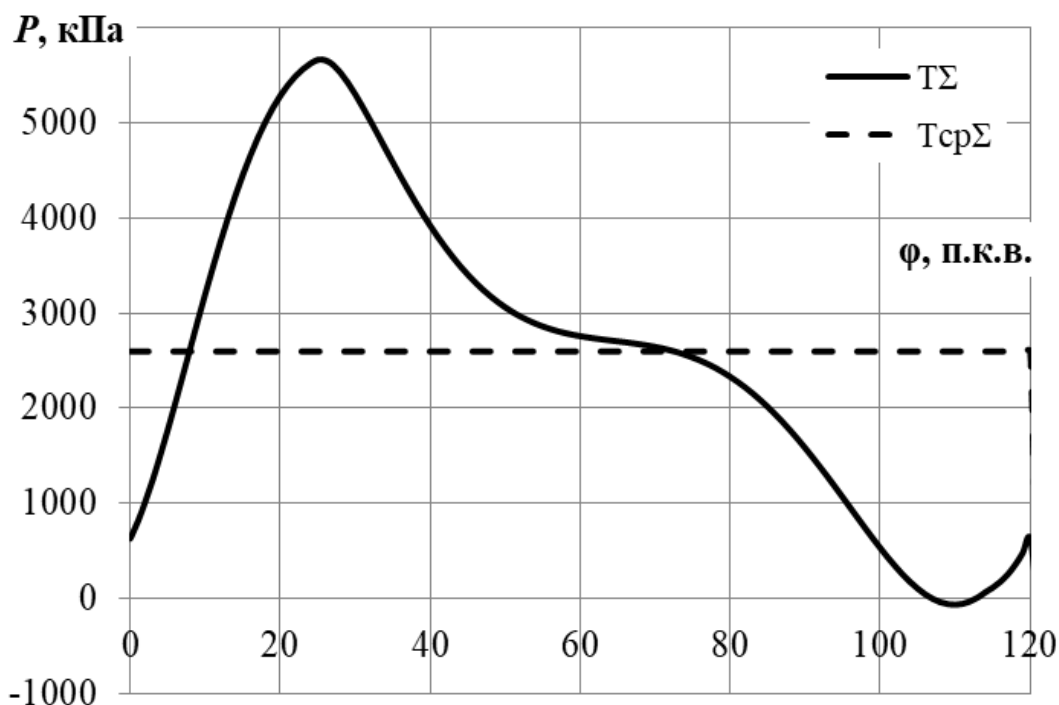


Рисунок 2.9 – Сумарна дотична сила T_{Σ} , середня дотична $T_{ср\Sigma}^{сер}$, що діють у судновому двигуні MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

32

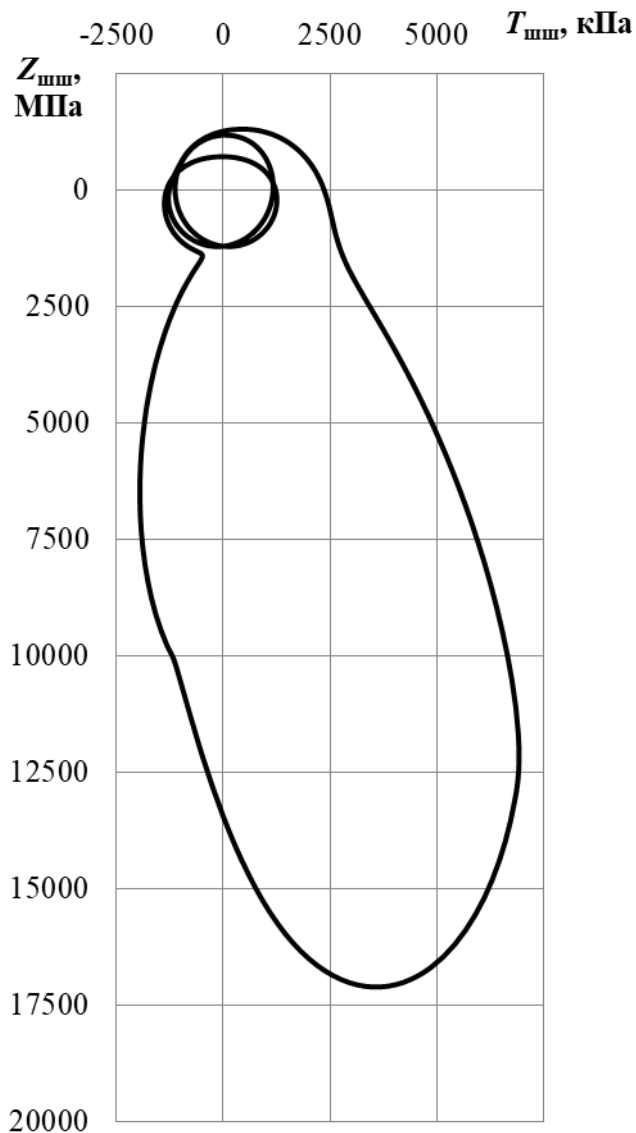


Рисунок 2.10 – Полярна діаграма навантажень на мотилеву шийку суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі

2.4. Висновок до розділу

У розділі виконано аналіз особливостей сучасних математичних моделей розрахунку циклу двигунів внутрішнього згоряння. Здійснено моделювання робочого циклу суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі роботи. Отримано усі необхідні показники роботи дизеля, а також ряд графічних залежностей, які наглядно характеризують роботу двигуна.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.02.ПЗ

Аркуш

33

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MAN 6L40/54

3.1. Аналіз факторів, що обумовлюють процес упорскування палива в дизельних двигунах

Одержання максимально ефективного енергоперетворення при реалізації робочого процесу в дизельному двигуні вимагає, щоб розпила циклова доза палива надходила в робочій циліндр відповідно до оптимального закону, від якого у значній мірі залежать поточна концентрація палива в різних точках розпорошеного факела та дрібність крапель його розпилення. Значні експериментальні дослідження робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння, проведених рядом відомих вчених, таких, як Кругловим М. Г., Ховахом М. С., Бріллінгом Н. Р., Вирубовим Д. Н., Іванченком М. М., Свиридовим Ю. Б., та багатьма іншими, вказують на те, що повнота, а також динаміка процесу вигорання палива тісно пов'язані з характеристикою впорскування циклової дози палива й закономірністю тепловиділення при згорянні.

Дослідно-експериментальні дані також свідчать про те, що процес згоряння у двигуні не закінчується одночасно з припиненням паливоподачі. В межах робочих режимів дизельних двигунів до моменту закінчення подачі циклової дози палива згораєдесь приблизно половина від усього поданого палива, решта порції згорає після. Таке явище безперечно впливає на робочий процес двигуна тим сильніше, чим більша форсованість дизеля.

Звідси виникає потреба розробки дієвих способів зміни в потрібному напрямку характеристики впорскування, а також швидкісних характеристик роботи самих паливних систем двигунів на режимах їх роботи.

Наявність внутрішнього зв'язку між ступенем дрібності розпилення палива та розподілом концентрації його в паливному факелі з характеристиками паливоподачі є особливо чітко помітним при здійсненні форсування дизельних двигунів, коли здебільшого змінюються такі параметри, як щільність свіжого повітря в циліндрі двигуна, швидкісний режим роботи дизеля й його паливної системи, величина циклової

					КРМ.142.6221м.25.17.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

доза палива та ще багато інших. Це спричиняє зміну тиску впорскування, характеристики впорскування палива, а також швидкісної характеристики, що в свою чергу спричиняє зміну дрібності розпилення палива та його концентрацію в паливному факелі розпиленого струменя, що досить часто не відповідає вимогам економічності та надійності роботи дизельного двигуна в нових умовах. Пошук ймовірних шляхів одержання потрібної характеристики впорскування палива необхідно вести аналізуючи загальні закономірності, що в значній мірі обумовлюють динаміку процесу впорскування циклової дози палива.

Виділимо основні критерії оцінки процесу паливоподачі у дизельних двигунах. В якості критеріїв, які можуть характеризувати процес впорскування циклової дози палива, зазвичай є максимальний тиск впорскування палива – p_{max} й тривалість процесу впорскування палива в градусах кута повороту кулачкового валу насоса $\varphi_{впор}$ або (що є значно рідшим) в секундах $t_{впор}$ (див. рис. 3.1, а). Початковою точкою є момент перекриття плунжером паливного насосу високого тиску всмоктувальних паливних вікон в гільзі (геометричний початок паливоподачі), а кут $\varphi_{зап}$ визначає динамічне запізнення процесу впорскування.

Сучасні тенденції, що спрямовані на зменшення жорсткості роботи форсованих дизельних двигунів формують задачу з вдосконалення форми самої кривої, що обумовлює залежність зміни тиску впорскування палива в часі, а отже, й характеристики впорскування циклової дози. Для оцінювання цієї залежності необхідно ввести деякі нові додаткові критерії, що мають характеризувати нахили ліній при зростанні та зниженні тиску палива під час процесу впорскування циклової дози.

Для оцінювання кривої тисків впорскування циклової дози (див. рис. 3.1, б) на сьогодні вже не є достатнім двох критеріїв, зазначених трохи вище. На цій кривій тисків впорскування циклової дози палива помітно наявність характерних ділянок попереднього та додаткового впорскування, а також досить плавний (трохи затягнутий) спад лінії тиску палива поблизу відповідної нульової лінії. На ділянках кривої при підйомі – $\varphi_{під}$ й спаду – $\varphi_{сп}$ нахили цієї кривої можна оцінити за допомогою відношенням – $\Delta p / \Delta \varphi$. У разі відокремленого попереднього впорскування розрив між попереднім впорскуванням та основним оцінюється величиною – $\Delta \varphi_{пр}$.

