

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
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ НАДДУВУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ
ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Іван БАБЕЦЬ

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Бабець Івану Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу ступеня надриву на ефективність та екологічні показники суднового двигуна

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “15” 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун MAN 9L 32/40; потужність двигуна – 4500 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; ступінь стиснення – 15,2; P_k в діапазоні 3,7...4,5.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на судні; моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; дослідження впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники двигуна; економічна оцінка доцільності зміни ступеня наддуву; охорона праці та захист навколишнього середовища при експлуатації двигуна

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграми, діаграми динаміки, графіки
залежностей досліджуваних параметрів

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис)
/Іван БАБЕЦЬ/
(прізвище та ініціали)

 (підпис)
/Олексій ГОГОРЕНКО/
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему: «Дослідження впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники суднового двигуна» присвячена дослідженню впливу зміни ступеня наддуву на ефективність роботи та екологічні показники суднового дизельного двигуна MAN 9L32/40.

Представлено загальну характеристику судна та особливості застосування на ньому двигуна MAN 9L32/40. Розглянуто конструкцію, технічні характеристики та принцип роботи двигуна. Виконано моделювання робочого циклу й розрахунок динамічних характеристик двигуна.

Кваліфікаційна робота виконана англійською мовою та містить 68 аркушів розрахунково-пояснювальної записки. Крім цього, робота включає п'ять креслень формату A1.

Ключові слова: судновий дизельний двигун; наддув; ступінь наддуву; робочий цикл; ефективність двигуна; екологічні показники.

The qualification thesis entitled "Investigation of the Influence of Boost Pressure Ratio on the Efficiency and Environmental Performance of a Marine Engine" is devoted to studying the influence of the boost pressure ratio on the efficiency and environmental performance of the MAN 9L32/40 marine diesel engine.

The general characteristics of the vessel and the application of the MAN 9L32/40 engine are presented. The engine design, technical specifications, and operating principles are described. The engine working cycle was simulated, and its dynamic characteristics were calculated.

The qualification thesis is written in English and consists of 68 pages of explanatory notes. In addition, the thesis includes five A1-size engineering drawings.

Keywords: marine diesel engine; turbocharging; boost pressure ratio; working cycle; engine efficiency; environmental performance.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN 9L 32/40 НА СУДНІ.....	7
1.1 Оцінка характеристик двигуна.....	7
1.2 Характеристика двигуна 9L 32/40.....	8
1.3. Особливості конструкції	10
1.4 Особливості застосування на судні	11
1.5 Режими роботи.....	12
1.6 Висновки до розділу.....	13
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN 9L 32/40 14.....	14
2.1 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	14
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	25
2.3 Динамічний розрахунок двигуна.....	27
2.4 Висновок до розділу.....	33
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ НАДДУВУ НА ЕФЕК- ТИВНІСТЬ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА MAN 9L 32/40....	34
3.1 Вступ.....	34
3.2 Теоретичні основи впливу наддуву на робочий процес дизельного двигуна.....	34
3.3 Розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву.....	40
3.4 Рекомендації за результатами дослідження впливу ступеня наддуву.	47
3.5 Висновки до розділу.....	48
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗМІНИ СТУПЕНЯ НАДДУВУ ДВИГУНА MAN 9L 32/40.....	50
4.1 Обґрунтування доцільності зміненим ступеня наддуву	50
4.2 Оцінка економічної доцільності впровадження двигуна зі зміненим ступенем наддуву.....	51
4.3 Висновок до розділу	54

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕ-	
ДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА MAN 9L 32/40	55
5.1 Загальні вимоги охорони праці при експлуатації суднових	
дизельних двигунів.....	55
5.2 Основні небезпеки при роботі двигуна MAN 9L 32/40.....	56
5.3 Заходи безпеки при роботі з системою наддуву.....	57
5.4 Захист навколишнього середовища.....	58
5.5 Економічні аспекти дотримання охорони праці та екологічних норм	59
5.6 Рекомендації щодо підвищення безпеки та екологічності	
експлуатації.....	60
5.7 Висновок до розділу.....	61
Висновки по роботі.....	62
Література	64

ВСТУП

Сучасний етап розвитку суднової енергетики характеризується посиленням вимог до ефективності, надійності та екологічності силових установок. Зростання вартості паливно-мастильних ресурсів, а також посилення міжнародних екологічних стандартів, зокрема норм ІМО щодо обмеження шкідливих викидів, змушують шукати шляхи вдосконалення роботи суднових дизельних двигунів. Одним із ключових напрямів підвищення їх техніко-економічних показників є оптимізація систем наддуву, що безпосередньо впливає на процеси наповнення циліндрів, згоряння палива та формування токсичних компонентів у відпрацьованих газах.

Судовий двигун MAN 9L 32/40, як представник середньооборотних дизелів великої потужності, широко застосовується на судах різного призначення. Його експлуатаційні характеристики значною мірою залежать від ефективності роботи системи турбонаддуву. Ступінь наддуву, що визначається ступенем підвищення тиску в компресорі (P_k), є важливим параметром, який впливає на потужність, паливну економічність, динамічні навантаження в кривошипно-шатунному механізмі та екологічні показники двигуна.

Актуальність даного дослідження полягає в необхідності комплексного аналізу впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники двигуна MAN 9L 32/40 для визначення оптимальних умов його експлуатації, що забезпечують високу продуктивність при дотриманні суворих екологічних вимог.

Метою кваліфікаційної роботи є дослідження впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники судового двигуна MAN 9L 32/40 шляхом моделювання його робочого циклу, динамічного розрахунку, аналізу змін основних параметрів при різних значеннях тиску наддуву та обґрунтування економічної доцільності оптимізації цього параметра.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

					КРМ.142.6221м.25.01.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Провести аналіз конструктивних та експлуатаційних особливостей двигуна MAN 9L 32/40.

2. Виконати перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі для отримання його базових енергетичних показників.

3. Провести динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму для оцінки навантажень, що діють на його деталі.

4. Дослідити вплив різних ступенів наддуву (в діапазоні $P_k = 3,7 \dots 4,5$) на ефективні показники двигуна (потужність, питому витрату палива, ефективний ККД) та на максимальні тиск і температуру в циліндрі.

5. Оцінити економічну доцільність експлуатації двигуна з підвищеним ступенем наддуву.

6. Розробити заходи щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації двигуна.

Об'єктом дослідження є судновий дизельний двигун MAN 9L 32/40.

Предметом дослідження – залежність ефективних та екологічних показників двигуна від ступеня наддуву.

