

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

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Микола ФІЛЬТАНОВИЧ

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

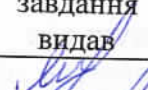
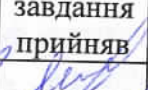
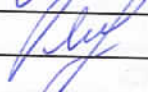
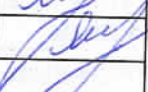
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Фільтанович Микола Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації параметрів процесу стиснення
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 дизельного двигуна – 3060 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹.
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи двигуна. 2. Розрахунок робочого циклу та динаміки для номінального режиму роботи. 3. Дослідження та оптимізації параметрів процесу стиснення. 4. Економічне обґрунтування прийнятих рішень. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Судно. 2. Розміщення двигуна 9ЧН 26/32 та обладнання у МВ. 3. Поперечний перетин дизельного двигуна 9ЧН 26/32. 4. Графічні залежності роботи двигуна 9ЧН 26/32. 5. Оптиміальне співвідношення параметрів.

7. Консультанти розділів роботи

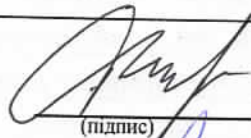
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічний розділ	Митрофанов О.С.		
Розділ хорони праці	Митрофанов О.С.		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

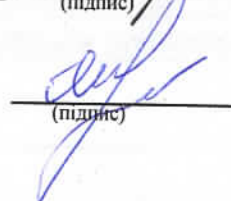
№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загальна конструкція та особливості роботи двигуна.		
2.	Розрахунок робочого циклу та динаміки для номінального режиму роботи.		
3.	Дослідження та оптимізації параметрів процесу стиснення.		
4.	Економічне обґрунтування прийнятих рішень.		
5.	Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.		

Здобувач освіти


 (підпис)

 Микола ФІЛЬТАНОВИЧ
 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)

 Олександр МИТРОФАНОВ
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему: *«Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації параметрів процесу стиснення»* присвячена дослідженню та оптимізації параметрів процесу стиснення суднового дизеля з метою покращення паливної економічності.

Представлено технічні характеристики та особливості конструкції суднового двигуна типу 9CH 26/32 (Wartsila 9L26), а також виконано розрахунок робочого циклу і динаміки для номінального режиму роботи.

Виконано аналіз впливу ступеня стиснення на параметри процесу стиснення. Виконано дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26. Розроблено відповідні рекомендації щодо забезпечення оптимального значення ступеня стиснення ϵ .

Здійснено техніко-економічне обґрунтування виконаних досліджень та оптимізації параметрів процесу стиснення суднового дизеля.

Розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні демонтажу та розбиранні поршнів суднового двигуна. Виконано аналіз шкідливої дії шуму та вібрації на навколишнє середовище і організм людини.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою та складається з 68 аркушів розрахунково-пояснювальної записки та п'яти креслень формату A1.

Ключові слова: дизельний двигун; процес стиснення; робочий цикл; ступінь стиснення; тиск наддуву; ефективні показники.

					КРМ.142.6221м.25.23.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

Qualification work on the topic: *“Improving the efficiency of a ship engine by optimizing the compression process parameters”* is devoted to the study and optimization of the compression process parameters of a ship diesel engine in order to improve fuel efficiency.

The technical characteristics and design features of the 9CHN 26/32 (Wartsila 9L26) marine engine are presented, and the working cycle and dynamics for the nominal operating mode are calculated.

An analysis of the effect of the compression ratio on the compression process parameters has been performed. A study of the effect of the compression ratio and boost pressure on the efficiency of the Wartsila 9L26 marine engine has been carried out. Appropriate recommendations have been developed to ensure the optimal compression ratio ε .

A technical and economic justification of the research and optimization of the compression process parameters of the marine diesel engine was carried out.

The basic requirements for occupational safety during the dismantling and disassembly of marine engine pistons were developed. An analysis of the harmful effects of noise and vibration on the environment and the human body was performed.

The thesis is written in Ukrainian and consists of 68 pages of calculations and explanatory notes and five A1 format drawings.

Key words: diesel engine; compression process; working cycle; compression ratio; boost pressure; efficiency indicators.

					КРМ.142.6221м.25.23.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 26/32 (WARTSILA 9L26)	
1.1. Технічні характеристики та особливості конструкції суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26)	9
1.2. Висновок до розділу.....	21
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна....	22
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32).....	32
2.3. Висновок до розділу.....	39
Розділ 3. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА WARTSILA 9L26 (9ЧН 26/32)	
3.1. Аналіз впливу ступеня стиснення на параметри процесу стиснення...	40
3.2. Дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)	45
3.3. Розробка відповідних заходів для забезпечення оптимального значення ступеня стиснення ε двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32).....	52
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗДІЙСНЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 26/32 (WARTSILA 9L26)	
4.1. Техніко-економічне обґрунтування здійснення оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26).....	55
4.2. Висновок до розділу.....	58

Розділ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Розробка вимоги з охорони праці	59
5.2. Аналіз негативної дії шуму та вібрації на навколишнє середовище та організм людини	62
5.3. Висновки до розділу.....	65
ВИСНОВКИ	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	67

Додаток А. Судно

Додаток Б. Розміщення двигуна 9ЧН 26/32 та обладнання у МВ

Додаток В. Поперечний перетин дизельного двигуна 9ЧН 26/32

Додаток Г. Графічні залежності роботи двигуна 9ЧН 26/32

Додаток Д. Оптимальне співвідношення параметрів

					<i>КРМ.142.6221м.25.23.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Досягнуті на сьогоднішній день значення технічного рівня сучасних і перспективних суднових дизельних двигунів базуються на їх високих і надвисоких значеннях показників робочого процесу, конструктивних і технологічних рішеннях по елементах остова, циліндропоршневої групи, системі паливоподачі і по застосовуваних сучасних матеріалах. Такий підхід обумовлює досить високий рівень витрат на реалізацію досліджень, проектування і виробництво суднових дизельних двигунів і є характерним для створення принципово нових двигунів, а досягнуті показники ефективності, по суті, є граничними на значну перспективу в силу конструктивних, технологічних, матеріалознавчих, а також економічних обмежень.

У зв'язку з цим досить раціональним є напрямок поліпшення енергетичних та економічних показників суднових дизельних двигунів, що базується на оптимізації параметрів робочого циклу серійних або модернізованих двигунів. Такий підхід може давати невеликий кількісний приріст експлуатаційних та економічних показників, але, будучи застосованими в сукупності, в силу принципу суперпозиції, вони можуть дати досить відчутний та значимий ефект.

					<i>КРМ.142.6221м.25.23.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 26/32
(WARTSILA 9L26)

1.1. Технічні характеристики та особливості конструкції суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26)

Судновий дизельний двигун Wärtsilä 9L26 – це чотиритактний, нереверсивний, дизель з турбонадувом та проміжним охолоджувачем надувного повітря (рис. 1.1). Дизель має нерозділену камеру згоряння. Дизель Wartsila 9L26 має порівняно низькі експлуатаційні витрати та досить високу екологічність. Напрямок обертання колінчастого валу двигуна може бути, як за годинниковою стрілкою так і проти. Даний тип дизельних двигунів встановлюють на судах в якості головного двигуна, або дизель-генератора. Основні параметри суднового дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 наведено у таблиці 1.1.

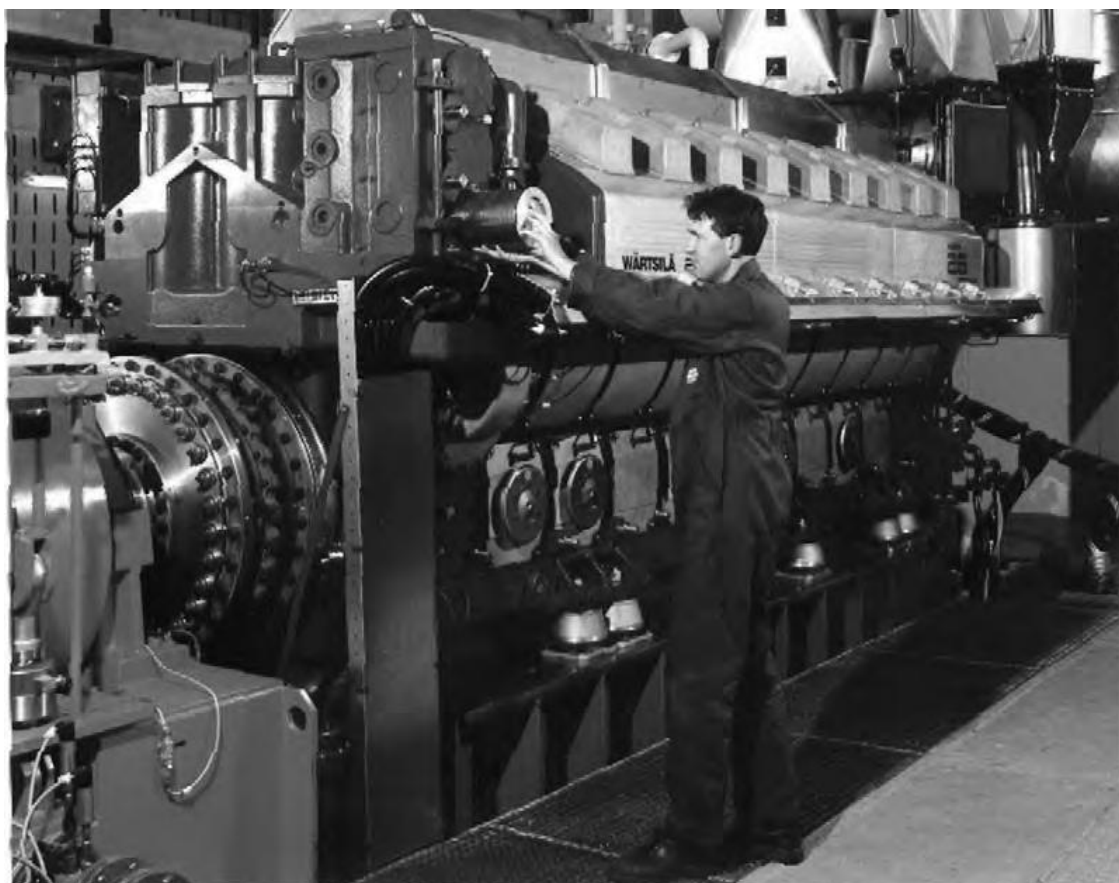


Рисунок 1.1 – Судновий дизельний двигун Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32)

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики суднового дизельного двигуна Wärtsilä 9L26

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Кількість циліндрів	9
2	Потужність, кВт	3060
3	Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	1000
4	Середній ефективний тиск, МПа	2,4
5	Середня швидкість поршня, м/с	10,7
6	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	191
7	Питома витрата мастила, г/(кВт·год)	0,5
8	Ступінь стиснення	16,0
9	Робочий об'єм циліндра, л/циліндр	17,0
10	Температура рідини охолодження надувного повітря, °С	25,0

На суднових дизельних двигунах Wärtsilä 9L26 встановлено імпульсний газотурбінний надув, який оснащено проміжним охолоджувачем надувного повітря.

Даний тип дизельних двигунів є досить компактним, простим у обслуговуванні та має деякі специфічні особливості своєї конструкції. Зокрема канали для змащення маслом двигуна та проходження охолоджуючої води розміщені у блоку та інших деталях, що забезпечує меншу кількість трубопроводів. Також впускний ресивер повністю інтегрований в блок циліндрів двигуна. Такий мультиканал поєднує в собі декілька функцій, перш за все забезпечуючи зв'язок між повітряним впускним ресивером та впускними отворами кришки циліндрів, а також канал потоку відпрацьованих газів та канал для проходження охолоджуючої рідини. Така конструкція полегшує демонтаж кришки блоку циліндрів двигуна, не порушуючи герметичність систем.

Довжина дизеля Wartsila 9L26 була збережена, завдяки виконаним підрізам для радіусів переходів між шийками та щокми. В результаті чого було збережено відстані між циліндрами, в той же час, одночасно було збережено оптимальну довжину підшипників. Все це досить позитивно впливає на товщину масляної плівки на поверхні підшипників, що у свою чергу збільшує їх довговічність. Колінчастий вал дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) є добре збалансованим.

Максимально жорсткість остову дизеля також досягається за рахунок конструкції кришки блоку циліндрів, яка має конічне проміжне днище. Посадкові міс-

					KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ця випускних клапанів мають примусове водяне охолодження, а температура клапанів вимірюється за допомогою спеціальних датчиків.

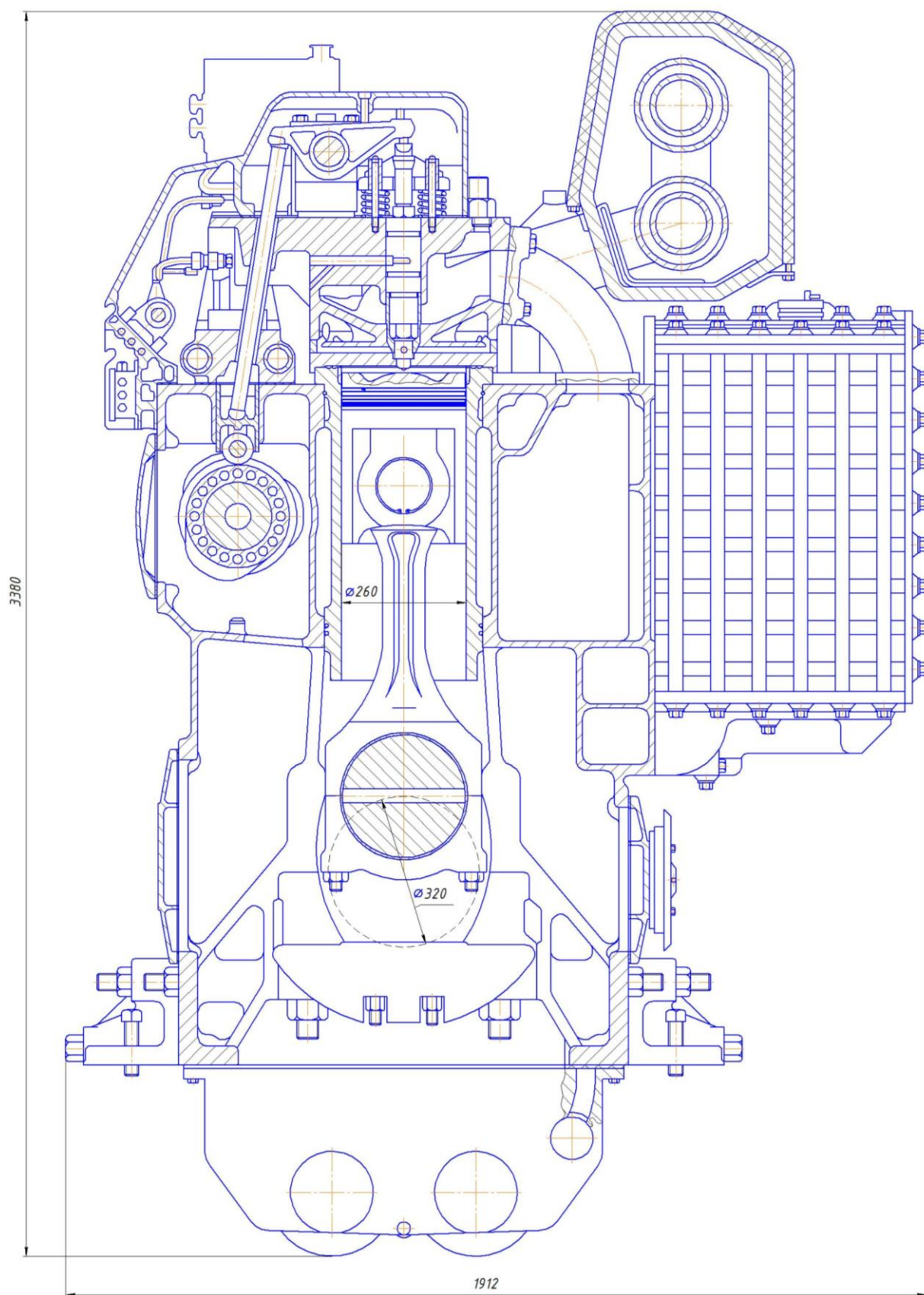


Рисунок 1.3 – Поперечний перетин дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ

Аркуш

11

Блок циліндрів дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) монолітний та виготовлений з чавуну з шароподібного графітом. Він є дуже жорстким та сконструйований з забезпеченням мінімальних концентрацій напруги та деформації. Кришки картера дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 виготовлені з легкого сплаву і кріпляться до блоку за допомогою чотирьох болтів та гумових ущільнень. Деякі кришки люків картера двигуна Wärtsilä 9L26 з заднього боку забезпечені запобіжними клапанами, що забезпечує зниження надлишкового тиску в картері для запобігання можливого вибуху. До однієї з кришок приєднано відцентровий масляний фільтр, а ще одна кришка забезпечена горловиною для заповнення маслом. Торцеві кришки дизеля виготовлені з чавуну. Крім того, картер двигуна Wärtsilä 9L26 забезпечено трубою вентиляції з незворотним клапаном. Ця труба повинна бути обов'язково виведена з машинного відділення.

Корінні підшипники є підвісними. Кришка корінного підшипника кріпиться двома болтами, які затягнуто гідравлічним способом, а також двома горизонтальними боковими болтами. Для кришки опорно-упорного підшипника колінчастого валу застосовують лише один горизонтальний болт. Вкладиші підшипників фіксуються від свого переміщення в осьовому напрямку за допомогою спеціальних виступів, які забезпечують їх правильну установку та фіксацію. Комбінований опорно-упорний підшипник розташований на стороні приводу.

Гільзи робочих циліндрів – мокрого типу (зовні омиваються водою). У системі охолодження процес тепловіддачі оптимізовано для підтримки заданої температури внутрішньої поверхні втулки.

Шатуни двигуна Wärtsilä 9L26 виготовлені об'ємним штампуванням на падаючому молоті. Нижня головка шатуна розділена на дві частини. Поверхні з'єднання мають зазубрення. Підшипник верхньої головки шатуна двигуна Wärtsilä 9L26 має ступінчасту форму, яка забезпечує перерозподіл несучих поверхонь. Повністю взаємозамінні підшипники нижньої головки шатуна мають тришарову або біметалічну конструкцію. Вкладиші підшипників нижньої головки шатуна двигуна Wärtsilä 9L26 для їх правильного збирання забезпечені спеціаль-

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ними направляючими осьовими виступами. Дві шпильки шатуна дизеля затягуються гідравлічним шляхом.

Поршні двигуна Wärtsilä 9L26 мають роз'ємну конструкцію (рис. 1.4). Спідниця поршня лита з зернистого чавуну або кованої сталі, а головка кована зі сталі. Ці два елементи поєднуються між собою гвинтами. Спідниця поршня має додаткове фосфатно-графітне покриття. Поршні двигуна Wärtsilä 9L26 оснащені особливою запатентованою системою змащення спідниці. Верхні канавки поршня дизеля Wärtsilä 9L26 під поршневі кільця піддаються загартуванню.