					КРМ.142.6221м.25.17.03.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

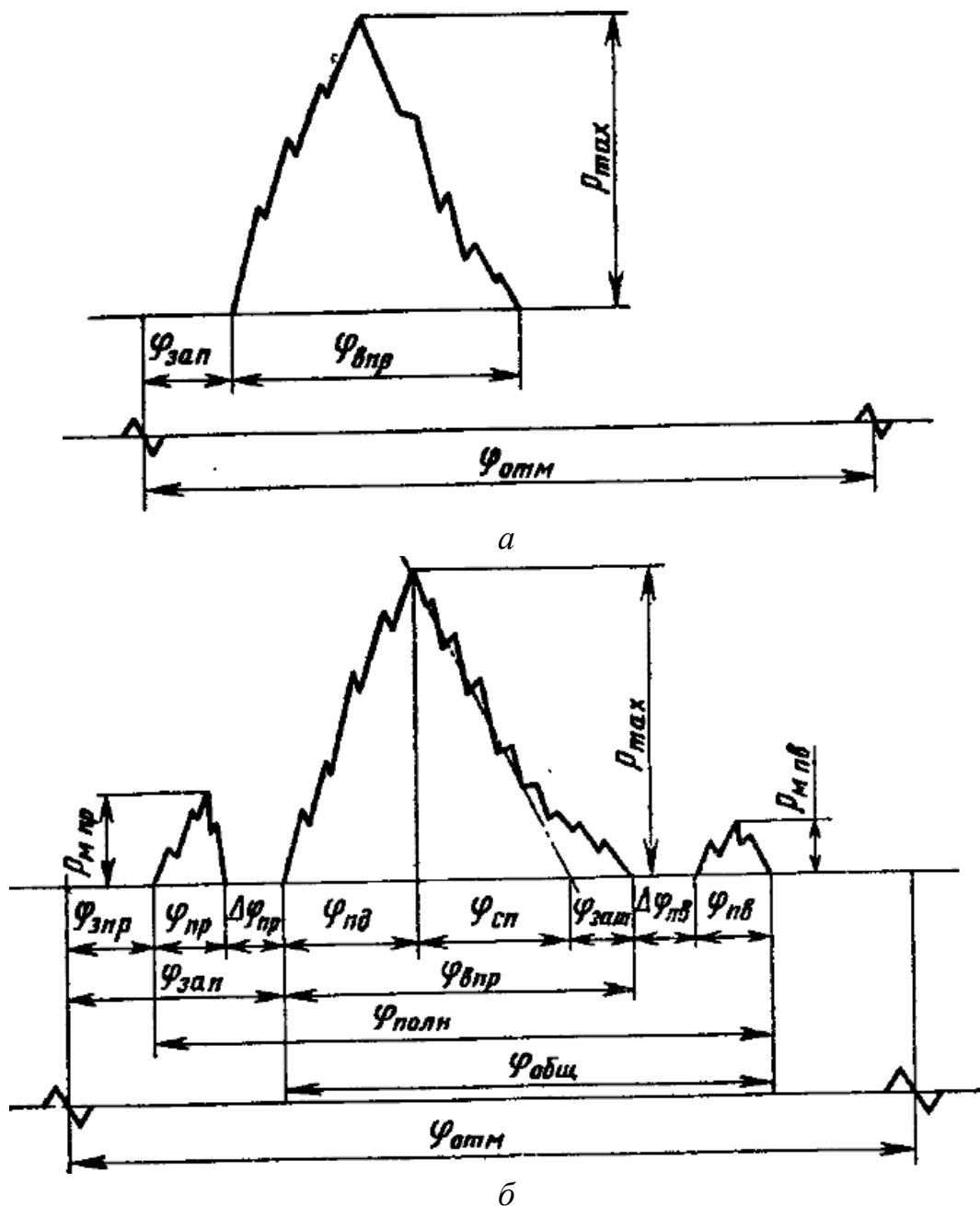


Рисунок 3.1 – Основні параметри циклу впорскування палива в дизельних ДВЗ:
 а – звичайне впорскування; б – з попереднім і додатковим впорскуванням палива

Таку ділянку попереднього впорскування палива (чи ще ступінчастого, у разі якщо при переході від попереднього впорскування палива до основного ордината кривої весь час, більше за нуль) можна охарактеризувати найбільшою ординатою тиску – $p_{мпр}$, а також тривалістю – кутом $\varphi_{пр}$. Наступна далі ділянка кривої основного процесу впорскування палива характеризується максимальним значенням тиску впорскування палива – p_{max} , а також тривалістю – кутом $\varphi_{впр}$.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.03.ПЗ

Аркуш

36

У деяких паливних системах дизельних двигунів (це здебільшого з відкритими, а також з напівзакритими паливними форсунками) лінія кривої спаду тиску в області, що близька до осі абсцис, спадає досить плавно, що свідчить, перш за все, про деяке видавлювання з паливної форсунки погано розпиленого пального.

У такому разі доцільним є оцінка ділянки, яка відповідає затягуванню кінця впорскування циклової дози палива, наступним чином. Лінія спадання тиску апроксимується деякою похилою прямою, від місця перетинання якої з віссю абсцис й до самого кінця основного періоду впорскування палива визначається тривалість затягування впорскування палива – $\varphi_{\text{зат}}$.

Процес підвприскування палива характеризується найбільшим тиском – $p_{\text{мпр}}$, а також тривалістю – кутом $\varphi_{\text{впор}}$. Зазвичай загальну тривалість процесу основного впорскування палива, а також підвпорскування палива позначають – кутом $\varphi_{\text{заг}}$. Повну тривалість процесу впорскування палива, що включає в себе попереднє та основне впорскування палива, підвпорскування, а також усі інтервали між ними позначають відповідно – кутом $\varphi_{\text{пов}}$. Максимальний тиск основного процесу впорскування палива позначають – p_{max} . На подібні ділянки (за тривалістю паливоподачі) може бути розділена й характеристика впорскування циклової дози палива.

Досить важливим параметром процесу впорскування циклової дози палива є відповідно кількість палива σ_{τ_i} , що подається за період індукції τ_i . Кут запізнення займання палива φ_{τ_i} , що відповідає – τ_i на даному режимі роботи дизельного двигуна, можна відкласти по абсцисі сумарної кривої паливоподачі. Відповідно тоді ордината точки цієї кривої буде відповідати деякій величині τ_i на даному режимі роботи.

До основних параметрів, якими оцінюють процес впорскування циклової дози палива, потрібно також віднести ті, які обумовлюють стабільність (або ще кажуть рівномірність) роботи паливної системи дизельного двигуна. На тепер термін – «стабільність роботи паливної системи дизельного двигуна» застосовують для характеристики неоднакових понять. Зазвичай цим виразом характеризують збіг між собою результатів деяких послідовних замірів продуктивності як окремих секцій паливного насоса високого тиску, так і всієї паливної системи дизельного двигуна, що працює на одному й тому режимі роботи. Під поняттям стабільності роботи палив-

ної системи дизельного двигуна мають на увазі певну здатність паливної системи дизеля зберігати не змінними свої параметри після деякої тривалої експлуатації. Прикладом цього може бути робота дизеля після закінчення гарантійного терміну. Цим же терміном зазвичай характеризують й здатність паливної системи дизельного двигуна зберігати свою продуктивність при зміні деяких зовнішніх умов чи фізичних властивостей самого пального. Ідентичність та стабільність циклів впорскування циклової дози палива, що йдуть один за одним, також часто характеризують як стабільність роботи.

Таким чином, при застосуванні поняття – «стабільність роботи паливної системи дизельного двигуна» обов'язково необхідно зазначати, який саме вид стабільності роботи дизеля мається на увазі. При здійсненні порівняння стабільності циклів впорскування циклової дози у всіх зазначених випадках найбільш повну та всебічну інформацію можна одержати у разі, коли крім відповідних усереднених величин порівняння здійснюється й за зазначеними вище параметрами кривої тисків впорскування циклової дози палива. Слід відмітити, що така оцінка стабільності роботи за результатами здійснення порівняння параметрів одиничних залежностей тисків впорскування палива в деяких випадках може призвести до хибних висновків, у разі якщо паливний апаратура забезпечує певну ідентичність циклів впорскування палива, що відбуваються один за одним.

Виділимо основні фактори, що обумовлюють вплив паливного трубопроводу високого тиску на процес паливоподачі в дизельних двигунах. Так, як на сучасних дизельних двигунах використовують досить міцні й жорсткі паливні трубопроводи високого тиску, параметрами, що їх характеризують є внутрішній (прохідний) діаметр та довжину.

Так, при дослідженні паливної системи двигуна типу ТН було визначено, що зі зменшенням внутрішнього (прохідного) діаметра паливного трубопроводу високого тиску дизеля не завжди відбувається зниження циклової подачі палива. Найбільша циклова подача такої паливної системи дизеля була досягнута при певному оптимальному для неї значенні внутрішнього діаметру паливного трубопроводу.

Присутність максимумів тиску на кривих залежності тиску процесу впорскування й подачі від прохідного перетину паливного трубопроводу високого тиску двигуна підтверджують й криві представлені на рис. 3.2.

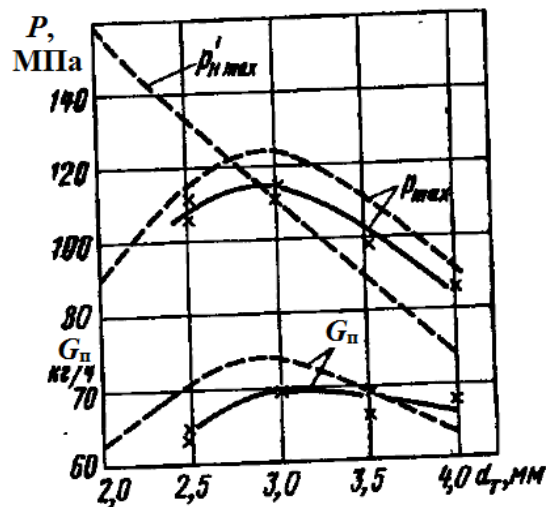


Рисунок 3.2 – Залежності зміни p_{max} , $p'_{N \text{ max}}$ і G_p від діаметру паливного трубопроводу:
 ————— — експериментальна; — — — — — розрахункова

Зі збільшенням чи навпаки зменшенням внутрішнього діаметра паливного трубопроводу високого тиску двигуна відносно деякого оптимального значення на процес впорскування циклової дози палива переважаючий вплив має зменшення динамічного напору, чи збільшення гідравлічного опору трубопроводу. Збільшення втрат у паливному трубопроводі високого тиску дизеля при зменшенні його внутрішнього (прохідного) діаметра чи підвищенні в'язкості дизельного палива проявляється також й у більш інтенсивному загасанні хвиль тиску палива, що відбиваються, в результаті цього можна дещо скоротити чи навіть взагалі усунути підвпорскування палива форсункою. Таким чином положення максимумів тиску на кривих та діаметр паливного трубопроводу, при якому немає підвпорскування палива форсункою, також залежать від в'язкості типу дизельного палива, що використовують на дизелі.

3.2. Вдосконалення конструкції ПНВТ дизеля MAN 6L40/54

Завдання вдосконалення конструкції паливного насоса високого тиску (ПНВТ) дизеля MAN 6L40/54, є модернізація конструкції ПНВТ, яка забезпечить підвищену точність дозування циклової порції палива за рахунок максимального підвищення

міжциклової стабільності подачі шляхом поліпшення умов наповнюваності надплунжерного об'єму насосу і створення залишкового тиску між насосом та паливною форсункою.

Проведена модернізація паливного насосу високого тиску дизеля MAN 6L40/54 повинна забезпечити ефективну роботу насосу, як при використанні його в системах з індивідуальним ПНВТ, так і в акумуляторних паливних системах типу – COMMON RAIL. Поставлене завдання з модернізації паливного насосу високого тиску дизеля MAN 6L40/54 вирішується тим, що ПНВТ, що містить корпус, плунжерну пару, що включає в себе втулку і сам плунжер, що має зворотний клапан, позовжній канал з виходом в надплунжерну порожнину і сполучені з ним поперечні канали, що підключаються до порожнини всмоктування палива через відповідні виконані канали у втулці, нагнітальний канал, що зв'язує надплунжерну порожнину ПНВТ з порожниною штуцера високого тиску палива, встановленого зверху на втулці, й керуючий електромагнітний клапан з нормально-відкритим затвором.