Теоретичною основою роботи слугують методики розрахунку робочих циклів двигунів внутрішнього згоряння, зокрема метод Грінівецького-Мазінга. Розрахунки виконувались з використанням сучасного програмного забезпечення. Практична значущість роботи полягає в розробці конкретних рекомендацій щодо оптимізації режимів наддуву двигуна MAN 9L 32/40 для досягнення високої енергоефективності та відповідності екологічним стандартам при експлуатації.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN 9L 32/40 НА СУДНІ

1.1 Оцінка характеристик двигуна

Двигун серії L 32/40 розроблений як чотиритактний дизельний двигун з безпосереднім уприскуванням палива, турбонаддувом та охолодженим наддувним повітрям. Типова конфігурація для суднового виконання: циліндр діаметром 320 мм, хід поршня 400 мм, що дає об'єм на циліндр приблизно 32,17 дм³. Для моделі 9L 32/40 (рис. 1.1) номінальна потужність досягає приблизно 4 500 кВт при частоті обертання 720 або 750 об/хв (що становить ~500 кВт на циліндр). Середній ефективний тиск (м.е.р.) у таких двигунах становить близько 2,4...2,6 МПа, що забезпечує високу теплову ефективність і стабільні робочі параметри.

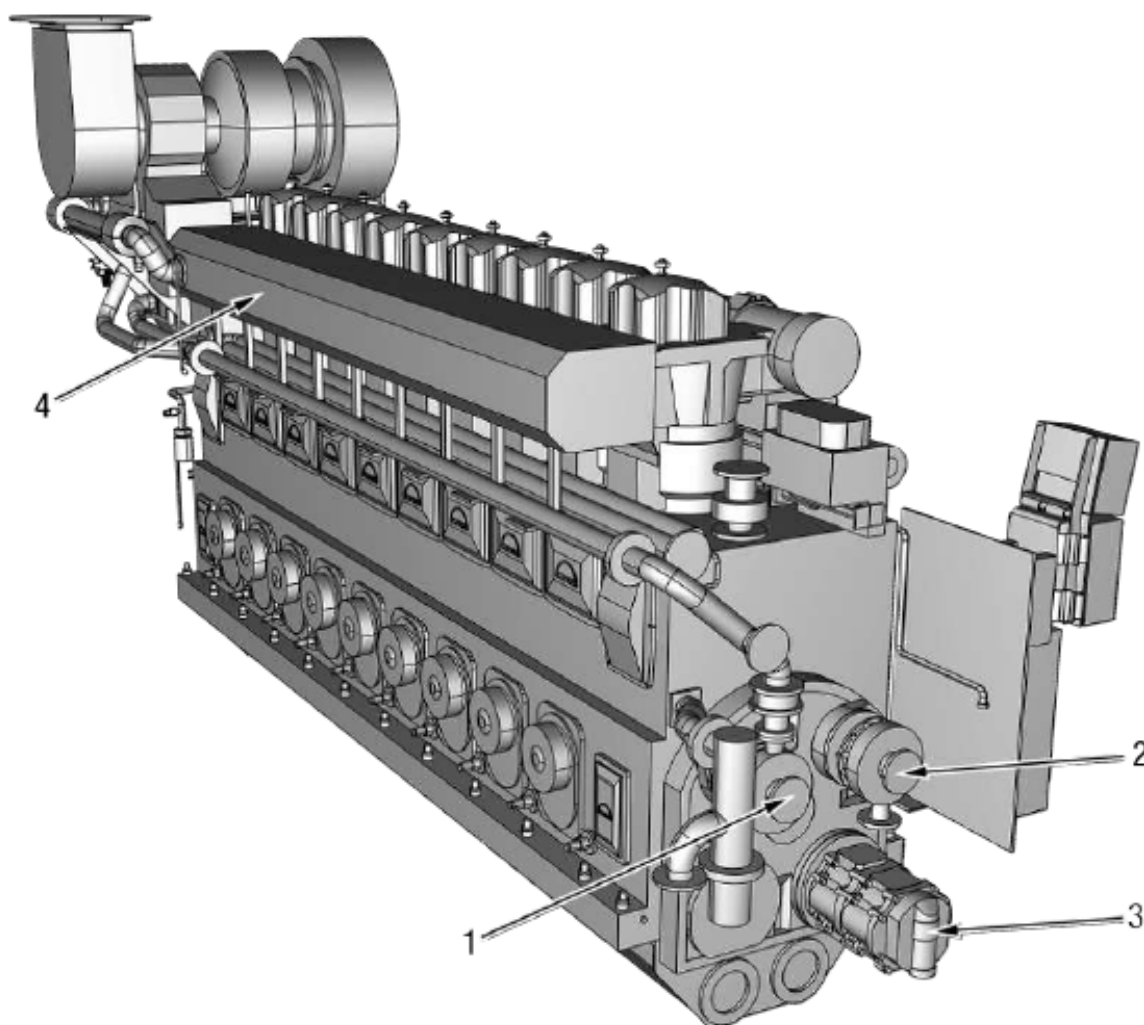


Рис. 1.1. Загальний вид двигуна 9L 32/40

З точки зору суднової установки, такі характеристики дозволяють забезпечити потрібну потужність для приводу гребного гвинта через редуктор – двигун середньої швидкості, гнучкий у застосуванні, придатний до тривалих циклів роботи. Окрім того, компактність і порівняно невелика маса (для свого класу) роблять його вигідним для компоновки в машинному відділенні.

Попри те, що MAN Energy Solutions є провідним виробником великогабаритних двигунів і газових турбін у Європі та світі, для глобального ринку важливу роль відіграють і компанії з інших регіонів, які інтегрують передові технології у свої продукти. Одним із яскравих прикладів є Weichai Power Co., Ltd., китайський виробник двигунів з багаторічною історією, що активно розвиває виробництво дизельних та гібридних двигунів для морського та промислового застосування.

Weichai Power поєднує ліцензійні технології MAN з власними інноваційними рішеннями, що дозволяє пропонувати високоефективні двигуни, адаптовані до потреб азійського ринку та сучасних екологічних стандартів. Завдяки цьому співпраця між MAN і Weichai не тільки сприяє трансферу технологій, але й розширює спектр доступних двигунів для різних класів суден та промислових об'єктів.

Переходячи до конкретного прикладу, розглянемо характеристики двигуна L 32/40, який виробляється компанією Weichai Power за ліцензією MAN Energy Solutions і широко застосовується на судах середнього тоннажу.