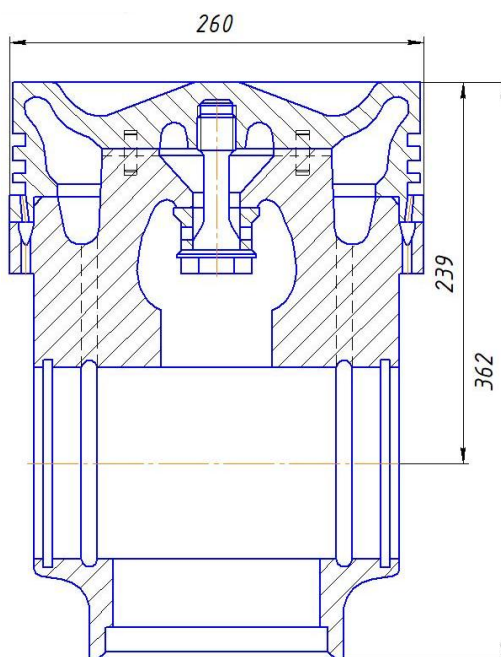


Рисунок 1.4 – Конструкція поршня дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32)

Поршневий палець дизеля Wärtsilä 9L26 має плаваючу конструкцію. Кріпиться палець від осьового переміщення за допомогою фіксуючих кілець.

Камера згоряння в голівці поршня двигуна Wärtsilä 9L26 досить глибока, що не запобігає потраплянню струменів палива на поверхню втулки циліндра.

Головка поршня двигуна Wärtsilä 9L26 охолоджується маслом за допомогою ефекту збовтування. Масло для охолодження поршнів поступає до порожнин з шатуна. Охолоджувальні порожнини поршнів двигуна Wärtsilä 9L26 мають особливу форму для забезпечення покращення ефекту струсу. Потік охолоджуючого масла з стрижня шатуна проходить крізь плаваючий поршневий палець і далі пі-

діймається вгору до головки поршня. У торцях плаваючого поршневого пальця є пробки, встановлені за рахунок гарячої посадки. Втулка підшипника поршневого пальця як і верхня головка шатуна має ступінчасту конструкцію.

Комплект поршневих кілець для поршня двигуна Wärtsilä 9L26 складається з двох хромованих компресійних (ущільнюючих) кілець та одного хромованого маслосаз'ємного кільця, яке підпружинено.

Кришка циліндрів двигуна Wärtsilä 9L26 відлита зі спеціального високоякісного сірого чавуну. До блоку циліндрів кришка кріпиться чотирма шпильками, які затискають гідравлічним способом. Перевагою застосування чотирьох шпильок є не тільки спрощення обслуговування, але і забезпечення можливості застосування досить великих каналів правильної конструкції для потоку повітря та відпрацьованих газів. Для ущільнення стику між втулкою та кришкою робочого циліндра встановлено металеву прокладку. Кришка циліндрів двигуна Wärtsilä 9L26 має конструкцію з подвійними стінками. Охолоджуюча рідина у кришці нагнітається від периферії до її центру, забезпечуючи тим самим ефективне охолодження важливих частин кришки циліндрів. Канали для надходження повітря та відведення відпрацьованих газів з'єднані із загальними колекторами, сполученим з кришкою циліндра шістьма гвинтами. Для двигунів Wärtsilä 9L26, що працюють на важких видах палива правильно підібрані матеріали деталей з необхідною їх термостійкістю є досить важливим фактором забезпечення тривалого терміну служби.

Механізм газорозподілу має чотири клапани – два впускних та два випускних. Клапани розміщено у кришці циліндрів двигуна Wärtsilä 9L26. Привід клапанів реалізується через систему коромисел, штовхачів які приводяться в рух від розподільчого валу. Розподільчий вал двигуна Wärtsilä 9L26 приводиться в рух колінчастим валом за допомогою шестерень. Впускні клапани системи газорозподілу стеліровані, а клапанні штоки додатково хромовані. Кільця сідел клапанів є знімними та виготовлені зі спеціального легованого чавуну. Випускні клапани системи газорозподілу також мають стеліровані сідла та хромовані штоки. Кільця сідел випускних клапанів мають охолодження. Кільця виготовлені з корозійностійкого, а також стійкого до пітингу матеріалу та є взаємозамінними.

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розподільчий вал двигуна Wärtsilä 9L26 складений з секцій на кожен робочій циліндр з вбудованими кулачками. При цьому шийки підшипників є також окремими секціями, що фактично дозволяє демонтувати розподільчий вал в його поперечному напрямку. Втулкові вкладиші підшипників розподільчого валу двигуна Wärtsilä 9L26 запресовані у відповідні отвори, розточені безпосередньо в блоці робочих циліндрів дизеля.

Цільний колінчастий вал двигуна Wärtsilä 9L26 виготовлений куванням. На ньому розміщено по дві противаги на кожен циліндр. На дизелях 9L26 противаги вбудованого типу. На приводному кінці дизеля Wärtsilä 9L26 колінчастий вал додатково обладнаний шевронним сальником для забезпечення ущільнення картера. Осьовий зазор та фіксація від переміщення колінчастого валу забезпечується комбінованим упорним підшипником. Шестерня приводу розподільчого валу, яка встановлена завдяки гарячій посадці, розташована на приводному кінці.

На іншому (задньому) кінці колінчастого валу є шестерня для забезпечення приводу водяних та масляного насосів. Зазвичай там також встановлюється гаситель вібрації.

Колінчастий вал дизеля Wärtsilä 9L26 може додатково провертатися за допомогою ручного механізму, що приводить у рух маховик.

Корінний підшипник ковзання колінчастого валу дизеля Wärtsilä 9L26 роз'ємного типу, двошарової конструкції. Верхній вкладиш підшипника оснащений масляною канавкою, а в нижньому – вона відсутня. Опорно-упорний підшипник колінчастого валу дизеля Wärtsilä 9L26, розташовано на стороні приводу. Він має аналогічну конструкцію.

Паливна система дизелів серії Wartsila 9L26 за принципом дії відноситься до систем з безпосереднім впорскуванням палива, тобто камера згоряння не розділеного типу.

Паливні насоси високого тиску мають вбудовані ролики та можуть легко замінюватися без додаткового спеціального регулювання. Насоси високого тиску та паливні трубопроводи розташовані в окремому замкнутому просторі з додатковою теплоізоляцією. Плунжерна пара ПНВТ може замінюватися без демонтажу

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

корпусу самого насосу. Конструктивно паливна система дизеля Wärtsilä 9L26 складається з індивідуальних паливних насосів золотникового типу та механічних форсунок, які мають охолодження водою.

Система змащення дизелі Wärtsilä 9L26 складається з шестерневого насосу нагнітання, масляного фільтра, охолоджувача масла з термостатом, відцентрового байпасного фільтра, а також з насосу попередньої прокачки масла, який має електричний автономний привід. Масляний піддон дизелі Wärtsilä 9L26 відповідає повному об'єму необхідного масла (система з «мокрим картером»). Також двигун може бути оснащено з «сухим картером». Легкий литий піддон картера двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) кріпиться до блоку робочих циліндрів знизу та ущільнюється гумовим ущільненням. Усмоктувальні масляні труби підведення масла до масляного насосу та сепаратора, а також головний масляний розподільчий колектор для змащення підшипників колінчастого валу дизеля розташовані всередині піддону картера двигуна.

Масломірна рейка встановлюється в одній з кришок картера дизеля. Масломірна рейка двигуна показує максимальний та мінімальний межі запасів масла між якими може працювати двигун. Одна сторона масломірної рейки має градуювання у сантиметрах, що надає змогу використовувати її при фіксації витрати масла.

Дизель Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) оснащено комбінованою системою змащення із примусовим подаванням масла шестерневим насосом. Змащення більшої деталей дизеля 9L26 відбувається під тиском, а інша за рахунок розбризкування. Дизель Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) обладнано масляним насосом 3 з приводом від шестерні встановленій на вільному кінці колінчастого валу двигуна (рис. 1.5). За потреби можна також паралельно підключити резервний масляний насос 2 з електричним приводом. Масляний насос всмоктує масло з масляного піддона дизеля та прокачує його крізь масляний охолоджувач 6, оснащений спеціальним терморегулюючим клапаном 5. Цей клапан регулює температуру змащувального масла. Потік масла проходить крізь головний фільтр 7 та поступає у головний розподільчий масляний колектор розташований в блоці дизеля, а далі через бокові

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

різьбові канали подається на корені підшипники колінчатого валу двигуна. Частина масла проходить крізь отвори в колінчастому валу дизеля та поступає до підшипників нижніх кришок шатуна. Завдяки специфічній конструкції отворів в колінчастому валу двигуна потік змащувального масла до шатуна є пульсуючим. Змащувальне масло може проходити тільки в одному напрямку. Після змащення нижніх головок шатуна масло ділі крізь шатун поступає на змащення поршневих пальців 11. По окремим трубопроводам змащувальне масло направляється до інших окремих точок змащення, таких, як підшипники розподільного валу 10, коромисла 12, підшипники приводу клапанного механізму системи газорозподілу, а також на форсунки для змазки та охолодження.

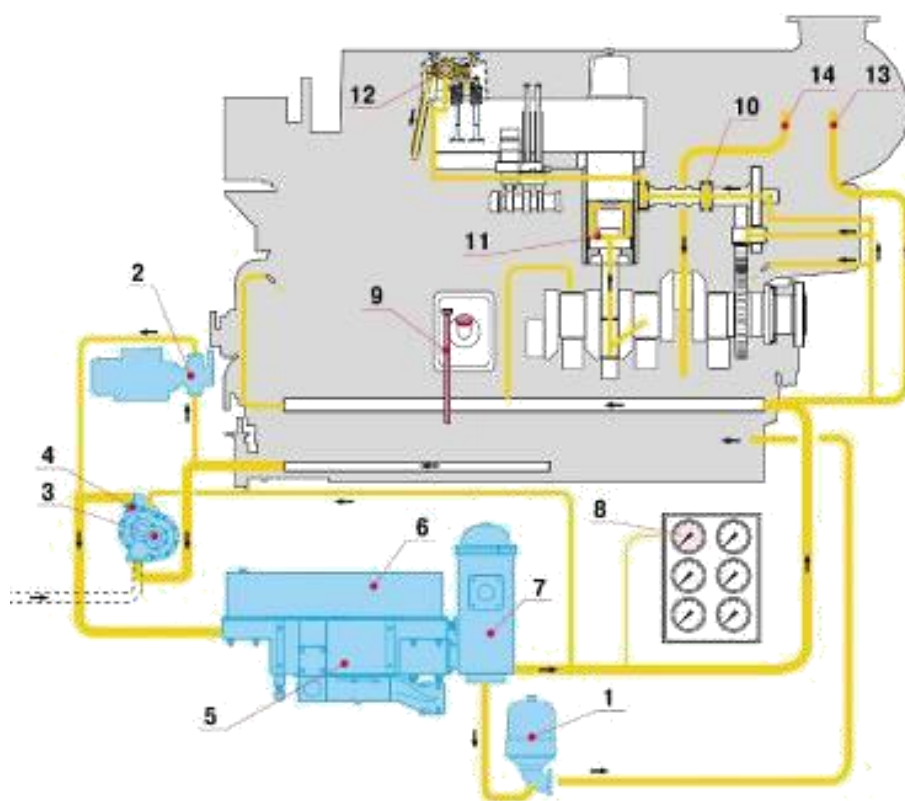


Рисунок 1.5 – Система змащення дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32): 1 – відцентровий масляний фільтр; 2 – насос для попередньої підкачки масла; 3 – масляний насос; 4 – клапан регулювання тиску змащувального масла; 5 – термостат; 6 – масляний охолоджувач; 7 – масляний фільтр; 8 – манометр; 9 – масломірна рейка; 10 – підшипники розподільного валу; 11 – поршневий палець; 12 – підшипники коромисла; 13 – трубопровід до турбонагнітача; 14 – трубопровід з турбонагнітача

Система охолодження головного суднового дизельного двигуна Wartsila 9L26 за кількістю водяних контурів є трьохконтурною, а за температурним рівнем охолоджуючої води – системою з помірним рівнем температури. Один контур системи охолодження є контуром заборотної води. Інші два контури прісні – контур високої температури (ВТ) та контур низької температури (НТ). Система охолодження суднового дизельного двигуна Wartsila 9L26 представлена на рис. 1.6.

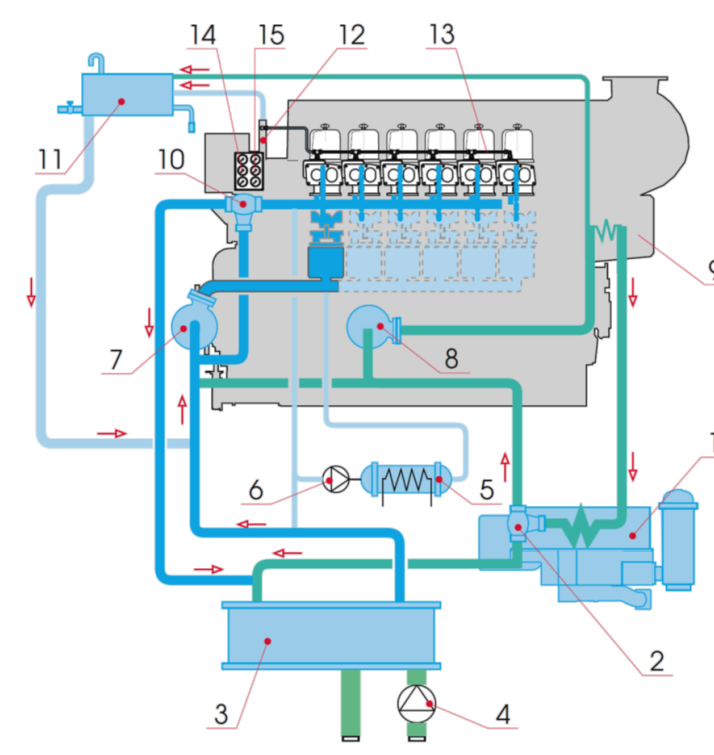


Рисунок 1.6 – Схема системи охолодження суднового дизельного двигуна Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32):

1 – масляний охолоджувач; 2 – клапан термостатний низькотемпературного контуру; 3 – теплообмінник центральний; 4 – насос водяний; 5 – підігрівач; 6 – насос водяний для підігріву; 7 – насос високотемпературного контуру; 8 – насос низькотемпературного контуру; 9 – охолоджувач надувного повітря; 10 – клапан термостатний контур високої температури; 11 – розширювальний бак; 12, 13 – вентиляційна трубка; 14 – манометр контур високої температури системи охолодження; 15 – манометр низькотемпературного контуру системи охолодження

Контур високої температури охолоджує робочій циліндри та кришку циліндрів дизеля Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32). Відцентровий насос 7 прокачує прісну воду

через контур високої температури. Від насосу прісна вода подається до розподільчого колектора відлитого у блоку робочих циліндрів. Звідти вода подається до сорочки водяного охолодження робочих циліндрів, далі вода каналами подається до кришки циліндрів, де її потік спрямовується проміжною стінкою по огневому днищу, далі навколо паливної форсунки та випускних сідел клапанів. Робочий тиск системи охолодження дизеля складає 0,7...1,5 бар.

До складу контуру низької температури входить охолоджувач надувного повітря 9 та охолоджувач масла 1. Охолоджуюча вода через які прокачується вода насосом 8. Насос має ідентичну конструкцію, як і для ВТ контуру. Температура води в контурі низької температури регулюється термодіафрагмою 2. Він забезпечує підтримання приблизно однакової температури в контурі низької температури при різних рінях навантаження дизеля. Необхідне охолодження рідини забезпечується центральним охолоджувачем 3. Контур низької температури оснащено перепусковим клапаном для зниження надлишкового тиску. Так спрацювання клапану відбувається під тиском у 5 бар.

Турбокомпресор на дизелі Wärtsilä 9L26 зазвичай розміщується на задній стороні. Охолоджувач наддувного повітря виготовлений у вигляді замінних секцій. Система повітропостачання дизеля Wärtsilä 9L26 за кількістю ступенів стиснення відноситься до системи з одноступінчастим стисненням та має лише один турбокомпресор. Перед компресором на всмоктуванні встановлено фільтр-шумопоглинач. Судновий дизельний двигун Wärtsilä 9L26 (9ЧН 26/32) обладнано охолоджувачем надувного повітря. ОНП виконано у вигляді багатосекційного теплообмінника для досить швидкої заміни потрібної секції у разі виходу її з ладу. Для коректної роботи турбокомпресора температура повітря на всмоктуванні в компресорну частину повинна бути не менша ніж 10°C.

Система газовідведення дизеля Wärtsilä 9L26 за глибиною утилізації теплоти відпрацьованих газів відноситься до систем з неглибокою утилізацією тепла, тому що енергія відпрацьованих газів утилізується лише у радіальній турбіні без застосування утилізаційних котлів. За способом підведення відпрацьованих газів до турбіни система наддуву дизеля Wärtsilä 9L26 відноситься до імпульсних. В сис-

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

темі дизеля Wärtsilä 9L26 встановлено глушник-іскровловлювач. Максимальний опір системи газовипуску не має перевищувати 5 кПа.

Двигун Wärtsilä 9L26 обладнано пневматичним пристроєм пуску турбінного типу. Пневматичний стартер системи пуску приводить в обертання безпосередньо маховик дизеля через зубчатий вінець.

Дизель Wartsila 9L26 є судовим двигуном широкого застосування. Дизель може застосовуватися як допоміжний дизель-генератор, а може працювати на гвинт змінного чи фіксованого кроку.

У магістерській роботі визначено, що дизель Wartsila 9L26 працює у якості головного суднового двигуна, який працює на гвинт постійного кроку. Гвинтова характеристика його роботи представлена на рис. 1.7. Основним режим роботи для такого двигуна – є номінальний режим.