Керуючий електромагнітний клапан забезпечений порожниною, призначеною для здійснення акумулювання частки палива, що витісняється з надплунжерної порожнини ПНВТ на початковій частині активного ходу плунжера до подачі електричного керуючого імпульсу на електромагніт керуючого клапана.

Надлишкова частина палива скидається після закінчення фази активного нагнітання палива. Порожнина розміщена у втулці перед нагнітальним клапаном концентрично затвору керуючого електромагнітного клапана, рухомому по осі, перпендикулярній осі плунжерної пари, і при цьому виконаного з можливістю наповнення надплунжерної порожнини одночасно з двох порожнин. А саме знизу з порожнини всмоктування і зверху з порожнини акумулювання та забезпечення міжциклового залишкового тиску в паливопроводі високого тиску палива за допомогою згаданого нагнітального клапана, встановленого також у втулці між виходом нагнітального каналу і входом порожнини штуцера високого тиску палива, й відсікає порожнину останнього після закінчення подавання керуючого електричного імпульсу.

На рис. 3.3 подано загальний вигляд модернізованого паливного насосу високого тиску дизеля MAN 6L40/54. Модернізований ПНВТ дизеля MAN 6L40/54 міс-

					<i>KPM.142.6221м.25.17.03.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тить корпус 1 з встановленими в ньому роликовим штовхачем 2, плунжерною парою з втулкою 3 і безпосередньо плунжером 4, в поздовжній осьовий канал якого на виході в надплунжерну порожнину вбудований зворотний клапан 5.

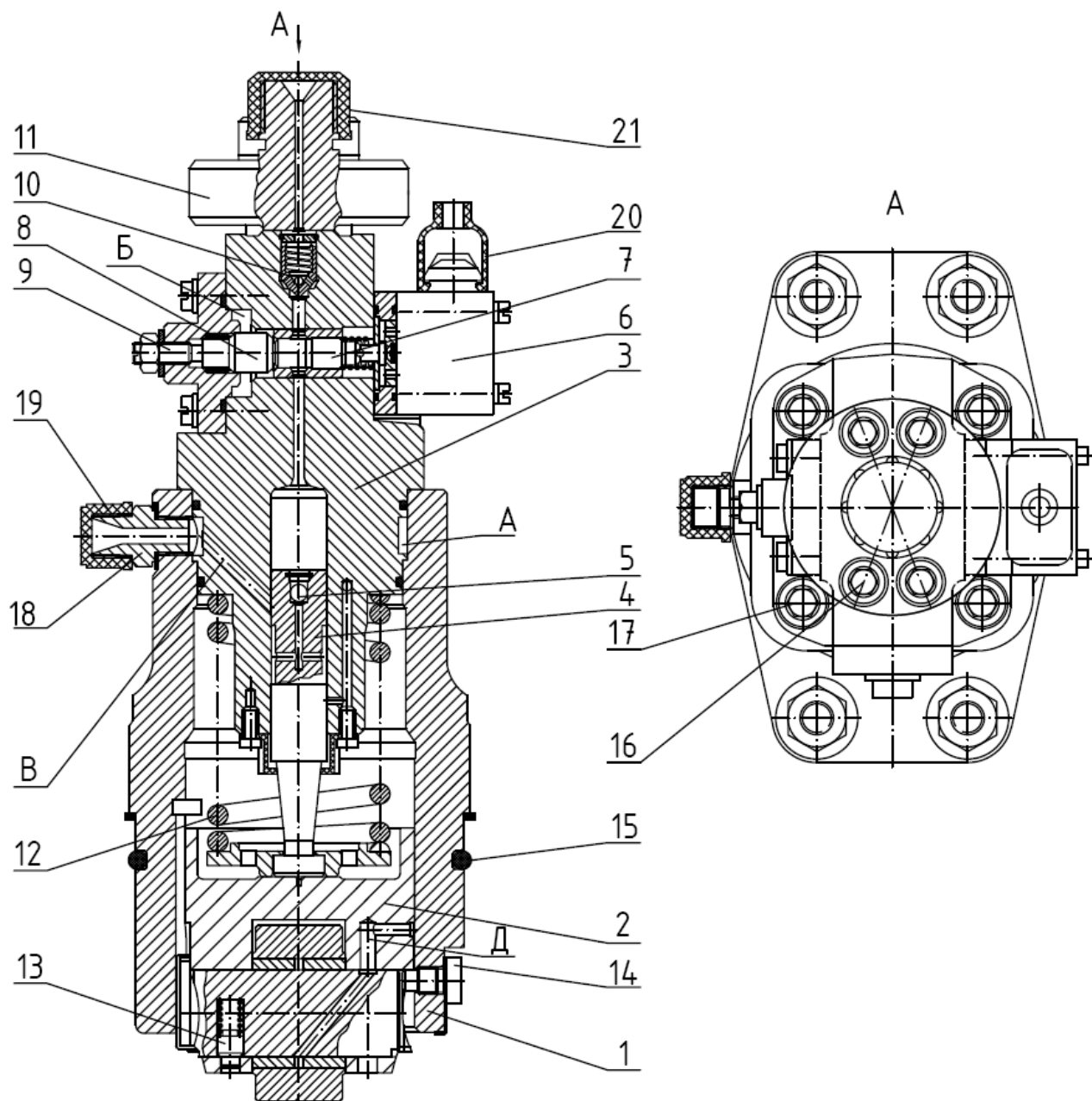


Рисунок 3.3 – Конструкція модернізованого паливного насосу дизеля MAN 6L40/54: 1 – корпус; 2 – роликовий штовхач; 3 – втулка; 4 – плунжер; 5 – зворотний клапан; 6 – керуючий електромагнітний клапан; 7 – затвор; 8 – упор; 9 – регулювальний гвинт; 10 – нагнітальний клапан; 11 – штуцер високого тиску палива; 12 – пружина; 13 – підпружинений штифт; 14 – гвинт; 15 – ущільнююче кільце; 16 – гвинт; 17 – гвинт; 18 – штуцер низького тиску; 19, 20 і 21 – захисні ковпачки

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.03.ПЗ

Аркуш

41

У плунжері ПНВТ 4 є також поперечні канали, що сполучають його поздовжній канал при русі плунжера 4 насосу вниз з порожниною всмоктування палива А за допомогою виконаних у втулці 3 спеціальних каналів В.

Керуючий електромагнітний клапан 6 ПНВТ, що розташовано у верхній частині втулки 3 і містить у собі нормально відкритий затвор 7, рухомий по осі, перпендикулярній осі самої плунжерної пари ПНВТ, при цьому хід затвора 7 обмежено з одного боку сердечником електромагніту ЕМК, а з іншого – упором 8, що має можливість регулювання за допомогою гвинта 9.

Нагнітальний клапан 10 ПНВТ розміщений також у верхній частині втулки 3 на виході нагнітального каналу палива, що з'єднує надплунжерну порожнину з порожниною штуцера високого тиску палива 11, пов'язаного з паливопроводом паливної системи. Рух плунжера 4 ПНВТ вгору, в бік нагнітання, здійснюється роликовим штовхачем 2 під дією паливного кулака, розташованого на розподільному валу дизеля MAN 6L40/54.

Ролик штовхача плунжера ПНВТ зафіксовано в корпусі штовхача підпружиненим штифтом 13. Зворотний рух плунжера здійснюється за допомогою встановленої пружини 12.

Щтуцер 11 прикріплений до втулки 3 зверху спеціальним гвинтами 16, а сама втулка кріпиться до корпусу 1 паливного насоса гвинтами 17. У втулці 3 паливного насоса за місцем розміщення затвора 7 і концентрично до нього виконана паливна порожнина В, призначена для акумулювання частки палива, що витісняється з надплунжерної порожнини ПНВТ на початковій частині активного ходу самого плунжера до подачі електричного керуючого імпульсу на електромагніт керуючого клапана, а також скидаємої надлишкової частини палива з надплунжерної порожнини після закінчення фази активного нагнітання палива, що сполучається з магістраллю низького тиску паливної системи. Для захисту від забруднення штуцера високого тиску 11, клем ЕМК 6 і штуцера низького тиску 18 при транспортуванні насоса можуть бути використані захисні ковпачки 19, 20 і 21.

Модернізований паливний насос високого тиску дизеля MAN 6L40/54 працює наступним чином. У вихідному стані, коли плунжер 4 ПНВТ рухається вниз, а ке-

					КРМ.142.6221м.25.17.03.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

руючий електричний сигнал на котушку ЕМК 6 ще не поданий, відбувається наповнення надплунжерного об'єму паливом через відкритий перетин затвора 7 ЕМК з акумулюючої порожнини *Б* по нагнітальному каналу палива. Одночасно під дією виникаючого розрідження зворотний клапан 5, розташований в плунжері 4, відкриває доступ паливу з порожнини всмоктування через канал *В* і поздовжній канал плунжера ПНВТ в надплунжерну його порожнину.

Таким чином наповнення надплунжерного об'єму здійснюється в двох напрямках одночасно з двох порожнин: знизу з порожнини всмоктування *А* і зверху з порожнини акумулювання *Б*. Таким чином утворюються поліпшені умови наповнення паливом. При ході плунжера 4 вгору (робочий нагнітальний хід насоса) клапан 5 в плунжері 4 перекриває доступ палива по каналу *В* і до подачі електричного керуючого імпульсу на котушку ЕМК частина палива з надплунжерної порожнини витісняється в порожнину *Б*.

При подачі на котушку ЕМК 6 керуючого електричного імпульсу затвор 7, будучи частиною якоря ЕМК, перекриває злив палива в порожнину *Б*, починається фаза активного нагнітання палива в порожнину високого тиску до паливної форсунки дизеля через штуцер високого тиску палива 11 і паливопровід. При відключенні керуючого електричного імпульсу затвор 7 ЕМК під дією поворотної пружини повертається у свій вихідний відкритий стан, і надлишкове нагнітане паливо скидається в порожнину *Б*.

Нагнітальний клапан 10 під впливом своєї поворотної пружини і тиску в обсязі між клапаном 10 і паливною форсункою сідає на сідло, перекриваючи тим самим доступ палива з паливопроводу високого тиску в порожнину *Б*, за рахунок чого в паливопроводі перед форсункою забезпечується необхідний залишковий тиск.

Підведення палива в надплунжерну порожнину при зворотному ході плунжера ПНВТ одночасно з двох порожнин у двох напрямках дозволяє забезпечити її стабільне наповнення, а роз'єднання обсягів ТНВД ПНВТ і паливної форсунки в період між нагнітаннями палива плунжером за допомогою клапана 10 забезпечує залишковий тиск перед форсункою до моменту подальшого впорскування.