1.2 Характеристика двигуна 9L 32/40

Конкретно для конфігурації 9 циліндрів (рядне виконання, «L» означає in-line) двигуна 9L 32/40 варто зазначити такі технічні дані: діаметр циліндра 320 мм, хід поршня 400 мм. Поперечний переріз двигуна 9L 32/40 представлений на рис. 1.2. При частоті обертання колінчатого валу 750 об/хв двигун має номінальну потужність 4500 кВт. Що стосується габаритів: довжина двигуна в 9-циліндровому виконанні становить близько 7930 мм, ширина 3635 мм, висота 4840 мм, суха маса порядку 91 тони (у конфігурації GenSet).

					КРМ.142.6221м.25.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		8

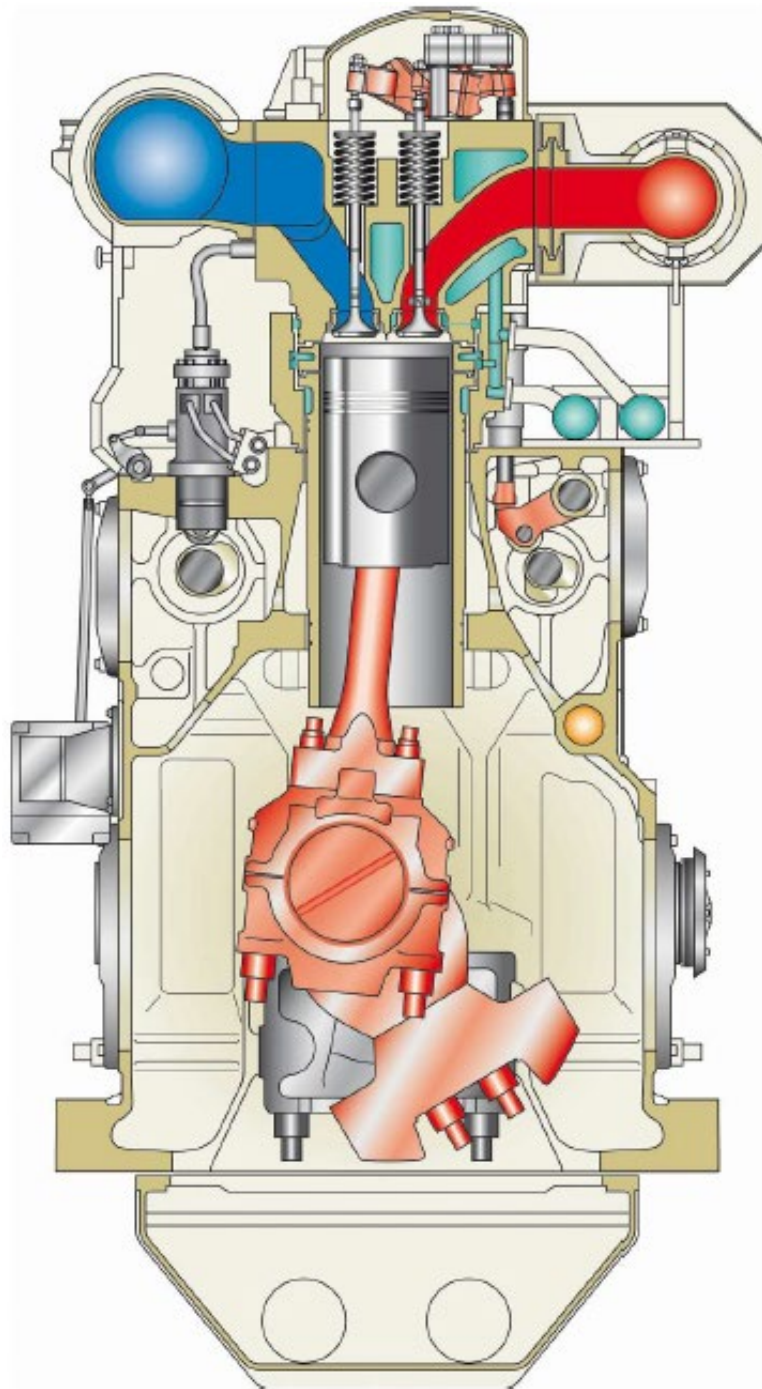


Рис. 1.2. Поперечний періріз двигуна 9L 32/40

Щодо екологічних характеристик: двигун відповідає нормам International Maritime Organization (IMO) Tier II для морських установок.

Отже, характеристика 9L 32/40 демонструє збалансованість: високу потужність, середню частоту обертання, відповідність сучасним екологічним вимогам, компактну модульну конструкцію.

1.3. Особливості конструкції

Конструкція серії L 32/40 має ряд принципових і вигідних рішень. Корпус двигуна виконано як моноблок, з посиленими жорсткісними елементами, що зменшує деформації і покращує довговічність.

Рама двигуна не містить охолоджувальної води («no water in the frame»), що зменшує ризик корозії і проникнення води у мастильну систему.

Система турбонаддуву – двоступінчаста з охолоджувачем наддувного повітря, що дозволяє підтримувати високі показники ефективності як при повному, так і при частковому навантаженні.

Поршень має спеціальну конструкцію з короною та вогнегасящим кільцем, що знижує знос втулки циліндра і витрату мастила. Система впорскування палива і паливні форсунки оптимізовані під важкі види палива, що дозволяє зменшити утворення сажі і забезпечити більш повне згоряння. Крім того, модульна конструкція головки (рис. 1.3) і втулки циліндра полегшує обслуговування: блок-циліндр знімається разом із головкою, що скорочує час простою.