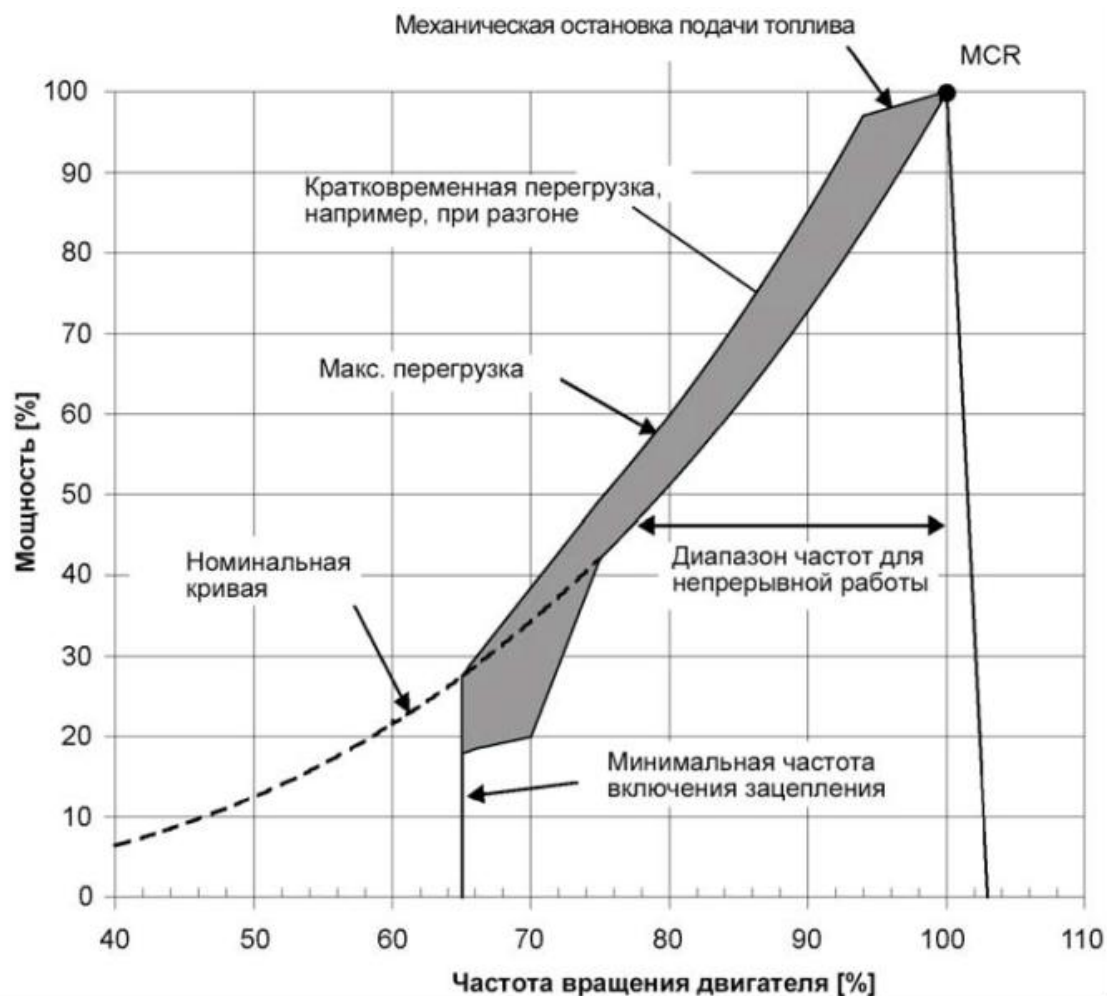


Рисунок 1.7 – Гвинтова характеристика суднового дизельного двигуна Wartsila 9L26 при роботі його на гвинт з регульовальним кроком

1.2. Висновок до розділу

У розділі розглянуто основні технічні характеристики та особливості конструкції суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26), а також принцип роботи і склад основних систем, що забезпечують роботу дизеля. Розглянутий у розділі дизельний двигун має сучасну конструкцію та досить значний резерв для подальшого вдосконалення та модернізації.

					<i>KPM.142.6221м.25.23.01.ПЗ</i>	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

2.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна

Як було відмічено у першому розділі дизель Wartsila 9L26 застосовано у якості головного суднового двигуна, який працює на гвинт постійного кроку, тому основним режимом роботи для нього є номінальний режим. Номінальний режим дизеля Wartsila 9L26 – це такий режим навантаження, при якому двигун 9ЧН 26/32 розвиває найбільшу свою ефективну потужність зазначену у паспорті заводом виробником тривалий час при встановленій частоті обертання колінвалау дизеля та нормальних атмосферних умовах навколишнього середовища.

Для встановлення усіх необхідних параметрів дизельного двигуна 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) і побудови усіх потрібних діаграм здійснюємо розрахунок робочого циклу цього двигуна для його номінального режиму методом Гриневецького-Мазінга.

Обґрунтування та вибір основних даних для розрахунку робочого циклу дизеля 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26):

- тиск та температура повітря навколишнього середовища – 100 кПа та 25 °С;
- номінальна потужність дизеля та відповідна їй частота обертання колінчастого валу – 3060 кВт / 1000 об/хв;
- тиск наддувного повітря згідно паспорту – 0,35 МПа;
- питома ефективна витрата палива дизелем на режимі 100 % навантаження – 0,1874 кг/(кВт·год);
- ступінь стиснення – $\varepsilon = 16,0$;
- діаметр циліндра / хід поршня – 0,26 / 0,32 м;
- кількість циліндрів двигуна – 9;
- коефіцієнти використання теплоти в точках циклу z і b обираються із меж для СОД даного типу дизелів – $\xi_z = 0,89$ та $\xi_b = 0,94$;

					КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

- коефіцієнт залишкових газів та температура вибираються із відомих рекомендацій для СОД даного типу дизелів – $\gamma_r = 0,03$ та $T_r = 850$ К;
- величина підігріву свіжого повітря від стінок циліндра для СОД даного типу дизелів становитиме – $\Delta T_a = 15$ К;
- значення ступеня підвищення тиску λ для таких типів дизелів становитиме – 1,3 (при розрахунках може бути скореговане для забезпечення заданої точності розрахунку);
- нижча теплота згоряння застосованого на дизелі палива, а також його елементний склад – $Q_H = 42700$ кДж/к; $C = 0,87$, $H = 0,126$, $O = 0,004$;
- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми для СОД даного типу дизелів становитиме – $\zeta = 0,99$;
- значення механічного ККД обирається попередньо СОД даного типу дизелів – $\eta_m = 0,91$, а далі варіюється для отримання потрібної точності розрахунку.

Усі інші необхідні параметри для виконання розрахунків, такі як адіабатний ККД компресора, ККД ОНП, втрати тиску в ОНП, механічний ККД турбокомпресора, коефіцієнт надлишку повітря закладаємо базуючись на паспортних даних дизеля 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) та турбокомпресора з можливістю подальшої корекції для зведення розрахунків. Розрахунок циклу дизельного двигуна 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) представлено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку робочого циклу суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

№ з.п.	Параметр	Значення
1. Вихідні дані		
1	Ефективна потужність, N'_e кВт	3060
2	Частота обертання, n хв ⁻¹	1000
3	Тиск навколишнього середовища, P_0 МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища, T_0 К	293
5	Тиск наддуву, P_k МПа	0,35
6	Коефіцієнт продувки, ϕ_a	1,05
7	Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	0,03
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z , ξ_z	0,89
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b , ξ_b	0,94
10	Ступінь стиску, ε	16

11	Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ	1,30
12	Підігрів заряду від стінок циліндру, ΔT_a К	15
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку, ϕ_n	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми, ζ	0,99
15	Механічний ККД двигуна, η_m	0,91
16	Адіабатний ККД компресора, $\eta_{k.ad}$	0,80
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі, ΔP_{ox} МПа	0,004
18	ККД повітроохолоджувача, η_o	0,75
19	Температура залишкових газів, T_r К	850
20	Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0,87$ $H = 0,126$ $O = 0,004$ $S = 0$
21	Нижча теплота згоряння палива, Q_n кДж/кг	42700
22	Кількість циліндрів, i	9
23	Діаметр циліндра, D_c м	0,26
24	Хід поршня, S м	0,32
25	Коефіцієнт тактності, z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння, α	1,872
27	Показник адіабати повітря, k_b	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни, $\eta_{t.ad}$	0,80
29	Механічний ККД турбіни, $\eta_{t.m}$	0,98
30	Температура охолоджуючої рідини на вході, T_w К	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску, ξ_a	0,97
32	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором, ψ_t	0,72
2. Розрахунок процесу наповнення		
33	Температура повітря за компресором, К $T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right]$	448,878
34	Температура повітря в ресивері, К $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	331,969
35	Температура повітря в кінці наповнення, К $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	361,621
36	Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа $P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,346
37	Тиск в кінці наповнення, МПа $P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,336
38	Коефіцієнт наповнення $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,922
3. Розрахунок процесу стиснення		
39	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
40	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
41	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення $c_{vc}'' = \frac{\gamma_r \cdot c_v'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$	$b_c = 0,0025170$ $a_{vc} = 19,2790$
Зм.	Арк.	№ документа
		Підпис
		Дата
		KPM.142.6221м.25.23.02.ПЗ
		Аркуш
		24

42	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$ Показник політропи стиснення	1,3660																			
43	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$ Тиск в кінці стиснення, МПа	14,817																			
44	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$ Температура в кінці стиснення, К	997,802																			
4. Розрахунок процесу згоряння																					
45	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$ Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг	0,9260																			
46	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$ Теоретичний хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	1,0342																			
47	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$ Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	1,0332																			
48	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$ Частка палива, що вигоріла до точки z,	0,947																			
49	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$ Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z,	1,031																			
50	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$ $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right), \underline{m} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}, L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$ Питома ізохорна середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К)	$\Delta M = 0,03160$ $m = 1,0640$ $b_z = 0,003070$ $a_{vz} = 19,89115$																			
51	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$ Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці b кДж/(кмоль·К)	$b_b = 0,003104$ $a_{vb} = 19,92444$																			
52	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$ Визначення температури в точці z, К	1999,104																			
53	$P_z = \lambda \cdot P_c$ Максимальний тиск в циліндрі, МПа	19,262																			
5. Розрахунок процесу розширення																					
54	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$ Ступінь попереднього розширення	1,619																			
55	$\underline{\delta} = \frac{\varepsilon}{\rho}$ Ступінь подальшого розширення	9,883																			
56	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ Визначення показника політропи розширення робочого тіла в точці b	1,2610																			
57	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$ Визначення температури робочого тіла в точці b, К	1121,01																			
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="3">КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ</td><td>Аркуш</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>25</td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ документа</td><td>Підпис</td><td>Дата</td><td></td></tr></table>								КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш						25	Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	
					КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш															
						25															
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата																	

58	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{\frac{1}{n_2}}}$ Тиск в кінці процесу розширення, МПа	1,073													
6. Визначення індикаторних показників циклу															
59	Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{\frac{1}{n_2 - 1}}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{1}{n_1 - 1}}} \right) \right]$	2,661													
60	Дійсний середній індикаторний тиск, МПа $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,634													
61	Питома індикаторна витрата палива, $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$ кг/(кВт·год)	0,171													
62	Індикаторний ККД, $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,494													
7. Визначення ефективних показників															
63	Середній ефективний тиск, МПа $P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,397													
64	Ефективний ККД, $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,450													
65	Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год) $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,1874													
66	Ефективна потужність двигуна, кВт $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	3057													
67	Похибка визначення ефективної потужності, % $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	-0,114													
8. Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора															
68	Визначення витрати повітря двигуном, кг/год $G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	4,267													
69	Витрата газів через турбіну, кг/год $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	4,426													
70	Тиск газів перед турбіною, МПа $P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,252													
71	Температура газів, К $T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}$	830,721													
72	Кількість робочого тіла, кмоль/кг $M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	0,958													
73	Газова стала для газів, що відходять, Дж/кг·К $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,275													
74	Показник адіабати для газів, що відходять $\kappa_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,369													
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="2">КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ</td><td>Аркуш</td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ документа</td><td>Підпис</td><td>Дата</td><td>26</td></tr></table>								КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш	Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	26
					КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш									
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		26									

75	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $P_k = 1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \cdot \frac{1}{0.286}$	3,46
76	Розрахунковий тиск наддуву, МПа $P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,3505
77	Похибка визначення тиску наддуву, % $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,0148

Теоретична згорнута індикаторна діаграма суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) будується за даними розрахунку робочого циклу (див. табл. 2.1). Побудова індикаторної діаграми реалізується аналітичним шляхом, так як графічний спосіб побудови дає великі помилки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення індикаторної діаграма суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі координат p - V/V_c обчислюються за такими формулами:

для процесу стиснення: $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$; для процесу розширення: $p = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}}$.

У представлених вище формулах $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, що фактично є поточне значення ступеня стиснення, а інші складові відповідають параметрам розрахунку робочого циклу (p_c , p_z – відповідно, тиск в кінці стиснення та максимальний тиск згоряння; n_1 , n_2 – показник політропи стиснення та розширення відповідно; ρ – ступінь попереднього розширення). У таблиці 2.2 представлені вихідні данні для підрахунку точок індикаторної діаграми суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32), а результати у таблиці 2.3. Після розрахунку потрібних величин будується теоретична індикаторна діаграма робочого циклу дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі p - V/V_c , яка є безрозмірною в напрямку осі абсцис (рис. 2.1).

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для розрахунку індикаторна діаграма суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

					KPM.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,252	0,336	0,346	0,35	1,073	14,817	19,262	1,366	1,261	1,619	9,883

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку для p - V/V_c індикаторної діаграми суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

V/V_c	$P_{стис}$, МПа	$P_{розш}$, МПа
1	14,817	19,262
1,619	7,672361997	19,262
2	5,748483734	14,75580238
3	3,303791618	8,849357751
4	2,230212947	6,156927019
5	1,644247745	4,646869534
6	1,281756926	3,692435588
7	1,038380104	3,040136099
8	0,865245519	2,56900637
9	0,736656479	2,214429459
10	0,637911279	1,938927877
11	0,560038486	1,719354695
12	0,497277373	1,540685884
13	0,445772899	1,392768986
14	0,402855581	1,268510895
15	0,366622928	1,162814871
16	0,335685347	1,07192983

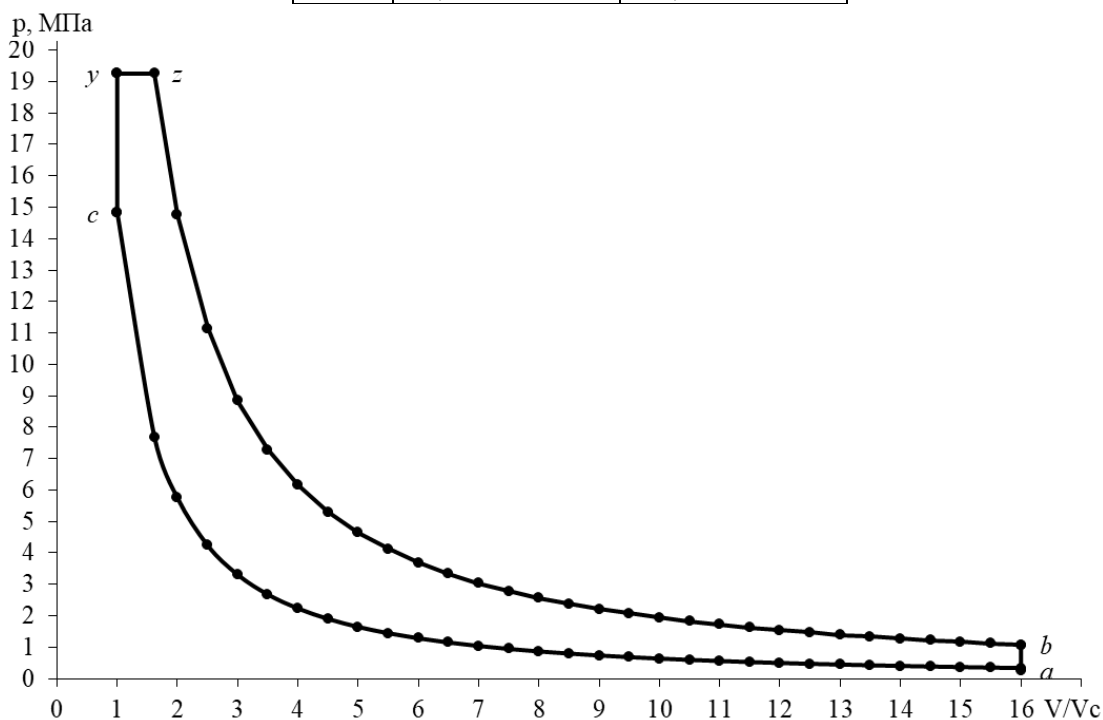


Рисунок 2. 1 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу в системі координат p - V/V_c дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

Ординати точок політропи стиснення та розширення індикаторної діаграма суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі координат $T-V/V_c$ обчислюються за такими формулами:

для процесу стиснення: $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$; для процесу розширення: $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$. Ступінь пода-

льного розширення δ визначається як $\delta = \frac{V}{V_c} \cdot \frac{1}{\rho}$, а температура в точці у $T_y = T_c \cdot \lambda$. У

таблиці 2.4 представлені вихідні данні для підрахунку точок індикаторної діаграми суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32), а результати у таблиці 2.5. Після розрахунку потрібних величин будується теоретична індикаторна діаграма робочого циклу дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі $T-V/V_c$, яка є також безрозмірною в напрямку осі абсцис (рис. 2.2).

Таблиця 2.4 – Вхідні дані для розрахунку індикаторна $T-V/V_c$ діаграма суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
830,721	361,621	331,969	448,878	1121	997,802	1999,104	1,3

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку для T_p-V/V_c індикаторної діаграми суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

V/V_c	$T_{стис}$, К	$T_{розш}$, К
1	997,802	1297,14
1,619	836,489	1999,104
2	774,225	1926,74
3	667,449	1733,26
4	600,745	1607,88
5	553,632	1516,91
6	517,894	1446,42
7	489,484	1389,38
8	466,137	1341,79
9	446,469	1301,17
10	429,58	1265,88
11	414,853	1234,77
12	401,85	1207,05
13	390,248	1182,09
14	379,806	1159,45
15	370,335	1138,76
16	361,621	1121

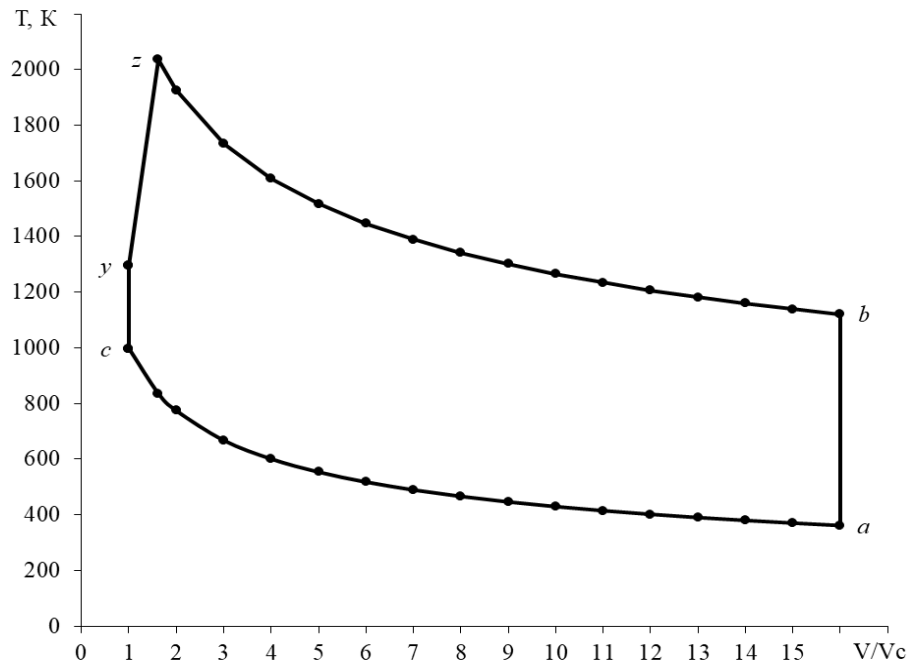


Рисунок 2.2 – Теоретична індикаторна діаграма робочого циклу в системі координат T - V/V_c дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

Для визначення ентропії та побудові індикаторної діаграми в системі координат T - S застосовується формула:

$$S = \left[c_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right]$$

де R – газова постійна ($R = 8,3144$ кДж/кг·К); c_p – ізобарна теплоємність газової суміші ($c_p = f(T)$, $c_p = c_v + R$, тоді як c_v – ізохорна теплоємність газової суміші).