					КРМ.142.6221м.25.17.03.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Обидва зазначені фактори сприяють підвищенню міжциклової стабільності подачі і, як наслідок, точності дозування. До того ж наявність нагнітального клапана 10 забезпечує можливість використання модернізованого ПНВТ в акумуляторних системах подачі палива, де за допомогою управління продуктивністю насоса можна керувати величиною тиску палива в акумуляторі. Це особливо важливо в двигунах великої розмірності, де використання блокових багатоплунжерних ПНВТ є досить складним.

3.3. Оцінка ефективності використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

Здійснене вдосконалення конструкції паливного насоса високого тиску дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва двигунобудівної фірми MAN дозволяє підвищити середній тиск упорскування всієї порції палива (з стандартних $P_{inj} = 104$ МПа до $P_{inj} = 120$ МПа) на 15,4 % та зменшити тривалість упорскування на 3 град п.к.в. Завдяки цьому покращується якість процесу упорскування та сумішоутворення, а також змінюється процес згоряння. Ці зміни у робочому процесі дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) безперечно відображаються і на ефективних та екологічних показниках двигуна. Для встановлення цих змін у роботі дизельного суднового двигуна MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) здійснено математичне моделювання робочого циклу (див. табл. 3.1, 3.2), за результатами якого отримано ряд важливих графічних залежностей, що характеризують основні зміни в роботі двигуна – рис. 3.4–3.8.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для здійснення оцінки ефективності використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Діаметр	D , м	0,400
2	Хід поршня	S , м	0,540
3	Кількість циліндрів	i_z , шт.	6
4	Частота обертання колінчатого валу	n , хв ⁻¹	514,00
5	Ефективна потужність	N_e , кВт	4320,00
6	Механічний ККД	η_m	0,91
7	Ступінь стискання	ϵ	15,00

8	Кривошипно-шатунне відношення	λ	0,250
9	Температура навколишнього повітря	T_0 , К	298,000
10	Тиск навколишнього середовища	P_0 , кПа	100,200
11	Втрата тиску в ОНП	ΔP_k , кПа	2,000
12	Опір вихлопної системи (ділянки від виходу з робочого колеса турбіни до зрізу вихлопної труби)	ΔP_t , кПа	2,000
13	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{a.k}$	0,840
14	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{a.t}$	0,820
15	Механічний ККД турбокомпресора	$\eta_{m.tk}$	0,950
16	Температура води на вході в ОНП	$T_w^{\text{ОНП1}}$, К	2970
17	ККД системи охолодження наддувочного повітря	η_{co}	0,950
18	Число циліндрів, об'єднаних спільною секцією випускного колектора	i_{z1k}	3,000
19	Відношення об'єму секції випускного колектора до робочого об'єму циліндра	$V_{e.k}/V_s$	1,800
20	Константа імпульсності	Φ	1,100
21	Кут початку впорскування палива	$\varphi_{н.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	351,00
22	Тривалість уприскування палива	$\varphi_{\text{впр.}}$, град. п.к.в.	30,00
23	Кут відкриття випускного клапана	$\varphi_{o.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	492,00
24	Кут закриття випускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	30,00
25	Кут відкриття впускного клапана	$\varphi_{o.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	670,00
26	Кут закриття впускного клапана	$\varphi_{з.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	200,00
27	Тривалість відкривання впускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	90,00
28	Тривалість відкривання випускного клапана	$\varphi_{п.о.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	90,00
29	Тривалість закривання впускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вп.}}$, град. п.к.в.	90,00
30	Тривалість закривання випускного клапана	$\varphi_{п.з.}^{\text{вип.}}$, град. п.к.в.	90,00
31	Діаметр впускного клапана	$d_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, м	0,125
32	Кількість впускних клапанів	$n_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$	2,000
33	Діаметр випускного клапана	$d_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, м	0,125
34	Кількість випускних клапанів	$n_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$	2,000
35	Висота підйому впускних клапанів	$h_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, м	0,05
36	Кут конуса тарілки тарілки впускних клапанів	$\alpha_{\text{вп.}}^{\text{кл.}}$, град.	60
37	Висота підйому випускних клапанів	$h_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, м	0,05
38	Кут конуса тарілки випускних клапанів	$\alpha_{\text{вип.}}^{\text{кл.}}$, град.	60
39	Коефіцієнт витрати для впускного клапана	$\mu_{\text{вп.к.}}$	0,840
40	Коефіцієнт витрати для випускного клапана	$\mu_{\text{вип.к.}}$	0,860
41	Пропускна здатність турбіни	μF_t , м ²	0,02600
42	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	A_i	0,0000038
43	Нижча теплота згоряння палива	Q_n , кДж/(кг·К)	42427,400
44	Щільність палива	ρ_p , кг/м ³	848,00
45	Цетанове число палива	—	45,00
46	Молекулярна маса палива	μ_p , кг/кмоль	220,00
47	Коефіцієнт поверхневого натягу палива	σ_p , Н/м	0,028

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.17.03.ПЗ

Аркуш

45

48	Коефіцієнт у формулі Толстого для визначення часу затримки займання палива	k_n	0,00016
49	Умовна енергія активації	E_a , кДж/кмоль	21000,00
50	Кількість соплових отворів форсунки	i_c	6,00
51	Діаметр соплових отворів форсунки	d_c , м	0,000520
52	Коефіцієнт у формулі визначення середнього діаметра крапель	E_c	1,700
53	Відстань від розпилювача форсунки до стінки камери згоряння	L_{wall} , м	0,164
54	Частка незгорілого палива	Δ_T	0,01
55	Товщина стінки втулки	Δ_s , м	0,024
56	Коефіцієнт термічного опору стінки втулки	$R_{ствт}$, (м ² ·К)/кВт	0,300
57	Коефіцієнт термічного опору стінки кришки	$R_{сткр}$, (м ² ·К)/кВт	0,300
58	Коефіцієнт термічного опору стінки поршня	$R_{стпр}$, (м ² ·К)/кВт	0,300
59	Довжина охолоджуваної частини втулки (у відсотках від ходу поршня)	$h_{об}$, %	100
60	Частка теплоти тертя, що відводиться з водою	$a_{тр.}^w$	0,780
61	Частка теплоти тертя, що відводиться з маслом	$a_{тр.}^m$	0,220
62	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{вт}$, кВт/(м ² ·К)	3,000
63	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки кришки до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{кр}$, кВт/(м ² ·К)	3,000
64	Коефіцієнт тепловіддачі від стінки поршня до охолоджувальної рідини	$\alpha_w^{пр}$, кВт/(м ² ·К)	2,500
65	Середня температура води в сорочці двигуна	$T_w^{вт}$, К	358,000
66	Середня температура води в кришці двигуна	$T_w^{кр}$, К	358,000
67	Середня температура масла, що охолоджує поршень	$T_w^{пр}$, К	373,000

Результати моделювання робочого циклу дизеля MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) на номінальному режимі роботи з використанням вдосконаленої конструкції ПНВТ наведено у таблиці 3.2.

Отримані данні дають змогу оцінити ефективність виконаної модернізації паливної системи суднового дизелі 6L40/54.

Таблиця 3.2 – Результати оцінки ефективності використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

№ з/п	Найменування параметру	Позначення / розмірність	Значення
1	Ефективна потужність ДВЗ	N_e , кВт	4320,95

2	Питома ефективна витрата палива ДВЗ	g_e , кг/(кВт·год)	0,1681
3	Ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	3,202
4	Тривалість згоряння	$\varphi_{зг.}$, град.	100,65
5	Кут затримки займання палива	$\varphi_{з.}^{восп.}$, град.	3
6	Кут початку видимого згоряння	$\varphi_{н.}^{згор.}$, град.	354
7	Середній тиск впорскування всієї порції палива	P_{inj} , МПа	120,372
8	Середній діаметр крапель	d_{32} , мкм	13,237
9	Кут, під яким факел досягає стінок камери згоряння	φ_{wall} , град.	17
10	Тривалість взаємодії факела зі стінками камери згоряння	φ_{fr} , град.	15
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , кПа	19995,68
12	Максимальна температура згоряння	T_z , К	1824,28
13	Середній індикаторний тиск	P_i , кПа	2722,79
14	Середній ефективний тиск	P_e , кПа	2477,74
15	Тиск повітря в ресивері	P_s , кПа	318,83
16	Температура повітря в ресивері	T_s , К	304,05
17	Тиск суміші наприкінці стиснення	P_c , кПа	11294,64
18	Температура суміші наприкінці стиснення	T_c , К	758,58
19	Середня температура газів перед турбіною	T_b , К	712,4
20	Середній тиск газів перед турбіною	P_b , кПа	244,9
21	Середня температура газів за турбіною	T_{3b} , К	693,6
22	Температура газів у момент відкриття випускного клапана	T_b , К	940,5
23	Тиск газів у момент відкриття випускного клапана	P_b , кПа	1136,6
24	Температура наддувного повітря	T_k , К	437,9347
25	Температура залишкових газів	T_r , К	317,62
26	Тепло, відведене у воду	Q_w , кВт	500,5
27	Тепло, відведене в масло	Q_m , кВт	155,7
28	Тепло, що відводиться в ОНП від стиснутого повітря	$Q_w^{ОНП}$, кВт	1035,5
29	Тепло, що втрачається з ВГ	$Q_w^{ВГ}$, кВт	3337,9
30	Витрата повітря через компресор	G_k , кг/с	7,3657
31	Витрата газу через газову турбіну	G_b , кг/с	7,5513
32	Потужність турбіни газової турбіни	N_{et} , кВт	1035,3527
33	Потужність компресора	N_{ek} , кВт	1034,3794
34	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0262
35	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	α	2,26
36	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,129