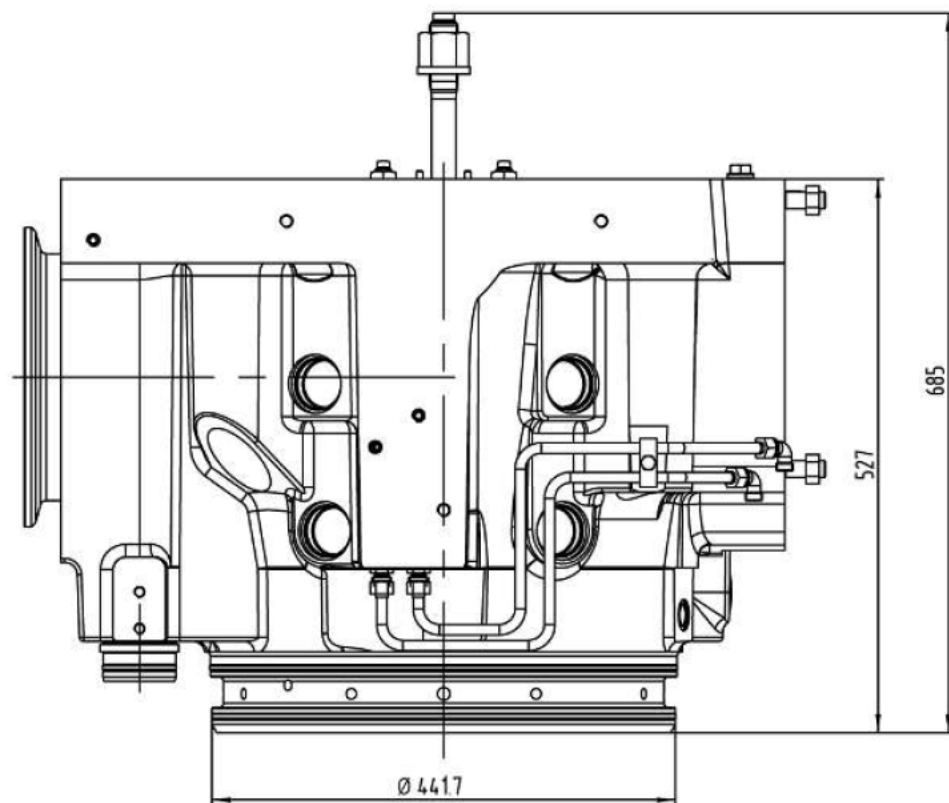


Рис. 1.3. Головка блоку циліндрів двигуна L 32/40

Обслуговування здійснення з меншими втратами часу – важливий фактор для морської експлуатації.

Також конструкція передбачає зручності сервісного доступу: великі оглядові кришки, простір для демонтажу турбокомпресорів, систем наддуву повітря й охолоджувача наддувного повітря.

Ці особливості підвищують оперативність технічного обслуговування та зменшують витрати на сервіс при експлуатації на судні.

1.4 Особливості застосування на судні

Застосування двигуна 9L 32/40 на судні має ряд специфічних переваг та особливостей. По-перше, його потужність і середня частота обертання колінчатого валу дозволяють інтегрувати його у головну силову установку з гребним валом через редуктор або без редуктора при відповідній компоновці. Це особливо актуально для суден середнього і великого тоннажу, де потрібна стабільна тривала робота на океанських переходах. По-друге, відповідність нормам ІМО Tier II дозволяє використовувати двигун у міжнародному мореплавстві з дотриманням екологічних вимог, що важливо з огляду на сучасні правила і сертифікацію. Крім того, можливість роботи на важких видах палива (HFO) дає судновласнику економічні переваги, оскільки паливо меншої вартості може бути застосоване за умови відповідної підготовки системи. Ще однією особливістю є гнучкість роботи: двигун добре адаптований до варіабельних режимів – наприклад при змінах швидкості чи маневруванні, що частіше буває в морській експлуатації. Компактні розміри та маса двигуна дозволяють оптимально розмістити його в машинному відділенні, що має значення в проєкті судна, де простір і вага мають вирішальне значення.

Крім вищенаведеного, варто звернути увагу на такі додаткові аспекти: по-перше – сервісна підтримка: виробник MAN Energy Solutions так, як і Weichai Power Co., Ltd. мають широку глобальну мережу сервісних центрів, що дозволяє забезпечити оперативне обслуговування і поставку запасних частин навіть у віддалених районах мореплавання. По-друге – екологічні пока-

					КРМ.142.6221м.25.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

зники: за заводськими даними двигун забезпечує рівень NOx відповідно до ІМО Tier II (наприклад, 9,6 г/(кВт·год) при 750 об/хв) для серії L 32/40. По-третє – модульність: серія існує в конфігураціях 6, 7, 8 і 9 циліндрів, що дає проектним інженерам можливість підбирати оптимальну установку під необхідну потужність та габарити судна. Нарешті – можливість модернізації: двигун допускає встановлення додаткових систем, таких як SCR (селективна каталізаторна нейтралізація), систем утилізації теплоти, що дозволяють покращити екологічні та енергетичні показники судна.

1.5 Режими роботи

Двигун 9L 32/40 призначений для тривалих режимів роботи. Основним є режим номінального навантаження (MCR – Maximum Continuous Rating), при якому він працює на повній потужності тривалий час. Для 9-циліндрового варіанту це 4500 кВт при 750 об/хв. При цьому двигун спроектований так, щоб зберігати характеристики згоряння, температури, масла і турбонаддуву в межах, рекомендованих виробником.

Часткові режими – наприклад 70...85 % від номіналу – також добре підтримуються завдяки ефективній системі турбонаддуву та ефективному охолодженню наддувального повітря; це важливо в судновій експлуатації, коли двигун часто не працює під повним навантаженням. Крім того, заводська документація дає рекомендації щодо роботи на низькому навантаженні: при значеннях менше 15 % від номіналу на НФО можливе утворення відкладень і зниження ефективності, тому рекомендується уникати довготривалої роботи на дуже низьких навантаженнях.

Також наведено значення зниження потужності залежно від умов навколишнього середовища: температури, тиску повітря, наддуву тощо.

В підсумку, режимна характеристика двигуна враховує не лише номінальну потужність, а й часткові, перехідні та низьковантажні режими, що дає змогу судновому флоту використовувати його ефективно в різних ситуаціях.

					КРМ.142.6221м.25.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

1.6 Висновки до розділу

У даному розділі проведено комплексний аналіз конструктивних, експлуатаційних та технічних особливостей суднового дизельного двигуна MAN 9L 32/40, який широко використовується як головна силова установка на судах середнього та великого тоннажу. Дослідження характеристик двигуна показує, що він має оптимальне поєднання потужності (приблизно 4,5 МВт), компактності та надійності, що робить його універсальним рішенням для різних типів суден. Його робочі параметри – діаметр циліндра 320 мм, хід поршня 400 мм, середня частота обертання 750 об/хв – забезпечують високий рівень ефективності та стабільності роботи у тривалих морських переходах.

Особливості конструкції двигуна, такі як моноблочний корпус, удосконалена система турбонаддуву, відсутність охолоджуючої води в рамі та модульність циліндрових блоків, сприяють підвищенню ресурсу, зниженню експлуатаційних витрат і полегшенню технічного обслуговування. Використання сучасної паливної апаратури й оптимізованого процесу згоряння забезпечує відповідність двигуна екологічним нормам ІМО Tier II та можливість роботи на важких видах палива, що є істотною перевагою в сучасних умовах експлуатації морського транспорту.

Двигун 9L 32/40 характеризується надійною роботою на різних режимах навантаження, включаючи тривалу роботу на номінальній потужності, ефективність на часткових режимах та стійкість при перехідних процесах. Це дозволяє адаптувати його під реальні експлуатаційні умови конкретного судна, оптимізуючи паливну економічність та ресурс силової установки.