Поточне значення ізохорної теплоємності визначається, як:

$$c_{vi} = a_{vi} + b_i \cdot T_i$$

де a_{vi} , b_i – коефіцієнти рівняння регресії; T_i – поточна температура.

Тоді для процесу стиснення матимемо $S = \left[c_{pi} \cdot \ln\left(\frac{T_{стис}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{стис}}{p_0}\right) \right]$, а для процесу

розширення – $S = \left[c_{pi} \cdot \ln\left(\frac{T_{розш}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{розш}}{p_0}\right) \right]$.

У таблиці 2.6 представлені вихідні данні для підрахунку точок індикаторної діаграми суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі координат T - S , а результати у таблиці 2.7. Після розрахунку потрібних величин будується теоретична

індикаторна діаграма робочого циклу дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в системі T - S (рис. 2.3).

Таблиця 2.6 – Вхідні дані для T - S діаграми дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

$a_{vb},$ кДж/(кг·К)	$b_b,$ кДж/(кг·К)	$a_{vc},$ кДж/(кг·К)	$b_c,$ кДж/(кг·К)	$a_{vz},$ кДж/(кг·К)	$b_z,$ кДж/(кг·К)	$a_{vy},$ кДж/(кг·К)	$b_y,$ кДж/(кг·К)	$R,$ кДж/(кг·К)
19,92444	0,003104	19,279	0,00252	19,8912	0,00307	19,3672	0,00307	8,3144

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку T - S діаграми дизеля Wartsila 9L26

V/V_c	$P_{стис}, \text{МПа}$	$P_{розш}, \text{МПа}$	$T_{стис}, \text{К}$	$T_{розш}, \text{К}$	$S_{стис.}$	$S_{розш.}$
1	14,817	19,262	997,802	1297,14	-4,5573	3,471615129
1,619	7,672362	19,262	836,489	2036	-4,8209	23,16325839
2	5,7484837	14,7558024	774,225	1926,74	-4,8705	22,846683
3	3,3037916	8,84935775	667,449	1733,26	-4,8714	22,43103329
4	2,2302129	6,15692702	600,745	1607,88	-4,8072	22,27457384
5	1,6442477	4,64686953	553,632	1516,91	-4,7256	22,22472017
6	1,2817569	3,69243559	517,894	1446,42	-4,6406	22,22692785
7	1,0383801	3,0401361	489,484	1389,38	-4,557	22,25710493
8	0,8652455	2,56900637	466,137	1341,79	-4,4766	22,30314306
9	0,7366565	2,21442946	446,469	1301,17	-4,3999	22,35840494
10	0,6379113	1,93892788	429,58	1265,88	-4,327	22,41902164
11	0,5600385	1,71935469	414,853	1234,77	-4,2577	22,48263478
12	0,4972774	1,54068588	401,85	1207,05	-4,1919	22,5477591
13	0,4457729	1,39276899	390,248	1182,09	-4,1292	22,61343731
14	0,4028556	1,2685109	379,806	1159,45	-4,0695	22,67904303
15	0,3666229	1,16281487	370,335	1138,76	-4,0124	22,74416346
16	0,3356853	1,07192983	361,621	1121	-3,9633	22,84941316

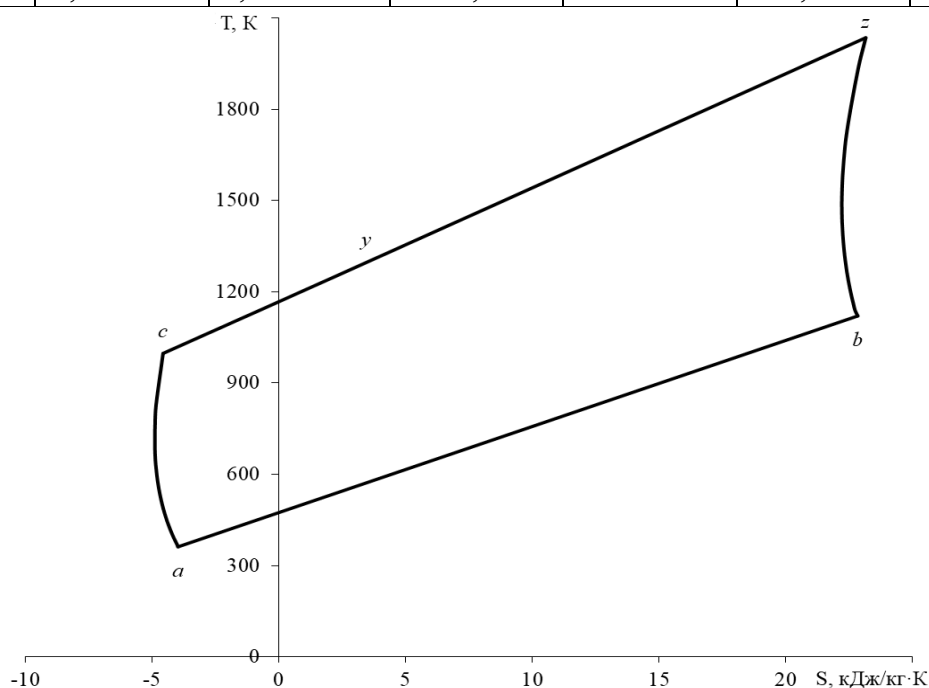


Рисунок 2.3 – Діаграма циклу в системі координат T - S дизеля Wartsila 9L26

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

Кінематика зворотно-поступально руху поршня дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) описується залежностями переміщення S , швидкості V та прискорення j :

$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right]; V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$j_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right].$$

Результати розрахунку кінематики зворотно-поступально руху поршня дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) представлено у таблиці 2.8 та рис. 2.4.

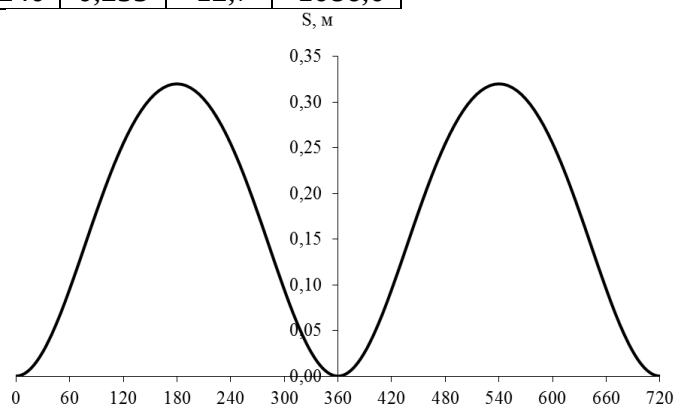
Таблиця 2.8 – Визначення абсолютного переміщення, швидкості переміщення та прискорення поршня

ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$	ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$	ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	0,000	0,0	2172,4	245	0,244	-13,6	-1013,9	485	0,265	11,8	-1145,5
5	0,001	1,8	2159,6	250	0,232	-14,4	-927,9	490	0,274	10,8	-1193,4
10	0,003	3,6	2121,4	255	0,220	-15,1	-827,2	495	0,283	9,8	-1231,2
15	0,007	5,3	2058,4	260	0,207	-15,8	-711,4	500	0,291	8,7	-1260,4
20	0,012	7,0	1971,7	265	0,194	-16,3	-580,5	505	0,297	7,7	-1282,3
25	0,018	8,6	1862,6	270	0,180	-16,7	-434,9	510	0,303	6,6	-1298,4
30	0,026	10,1	1733,0	275	0,166	-17,0	-275,5	515	0,308	5,5	-1309,7
35	0,035	11,5	1584,9	280	0,151	-17,2	-103,6	520	0,313	4,4	-1317,5
40	0,046	12,8	1421,0	285	0,137	-17,2	78,8	525	0,316	3,3	-1322,6
45	0,057	13,9	1243,9	290	0,123	-17,1	269,3	530	0,318	2,2	-1325,7
50	0,069	14,8	1056,6	295	0,109	-16,8	465,4	535	0,320	1,1	-1327,4
55	0,081	15,6	862,2	300	0,095	-16,3	664,1	540	0,320	0,0	-1327,9
60	0,095	16,3	664,1	305	0,081	-15,6	862,2	545	0,320	-1,1	-1327,4
65	0,109	16,8	465,4	310	0,069	-14,8	1056,6	550	0,318	-2,2	-1325,7
70	0,123	17,1	269,3	315	0,057	-13,9	1243,9	555	0,316	-3,3	-1322,6
75	0,137	17,2	78,8	320	0,046	-12,8	1421,0	560	0,313	-4,4	-1317,5
80	0,151	17,2	-103,6	325	0,035	-11,5	1584,9	565	0,308	-5,5	-1309,7
85	0,166	17,0	-275,5	330	0,026	-10,1	1733,0	570	0,303	-6,6	-1298,4
90	0,180	16,7	-434,9	335	0,018	-8,6	1862,6	575	0,297	-7,7	-1282,3
95	0,194	16,3	-580,5	340	0,012	-7,0	1971,7	580	0,291	-8,7	-1260,4
100	0,207	15,8	-711,4	345	0,007	-5,3	2058,4	585	0,283	-9,8	-1231,2
105	0,220	15,1	-827,2	350	0,003	-3,6	2121,4	590	0,274	-10,8	-1193,4
110	0,232	14,4	-927,9	355	0,001	-1,8	2159,6	595	0,265	-11,8	-1145,5
115	0,244	13,6	-1013,9	360	0,000	0,0	2172,4	600	0,255	-12,7	-1086,0
120	0,255	12,7	-1086,0	365	0,001	1,8	2159,6	605	0,244	-13,6	-1013,9
125	0,265	11,8	-1145,5	370	0,003	3,6	2121,4	610	0,232	-14,4	-927,9
130	0,274	10,8	-1193,4	375	0,007	5,3	2058,4	615	0,220	-15,1	-827,2

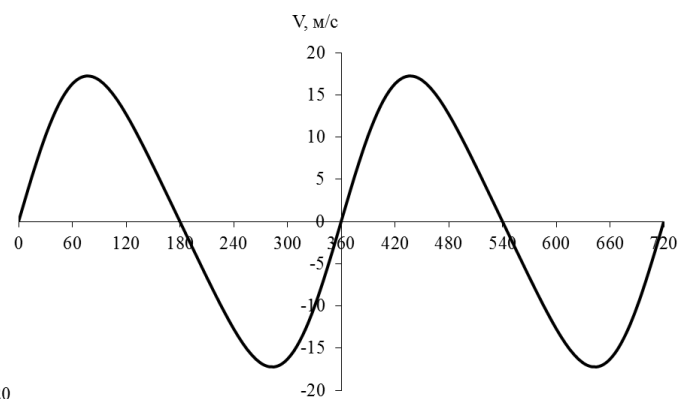
135	0,283	9,8	-1231,2
140	0,291	8,7	-1260,4
145	0,297	7,7	-1282,3
150	0,303	6,6	-1298,4
155	0,308	5,5	-1309,7
160	0,313	4,4	-1317,5
165	0,316	3,3	-1322,6
170	0,318	2,2	-1325,7
175	0,320	1,1	-1327,4
180	0,320	0,0	-1327,9
185	0,320	-1,1	-1327,4
190	0,318	-2,2	-1325,7
195	0,316	-3,3	-1322,6
200	0,313	-4,4	-1317,5
205	0,308	-5,5	-1309,7
210	0,303	-6,6	-1298,4
215	0,297	-7,7	-1282,3
220	0,291	-8,7	-1260,4
225	0,283	-9,8	-1231,2
230	0,274	-10,8	-1193,4
235	0,265	-11,8	-1145,5
240	0,255	-12,7	-1086,0

380	0,012	7,0	1971,7
385	0,018	8,6	1862,6
390	0,026	10,1	1733,0
395	0,035	11,5	1584,9
400	0,046	12,8	1421,0
405	0,057	13,9	1243,9
410	0,069	14,8	1056,6
415	0,081	15,6	862,2
420	0,095	16,3	664,1
425	0,109	16,8	465,4
430	0,123	17,1	269,3
435	0,137	17,2	78,8
440	0,151	17,2	-103,6
445	0,166	17,0	-275,5
450	0,180	16,7	-434,9
455	0,194	16,3	-580,5
460	0,207	15,8	-711,4
465	0,220	15,1	-827,2
470	0,232	14,4	-927,9
475	0,244	13,6	-1013,9
480	0,255	12,7	-1086,0

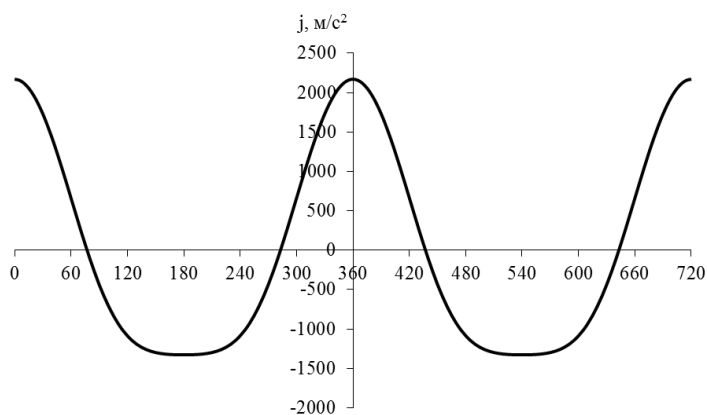
620	0,207	-15,8	-711,4
625	0,194	-16,3	-580,5
630	0,180	-16,7	-434,9
635	0,166	-17,0	-275,5
640	0,151	-17,2	-103,6
645	0,137	-17,2	78,8
650	0,123	-17,1	269,3
655	0,109	-16,8	465,4
660	0,095	-16,3	664,1
665	0,081	-15,6	862,2
670	0,069	-14,8	1056,6
675	0,057	-13,9	1243,9
680	0,046	-12,8	1421,0
685	0,035	-11,5	1584,9
690	0,026	-10,1	1733,0
695	0,018	-8,6	1862,6
700	0,012	-7,0	1971,7
705	0,007	-5,3	2058,4
710	0,003	-3,6	2121,4
715	0,001	-1,8	2159,6
720	0,000	0,0	2172,4



a



б



в

Рисунок 2.4 – Діаграми динаміки суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32):

a – переміщення поршня; *б* – швидкості поршня; *в* – прискорення поршня

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.23.02.ПЗ

Аркуш

33

Сила інерції P_j визначається у вигляді суми двох гармонійних функцій (сили інерції першого (P_{jI}) і другого (P_{jII}) порядків):

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII}, \text{ Н.}$$

Сумарна рушійна сила від газових сил та сил інерції визначається, як:

$$P_\Sigma = P_\varepsilon + P_j.$$

Рушійна сила у свою чергу розкладається на відповідні силові фактори, навантажувальними елементами КШМ дизеля, з урахуванням його геометричних особливостей і характеру дії сил:

$$N = P_\Sigma \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н; } S = P_\Sigma \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н; } Z = P_\Sigma \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н; } T = P_\Sigma \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н.}$$

Результати розрахунків динаміки подано у таблиці 2.9 та на рис. 2.5.

Таблиця 2.9 – Визначення сил від тиску газів, інерції, рушійної, бічної, радіальної та тангенціальної судового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

φ°	P_Σ , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N, Н	Z, Н	T, Н
0	18369,6	-217239,0	-204178,5	0,0	-204178,5	0,0
5	18369,6	-215958,9	-202898,4	-4298,1	-201751,7	-21965,5
10	18369,6	-212139,1	-199078,6	-8407,9	-194594,1	-42849,8
15	18369,6	-205841,3	-192780,8	-12148,6	-183067,7	-61630,0
20	18369,6	-197167,5	-184107,0	-15354,4	-167752,5	-77396,7
25	18369,6	-186259,4	-173198,9	-17881,4	-149414,5	-89403,1
30	18369,6	-173296,3	-160235,8	-19614,0	-128961,3	-97104,1
35	18369,6	-158493,4	-145432,9	-20470,1	-107390,5	-100185,0
40	18369,6	-142098,1	-129037,6	-20405,8	-85731,9	-98575,5
45	18369,6	-124386,1	-111325,7	-19417,5	-64988,9	-92449,4
50	18369,6	-105656,2	-92595,7	-17543,2	-46080,5	-82209,0
55	18369,6	-86223,1	-73162,7	-14860,7	-29791,2	-68455,1
60	18369,6	-66410,6	-53350,1	-11484,4	-16729,3	-51944,8
65	18369,6	-46542,1	-33481,6	-7559,4	-7298,8	-33539,4
70	18369,6	-26931,8	-13871,3	-3253,4	-1687,1	-14147,5
75	18369,6	-7875,0	5185,5	1252,1	132,6	5332,8
80	18369,6	10361,0	23421,4	5772,7	-1617,9	24068,0
85	18369,6	27545,1	40605,6	10130,9	-6553,4	41334,0
90	18369,6	43489,1	56549,6	14166,2	-14166,2	56549,6
95	18369,6	58052,2	71112,6	17742,3	-23872,7	69295,7
100	18369,6	71142,9	84203,4	20753,6	-35060,1	79320,3
105	18369,6	82719,3	95779,7	23127,5	-47129,1	86530,3
110	18369,6	92785,3	105845,8	24825,3	-59529,5	90971,8
115	18369,6	101386,7	114447,2	25839,5	-71786,0	92804,2
120	18369,6	108604,1	121664,6	26190,1	-83513,6	92269,5
125	18369,6	114545,5	127605,9	25919,1	-94423,5	89662,0
130	18369,6	119338,4	132398,8	25084,3	-104320,0	85299,5
135	18369,6	123122,0	136182,5	23753,1	-113091,5	79499,6
140	18369,6	126040,0	139100,5	21997,1	-120696,6	72561,3