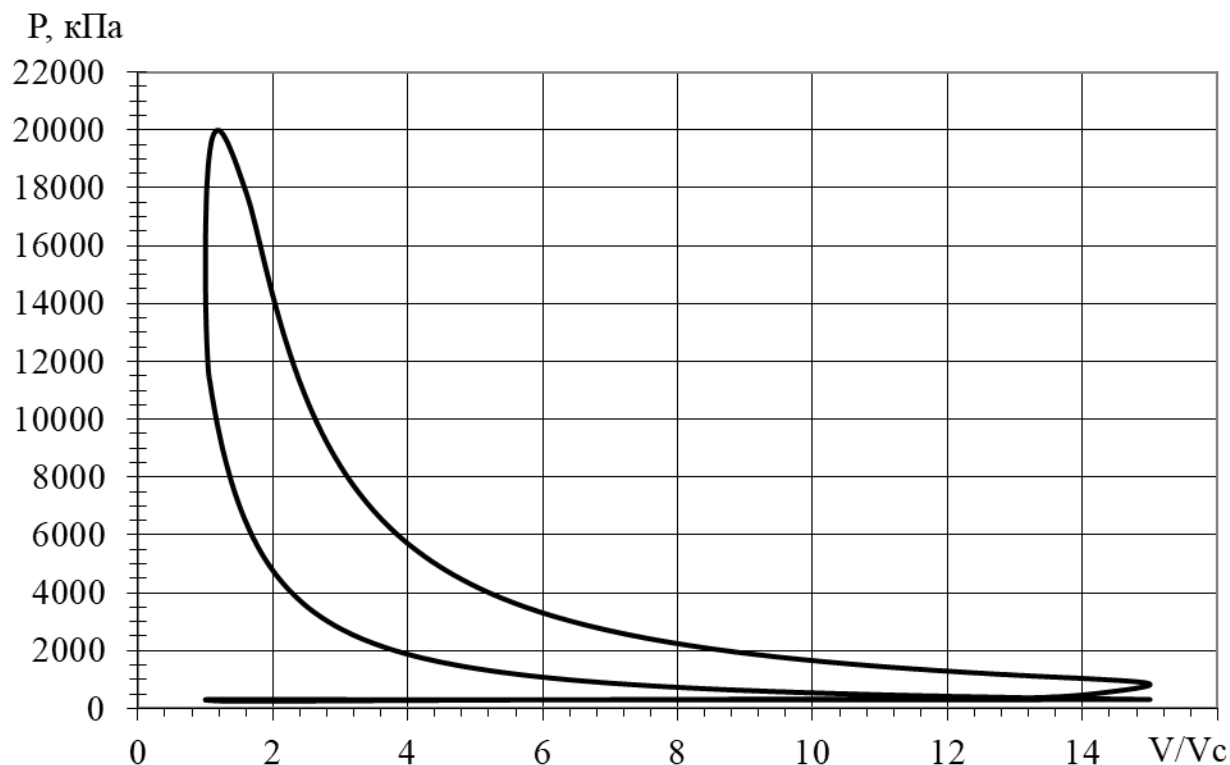


Рисунок 3.4 – Згорнута індикаторна діаграма за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

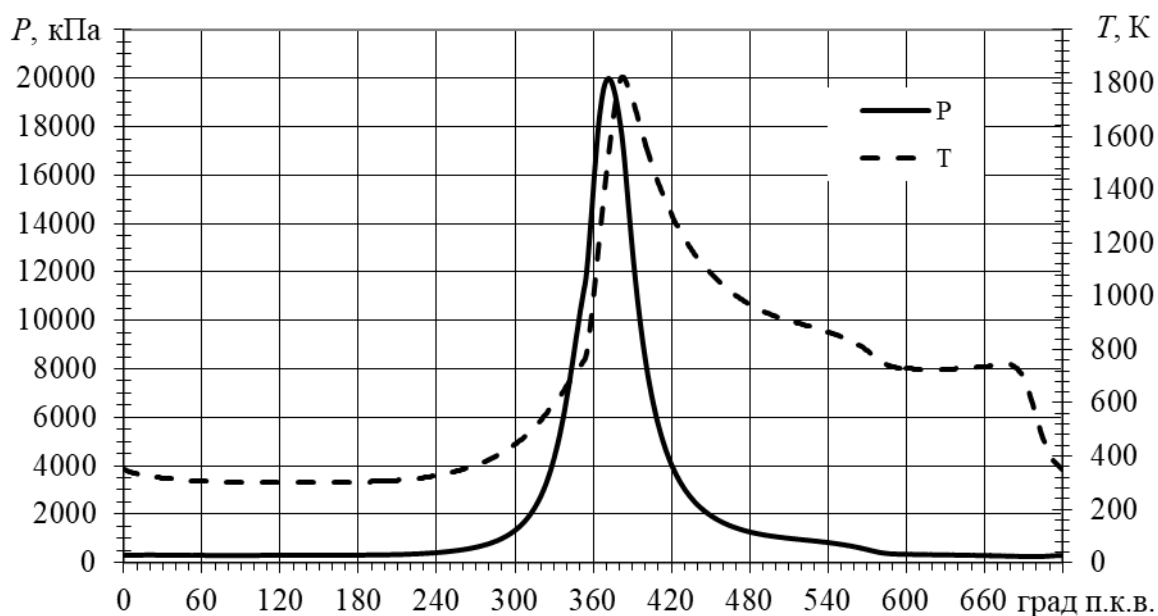


Рисунок 3.5 – Розгорнута індикаторна діаграма та діаграма зміни температури робочого тіла за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

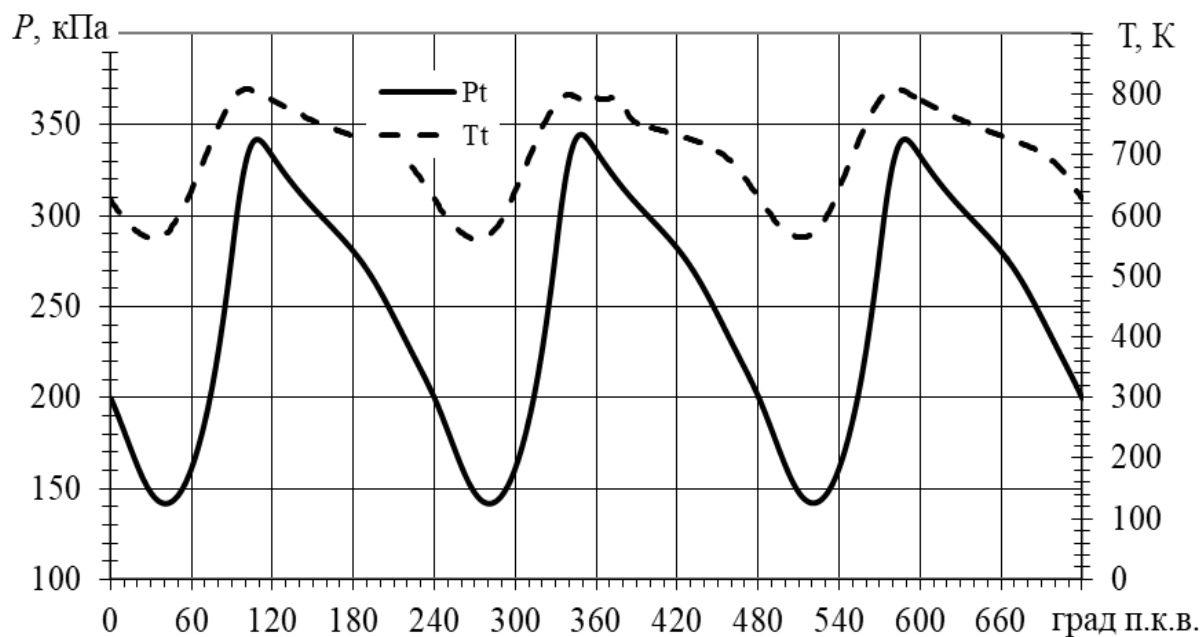


Рисунок 3.6 – Зміна тиску та температури у випускному колекторі за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

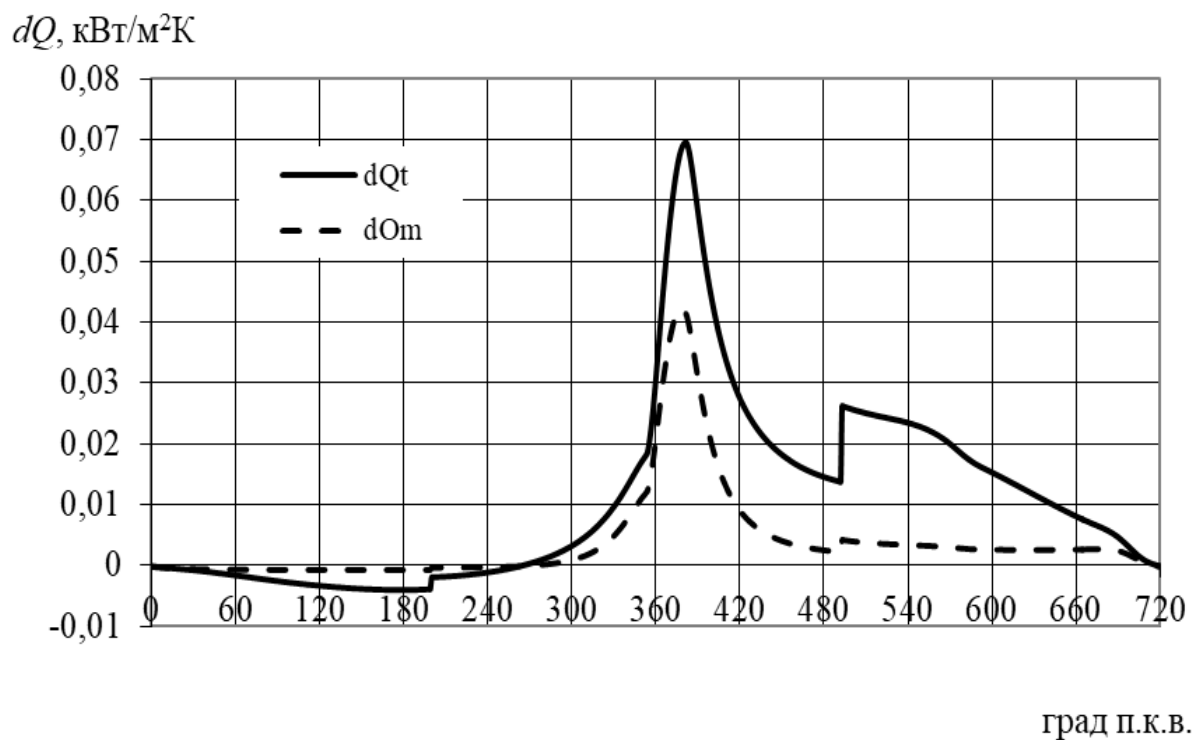


Рисунок 3.7 – Втрати тепла у рідини (воду та масло) за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