Таким чином, двигун MAN 9L 32/40 повністю відповідає вимогам сучасного судноплавства щодо надійності, паливної економічності та екологічних показників. Його застосування на судні забезпечує високу ефективність руху, оперативну гнучкість у роботі та низькі експлуатаційні витрати. На основі проведеного аналізу можна стверджувати, що модель 9L 32/40 є оптимальним вибором для суден, що виконують тривалі рейси та потребують стабільної роботи силової установки.

					КРМ.142.6221м.25.01.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА MAN 9L 32/40

2.1 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

Моделювання робочого циклу є одним із ключових етапів інженерного аналізу сучасних суднових дизельних двигунів, оскільки дозволяє оцінити їхні енергетичні та екологічні показники без проведення дорогих та тривалих експериментів. Для великогабаритних середньообертових дизелів, до яких належить двигун MAN 9L 32/40, математичне моделювання дає змогу відтворити процеси газообміну, згорання, теплообміну та утворення робочих параметрів у циліндрах, що визначають ефективність його роботи в різних експлуатаційних режимах.

Застосування моделювання робочого циклу дозволяє отримати індикаторні діаграми, оцінити зміну тиску та температури робочого тіла протягом циклу, визначити ефективний і механічний коефіцієнти корисної дії, а також проаналізувати вплив конструктивних та режимних параметрів на потужність і паливну економічність двигуна. Отримані результати є основою для подальших розрахунків динаміки рухомих мас, що включають визначення інерційних сил, сил газового тиску та їх впливу на навантаження кривошипно-шатунного механізму.

Динамічний аналіз двигуна MAN 9L 32/40 має важливе значення для оцінки надійності та довговічності його основних деталей, зокрема поршневих груп, шатунів і колінчастого вала. На основі результатів моделювання робочого циклу стає можливим визначення діючих навантажень, аналіз напруженого стану та оптимізація конструктивних параметрів для зменшення вібраційних і ударних навантажень. Тому поєднання термодинамічного моделювання та розрахунку динаміки забезпечує комплексне уявлення про роботу двигуна й дозволяє приймати обґрунтовані рішення щодо його удосконалення, експлуатації та технічного обслуговування.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.01.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (згідно завдання на кваліфікаційну роботу).

Тиск атмосферного середовища p_0 . У всіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (що відповідає стандартним атмосферним умовам) [5].

Ступінь стиску ε . При обранні ступеня стиску слід враховувати розміри циліндру, а також спосіб сумішоутворення. Для СОД при нерозділеній камері згоряння $\varepsilon = 10 \dots 16$ [5]. Приймаємо $\varepsilon = 15,2$, що відповідає паспортним даним двигуна MAN 9L 32/40.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт так само, як і ε залежить від способу сумішоутворення і розмірів циліндра. При нерозділеній камері згоряння і $D_{\text{ц}}$ більше за 150 мм, α буде знаходитись у межах $1,8 \dots 2,8$ [5]. Приймаємо $\alpha = 2,3$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На значення цього коефіцієнту впливають тип двигуна, особливості повітропостачання та газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$ [5].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня вдосконалення двигуна. Найдоцільніше ці величини визначати після аналізу теплового балансу двигунів, що є схожими на проєктований. Для нових моделей СОД ці коефіцієнти знаходяться в межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$; [5].

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні палива λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [5]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина становить $5 \dots 20$ К для ДВЗ із наддувом і $10 \dots 25$ К для ДВЗ без наддуву [5].

Приймаємо $\Delta T_a = 11$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі експериментальних даних, звертаючи увагу на тип двигуна і особливості системи газообміну. Для чотиритактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [5]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

					КРМ.142.6221м.25.01.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД з D_c понад 300 мм та ρ_k більше 0,2 η_m знаходиться в межах від 0,89 до 0,96 [5]. Приймаємо $\eta_m = 0,95$.

Падіння тиску в охолоджувачі наддувного повітря ΔP_{ox} . Охолоджувач наддувного повітря чинить опір під час руху повітря, тому в ньому відбувається зниження тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа [5].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться в межах від 600 до 900 К. Приймаємо $T_r = 600$ К [5].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [5]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$S = 0$ кг – кількість сірки.

Коефіцієнт тактності Z – це кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого валу. Для чотиритактних двигунів $Z = 0,5$ [5].

Приймаємо нищу теплоту згоряння палива $Q_n = 42664,4$ кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,7$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для чотиритактних двигунів ця величина дорівнює нулю [5].

Розрахунок робочого циклу двигуна типу MAN 9L 32/40 виконаний за методикою Грінвецького–Мазінга, реалізованою в середовищі MathCAD і приведений далі на роздруківці.

Данні необхідні для побудови теоретична індикаторної діаграми розраховані та наведені в табл. 2.1, а сама діаграма представлена на рис. 2.1.

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 4500$
1.2 Частота обертання, хв^{-1}	$n = 750$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 298$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.7$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.03$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.92$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.98$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 15.2$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 11$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.95$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.76$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.9$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 600$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$
	$H = 0.126$
	$S = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 9$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.32$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.40$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.3$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.381$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 475.939$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 315.794$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 332.151$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.377$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.366$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.968$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002509 \quad a_{vc} = 19.27$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 14.964$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad T_c = 893.92$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.138$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0278$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0273$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.939$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.77235$$

$$b_z = 0.00297$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.80422$$

$$b_b = 0.002995$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_{vz} + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vz} + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$\text{звідки: } T_z = 1825.388$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 19.453$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.611$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}$$

$$\delta = 9.435$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі складової системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.271$$

$$T_b = 993.17$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.122$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.727$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.618$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.168$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.503$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.487$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.477$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1767$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 4503.785$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.084 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРМ.142.6221м.25.01.02.ПЗ.	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 7.505$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 7.727$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.362$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 780.285$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.17$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.439$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.376$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.714$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.366 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,271
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,964
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,453
Ступінь попереднього розширення ρ	1,611
Ступінь стиснення ϵ	15,2

Таблиця 2.1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	19,45	
1,00	14,96	19,45
1,61	7,81	19,45
2,29	4,83	12,44
2,97	3,39	8,94
3,65	2,56	6,88
4,33	2,03	5,54
5,01	1,66	4,60
5,69	1,40	3,91
6,37	1,20	3,39
7,05	1,04	2,98
7,73	0,92	2,65
8,41	0,82	2,38
9,08	0,74	2,16
9,76	0,67	1,97
10,44	0,61	1,81
11,12	0,56	1,67
11,80	0,52	1,55
12,48	0,48	1,44
13,16	0,44	1,35
13,84	0,42	1,26
14,52	0,39	1,19
15,20	0,37	1,12
15,20	0,37	0,37