145	18369,6	128233,9	141294,4	19887,6	-127148,6	64752,2
150	18369,6	129838,0	142898,5	17491,8	-132499,6	56300,9
155	18369,6	130975,0	144035,5	14870,5	-136825,0	47394,7
160	18369,6	131752,5	144813,0	12077,3	-140210,4	38180,0
165	18369,6	132261,1	145321,6	9157,8	-142740,1	28766,2
170	18369,6	132572,6	145633,0	6150,7	-144488,6	19231,7
175	18369,6	132738,5	145799,0	3088,5	-145513,4	9630,4
180	18369,6	132790,4	145850,8	0,0	-145850,8	0,0
185	17871,7	132738,5	145301,1	-3078,0	-145016,4	-9597,5
190	17971,2	132572,6	145234,6	-6133,9	-144093,3	-19179,1
195	18139,2	132261,1	145091,2	-9143,3	-142513,8	-28720,6
200	18378,7	131752,5	144822,1	-12078,1	-140219,2	-38182,4
205	18694,4	130975,0	144360,3	-14904,1	-137133,6	-47501,6
210	19092,5	129838,0	143621,4	-17580,2	-133169,9	-56585,8
215	19580,9	128233,9	142505,7	-20058,1	-128238,7	-65307,3
220	20169,9	126040,0	140900,8	-22281,8	-122258,7	-73500,4
225	20872,1	123122,0	138685,0	-24189,6	-115169,7	-80960,5
230	21703,3	119338,4	135732,6	-25715,9	-106946,8	-87447,3
235	22683,2	114545,5	131919,5	-26795,3	-97615,4	-92693,0
240	23836,1	108604,1	127131,0	-27366,8	-87265,9	-96415,3
245	25192,2	101386,7	121269,8	-27379,8	-76065,4	-98336,5
250	26789,4	92785,3	114265,6	-26800,1	-64264,9	-98208,3
255	28675,3	82719,3	106085,4	-25616,0	-52200,1	-95840,7
260	30910,0	71142,9	96743,8	-23844,4	-40281,6	-91133,5
265	33570,3	58052,2	86313,4	-21534,8	-28975,6	-84108,0
270	36754,9	43489,1	74934,9	-18771,8	-18771,8	-74934,9
275	40591,8	27545,1	62827,8	-15675,3	-10139,8	-63954,9
280	45248,9	10361,0	50300,7	-12397,6	-3474,6	-51689,4
285	50948,4	-7875,0	37764,3	-9118,8	966,0	-38837,6
290	57988,0	-26931,8	25747,0	-6038,8	3131,4	-26259,7
295	66770,2	-46542,1	14919,0	-3368,4	3252,3	-14944,7
300	77845,7	-66410,6	6125,9	-1318,7	1920,9	-5964,6
305	91973,8	-86223,1	441,5	-89,7	179,8	-413,1
310	110209,2	-105656,2	-756,1	143,3	-376,3	671,3
315	134019,2	-124386,1	4323,9	-754,2	2524,2	-3590,8
320	165430,2	-142098,1	18023,0	-2850,1	11974,4	-13768,3
325	207173,0	-158493,4	43370,5	-6104,5	32025,6	-29876,8
330	262714,7	-173296,3	84109,3	-10295,6	67693,0	-50970,8
335	335864,8	-186259,4	144296,3	-14897,5	124480,9	-74483,9
340	429269,9	-197167,5	226793,2	-18914,4	206646,8	-95341,6
345	540742,4	-205841,3	329592,0	-20770,2	312985,7	-105367,1
350	657225,4	-212139,1	439777,2	-18573,6	429870,7	-94657,9
355	750788,1	-215958,9	529520,1	-11217,1	526527,5	-57325,2
360	787391,9	-217239,0	564843,8	0,0	564843,8	0,0
365	1022645,6	-215958,9	801377,6	16976,1	796848,5	86756,1
370	1022645,6	-212139,1	805197,4	34006,8	787059,4	173311,2
375	1022645,6	-205841,3	811495,2	51138,6	770608,5	259426,5
380	1022645,6	-197167,5	820168,9	68401,6	747312,0	344790,8
385	855070,0	-186259,4	663501,5	68501,3	572386,7	342491,1
390	681587,7	-173296,3	502982,3	61568,5	404811,2	304811,0
395	547393,3	-158493,4	383590,8	53991,5	283250,9	264245,9
400	444725,8	-142098,1	297318,6	47017,5	197537,0	227130,2
405	366162,5	-124386,1	236467,3	41244,9	138043,1	196372,1
410	305671,2	-105656,2	194705,9	36889,0	96895,9	172865,2
415	258665,7	-86223,1	167133,4	33947,9	68055,3	156379,4
420	221756,7	-66410,6	150037,0	32297,7	47047,9	146084,7
425	192463,5	-46542,1	140612,3	31746,9	30652,9	140854,8
430	168970,6	-26931,8	136729,7	32068,8	16629,5	139452,0

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ

Аркуш

35

435	149942,3	-7875,0	136758,2	33022,4	3498,4	140645,1
440	134388,4	10361,0	139440,3	34367,8	-9632,1	143289,8
445	121567,7	27545,1	143803,7	35878,4	-23208,6	146383,5
450	110920,0	43489,1	149100,0	37350,8	-37350,8	149100,0
455	102017,7	58052,2	154760,8	38612,2	-51953,5	150806,6
460	94531,2	71142,9	160365,0	39525,1	-66771,8	151065,3
465	88204,1	82719,3	165614,3	39990,2	-81491,7	149620,9
470	82835,3	92785,3	170311,4	39945,2	-95786,1	146378,4
475	78265,5	101386,7	174343,1	39362,5	-109355,1	141373,2
480	74368,1	108604,1	177663,0	38244,6	-121952,3	134738,4
485	71041,4	114545,5	180277,7	36617,8	-133398,6	126671,8
490	68203,6	119338,4	182232,9	34525,9	-143585,4	117405,7
495	65788,6	123122,0	183601,5	32024,0	-152470,2	107181,5
500	63742,8	126040,0	184473,6	29172,4	-160066,6	96230,0
505	62022,6	128233,9	184947,3	26031,9	-166431,3	84757,4
510	60592,9	129838,0	185121,8	22660,2	-171650,3	72936,6
515	59425,8	130975,0	185091,6	19109,2	-175825,9	60904,2
520	58498,7	131752,5	184942,1	15424,1	-179064,1	48760,0
525	57794,5	132261,1	184746,5	11642,3	-181464,7	36570,3
530	57300,3	132572,6	184563,8	7794,9	-183113,4	24372,7
535	57007,3	132738,5	184436,7	3907,0	-184075,4	12182,6
540	56910,2	132790,4	184391,4	0,0	-184391,4	0,0
545	13379,0	132738,5	140808,4	-2982,8	-140532,6	-9300,8
550	13379,0	132572,6	140642,4	-5939,9	-139537,2	-18572,6
555	13379,0	132261,1	140331,0	-8843,4	-137838,2	-27778,3
560	13379,0	131752,5	139822,4	-11661,1	-135378,4	-36864,2
565	13379,0	130975,0	139044,9	-14355,3	-132084,3	-45752,6
570	13379,0	129838,0	137907,9	-16880,9	-127872,2	-54334,7
575	13379,0	128233,9	136303,8	-19185,2	-122657,7	-62465,1
580	13379,0	126040,0	134109,9	-21207,9	-116366,3	-69958,0
585	13379,0	123122,0	131191,9	-22882,6	-108947,1	-76586,2
590	13379,0	119338,4	127408,2	-24138,8	-100387,8	-82084,3
595	13379,0	114545,5	122615,3	-24905,5	-90730,6	-86155,4
600	13379,0	108604,1	116674,0	-25115,8	-80087,9	-88484,7
605	13379,0	101386,7	109456,6	-24712,7	-68655,7	-88757,3
610	13379,0	92785,3	100855,2	-23654,8	-56722,7	-86682,5
615	13379,0	82719,3	90789,1	-21922,5	-44673,4	-82021,6
620	13379,0	71142,9	79212,8	-19523,6	-32982,1	-74619,2
625	13379,0	58052,2	66122,0	-16497,2	-22197,3	-64432,6
630	13379,0	43489,1	51559,0	-12916,0	-12916,0	-51559,0
635	13379,0	27545,1	35615,0	-8885,8	-5747,9	-36253,9
640	13379,0	10361,0	18430,9	-4542,6	-1273,2	-18939,7
645	13379,0	-7875,0	194,9	-47,1	5,0	-200,4
650	13379,0	-26931,8	-18861,9	4423,9	-2294,0	19237,5
655	13379,0	-46542,1	-38472,2	8686,1	-8386,8	38538,6
660	13379,0	-66410,6	-58340,7	12558,7	-18294,2	56803,9
665	13379,0	-86223,1	-78153,3	15874,4	-31823,3	73124,6
670	13379,0	-105656,2	-97586,3	18488,7	-48564,1	86639,8
675	13379,0	-124386,1	-116316,3	20288,0	-67902,2	96593,8
680	13379,0	-142098,1	-134028,2	21195,0	-89047,7	102388,0
685	13379,0	-158493,4	-150423,5	21172,5	-111075,6	103622,9
690	13379,0	-173296,3	-165226,4	20224,8	-132977,8	100128,4
695	13379,0	-186259,4	-178189,5	18396,7	-153719,7	91979,2
700	13379,0	-197167,5	-189097,6	15770,6	-172299,8	79494,7
705	13379,0	-205841,3	-197771,4	12463,1	-187806,8	63225,4
710	13379,0	-212139,1	-204069,2	8618,7	-199472,3	43924,0
715	13379,0	-215958,9	-207889,0	4403,8	-206714,1	22505,8
720	18369,6	-217239,0	-204178,5	0,0	-204178,5	0,0

					КРМ.142.6221м.25.23.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

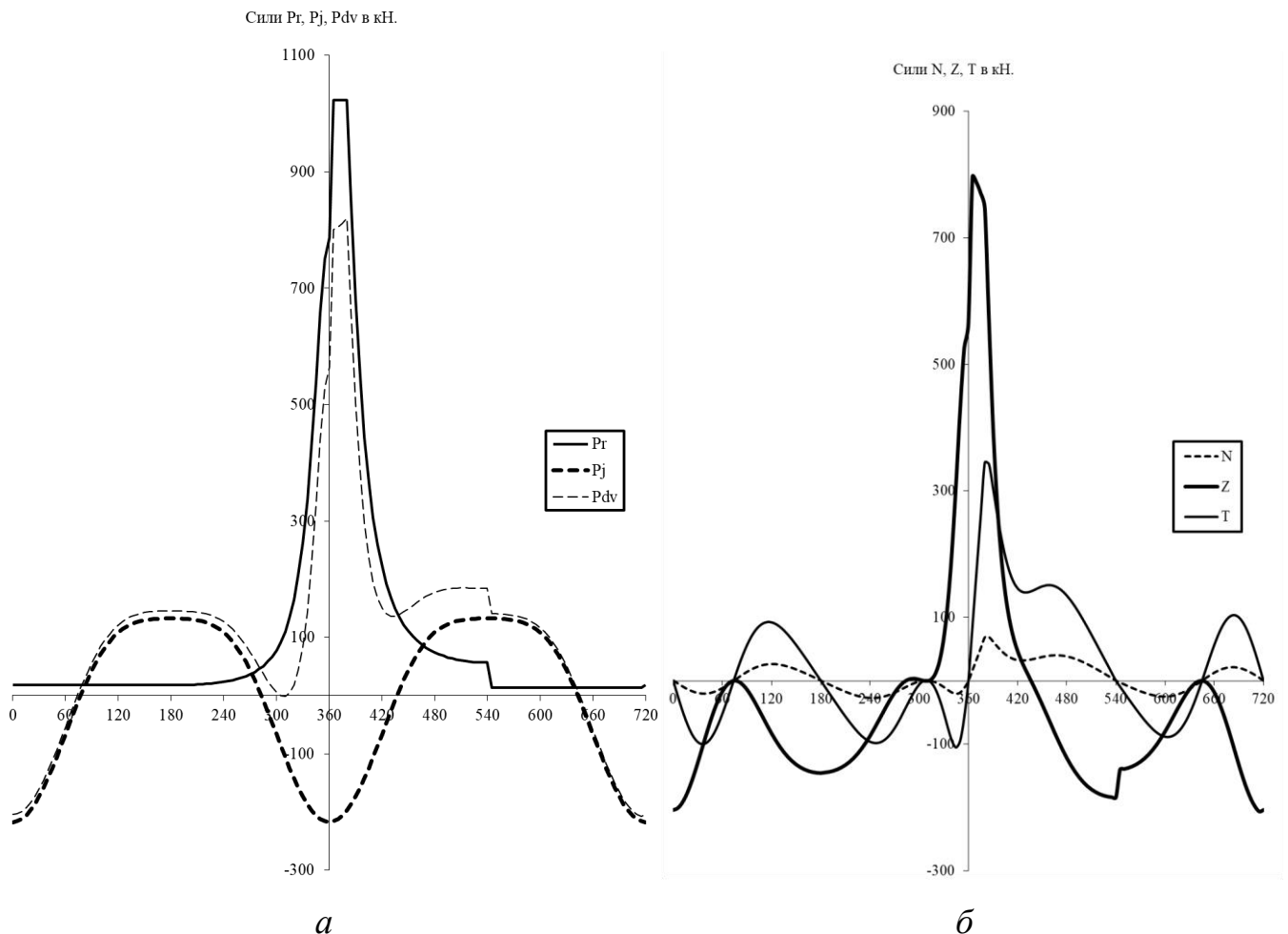


Рисунок 2.5 – Результати моделювання динаміки суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32):

a – залежності сил від тиску газів, інерції, рушійної сили;

б – залежності сил бічної, радіальної та тангенціальної

Для подальших розрахунків потрібно перевірити відносну похибку індикаторної потужності дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32). Так, розрахована вище індикаторна потужність в *MathCad* (для номінального режиму):

$$N_i = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot P_i' \cdot n \cdot i = 13,1 \cdot 0,26^2 \cdot 0,32 \cdot 0,5 \cdot 2,661 \cdot 1000 \cdot 9 = 3393, \text{ кВт.}$$

Розрахована індикаторна потужність дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) в *Excel*:

$$N_i^1 = \frac{M_{кр.ср} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}}{1000} = \frac{30558,875 \cdot \frac{3,1416 \cdot 1000}{30}}{1000} = 3382,63, \text{ кВт.}$$

Розраховуємо відносну похибку наступним чином:

$$\delta N_i = \frac{N_i \cdot N_i^1}{N_i} \cdot 100 = \frac{3393 \cdot 3382,63}{3393} \cdot 100 = 0,31, \%$$

Пара сил T та T' на плечі радіусу кривошипів r створює крутний момент $M_{кр}$, який далі передається до споживача:

$$M_{кр} = P_{ос} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{ос} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Середні значення T та $M_{кр}$ визначаються за виразами:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н та } M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де кут заклинювання кривошипів $\varphi = 80^\circ$.

Результати виконаних розрахунків суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) подано у таблиці 2.10 та рис. 2.6.

Таблиця 2.10 – Визначення сумарних дійсної та середньої дотичної сили, та крутних моментів суднового дизеля Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

Кут ПКВ, φ°	Сумарна дотична сила T , МПа	$T_{сум.сер}$	$M_{крі}$	$M_{кр.сер}$
0	258129,150	190992,958	41300,664	30558,875
5	197011,864	190992,958	31521,898	30558,875
10	138925,327	190992,958	22228,052	30558,875
15	86605,501	190992,958	13856,880	30558,875
20	44609,119	190992,958	7137,459	30558,875
25	20205,435	190992,958	3232,870	30558,875
30	22040,446	190992,958	3526,471	30558,875
35	54606,569	190992,958	8737,051	30558,875
40	109775,338	190992,958	17564,054	30558,875
45	195448,535	190992,958	31271,766	30558,875
50	280474,441	190992,958	44875,911	30558,875
55	363165,279	190992,958	58106,445	30558,875
60	441883,172	190992,958	70701,307	30558,875
65	431443,636	190992,958	69030,982	30558,875
70	380359,662	190992,958	60857,546	30558,875
75	320536,843	190992,958	51285,895	30558,875
80	258129,150	190992,958	41300,664	30558,875

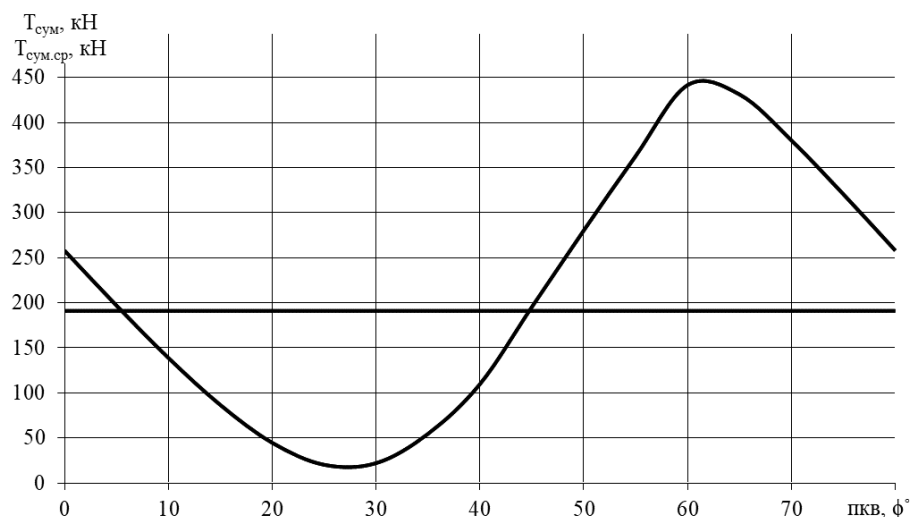


Рисунок 2.6 – Сумарна дотична сила $T_{\text{сум}}, \text{кН}$

2.3. Висновок до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу, кінематики та динаміки номінального режиму роботи суднового середньообертового дизельного двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32). Розраховано та побудовано ряд графічних залежностей, які характеризують роботу двигуна. Усі одержані дані коректно корелюються з паспортними даними двигуна-прототипу, що свідчить о правильності виконаних розрахунків.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.23.02.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 3

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ДВИГУНА

WARTSILA 9L26 (9ЧН 26/32)

3.1. Аналіз впливу ступеня стиснення на параметри процесу стиснення

Ступінь стиснення ε є найважливішим конструктивним параметром двигуна внутрішнього згоряння особливо дизельного, що визначає його економічність і потужність. Його вибирають залежно від форми камери згоряння, способу змішування, марки палива, що використовується, з урахуванням швидкохідності двигуна, типу системи охолодження, а також наявності або відсутності наддуву тощо.

Під номінальним ступенем (геометричним) стиснення ε розуміють відношення повного об'єму циліндра двигуна V_a до об'єму простору стиснення V_c :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c} = \frac{V_s}{V_c} + 1,$$

звідки визначається об'єм простору стиснення V_c :

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \text{ або у \% від } V_s: V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} 100\%.$$

Так, наприклад, для дизелів:

При ступені стиснення	12	13	14	15	16	17	18
Об'єм V_c у % від V_s	9,1	8,33	7,69	7,14	6,66	6,25	5,88

Під дійсним ступенем стиснення ε' мається на увазі відношення об'єму порожнини циліндра в момент закриття органів газорозподілу V_a (які закриваються останніми) до об'єму V_c :

$$\varepsilon' = \frac{V_a}{V_c} = \frac{(V_s - \psi_s V_s) + V_c}{V_c} = \frac{V_s(1 - \psi_s)}{V_c} + 1,$$

де ψ_s – частка робочого об'єму циліндра двигуна V_s (або хода поршня S), яка відповідає моменту закриття газорозподільчих органів ДВЗ.