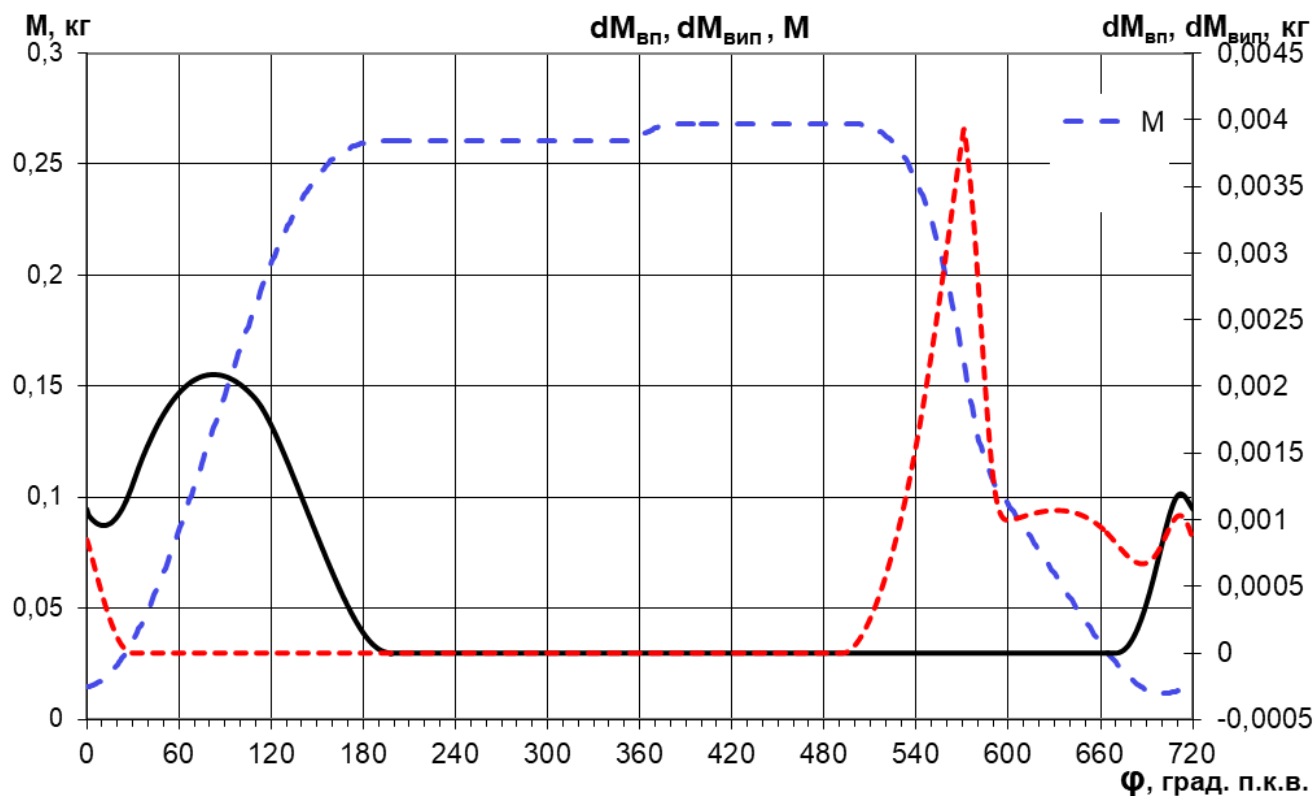


Рисунок 3.8 – Зміна маси робочого тіла у циліндрі за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

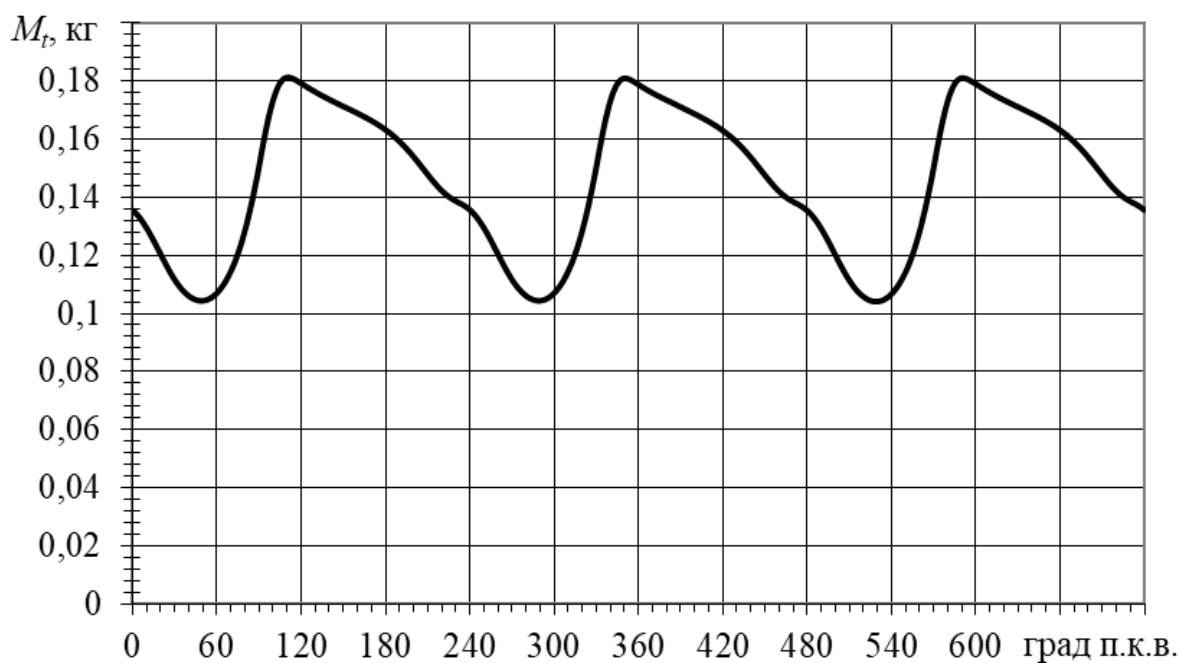


Рисунок 3.8 – Зміна маси у випускному колекторі за умов використання вдосконаленої конструкції ПНВТ на дизелі MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі виконано аналіз основних факторів, що обумовлюють процес упорскування палива в дизельних двигунах. Здійснено модернізацію конструкції паливного насосу високого тиску дизеля виробництва фірми MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54), а також проведена оцінка ефективності використання вдосконаленої конструкції на двигуні.

Запропоноване вдосконалення конструкції паливного насосу високого тиску дозволило підвищити тиск упорскування всієї порції палива P_{inj} на 15,4 % з стандартних 104 до 120 МПа, а також скоротити тривалість упорскування на 3 град п.к.в. Завдяки чому покращилася якість процесу упорскування та сумішоутворення (середній діаметр крапель d_{32} зменшився з 13,806 до 13,237 мкм). Зміни, що виникли у процесах упорскування палива, сумішоутворення та згоряння сприяли покращенню паливної економічності двигуна 6L40/54, яка склала 2,5 г/(кВт·год).

					КРМ.142.6221м.25.17.03.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПНВТ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

4.1. Техніко-економічне обґрунтування вдосконалення суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) фірми MAN

Техніко-економічне обґрунтування є досить важливою складовою сучасного інноваційного проекту та дає змогу встановити економічну (фінансову) доцільність, його реалізації та впровадження у масове виробництво.

Виходячи з різноманітності можливих умов, що мають бути обов'язково враховані при здійсненні розробки інноваційного проекту з створення або модернізації технічної системи, підходи в оцінці техніко-економічної обґрунтованості також відрізняються між собою перш за все методологією здійснення обрахунку й своєю формуючою структурою. На різноманітні підходи щодо техніко-економічної доцільності інноваційного проекту з створення або модернізації технічної системи та зміст мають вплив наступні фактори:

- загальні методологічні підходи, які застосовуються для реалізації оцінки необхідних матеріальних та часових затрат;
- галузева специфічність споживача технічної системи та технологічного рішення зі створення або модернізації її;
- стан існуючої інформаційної бази, а також доступна можливість з пошуку та аналізу достовірних даних;
- базові вимоги споживачів технічної системи, яка підлягає техніко-економічному обґрунтуванню та визнання ними показників інвестиційної оцінки та доцільності;
- обмеження у часі для підготовки техніко-економічного обґрунтування інноваційного проекту, які впливають на доцільність процесу пошуку додаткових даних.

Метою техніко-економічного обґрунтування здійснення розробки інноваційного проекту зі створення чи модернізації складної технічної системи полягає у

					КРМ.142.6221м.25.17.04.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

безперечному доведенні технічної можливості реалізації та економічної доцільності модернізації вже існуючого двигуна чи створення зовсім нової принципової конструкції.

При здійсненні обґрунтування виконаного вдосконалення суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN потрібно обов'язково всебічно розглянути та врахувати сучасні науково-технічні досягнення, виділити та проаналізувати позитивні й негативні сторони існуючих сучасних подібних рішень, а також передбачити комплекс заходів, завдяки впровадженню яких новий дизельний двигун (чи модернізований) матиме значні технічні і економічні переваги над наявними.

Вдосконалення конструкції ПНВТ дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) фірми MAN дозволило забезпечити досить суттєву паливну економію – 2,5 г/(кВт·год). Таке суттєве зниження питомої ефективної витрати палива дизелем 6L40/54 обов'язково відіб'ється на експлуатаційних витратах, основним компонентом в яких є саме витрати на паливо. Саме тому для техніко-економічного обґрунтування вдосконалення суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN виконуємо розрахунок з упором на цю складову експлуатаційних витратах. При проведенні розрахунків порівнюватимемо капітальні та експлуатаційні витрати базового та модернізованого дизелів (табл. 4.1 та 4.2). Базовим двигуном є двигун прототип 6L40/54 виробництва фірми MAN.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні параметри модернізованого та базового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN

№ з.п.	Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий 6L40/54	Модернізований 6L40/54
1	Потужність	N_e	кВт	4320	4320
2	Частота обертання	n	хв ⁻¹	514	514
3	Діаметр циліндра	D	м	0,4	0,4
4	Хід поршня	S	м	0,54	0,54
5	Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,1706	0,1681
6	Механічний ккд	η_m	-	0,91	0,91
7	Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0004265	0,00042025

8	Вага	G	кг	125000	125000
9	Габарити	L	м	4,25	4,25
10		B	м	2,055	2,055
11		H	м	3,234	3,234
12	Ціна двигуна	Π	грн	14568000	14895000
13	Ціна палива	$\Pi_{\text{п}}$	грн/кВт·год	11,902326	11,72790698
14	Ціна масла	$\Pi_{\text{м}}$	грн/кг	29,5	29,5
15	Час роботи за рік	t	год	4380	4380
16	Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
17	Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε_{min}	-	1,1	1,1
18	Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
19	Коефіцієнт використання потужності	$K_{\text{п}}$	-	0,95	0,95
20	Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{к.р}}$	-	0,3	0,3
21	Час безперервної роботи	$t_{\text{н.р}}$	год	20	20
22	Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{\text{пер}}$	год	12000	12000
23	Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{\text{к.р}}$	-	72000	72000
24	Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Таблиця 4.2 – Розрахунки та результати економічного обґрунтування вдосконалення суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN

№ з.п.	Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий 6L40/54	Модернізований 6L40/54
1	Річна продуктивність	N , кВт·год в рік	$N = K_{\text{п}} \cdot N_{\text{с}} \cdot t$	17975520	17975520
2	Термін служби	T , рік	$T = \frac{t_{\text{сп}}}{t}$	16,44	16,44
3	Річні поточні витрати на паливо	$З_{\text{п}}$, грн	$З_{\text{п}} = N \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot g_{\text{с}}$	36499953,86	35438039,56
4	Річні поточні витрати на масло	$З_{\text{м}}$, грн	$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}}$	226163,4988	222849,2623
5	Річні витрати на поточний ремонт	$З_{\text{п.р}}$, грн	$З_{\text{п.р}} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{пер}}}$	265866	271833,75

6	Річні витрати на капітальний ремонт	$З_{к.р}, \text{ грн}$	$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.р} \cdot \varepsilon_{\min}}$	241696,36	247121,59
7	Річний економічний ефект у споживача	$U_1, \text{ грн}$	$U_1 = Z_n + Z_m + Z_{к.р} + Z_{н.р}$	37233679,72	36179844,16
8		$U_1^{16}, \text{ грн}$	$U_1^{16} = \frac{N_c}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$	37233679,72	-
9	Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_k, \text{ грн}$	$E_k = \left[Ц_\delta \cdot \frac{N_c}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c$		4671429,506
10	Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	$\Delta K, \text{ грн}$	—	327000	
11	Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	$\Delta S, \text{ грн}$	$\Delta S = U_1^{16} - U_1^c$	1053835,55	
12	Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}, \text{ рік/місяць}$	$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,31 / 3,7	

4.2. Висновки до розділу

Вдосконалення конструкції ПНВТ дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN дозволила забезпечити значну паливну економічність чим знизити загальні витрати на експлуатацію дизеля. Річна економія при використанні модернізованого дизеля 6L40/54 складатиме 1053835,55 грн, а капітальні затрати на проведення модернізації окупляться за 0,31 року (або 3,70 місяці).