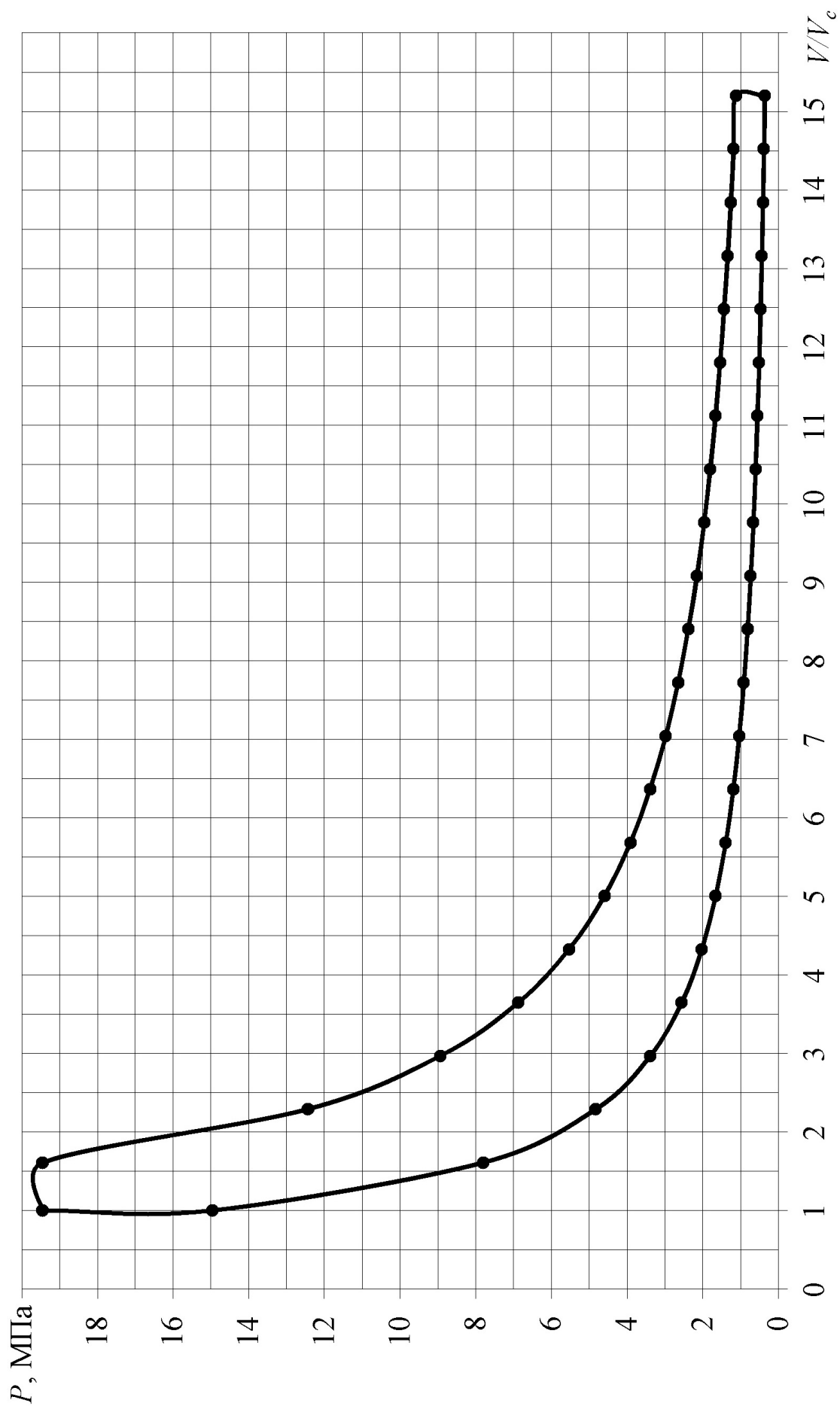


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу MAN 9L 32/40

направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_{\text{кр.}}$$

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення

сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Як масу m_n оберемо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осевих переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = -m_n r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,204.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n110,0 кг

Результати динамічного розрахунку зроблено на ПК в середовищі *LibreOffice Calc* і наведено в табл. 2.2. Графіки зміни сил P_r , P_{dv} , P_j , N , Z , T представлені на рис. 2.3 та 2.4.

					КРМ.142.6221м.25.01.02.ПЗ.	Лист
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r , МПа	P_j , МПа	P_{dv} , МПа	N , МПа	Z , МПа	T , МПа
0	0,3770	-2,0306	-1,6536	0,0000	-1,6536	0,0000
15	0,3770	-1,9270	-1,5500	-0,0820	-1,4760	-0,4803
30	0,3770	-1,6326	-1,2556	-0,1287	-1,0230	-0,7393
45	0,3770	-1,1926	-0,8156	-0,1189	-0,4926	-0,6607
60	0,3770	-0,6712	-0,2942	-0,0528	-0,1014	-0,2812
75	0,3770	-0,1385	0,2385	0,0479	0,0154	0,2427
90	0,3770	0,3441	0,7211	0,1503	-0,1503	0,7211
105	0,3770	0,7345	1,1115	0,2234	-0,5034	1,0158
120	0,3770	1,0153	1,3923	0,2499	-0,9126	1,0808
135	0,3770	1,1926	1,5696	0,2288	-1,2716	0,9481
150	0,3770	1,2885	1,6655	0,1708	-1,5278	0,6849
165	0,3770	1,3311	1,7081	0,0903	-1,6733	0,3549
180	0,3770	1,3425	1,7195	0,0000	-1,7195	0,0000
195	0,3724	1,3311	1,7035	-0,0901	-1,6688	-0,3539
210	0,3929	1,2885	1,6814	-0,1724	-1,5424	-0,6914
225	0,4310	1,1926	1,6236	-0,2367	-1,3154	-0,9807
240	0,4944	1,0153	1,5097	-0,2710	-0,9895	-1,1719
255	0,5974	0,7345	1,3318	-0,2677	-0,6033	-1,2172
270	0,7684	0,3441	1,1125	-0,2318	-0,2318	-1,1125
285	1,0668	-0,1385	0,9282	-0,1866	0,0600	-0,9449
300	1,6262	-0,6712	0,9550	-0,1714	0,3291	-0,9128
315	2,7757	-1,1926	1,5831	-0,2308	0,9562	-1,2826
330	5,3330	-1,6326	3,7004	-0,3794	3,0150	-2,1788
345	10,5796	-1,9270	8,6526	-0,4575	8,2394	-2,6814
360	14,9801	-2,0306	12,9496	0,0000	12,9496	0,0000
375	19,4530	-1,9270	17,5260	0,9266	16,6890	5,4311
390	13,6222	-1,6326	11,9896	1,2293	9,7686	7,0594
405	7,4127	-1,1926	6,2201	0,9067	3,7571	5,0395
420	4,5043	-0,6712	3,8330	0,6880	1,3207	3,6635
435	3,0408	-0,1385	2,9023	0,5833	0,1877	2,9544
450	2,2400	0,3441	2,5841	0,5385	-0,5385	2,5841
465	1,7715	0,7345	2,5060	0,5037	-1,1351	2,2902
480	1,4851	1,0153	2,5004	0,4488	-1,6389	1,9410
495	1,3070	1,1926	2,4995	0,3644	-2,0251	1,5098
510	1,1989	1,2885	2,4874	0,2551	-2,2817	1,0228
525	1,1406	1,3311	2,4717	0,1307	-2,4213	0,5135
540	1,1222	1,3425	2,4647	0,0000	-2,4647	0,0000
555	0,3620	1,3311	1,6931	-0,0895	-1,6586	-0,3517
570	0,3620	1,2885	1,6505	-0,1692	-1,5140	-0,6787
585	0,3620	1,1926	1,5546	-0,2266	-1,2595	-0,9390
600	0,3620	1,0153	1,3773	-0,2472	-0,9027	-1,0692
615	0,3620	0,7345	1,0965	-0,2204	-0,4967	-1,0021
630	0,3620	0,3441	0,7061	-0,1471	-0,1471	-0,7061
645	0,3620	-0,1385	0,2235	-0,0449	0,0145	-0,2275
660	0,3620	-0,6712	-0,3092	0,0555	-0,1065	0,2956
675	0,3620	-1,1926	-0,8306	0,1211	-0,5017	0,6729
690	0,3620	-1,6326	-1,2706	0,1303	-1,0352	0,7481
705	0,3620	-1,9270	-1,5650	0,0827	-1,4903	0,4850
720	0,3620	-2,0306	-1,6686	0,0000	-1,6686	0,0000