Між номінальним ε і дійсним ε' ступенями стиснення має місце наступний зв'язок:

					<i>KPM.142.6221м.25.23.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon' - \psi_s}{1 - \psi_s}; \quad \varepsilon' = \varepsilon(1 - \psi_s) + \psi_s.$$

При розрахунку роботи циклу чотиритактних дизелів без наддуву зазвичай використовують номінальний ε , нехтуючи моментом запізнювання закриття впускного клапана внаслідок його малого впливу на зміну тиску в циліндрі.

Навпаки, у двотактних, а також у чотиритактних дизелях з наддувом і відносно великим перекриттям клапанів використовують у розрахунках дійсний ступінь стиснення ε' .

Дійсний ступінь стиснення ε' двотактного дизеля з контурною та петлеподібною продувкою зазвичай визначають за об'ємом V_g у момент закриття вихлопних вікон

$$\varepsilon'_g = \frac{V_c + (1 - \psi_g)V_s}{V_c},$$

де

$$\psi_g = \frac{V_s - V_g}{V_s} = 1 - \frac{V_g}{V_s}.$$

При прямоточно-клапанному продуванні двигуна ε' можна визначати як за моментом закриття продувних вікон ε'_n , так і за моментом закриття впускного клапана ε'_g :

$$\varepsilon'_n = \frac{V_c + (1 - \psi_n)V_s}{V_c}; \quad \varepsilon'_g = \frac{V_c + (1 - \psi_g)V_s}{V_c}.$$

Зв'язок між ε'_n і ε'_g виражається формулою

$$\varepsilon'_g = \frac{(\varepsilon'_n - 1)(1 - \psi_g) + (1 - \psi_n)}{1 - \psi_n},$$

де

$$\psi_n = \frac{V_s - V_n}{V_s} = 1 - \frac{V_n}{V_s}.$$

Як показують експериментальні дані, на ділянці від закриття продувних вікон дизеля до закриття впускного клапана (при значному зсуві фаз) має місце деяке стиснення заряду.

У цьому випадку можна ввести поняття про ступінь стиснення на цій ділянці

$$\varepsilon_d = \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_g}.$$

Для розрахунку робочого циклу (до більш докладного розрахунку процесу продувки) можна приймати наступні орієнтовні значення втрачених часток ходу поршня для систем продувок (без наддуву):

- контурних..... $\psi_{\epsilon} = 16...25 \%$;
- петле подібних..... $\psi_{\epsilon} = 18...22 \%$;
- прямоточно-клапанних..... $\psi_n = 8...13 \%$;
- прямоточно-щілинних ψ_n або.... $\psi_{\epsilon} = 12...20\%$.

Параметри в кінці стиснення визначаються виходячи з політропного процесу з постійним середнім показником n_1 .

Тиск в кінці стиснення

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1}.$$

Температура в кінці стиснення

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1-1}.$$

Значення p_c у МПа змінюються у наступних межах:

- без наддуву..... $p_c = 3,5...6,0$;
- з наддувом..... $p_c = 6,0...12,0$.

Вплив тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ на p_c і T_c показані на графіках рис. 3.1 та 3.2.

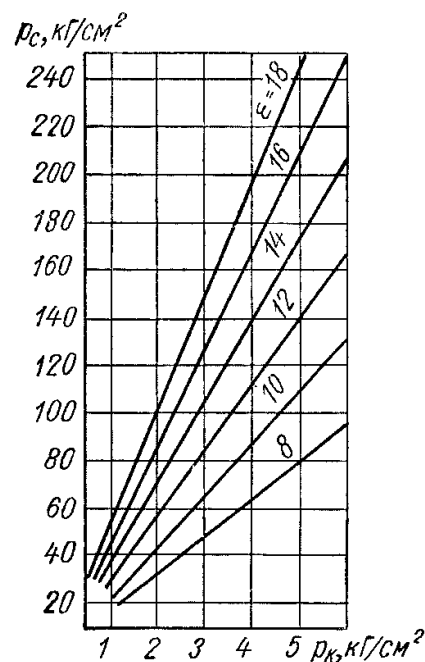


Рисунок 3.1 – Вплив тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ на p_c

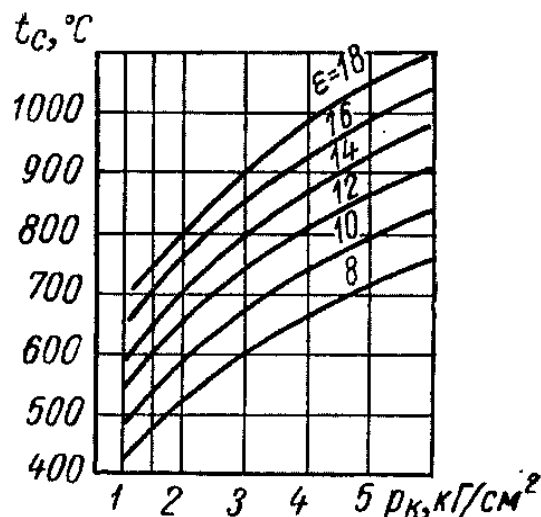


Рисунок 3.2 – Вплив тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ε на t_c

За відсутності даних для оцінки значення середнього показника політропи n_1 можна виходити із середнього показника адіабати стиснення k_1 , що визначається за формулою

$$k_1 - 1 = \frac{1,986}{a_v + bT_a(1 + \varepsilon^{k_1 - 1})},$$

де a_v і b – коефіцієнти середньої, мольної теплоємності суміші повітря із залишковими газами.

На рис. 3.3 наведено графік для визначення k_1 .

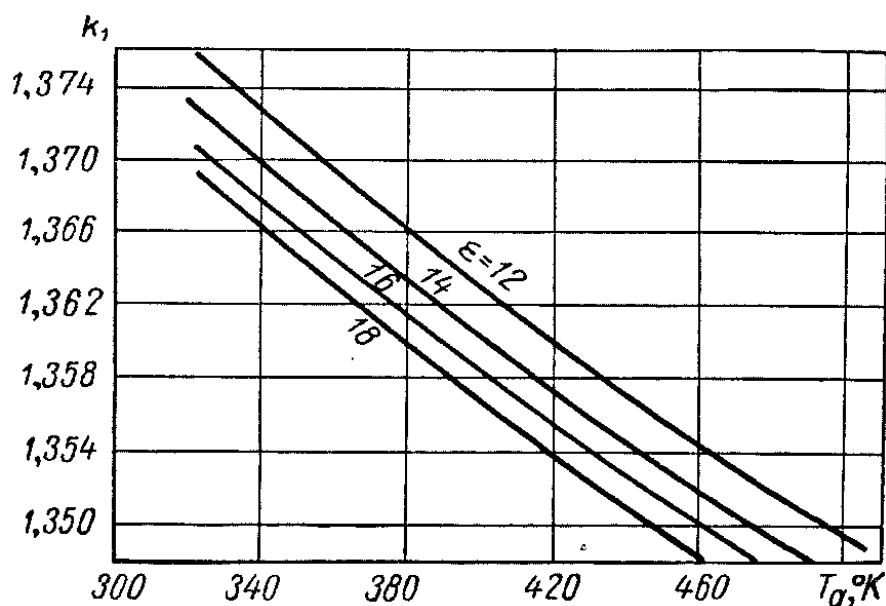


Рисунок 3.3 – Графік для визначення показника адіабати стиснення k_1

Абсолютна робота на лінії стиснення Q_1 , виражена у ккал, дорівнює (рис. 3.4):

$$Q_1 = 1,986 \frac{(\varepsilon - 1)L(1 + \gamma_r)}{p_c} p_1 = 1,986 \frac{LT_0}{\eta_n p_0} p_1,$$

де середній тиск за процес стиснення p_1 може бути визначено шляхом визначення площі під кривою стиснення.

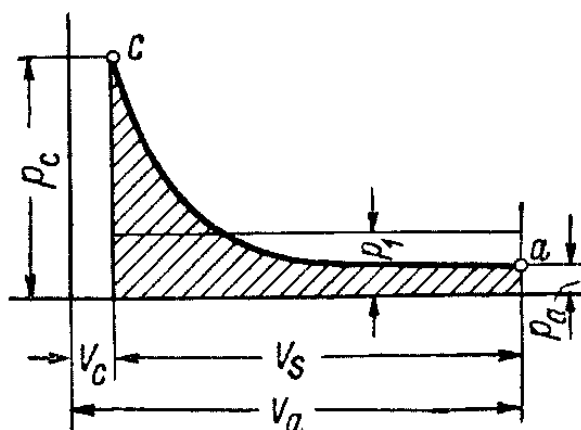


Рисунок 3.4 – До визначення роботи стиснення Q_1

Вибір ступеня стиснення ε залежить від типу двигуна, ступеня його швидкохідності, виду сумішоутворення, наявності або відсутності наддуву та інших факторів.

Ступінь стиснення ε становить у виконуваних дизелів:

- тихохідних..... $\varepsilon = 13 \dots 14$;
- середньої швидкохідності..... $\varepsilon = 14 \dots 15$;
- швидкохідні..... $\varepsilon = 15 \dots 20$;
- з наддувом..... $\varepsilon = 11 \dots 12$.

Нижня межа ε повинна вибиратися з умови отримання необхідної температури $(T_c)_{min}$, що забезпечує надійне самозаймання палива (близько 700...800 K) як при нормальній роботі, так і при пуску.

Підвищення ε має істотний вплив на η_t тільки до значень 13...14. Підвищені значення ε застосовують в малолітражних дизелях, де сильно зростає $F_{охол}/V$; при розділених камерах згоряння; при підвищених числах обертів.

Застосування ε понад 20 недоцільне, оскільки це призводить до високих p_z , падіння η_m і ускладнення конструкції двигуна. У дизелях з наддувом нижня межа ε обумовлюється забезпеченням надійного запуску двигуна.

Закладена в конструкцію двигунів внутрішнього згоряння величина ступеня стиснення відрізняється від оптимальної. Так у бензинових двигунах ступінь стиснення менше оптимальної і обмежується детонацією палива у циліндрі. У дизелях ступінь стиснення більша за оптимальну і вибирається з урахуванням забезпечення надійного самозаймання палива при пуску холодного дизеля.

Велика кількість теоретичних та експериментальних досліджень показали, що і для бензинового двигуна, і для дизельного регулювання ступеня стиснення здатне забезпечити приблизно однакове поліпшення паливної економічності на 20 %, хоча причини цього і алгоритм регулювання ступеня стиснення для бензинового двигуна і дизеля є різними.

У дизельних двигунах за рахунок регулювання ступеня стиснення можна значно збільшити тиск наддуву, підвищивши тим самим потужність ДВЗ. А можна, зберігши колишній рівень потужності, знизити робочий об'єм (наприклад за рахунок кількості циліндрів), поліпшивши при цьому паливну економічність, зменшивши масу, а також вартість самого двигуна. У бензиновому ДВЗ при зниженні ступеня стиснення можна збільшити тиск наддуву без виникнення детонації, підвищивши при цьому його літрову потужність з усіма супутніми позитивними ефектами, в тому числі зокрема поліпшенням паливної економічності на режимах високих навантажень. При підвищенні ступеня стиснення ДВЗ паливна економічність буде поліпшуватися на режимах малих навантажень.

3.2. Дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

Як зазначалося тиску наддуву p_k і ступень стиснення ϵ мають суттєвий вплив на параметри кінця процесу стиснення (p_c і T_c) та відповідно і на весь робочий цикл двигуна. Для одержання найбільш сприятливих та ефективних умов енергоперетворення у судновому дизельному двигуні Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) треба встановити оптимальне (для даного типу дизелів – СОД) співвідношення тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ .

Таким чином для реалізації дослідження та оптимізації роботи двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) виконуємо моделювання номінального режиму роботи двигуна 9ЧН 26/32 для різного поєднання факторів впливу (тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ε) з застосуванням для цього плану-матриці повного факторного експерименту.

Повний факторний експеримент, який було використано у кваліфікаційній роботі є таким теоретичним експериментом, при виконанні якого було встановлено усі ймовірні варіанти поєднання рівнів тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ε . Для визначення потрібної загальної кількості можливих варіацій роботи дизеля Wartsila 9L26 з різними значеннями тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ε використовуємо залежність виду:

$$N = p^k,$$

де k – кількість факторів впливу на процес стиснення свіжого повітря; p – кількість рівнів факторів впливу на процес стиснення свіжого повітря.

Для реалізації запланованого у роботі дослідження та здійснення оптимізації роботи суднового двигуна 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) за такими параметрами процесу стиснення, як тиску наддуву p_k і ступень стиснення ε визначаємо усі можливі їх інтервали варіювання, закладаємо потрібні обмеження, а також призначаємо цільову функцію. Позначаємо фактор впливу тиску наддуву p_k – як X_1 , а ступінь стиснення ε – як X_2 . Відповідно до цього позначення фактори та їх межі варіювання подано у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Обрані фактори та їх межі варіювання

Фактор	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Нульовий рівень фактору	Інтервал варіювання фактору
X_1	Тиск повітря за компресором	P_k	МПа	0,35	0,02
X_2	Ступінь стиснення	ε	–	16,0	0,5

Обираємо за цільову функцію для розрахунку – ефективну потужність N_e двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26), яка згідно розрахунків робочого циклу (другий розділ кваліфікаційної роботи) складає 3056 кВт.

У якості обмеження для розрахунку робочого циклу при зміні значень факторів обираємо максимальний тиск в циліндрі двигуна при згорянні p_z , який не повинний перевищувати заданий, у відповідності до конструктивних параметрів двигуна 9L26. Так максимальний тиск не повинен перевищувати $p_z \leq 19,262$ МПа.

Для нашого дослідження, яке містить два фактори (тиск наддуву p_k і ступень стиснення ϵ), кожен з них має ще три рівня, тоді отримуємо:

$$N = 3^2 = 9.$$

Для максимального спрощення та уніфікації позначень при виконанні досліджень основний рівень обраного фактору будемо кодувати, як $x = 0$, верхній рівень, як $x = +1$, а нижній рівень відповідно, як $x = -1$.

Тоді, для нашого факторного експерименту, який має тип – 3^k застосуємо наступну залежність:

$$K = \frac{1}{3} \left(Ціле \left[\frac{i-1}{3^{(j-1)}} \right] + 1 \right) - Ціле \left(\frac{1}{3} \left(Ціле \left[\frac{i-1}{3^{(j-1)}} \right] + 1 \right) \right),$$

де i – номер запланованого досліджу; j – номер фактора впливу. Якщо $K = 1/3$, то $x_j^i = 1$; $K = 2/3$, то $x_j^i = 0$; $K = 0$, то $x_j^i = -1$.

Сформований план-матриця повного факторного експерименту дослідження впливу тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ типу 3^k у кодовому та абсолютному вигляді представлено у таблиці 3.2 та 3.3 відповідно.

Таблиця 3.2 – Плану-матриця повного факторного експерименту типу 3^k в кодовому вигляді для дослідження та оптимізації впливу тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ

№ досліджу	Фактор X_1 (p_k)	Фактор X_2 (ϵ)
1	1	1
2	0	1
3	-1	1
4	1	0
5	0	0

6	-1	0
7	1	-1
8	0	-1
9	-1	-1

Таблиця 3.3 – Плану-матриця повного факторного експерименту типу 3^k в абсолютному вигляді для дослідження та оптимізації впливу p_k і ε

№ досліджу	Фактор X_1 (p_k)	Фактор X_2 (ε)
1	0,37	16,5
2	0,35	16,5
3	0,33	16,5
4	0,37	16
5	0,35	16
6	0,33	16
7	0,37	15,5
8	0,35	15,5
9	0,33	15,5

Після утворення плану-матриць дослідження було здійснено серію розрахунків (дев'ять разів) робочого циклу суднового дизельного двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) для номінального режиму навантаження. Результати цих розрахунків для цільової функції наводяться у таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку цільової функції.

№ досліджу	Фактори (кодовий вигляд)		Значення цільової функції, N_e , кВт
	Фактор X_1 (p_k)	Фактор X_2 (ε)	
1	1	1	3244
2	0	1	3071
3	-1	1	2896
4	1	0	3229
5	0	0	3056
6	-1	0	2882
7	1	-1	3212
8	0	-1	3040
9	-1	-1	2867

Для побудови усіх необхідних графіків зміни параметрів роботи суднового дизельного двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) для номінального режиму навантаження від значень закладених факторів впливу (тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ε) на процес стиснення застосуємо значення матриць A коефіцієнтів регресійного рівняння зміни параметрів (див. табл. 3.5).

Значення матриць A , як було відмічено вище, є коефіцієнтами регресійної функції, застосувавши які в програмному середовищі «MathCad» побудуємо відповідні графіки поверхонь змін параметрів від тиску наддуву p_k і ступеня стиснення ϵ (рис. 3.5 та 3.6).