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Основні вимоги з охорони праці при виконанні робіт з ремонтування та обслуговування паливної апаратури дизелів

При виконанні робіт з обслуговування або ремонту паливної апаратури дизельних двигунів потрібно обов'язково надійно закріплювати паливні насоси, форсунки і інші вузли при розбиранні чи навпаки складанні в кондукторах або на спеціально обладнаних стендах. Застосовуйте для здійснення процесу випресування деяких деталей паливної апаратури знімачі або спеціальні преси, при їх відсутності користуйтеся лише виколотками наконечниками з міді, а також молотками з мідними бойками. Промивайте елементи паливної апаратури у витяжній шафі розміщуючи деталі у ванні з використанням волосяних щіток, пензлів або йоржиків. Розбирання і перевірка працездатності елементи паливної апаратури проводиться в місцях з примусовою механічною витяжкою. При виконанні робіт не допускається розлив масел або палива на підлогу.

При здійсненні ремонту чи обслуговування забороняється засмоктувати або продувати ротом різні канали. Завжди потрібно ретельно слідкувати за показаннями встановлених на стенді приладів та датчиків. При виконанні робіт потрібно слід ретельно слідкувати за справністю гідравлічних шлангів на стендах, що обладнані гідравлічними та пневматичними пристроями.

При виконанні робіт потрібно застосовувати вантажозахватні пристосування лише і тільки за їх призначенням. Регулювати прилади системи живлення дизеля необхідно виконувати при вимкненому двигуні. Також забороняється проводити регулювання рухомих і обертових механізмів дизеля. Забороняється торкатися руками обертових частин стендів, гальмувати їх, торкайтеся до елементів електрообладнання стендів та двигуна.

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При виконанні робіт з обслуговування або ремонту паливної апаратури дизельних двигунів потрібно обов'язково сторонитися місць обертання вентилятора та інших обертових (рухомих) частин при працюючому двигуні.

Забороняється класти деталі паливної системи дизеля на верстаки для розбирання та складання з паливом, що могло залишилося в них. Забороняється застосовувати дріт для фіксації шлангів на штуцерах.

При виконанні робіт з обслуговування або ремонту паливної апаратури дизельних двигунів потрібно обов'язково направляйте струмінь стиснутого повітря при продуванні деталей в бік від людей, що стоять поруч. Забороняється підставляйте руки до розпилювача при здійсненні перевірки роботи паливних форсунок і паливних насосів високого тиску. При виконанні робіт потрібно застосовувати спеціальні пристрої, що забезпечують неможливість виникнення раптової дії пружини при складанні механізмів та вузлів паливної апаратури дизелів.

При виконанні робіт з обслуговування або ремонту паливної апаратури дизельних двигунів потрібно обов'язково міцно закріплювати паливні насоси високого тиску, паливні форсунки та інші елементи системи живлення двигуна на спеціальних випробувальних стендах. Регулювати величину подачі палива окремими секціями паливного насоса високого тиску дозволяється лише при відключеному стенді. Залишати працюючий стенд без нагляду суворо заборонено. Перед зняттям елементів паливної апаратури дизелів з випробувального стенду необхідно попередньо вилучити з магістралі паливо. Також заборонено видаляти паливо з випробуваної апаратури на стенді за допомогою стисненого повітря. Заборонено носити одяг, просочений нафтопродуктами, а також здійснювати миття деталей в етилованому бензині.

Для запобігання можливості виникнення пожежі в приміщенні машинного відділення або іншому судновому приміщенні забороняється користуватися відкритим вогнем. А при проведенні робіт потрібно застосовувати інструменти, виготовлені з матеріалів, що не дають іскроутворень (мідь, латунь та ін.).

При виконанні робіт з обслуговування або ремонту паливної апаратури дизельних двигунів можуть виникати позаштатні аварійні ситуації, які пов'язані з від-

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ключенням вентиляційної системи, електроенергії, виникненням пожежі, отруєнням робітників парами різних нафтопродуктів або газоподібних речовин. У разі раптового відключенні електричної енергії або вентиляції приміщення потрібно негайно залиште приміщення. У разі виникнення пожежі чи загоряння потрібно також негайно залишити приміщення, а також повідомити керівнику та приступити до ліквідації осередку займання доступними засобами пожежогасіння у разі якщо це не загрожує життю. При цьому невелике полум'я нафтопродуктів, що горять гасить сухим піском, накриттям брезентом, ковдрою або використовують пінні вогнегасники, які спеціально призначені для гасіння нафтопродуктів. Гасіння палаючих нафтопродуктів водою не допускається, так, як це призводить до зростання площі осередку загоряння.

У разі значного збільшення вмісту шкідливих парів нафтопродуктів вище гранично допустимих норм чи виявленні у повітрі вибухонебезпечних концентрацій усі роботи негайно припиняють та покидають приміщення.

У разі ураження людини електричним струмом якомога швидше звільніть його від дії струму. Тривалість дії електричного струму напряму впливає на тяжкість травмування. Для звільнення від дії електричного струму потрібно максимально швидко вимкнути рубильник або інший вимикач електроустановки, до якої торкається потерпіла людина.

У разі неможливості швидкого відключення цієї електроустановки потрібно максимально швидко відокремити потерпілу людину від струмоведучих її частин:

– при звільненні потерпілої людини від струмоведучих частин електрообладнання або будь-якого дроту з напругою до 1000 В потрібно користуватися палицею, мотузкою, дошкою чи іншим будь-яким сухим предметом, що не проводить електричний струм. Також можна відтягнути потерпілу людину за одяг (у разі якщо він сухий та відстає від тіла потерпілої людини);

– у разі якщо потерпіла людина торкається електричного дроту, який лежить на землі, то перш ніж підійти до неї, потрібно обов'язково підкласти собі під ноги згорток сухого одягу, суху дошку, чи будь-яку іншу суху, не провідну підставку

та обережно відокремте електричний дріт від потерпілої людини за допомогою сухої палиці чи дошки;

– при виконанні зазначених дій рекомендується це робити по можливості однією рукою;

– у разі якщо потерпіла людина судорожно стискає в своїй руці один струмопровідний об'єкт (наприклад, провід), потрібно відокремити потерпілу людину від землі, просунувши під неї, наприклад суху дошку, відтягнувши її ноги від землі мотузкою чи за одяг, дотримуючись при цьому зазначених вище заходів своєї безпеки;

– при відтягуванні потерпілої людини за ноги обов'язково не торкайтеся її взуття чи одягу, у разі якщо Ваші руки не ізолювані зовсім або погано, так як взуття та одяг потерпілої людини можуть бути вогкими та стати добрим провідниками електричного струму. Для забезпечення ізоляції рук, у разі якщо обов'язково потрібно доторкнутися не прикритого одягом тіла потерпілої людини, необхідно надіти діелектричні рукавички. За відсутності засобів захисту можна обмотати руки шарфом або застосувати для цих цілей будь-який інший сухий одяг;

– у разі якщо немає можливості відокремити потерпілу людину від дії струму то необхідно перерубати чи перерізати дроти інструментом з ізолюваними ручками (перекушувати дроти потрібно пофазно, тобто кожен окремо). У разі застосування неізолюваного інструменту потрібно обернути його ручки, наприклад, сухою вовняною чи прогумованою тканиною;

– у разі відокремленні потерпілої людини від напруги вище за 1000 В потрібно не підходити до неї ближче, ніж на 4...5 м у приміщенні та 8...10 м поза приміщенням. Для звільнення потерпілої людини потрібно вдягнути діелектричні рукавички та діелектричні боти і виконувати усі дії лише ізолюваною штангою чи спеціальними кліщами, розрахованими на таку напругу;

– у разі якщо потерпіла людина перебуває у свідомості, але злякалася, розгубилася і не знає, що для звільнення від струму їй відірватися від землі, різким окриком – «підстрибни до гори» потрібно змусити її діяти правильно.

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Надання долікарської допомоги у разі ураження електричним струмом. Після звільнення потерпілої людини від дії електричного струму потрібно покласти її на підстилку й тепло вкрити, досить швидко протягом десь 15...20 с визначити характер потрібної першої медичної допомоги, організувати виклик лікаря та обов'язково наступних таких заходів:

– у разі якщо потерпіла людина самотійно дихає і знаходиться у свідомості, покласти її в зручне положення, розстебнути одяг. До появи лікаря забезпечити потерпілій людині повний спокій й доступ до неї свіжого повітря, при цьому ретельно стежити за її пульсом та диханням. Не дозволяти потерпілій людині до появи лікаря вставати та рухатися, а тим більше виконувати свою роботу;

– у разі, якщо потерпіла людина знаходиться в несвідомому стані, але у неї зберігаються стійке дихання та пульс, потрібно постійно стежити за ними, давати їй нюхати нашатирний спирт та обприскувати обличчя водою, забезпечуючи при цьому повний спокій до появи лікаря;

– у разі, якщо повністю відсутнє дихання чи воно рідкісне або судомне, або навіть у разі зупинки серця (відсутність пульсу) негайно потрібно зробити штучне дихання або закритий масаж серця. Штучне дихання і масаж серця починають проводити не пізніше 4...6 хвилин з моменту припинення серцевої діяльності та дихання, тому що після спливання цього терміну настає клінічна смерть людини.

По закінченню виконання усіх робіт потрібно скласти усі речі в спеціально відведеному приміщенні ремонтного фонду паливної апаратури. Привести в порядок робоче місце, скласти особисті інструменти та пристосування, а також знеструмити електрообладнання.

Брудні та використані обтиральні матеріали прибрати у металевий ящик з кришкою або в безпечне в пожежному відношенні місце. Зняти спецодяг та інші засоби індивідуального захисту, приберіти їх у відведену шафу закритого типу, у разі якщо спецодяг потребує прання чи якогось ремонту, здати його. Повідомити керівника робіт про стан усього застосованого обладнання. Завжди дотримуватися правил особистої гігієни.

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.2. Розрахунок механічної вентиляції

На судні в цілому та у машинному відділенні зокрема має бути встановлено припливно-витяжну вентиляцією, яка повинна надійно забезпечувати встановлені санітарні умови праці персоналу судна та бути максимально ефективною з точки зору енергозатрат.