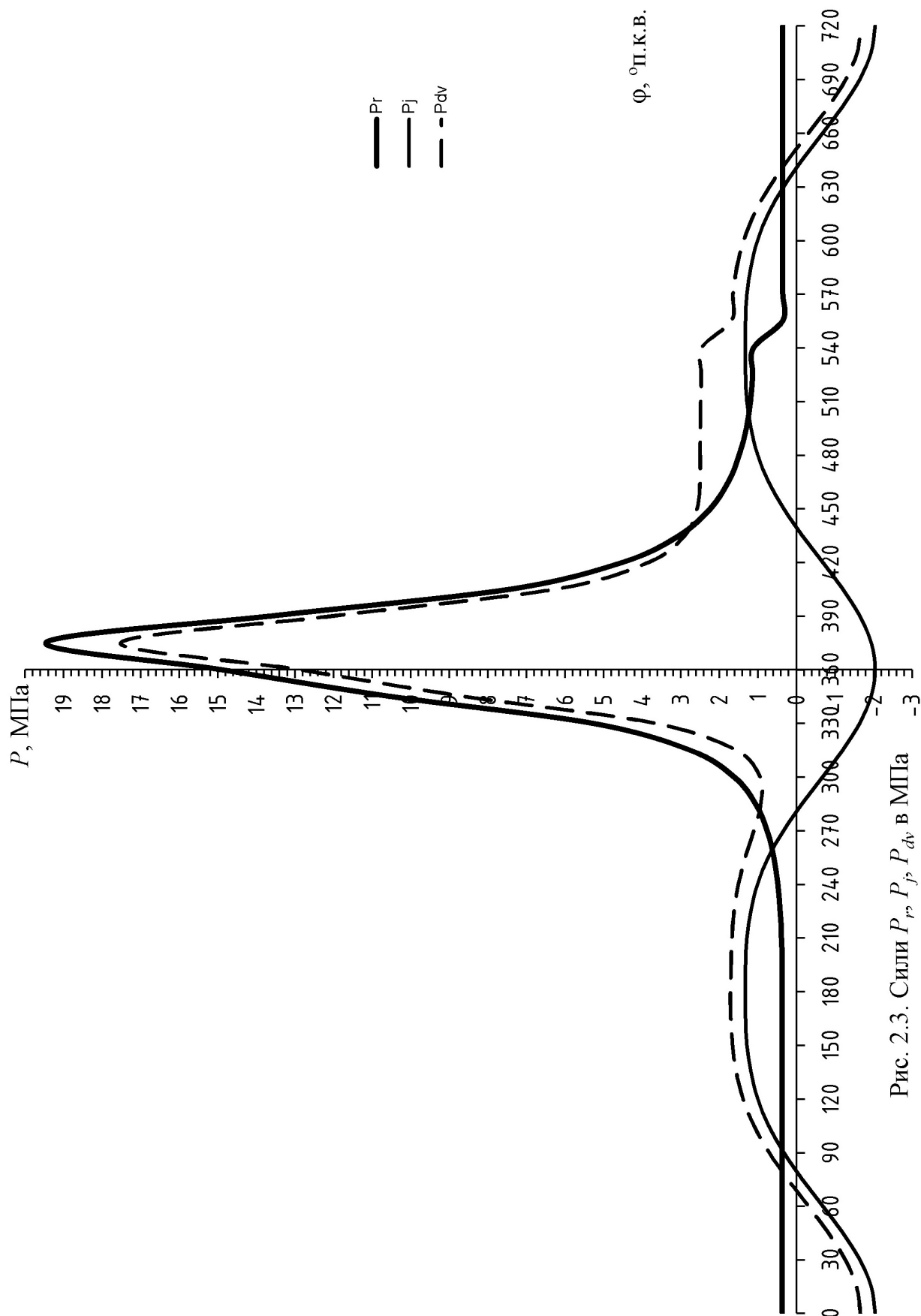


Рис. 2.3. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

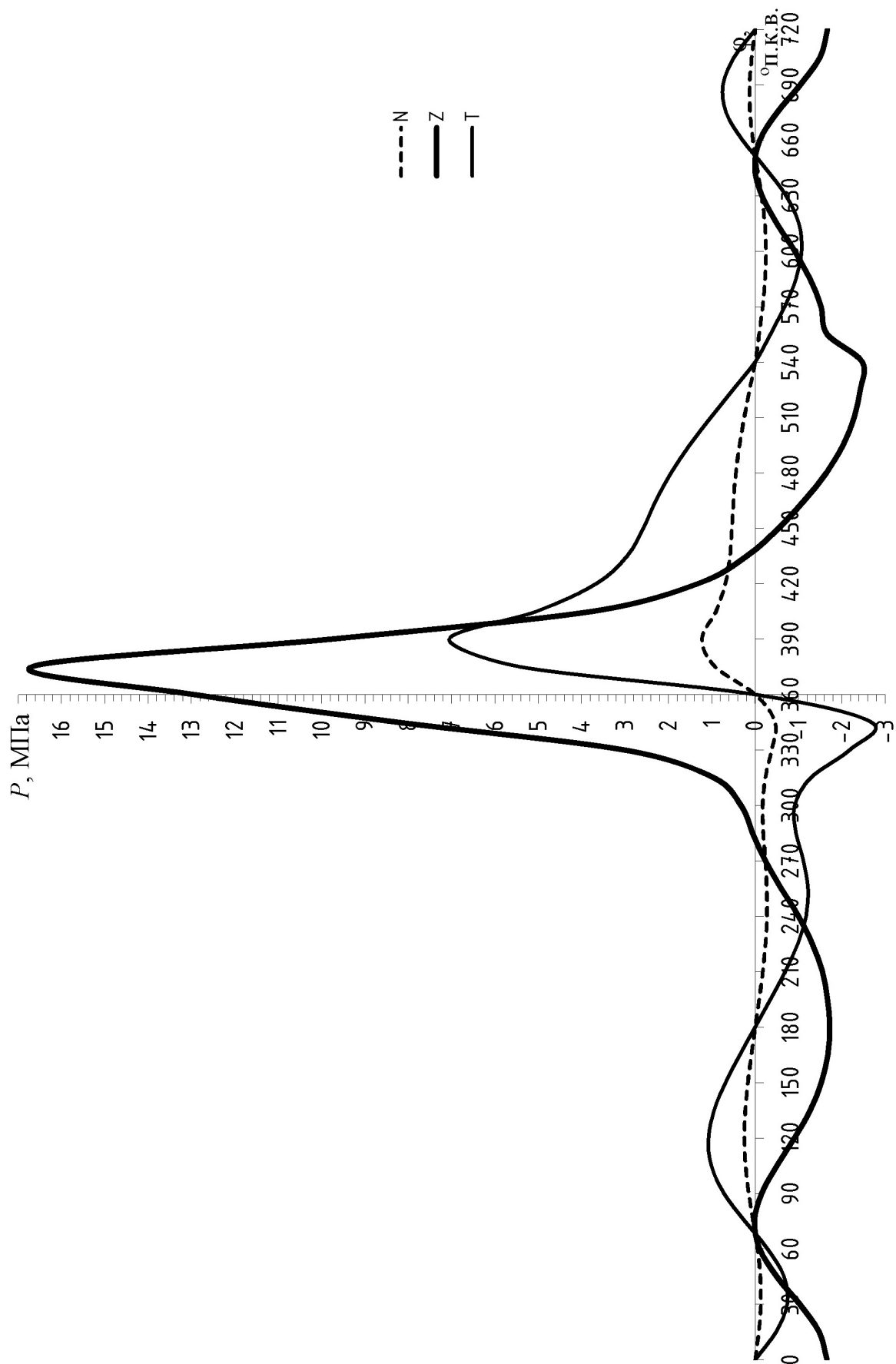


Рис. 2.4. Силы N, Z, T в МПа

2.4 Висновок до розділу

Розрахунок робочого циклу було виконано для номінального режиму роботи двигуна. За результатами перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу MAN 9L 32/40 було отримано основні параметри, що характеризують його роботу.

Показник економічності двигуна, зокрема питома ефективна витрата пального, становить 176,7 г/(кВт·год.). Це свідчить про те, що двигун відноситься до машин з високим економічним показником і може конкурувати з іншими аналогічними двигунами за потужністю або розмірами.

Середній ефективний тиск двигуна (P_e) дорівнює 2,487 МПа, а ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна становить 0,477. Максимальний тиск робочого тіла становить 19,45 МПа, а максимальна температура досягає 1825 К, що відповідає класичним рекомендаціям для цих параметрів.

Отримані результати дають важливу інформацію для подальших розрахунків і дозволяють провести дослідження впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники суднового двигуна. Ці дані будуть корисні для вдосконалення проєктів і оцінки ефективності двигунів за різних режимів експлуатації.

					КРМ.142.6221м.25.01.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		33

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ НАДДУВУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА MAN 9L 32/40

3.1 Вступ

Сучасні суднові дизельні двигуни, зокрема MAN 9L 32/40, працюють у широкому діапазоні навантажень і характеризуються високими вимогами до ефективності та екологічності. Одним із ключових факторів, що визначає робочі характеристики двигуна, є ступінь наддуву, який безпосередньо впливає на наповнення циліндрів повітрям, умови горіння палива та співвідношення повітря/палива.