Таблиця 3.5 – Значення матриць A коефіцієнтів регресійної функції зміни параметрів двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) для номінального режиму навантаження

№ з.п.	Коефіцієнти матриці A для g_e	Коефіцієнти матриці A для N_e
1	0,2803625001664	-1224,416674
2	-0,3600000004247	14850,00001
3	-0,0034250000115	43,75000079
4	0,0075000000070	-125,0000001
5	0,3750000004461	-7500,000009
6	0,0000000000003	-0,000000024

Рівняння регресійної функції для параметрів ефективної потужності та питомої ефективної витрати палива матимуть такий вигляд:

– ефективної потужності:

$$N_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2;$$

– питома ефективна витрата палива:

$$g_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2.$$

Для значень ефективної потужності N_e :

$$N_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2 \quad N_e(x, y) = 3.054 \times 10^3$$

$$x1 := \text{root}\left(\frac{d}{dx} N_e(x, y), x\right) \quad x1 = 0.857; \quad y1 := \text{root}\left(\frac{d}{dy} N_e(x, y), y\right) \quad y1 = -15.729$$

$$N_e(x1, y1) = 6.989 \times 10^3; \quad N_e(0.37, 16.5) = 3.202 \times 10^3; \quad N_e(0.35, 16.5) = 3.054 \times 10^3;$$

$$N_e(0.33, 16.5) = 2.901 \times 10^3; \quad N_e(0.37, 16) = 3.203 \times 10^3; \quad N_e(0.35, 16) = 3.054 \times 10^3;$$

$$N_e(0.33, 16) = 2.899 \times 10^3; \quad N_e(0.37, 15.5) = 3.205 \times 10^3; \quad N_e(0.35, 15.5) = 3.054 \times 10^3;$$

$$N_e(0.33, 15.5) = 2.898 \times 10^3.$$

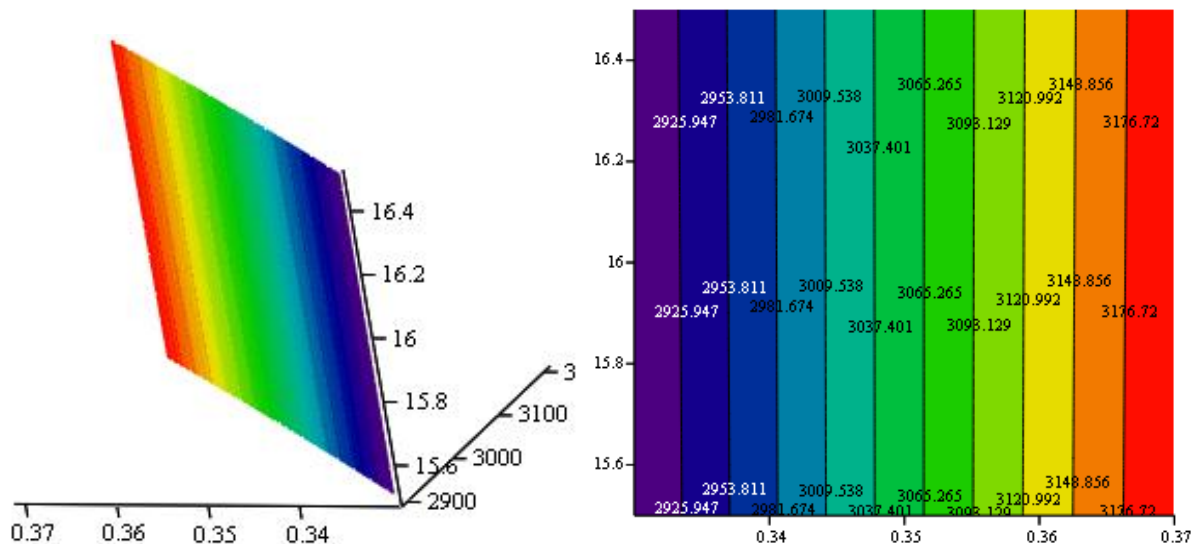


Рисунок 3.5 – Графік функції ефективної потужності двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26)

Для значень, параметра g_e :

$$ge(x, y) := a1 + a2 \cdot x + a3 \cdot y + a4 \cdot xy + a5 \cdot x^2 + a6 \cdot y^2 \quad ge(x, y) = 0.187$$

$$x1 := \text{root} \left(\frac{d}{dx} ge(x, y), x \right) \quad x1 = 0.32; \quad y1 := \text{root} \left(\frac{d}{dy} ge(x, y), y \right) \quad y1 = 1.413 \times 10^9$$

$$ge(x1, y1) = -8.834 \times 10^5; \quad ge(0.37, 16.5) = 0.1878; \quad ge(0.35, 16.5) = 0.1871; \quad ge(0.33, 16.5) = 0.1867;$$

$$ge(0.37, 16) = 0.1881; \quad ge(0.35, 16) = 0.1875; \quad ge(0.33, 16) = 0.1872; \quad ge(0.37, 15.5) = 0.1884;$$

$$ge(0.35, 15.5) = 0.1879; \quad ge(0.33, 15.5) = 0.1877$$

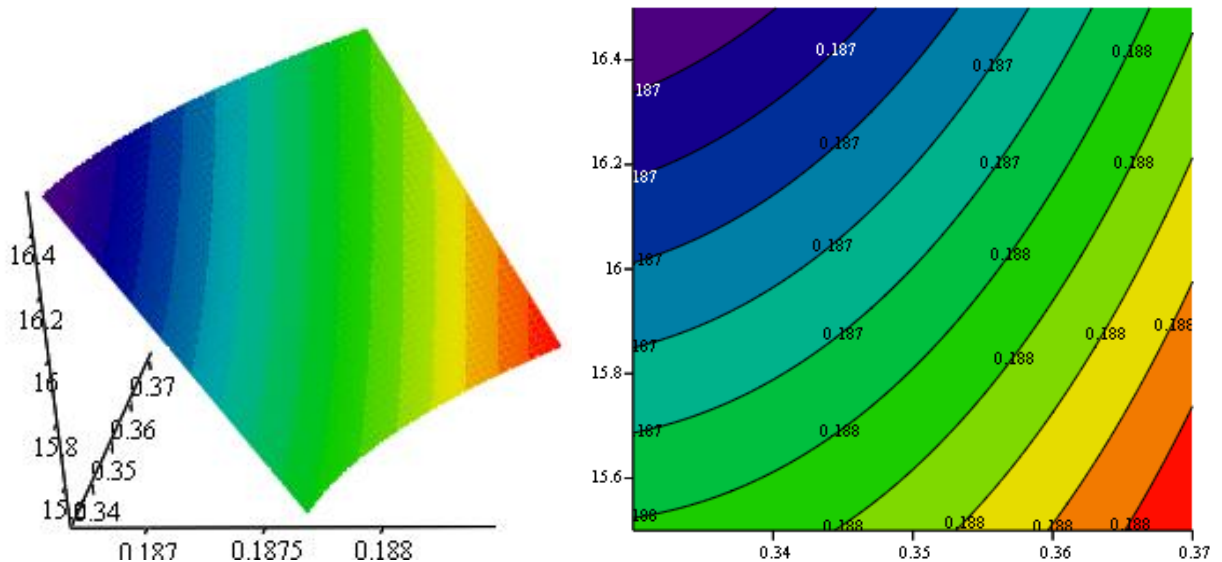


Рисунок 3.6 – Графік функції питомої ефективної витрати палива двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26)

Після побудови графіків функції питомої ефективної витрати палива та ефективної потужності двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) поєднуємо їх на одному полі (рис.3.7) для встановлення точки А, яка і буде оптимальною для поєднання таких факторів, як тиск наддуву p_k і ступінь стиснення ε .

При заданому обмеженні щодо максимального тиску в робочому циліндрі при згорянні палива $p_z \leq 19,262$ МПа, знаходимо таку точку А, в якій буде максимально досягне значення ефективної потужності N_e дизеля Wartsila 9L26 і мінімально можливе значення його питомої ефективної витрати палива g_e .

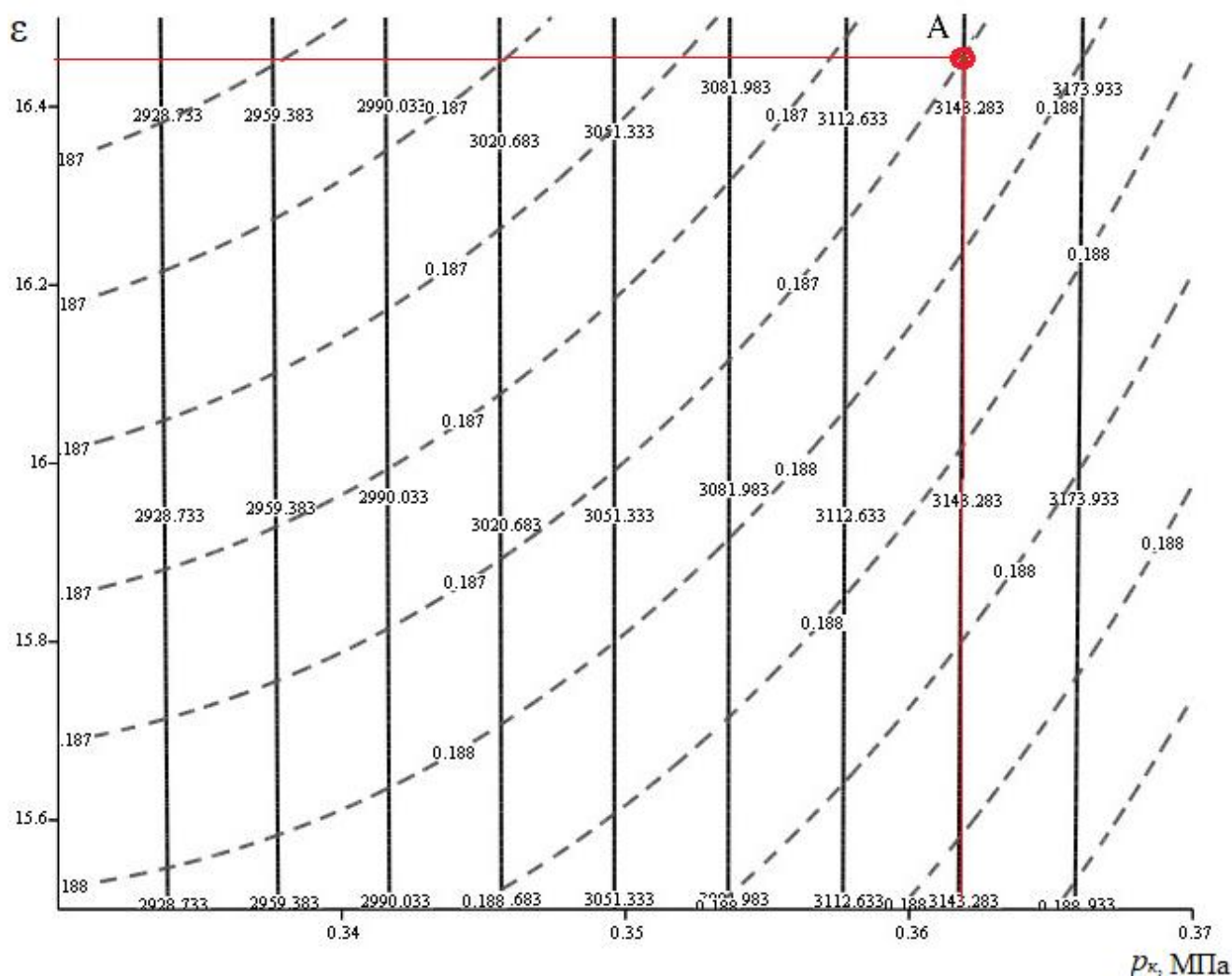


Рисунок 3.7 – Поєднані графіки регресійних функцій таких параметрів, як ефективна потужність N_e і питома ефективна витрата палива g_e , у вигляді ліній рівня

Таким чином встановлено, що оптимальні значення тиску повітря за компресором p_k і ступеня стиснення ε становлять $p_k = 0,362$ МПа та $\varepsilon = 16,5$.

Для перевірки правильності встановлення оптимальної точки здійснюємо розрахунок оптимізованого робочого циклу дизеля типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26), підставляючи отримані значення p_k і ε в програму розрахунку циклу. За результатами моделювання оптимальні ефективні показники суднового дизеля типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) складатимуть:

– середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 2,733 \cdot 0,91 = 2,49, \text{ МПа};$$

– ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,499 \cdot 0,91 = 0,454;$$

– питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,169}{0,91} = 0,1856, \text{ кг/(кВт·год)};$$

– ефективна потужність двигуна:

$$N_e = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot z \cdot p_e \cdot n \cdot i = 13,1 \cdot 0,26^2 \cdot 0,32 \cdot 0,5 \cdot 2,49 \cdot 1000 \cdot 9 = 3175, \text{ кВт}.$$

3.3. Розробка відповідних заходів для забезпечення оптимального значення ступеня стиснення ε двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32)

З проведених вище досліджень та оптимізації бачимо, що для досягнення максимального значення ефективної потужності N_e дизеля Wartsila 9L26 і мінімально можливого значення його питомої ефективної витрати палива g_e , потрібно підвищити тиск повітря за компресором p_k до значень у 0,362 МПа та збільшити ступінь стиснення ε до 16,5. Ступінь стиснення можна змінити шляхом зменшення об'єму камери згорання дизеля Wartsila 9L26.

Визначимо робочий об'єм циліндра при $\varepsilon = 16$; діаметрі циліндра $D = 260$ мм та ході поршня у $S = 320$ мм:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 0,26^2}{4} \cdot 0,32 = 0,01698, \text{ м}^3.$$

За таких умов об'єм камери згорання становитиме:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0,01698}{16 - 1} = 0,00113, \text{ м}^3.$$

					KPM.142.6221м.25.23.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

Для забезпечення необхідного стиснення $\varepsilon_1 = 16,5$, об'єм камери згорання становитиме:

$$V_{c1} = \frac{V_h}{\varepsilon_1 - 1} = \frac{0,01698}{16,5 - 1} = 0,0011, \text{ м}^3.$$

Тоді робочий об'єм циліндру дизеля Wartsila 9L26 складатиме:

$$V_s = V_h + V_{c1} = 0,01698 + 0,0011 = 0,01808, \text{ м}^3.$$

Виконаємо перевірку ступеня стиснення дизеля Wartsila 9L26 при зміні його об'єму камери згорання:

$$\varepsilon = \frac{V_s}{V_{c1}} = \frac{0,01808}{0,0011} = 16,5.$$

Відповідно до цього, визначимо на скільки необхідно змістити отвір під поршневий палець, щоб змінити об'єм камери згорання до потрібних значень:

$$h = \frac{4 \cdot (V_c - V_{c1})}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot (0,00113 - 0,0011)}{3,14 \cdot 0,26^2} = 0,57 \cdot 10^{-3}, \text{ м}.$$

Таким чином, для отримання значення ступеня стиснення дизеля Wartsila 9L26 $\varepsilon = 16,5$ необхідно перемістити отвір під поршневий палець в поршні подаль від днища на відстань у 0,57 мм (рис. 3.8).

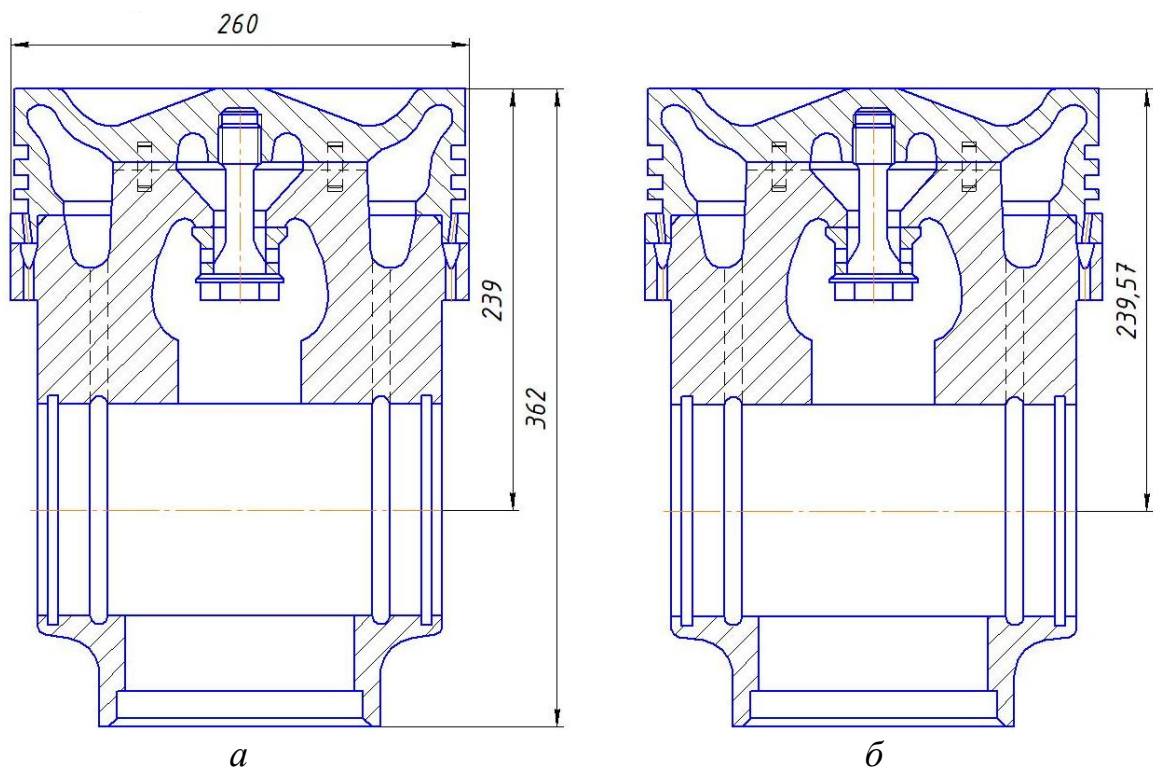


Рисунок 3.8 – Поршень дизеля типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26):

а – до внесення змін; б – після внесення змін

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі виконано аналіз впливу ступеня стиснення на параметри процесу стиснення.

Виконано дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32). За результатами дослідження та оптимізації параметрів процесу стиснення встановлено, що оптимальні значення тиску повітря за компресором p_k і ступеня стиснення ϵ становлять $p_k = 0,362$ МПа та $\epsilon = 16,5$. За таких параметрів на дизелі 9ЧН 26/32 було забезпечено збільшення ефективної потужності на 115 кВт та зменшення питомої ефективної витрати палива на 1,8 г/(кВт·год), при цьому закладені при здійсненні оптимізації обмеження за максимальним тиском та температурою не було перевищено.

Розраховано, що для отримання значення ступеня стиснення $\epsilon = 16,5$ дизеля Wartsila 9L26 необхідно перемістити отвір під поршневий палець в його поршні у напрямку від днища на відстань у 0,57 мм.

					КРМ.142.6221м.25.23.03.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗДІЙСНЕННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРА- МЕТРІВ ПРОЦЕСУ СТИСНЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 9ЧН 26/32 (WARTSILA 9L26)

4.1. Техніко-економічне обґрунтування здійснення оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26)

Виконання техніко-економічного обґрунтування проведення оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) є одним з основних етапів написання кваліфікаційної роботи магістра. Цей розділ роботи має містити аналіз технічної необхідності, економічної ефективності та обґрунтування доцільності проведення оптимізації та модернізації суднового дизельного двигуна типу 9ЧН 26/32. Основними етапами техніко-економічного обґрунтування проведення оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) є:

– попередній аналіз і збір усіх потрібних даних; вивчення рівня технічного стану дизеля-прототипу (експлуатаційні характеристики, ресурс роботи, умови роботи, відмови,); аналіз експлуатаційної документації та технічних умов; визначення поточних витратах на паливо, ремонт і обслуговування;

– визначення цілей і завдань оптимізації та модернізації; формулювання конкретних цілей (підвищення потужності, зниження витрати палива, поліпшення екологічних показників тощо); визначення очікуваних результатів;

– вибір варіантів модернізації; розробка декількох технічних рішень з модернізації та оптимізації (наприклад, заміна вузлів, установка нових систем впорскування, модернізація системи охолодження тощо); оцінка технічної здійсненності кожного варіанту;

– технічний аналіз можливих варіантів; оцінка впливу модернізації та оптимізації на технічні характеристики суднового дизеля; виявлення потенційних переваг та недоліків кожного з варіантів; визначення ресурсозберігаючого та екологічного ефекту від модернізації;

					КРМ.142.6221м.25.23.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

– економічна оцінка варіантів; розрахунок капітальних витрат на модернізацію та оптимізацію кожного варіанту; аналіз експлуатаційних витрат на двигун (паливо, ремонт, обслуговування тощо); розрахунок економічного ефекту (економія палива, зниження експлуатаційних витрат або собівартості); визначення терміну окупності вкладених інвестицій у проект з модернізації дизеля;

– аналіз усіх можливих ризиків і вибір оптимального варіанту; оцінка технічних і економічних ризиків; вибір найбільш доцільного та вигідного варіанту модернізації суднового дизеля;

– підготовка звіту, систематизація всіх даних і отриманих висновків, а також формування рекомендацій щодо реалізації даного проекту з модернізації суднового дизеля;

– прийняття рішення та підготовка до реалізації проекту з модернізації суднового дизеля, представлення проекту зацікавленим сторонам, а також отримання схвалення та планування впровадження.