Розрахунок примусової механічної вентиляції у машинному відділенні де встановлено дизель MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54) виконано в табличній формі – таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок параметрів примусової механічної вентиляції у приміщенні де встановлено дизель MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54)

№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Коефіцієнт теплообміну між зовнішніми поверхнями дизеля та навколишнім середовищем	α , Дж/(м ² ·с·К)	—	10
2	Температура зовнішньої поверхні дизеля	$t_{п.дв}$, °С	—	62
3	Температура навколишнього повітря у приміщенні МВ	$t_{в}$, °С	—	29
4	Площа поверхні тепловіддачі від двигуна	$F_{п.о.}$, м ²	—	137,5
5	Кількість тепла, що виділяється від дизеля	$Q_{над}$, кДж/год	$Q_{над} = \alpha \cdot (t_{п.дв} - t_{в}) \cdot F_{п.о.}$	45375
6	Величина нормованої температури повітря у робочій зоні	$t_{р.з}$, °С	—	28
7	Температурний градієнт за висотою приміщення МВ;	Δt , °С/м	—	1
8	Відстань від підлоги МВ до центрів отворів витяжної системи вентиляції	h , м	—	8,5
9	Температура потоку теплого повітря, що виходить з приміщення	t_{yd} , °С	$t_{yd} = t_{р.з} + \Delta t \cdot (h - 2)$	34,5
10	Температура свіжого потоку, що поступає	$t_{пр}$, °С	—	27,5
11	Середня щільність повітря	ρ , кг/м ³	—	1,2
12	Питома теплоємність повітря	c , кДж/кг·К	—	1
13	Повітрообмін у приміщенні МВ де розміщено дизель	L_m , м ³ /год	$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{yd} - t_{пр})}$	5401,79
14	Робочий тиск	$P_{т.р.}$, Па	—	350

15	Загальне значення місцевих опорів системи вентиляції	$P_{м.о}, \text{Па}$	–	670
16	Тиск вентилятора	$P_{в}, \text{Па}$	$P_{в} = 1,2 \cdot (P_{м.р} + P_{м.о})$	1224
17	Марка обраного вентилятору	–	стандартний відцентровий вентилятор	Ц4-30N8
18	ККД вентилятора	$\eta_{в}$	за номограмами	0,7
19	ККД передачі	$\eta_{п}$	–	0,95
20	Потужність вентилятора	$N_{в}, \text{кВт}$	$N_{в} = \left(\frac{L_{м} \cdot P_{в}}{3,6 \cdot \eta_{в} \cdot \eta_{п}} \right) \cdot 10^{-6}$	2,76181525 2
21	Коефіцієнт, що враховує запасу потужності на привід	k	–	1,2
22	Потужність електродвигуна для приводу вентилятора	$N_{уст}, \text{кВт}$	$N_{уст} = N_{в} \cdot k$	3,314

5.3. Аналіз можливих способів зниження емісії NO_x з відпрацьованими газами двигуна 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN

Відома двигунобудівна фірма MAN Diesel здійснила досить масштабну дослідну експлуатацію своїх дизельних двигунів середньої оборотності із застосуванням на них селективного каталітичного відновлення відпрацьованих газів – Selective Catalytic Reduction (скорочено SCR) та сучасною технологією подачі зволоженого повітря в циліндри дизеля – Humid Air Motor (скорочено HAM). Впровадження цих передових технологій на дизелях дало змогу отримати досить значне зниження викидів оксидів азоту (NO_x) з відпрацьованими газами до межі за рівнем Tier III вимог відомої Міжнародної морської організації – International Maritime Organization (скорочено IMO), які вже вступили в силу після 2016 р. для морських суден флоту прибережних районів. Фірма MAN Diesel застосовує своє глибоке розуміння проблеми покращення еколого-економічних показників роботи судових дизелів середньої оборотності.

Набрання чинності норм Tier III зумовило гостру потребу впровадження подальших нових технічних рішень, які би сприяли значному зменшенню викидів NO_x з відпрацьованими газами на 80 %.

При застосуванні на дизелях Selective Catalytic Reduction відпрацьовані гази обробляються аміаком чи сечовиною, а потім спрямовуються в каталітичний пе-

ретворювач у якому за температури у 300...400 °C знижується вміст NO_x аж до 98 %. Технологія Selective Catalytic Reduction досить добре відпрацьована та базується на використанні дозованого впорскування розчину сечовини у відпрацьовані гази дизеля на вході їх в каталітичну установку, де відбувається відновлення NO_x до азоту та води.

Зменшенню шкідливих складових у ВГ двигуна 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN сприяє сучасна конструкція, а саме:

- досить високий ступінь стиснення для даного типу ДВЗ ($\epsilon = 15$), що забезпечує досить швидке зниження температури після початку займання палива, що позитивно відображається на зниженні емісії NO_x хоча трохи призводить до зростання питомої витрати палива (на допустимому рівні);

- максимальне наближенням фаз газорозподілу дизеля до циклу Міллера з дещо раннім закриттям впускних клапанів, що також дає змогу знизити піки температури та відповідно зменшити емісію NO_x;

- застосування на двигуні високоефективних типів турбокомпресорів з досить високим ступенем наддуву, це дає змогу оптимізувати та отримати компроміс між зменшенням NO_x у ВГ та одночасним зростанням питомої витрати палива дизелем;

- застосування на двигуні змін фаз газорозподілу в частині деякого зменшення кута перекриття клапанів впускних та випускних клапанів;

- застосуванням на двигуні системи паливоподачі, яка забезпечує досить гнучке налаштування кута початку подачі та тривалості, а також тиску впорскування палива.

При цьому паливна система двигуна 6L40/54 може бути досить легко оптимізована на низьку питому витрату палива за допомогою застосування паливної системи з електронним керуванням паливного насоса високого тиску, залишаючи при цьому технології Selective Catalytic Reduction основну функцію зниження емісії NO_x з ВГ.

Водночас, фірма Wartsila, відзначає, що зменшення NO_x у ВГ за допомогою технології Selective Catalytic Reduction може здійснюватися лише тільки в межах

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

деякого потрібного температурного діапазону. Якщо робоча температура буде надто високою, утворений аміак буде переважно згоряти, а не реагувати з NO/NO_2 для його нейтралізації. А при дуже низьких температурах швидкість проходження реакції буде досить повільною й значна конденсація сульфатів амонію швидко виведе каталітичний елемент з роботи.

Таких недоліків нема у технології подачі вологого повітря в циліндри дизеля – Humid Air Motor (HAM). Однак дана технологія має дещо меншу продуктивність щодо зниження викидів NO_x з ВГ. Технологія подачі зволоженого повітря Humid Air Motor полягає в деякому насиченні наддувного повітря дизеля парами морської води, які поступають до турбокомпресора. Це забезпечує зниження температурних піків згоряння, внаслідок чого відбувається певне зниження емісії NO_x з ВГ.

Для забезпечення зменшення утворення сажі у відпрацьованих газах дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN Diesel, особливо при часткових навантаженнях двигуна, було збільшено максимальний тиск уприскування з 104 до 120 МПа (див розділ 3 кваліфікаційної роботи). Однак таке збільшення призводить до деякого підвищення максимальної температур циклу та зростанню викидів NO_x .

Деяке зменшення викидів NO_x на двигуні 6ЧН 40/54 можна досягти шляхом зменшення кута випередження упорскування, що трохи зсуне процес згоряння на лінію розширення. Однак такий підхід знизить і максимальний тиск P_z , підвищивши тим самим витрату пального та збільшивши вміст твердих частинок вуглецю (сажі) у відпрацьованих газах. Компромісним рішенням може бути наближення робочого процесу двигуна 6ЧН 40/54 до теоретичного циклу зі згорянням при постійному тиску тобто – $P=\text{const}$.

Проте, збільшується максимальний тиск згоряння до 20 МПа, що у свою чергу вимагає посилення частини конструктивних деталей та вузлів, а також застосування більш якісних та міцних матеріалів.

					KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.4. Висновки до розділу

У розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при виконанні робіт з ремонтування та обслуговування паливної апаратури дизелів на судні. Проведено розрахунок механічної вентиляції, а також проаналізовано можливі та перспективні технічні рішення, що забезпечують зниження емісії NO_x з ВГ суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN Diesel.

					<i>KPM.142.6221м.25.17.05.ПЗ</i>	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота: «*Модернізація паливної системи суднового двигуна шляхом застосування паливного насоса високого тиску з електронним керуванням*» містить рекомендовані розділи та креслення.

У першому розділі подано основні параметри суднового дизельного двигуна серії L40/54 виробництва фірми MAN Diesel, а також детальний опис його конструкції.

У другому розділі виконано аналіз особливостей сучасних математичних моделей розрахунку циклу двигунів внутрішнього згоряння, а також здійснено моделювання робочого циклу на номінальному режимі роботи. Отримано усі необхідні показники роботи дизеля, а також ряд графічних залежностей, які наглядно характеризують роботу двигуна.

У третьому розділі виконано аналіз основних факторів, що обумовлюють процес упорскування палива в дизельних двигунах. Здійснено модернізацію конструкції паливного насоса високого тиску дизеля виробництва фірми MAN 6L40/54 (6ЧН 40/54), а також проведена оцінка ефективності використання вдосконаленої конструкції на двигуні. Запропоноване у роботі вдосконалення конструкції паливного насоса високого тиску дизеля 6ЧН 40/54 дозволило підвищити тиск упорскування всієї порції палива P_{inj} на 15,4 % з стандартних 104 до 120 МПа, а також скоротити тривалість упорскування на 3 град п.к.в. Завдяки чому покращилася якість процесу упорскування та сумішоутворення. Зміни, що виникли у процесах упорскування палива, сумішоутворення та згоряння сприяли покращенню паливної економічності двигуна 6L40/54, яка склала 2,5 г/(кВт·год).

У четвертому розділі встановлено, що вдосконалення конструкції ПНВТ дозволило забезпечити значну паливну економічність чим знизити загальні витрати на експлуатацію дизеля, а річна економія при цьому складатиме 1053835,55 грн. Встановлено, що капітальні затрати на проведення модернізації окупляться за 0,31 року (або 3,70 місяці).

					КРМ.142.6221м.25.17.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

У п'ятому розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при виконанні робіт з ремонтування та обслуговування паливної апаратури дизелів на судні. Проведено розрахунок механічної вентиляції, а також проаналізовано можливі та перспективні технічні рішення, що забезпечують зниження емісії NO_x з ВГ суднового дизеля 6L40/54 (6ЧН 40/54) виробництва фірми MAN Diesel.

					<i>KPM.142.6221м.25.17.00.ПЗ</i>	Лист
						67
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.

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. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.

4. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8

5. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.

6. 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.

7. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

8. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».

9. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.

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

					<i>KPM.142.6221м.25.17.00.ПЗ</i>	Лист
						68
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.

12. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>

					<i>KPM.142.6221м.25.17.00.ПЗ</i>	Лист
						69
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		