Виконане дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26 (9ЧН 26/32) та оптимізація цих параметрів дозволили забезпечити збільшення ефективної потужності на 115 кВт та зменшити питому ефективну витрату палива на 1,8 г/(кВт·год), що безумовно позитивно відіб'ється на експлуатаційних витратах судновласника. Техніко-економічні характеристики суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) до та після проведення оптимізації параметрів процесу стиснення, а також розрахунок техніко-економічного обґрунтування подані у таблицях 4.1 та 4.2 відповідно.

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні характеристики суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) до та після проведення оптимізації параметрів процесу стиснення

№ з.п.	Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий Wartsila 9L26	Оптимізований Wartsila 9L26
1	Потужність	N_e	кВт	3060	3175
2	Частота обертання	n	хв ⁻¹	1000	1000
3	Діаметр циліндра	D	м	0,26	0,26

4	Хід поршня	S	м	0,32	0,32
5	Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,1874	0,1856
6	Механічний ккд	η_m	—	0,91	0,91
7	Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,00050598	0,00050112
8	Вага	G	кг	4036	4036
9	Габарити	L	мм	5449	5449
10		B	мм	1912	1912
11		H	мм	3380	3380
12	Ціна двигуна	Π	грн	18065800	18259500
13	Ціна палива	Π_p	грн/кВт·год	13,0744186	12,94883721
14	Ціна масла	Π_m	грн/кг	29,5	29,5
15	Час роботи за рік	t	год	3250	3132
16	Число контрольних ремонтів	η	—	1	1
17	Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	—	1,1	1,1
18	Коефіцієнт частини вартості роботи	b	—	0,05	0,05
19	Коефіцієнт використання потужності	K_p	—	0,95	0,95
20	Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р}$	—	0,3	0,3
21	Час безперервної роботи	$t_{н.р}$	год	20	20
22	Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$	год	35000	35000
23	Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р}$	—	78050	78050
24	Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Таблиця 4.2 – Розрахунок техніко-економічного обґрунтування оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9CH 26/32 (Wartsila 9L26)

№ з.п.	Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий Wartsila 9L26	Оптимізований Wartsila 9L26
1	Річна продуктивність оптимізованого дизеля	N , кВт·год в рік	$N = K_p \cdot N_e \cdot t$	9447750	9447750
2	Термін служби	T , рік	$T = \frac{t_{кп}}{t}$	24,02	24,92
3	Річні поточні витрати на паливо	$З_p$, грн	$З_p = N \cdot \Pi_p \cdot g_e$	23148367,31	22705817,12
4	Річні поточні витрати на масло	$З_m$, грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	141020,9901	139666,4662

5	Річні витрати на поточний ремонт	$З_{п.р}, \text{ грн}$	$З_{п.р} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}$	83876,92857	81705,61417
6	Річні витрати на капітальний ремонт	$З_{к.р}, \text{ грн}$	$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.р} \cdot \varepsilon_{\min}}$	205161,67	199850,67
7	Річний економічний ефект у споживача	$U_1, \text{ грн}$	$U_1 = З_n + З_m + З_{к.р} + З_{п.р}$	23578426,90	23127039,87
8		$U_1^{16}, \text{ грн}$	$U_1^{16} = \frac{N_c}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$	23578426,9	—
9	Річний економічний ефект у споживача від використання оптимізованого дизеля	$E_k, \text{ грн}$	$E_k = \left[Ц_\delta \cdot \frac{N_c}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{16} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - Ц_c$	2323681,802	
10	Додаткові одноразові витрати на оптимізацію дизеля	$\Delta K, \text{ грн}$	—	193700	
11	Річна економія при експлуатації оптимізованого дизеля	$\Delta S, \text{ грн}$	$\Delta S = U_1^{16} - U_1^c$	451387,03	
12	Час окупності оптимізованого дизеля	$T_{окуп}, \text{ рік/місяць}$	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,43/ 5,1	

4.2. Висновки до розділу

У розділі виконано техніко-економічне обґрунтування реалізації оптимізації параметрів процесу стиснення суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26). Встановлено, що річна економія від оптимізації складатиме 451387,03 грн, а капітальні матеріальні затрати на перероблення поршнів та модернізацію агрегату наддуву окупляться за 0,43 року (або 5,10 місяці).

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Розробка вимоги з охорони праці

Як було встановлено у третьому розділі кваліфікаційної роботи, для забезпечення значення ступеня стиснення $\varepsilon = 16,5$ дизеля Wartsila 9L26 необхідно перемістити отвір під поршневий палець в його поршні у напрямку від днища на відстань у 0,57 мм. Для цього потрібно демонтувати поршні з двигуна та виготовити нові головки поршня що забезпечить зміщення отвору поршневого пальця. Відповідно основним завданням є розробка вимоги з охорони праці при здійсненні демонтажу та розбиранні поршнів суднового двигуна.

Охорона праці при демонтажі поршня з суднового дизеля є важливим процесом, що вимагає суворого дотримання правил безпеки, оскільки операція пов'язана з підйомом важких деталей, використанням механічних підйомників і роботою в досить обмеженому просторі.

Охорона праці при демонтажі поршня з суднового дизеля передбачає наступні важливі складові, зокрема:

1. Підготовка до виконання робіт з демонтажу та розбиранню поршня
 - потрібно обов'язково провести попередній інструктаж з техніки безпеки зі всіма учасниками виконання запланованих робіт;
 - обов'язково переконатися, що майбутнє робоче місце якісно очищене і вільне від сторонніх та зайвих предметів;
 - перевірити справність і відповідність нормам підйомного обладнання (талі, крану, стропів).
2. Забезпечення засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) працівників
 - усі задіяні у виконанні робіт працівники повинні обов'язково одягнути спецодяг, захисні рукавички, каски, взуття з протиковзкою підошвою;
 - при роботі в шумному середовищі машинного відділення судна – обов'язково використовувати індивідуальні засоби захисту слуху;

					КРМ.142.6221м.25.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

– при виконанні робіт у забрудненому середовищі машинного відділення судна обов'язково потрібно користуватися захисними респіраторами або масками.

3. Організація робочого процесу з демонтажу

– перед самим початком демонтажу поршня суднового дизеля необхідно обов'язково відключити і заземлити двигун, забезпечити надійну відсутність можливості самовільного його запуску або провертанню колінчастого валу;

– при виконанні усіх запланованих робіт обов'язково використовувати спеціальні пристосування для кріплення і підйому поршня дизеля (стропи, траверси та інші пристосування);

– підйом та переміщення поршня двигуна обов'язково виконувати плавно, без зайвих ривків;

– суворо забороняється перебувати під підвішеним поршнем двигуна, а також в зоні його переміщення.

4. Забезпечення вимог безпеки при виконанні роботі з підйомним обладнанням на судні

– перед використанням підйомного обладнання на судні необхідно обов'язково перевірити справність тросів, гаків і механізмів підйому;

– потрібно не допускати перевантаження підйомного механізму більше ніж зазначено у інструкції з експлуатації;

– обов'язково працювати з суворим дотриманням інструкції з експлуатації підйомного обладнання.

5. Організація взаємодії робітників при здійсненні демонтажу поршня з суднового дизеля

– обов'язково забезпечити чітку та злагоджену комунікацію між операторами підйомного обладнання та робітниками, які виконують демонтаж поршнів з робочого циліндру дизеля;

– використовувати стандартні сигнали для подачі команд між працівниками, що виконують роботи з демонтажу.

6. Протипожежні заходи при здійсненні демонтажу поршня з суднового дизеля

					<i>KPM.142.6221м.25.23.05.ПЗ</i>	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– робоче місце обов'язково повинно бути оснащено усіма потрібними та справними засобами пожежогасіння;

– виключити використання відкритого вогню і куріння в робочій зоні при здійсненні робіт.

7. Необхідні дії при аварійних ситуаціях при здійсненні демонтажу поршня з судового дизеля

– у разі несправності обладнання обов'язково потрібно негайно зупинити роботу цього обладнання;

– при отриманні травм потрібно якнайшвидше надати першу допомогу та викликати медичну допомогу для постраждалого.

Охорона праці при виготовленні головок поршнів вимагає суворого дотримання інструкцій, використання ЗІЗ та постійного контролю з боку інженерно-технічного персоналу. Ігнорування вимог може призвести до важких травм або аварій. Охорона праці при виготовленні головки поршня:

1. Заготівля та лиття поршня (якщо застосовується)

– використовувати автоматизовані системи заливки металу, мінімізуючи ручну працю;

– заборонено працювати при вологості форми – можливе бурхливе випаровування металу;

– забезпечити витяжну вентиляцію для видалення диму і газів.

2. Механічна обробка (токарні, фрезерні, шліфувальні верстати)

– перед включенням обладнання – перевірити його технічний стан;

– надійно закріпити заготовку та інструмент;

– видалення стружки проводити тільки щітками або гачками (не руками!);

– при роботі з обертовим обладнанням – заборонено носити рукавички, кільця, годинники, шарфи.

3. Термічна обробка

– зони навколо печей огородити і позначити;

– заборонено перегрівати метал і відкривати піч без захисних окулярів і спецодягу;

					<i>KPM.142.6221м.25.23.05.ПЗ</i>	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– використовувати щипці, захвати і візки для переміщення нагрітих деталей.

4. Контроль якості (в т.ч. неруйнівний)

– при використанні хімічних речовин для травлення або контролю – використовувати рукавички, окуляри, респіратор;

– приміщення повинно бути обладнане вентиляцією.

4. Електробезпека

– всі верстати повинні мати заземлення;

– заборонено проводити ремонт обладнання під напругою;

– при пошкодженні кабелю – негайно припинити роботу і повідомити відповідального.

5. Промислова санітарія та пожежна безпека

– приміщення повинні бути обладнані загальнообмінною та місцевою витяжною вентиляцією;

– дотримуватися чистоти на робочому місці – видаляти масляні плями, стружку, сміття;

– вогнегасники (вуглекислотні, порошкові) повинні бути розміщені поблизу печей і верстатів;

– куріння та використання відкритого вогню у виробничих приміщеннях заборонені.

6. Перша допомога та дії при НС працівник повинен вміти:

– надати першу допомогу при опіку, травмі, отруєнні;

– користуватися аптечкою;

– відключити верстат або підйомник в аварійній ситуації;

– викликати допомогу по внутрішньому зв'язку або телефону.

5.2. Аналіз негативної дії шуму та вібрації на навколишнє середовище та організм людини

Шум та вібрація від двигуна внутрішнього згоряння, не залежно від призначення (судновий, транспортний чи стаціонарний) має досить негативний та шкідливий вплив на людину, а також навколишнє середовище.

					<i>KPM.142.6221м.25.23.05.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шум та вібрація від двигуна внутрішнього згоряння має такі наступні чинники впливу на організм людини:

1. Чинник фізіологічного впливу:

– часткова втрата слуху: досить тривале знаходження біля гучного працюючого двигуна внутрішнього згоряння, наприклад, у машинному відділенні, біля жвавої автомобільної дороги, салоні автомобіля з поганою шумоізоляцією тощо може сприяти досить стійкому зниженню слуху людини;

– може відбуватися підвищення кров'яного тиску та тахікардія: так, досить надмірний шум активізує дію симпатичну нервової системи, що сприяє значно прискореному серцебиттю у людини та підвищенню у неї артеріального кров'яного тиску;

– виникають значні розлади сну у людини: навіть у відокремлених та закритих приміщеннях таких, як каюти судна шум та вібрація з машинного відділення може частково доходити дещо заважати досить глибокому сну і викликати ефект безсоння у людини;

– виникнення частих головних болів і хронічної перевтоми: досить тривалий вплив шуму та вібрації сприяє перевтомі людини і знижує у неї концентрацію, реагування на дії та працездатності.

2. Чинник психологічного впливу:

– виникнення надмірної дратівливості і всебічної агресії до навколишніх людей;

– досить значне зменшення працездатності і особливо уваги (це є досить важливим для людей, які зайняті спостереженням за приборами, керуванням обладнанням та установками і т.д.);

– виникає досить підвищений рівень стресу у людини і висока тривожність.

Вплив шуму та вібрації на навколишнє середовище полягає у наступному:

1. Виникнення порушень природної екосистеми:

– шум та вібрація значно порушує природню поведінку тварин: вони можуть втрачати орієнтацію, змінювати маршрути своєї постійної міграції, залишати свої стандартні місця проживання та розмноження;

– досить сильно погіршується здатність тварин до процесу пошуку їжі й розмноження (особливо це стосується птахів та великих морських ссавців);

– деякі види тварин можуть зовсім залишати шумні райони, наприклад, міських скверів та парків розташованих досить близько до жвавих трас.

2. Шумове та вібраційне забруднення навколишнього середовища людини:

– постійна дія шуму та вібрації від суднового двигуна (головного та допоміжного), різноманітного допоміжного обладнання у машинному відділенні – це фактично є певна форма антропогенного забруднення, яка досить сильно погіршує якість робіт, що виконує обслуговуючий персонал судна, сильно зменшує цінність житлових територій, а також потребує значних додаткових витрат на здійснення шумоізоляції приміщення.

Саме тому оцінка та розробка рекомендацій що до зниження рівня шуму та вібрації є вкрай необхідною. Результати таких розрахунків рівня шуму та вібрації від суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок рівня шуму та вібрації від суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) при роботі на номінальному режимі

№ з/п	Найменування / Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість циліндрів, i	–	9
2	Діаметр циліндра, D м	–	0,26
3	Хід поршня, S м	–	0,32
4	Номінальна частота обертання колінчастого валу, n_n хв ⁻¹	–	1000
5	Робоча частота обертання колінчастого валу, n хв ⁻¹	–	1000
6	Номінальна ефективна потужність, N_e кВт	–	3175
7	Вага дизеля, m кг	–	4036
8	Рівень шуму	$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$	84,35
9	Рівень вібрації	$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right)$	92,22

Рівень шуму (див. рис. 5.1) та вібрації від суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26), згідно з розрахунками таблиці 5.1 цілком і повністю вкладається у встановлені санітарні нормативні межі.

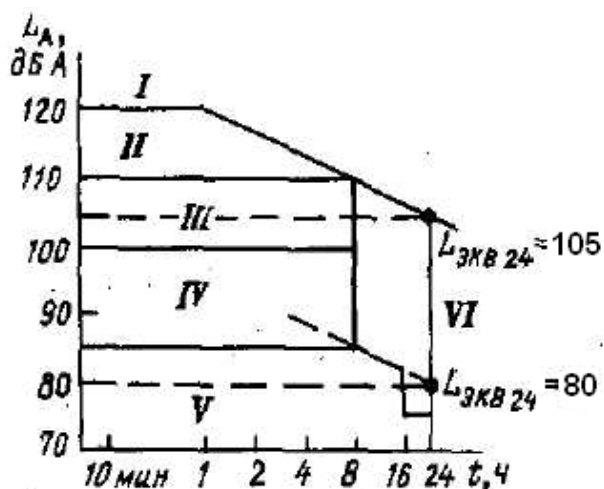


Рисунок 5.1 – Зонування шуму

Зниженню рівня шуму сприяє оптимізація процесу згоряння суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (наприклад, за рахунок використання систем впорскування з електронним керуванням для формування сприятливої характеристики впорскування; підвищення якості паливної суміші за рахунок турбулізації повітряного заряду; забезпечення точного фазування процесу впорскування, тощо).

Крім того зниженню шуму також сприяє застосування більш точного балансування обертових частин дизеля та його допоміжних агрегатів; використання малошумних зубчастих передач; високоефективне змащення тертьових елементів.

5.3. Висновки до розділу

У розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні демонтажу та розбиранні поршнів суднового двигуна. Виконано аналіз шкідливої дії шуму та вібрації на навколишнє середовище і організм людини. За результатами проведених розрахунків встановлено, що рівень вібрації та шуму від суднового двигуна типу 9ЧН 26/32 (Wartsila 9L26) не перевищує встановлених норм. Запропоновано деякі рекомендації щодо покращення цих показників.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: *«Підвищення ефективності суднового двигуна шляхом оптимізації параметрів процесу стиснення»* містить усі рекомендовані розділи і креслення.

У першому розділі розглянуто основні технічні характеристики та особливості конструкції суднового двигуна типу 9CH 26/32 (Wartsila 9L26), а також принцип роботи і склад основних систем, що забезпечують роботу дизеля.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу, кінематики та динаміки номінального режиму роботи.

У третьому розділі виконано аналіз впливу ступеня стиснення на параметри процесу стиснення. Виконано дослідження впливу ступеня стиснення та тиску наддуву на ефективність суднового двигуна Wartsila 9L26 (9CH 26/32). За результатами дослідження та оптимізації параметрів процесу стиснення встановлено, що оптимальні значення p_k і ϵ становлять $p_k = 0,362$ МПа та $\epsilon = 16,5$. За таких параметрів на дизелі було забезпечено збільшення ефективної потужності на 115 кВт та зменшення питомої ефективної витрати палива на 1,8 г/(кВт·год), при цьому закладені при здійсненні оптимізації обмеження за максимальним тиском та температурою не було перевищено. Визначено, що для отримання значення $\epsilon = 16,5$ необхідно змістити отвір під поршневий paleць у напрямку від днища на відстань у 0,57 мм.

У четвертому розділі виконано техніко-економічне обґрунтування реалізації оптимізації параметрів процесу стиснення. Встановлено, що річна економія від оптимізації складатиме 451387,03 грн, а капітальні матеріальні затрати на перероблення поршнів та модернізацію агрегату наддуву окупляться за 0,43 року (або 5,10 місяці).

У п'ятому розділі розроблено основні вимоги з охорони праці при здійсненні демонтажу та розбиранні поршнів суднового двигуна. Виконано аналіз шкідливої дії шуму та вібрації на навколишнє середовище і організм людини.

					КРМ.142.6221м.25.23.00.ПЗ	Лист
						66
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.
7. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
8. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
9. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».
10. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S.

					<i>KPM.142.6221м.25.23.00.ПЗ</i>	Лист
						67
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.

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

					<i>KPM.142.6221м.25.23.00.ПЗ</i>	Лист
						68
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		