Збільшення наддуву дозволяє підвищити потужність двигуна та середній ефективний тиск, проте вплив цього параметра на питому ефективну витрату палива, максимальні температуру і тиск згоряння, а також на викиди шкідливих речовин (CO , NO_x , сажа) потребує детального аналізу. У реальних умовах роботи суднового двигуна високий наддув може призводити до збільшення об'ємної ефективності, що в свою чергу знижує приріст потужності при подальшому збільшенні тиску, а також впливає на температуру згоряння та утворення оксидів азоту.

Для точного аналізу впливу ступеня наддуву на робочі характеристики та екологічні показники застосовується параметрична модель Гріневецького–Мазінга, яка дозволяє відтворити процес згоряння в циліндрі від кута повороту колінчастого валу. Використання моделі дозволяє отримати залежності потужності, середнього ефективного тиску, T_z , P_z та інших параметрів, що відображають фізику процесів у двигуні.

3.2 Теоретичні основи впливу наддуву на робочий процес дизельного двигуна

Підвищення тиску наддуву безпосередньо впливає на процеси, що відбуваються у циліндрі дизельного двигуна, і цей вплив є комплексним та ба-

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

гатогранним. Коли тиск наддувного повітря зростає, у циліндр надходить більша маса повітря при тому самому об'ємі, що підвищує густину заряду та коефіцієнт наповнення. Це дозволяє значно збільшити коефіцієнт надлишку повітря α , який визначає співвідношення реальної кількості повітря в циліндрі до стехіометрично необхідної для повного згоряння впорскуваної порції палива. Вищий α означає, що в камері згоряння створюються більш сприятливі умови для повного окислення продуктів розпаду палива, зменшується частка зон із локально бідною або багатою сумішшю, що позитивно впливає як на ефективність, так і на екологічні параметри двигуна.

Підвищення маси повітря сприяє покращенню сумішоутворення. У дизельному двигуні процес змішування палива з повітрям відбувається під час впорскування, коли паливо у вигляді розпилених крапель потрапляє в турбулентні потоки гарячого стисненого повітря. За вищого тиску наддуву повітря в циліндрі більше, його температура після стискання вища, а турбулентність посилюється. Це створює умови, за яких краплі палива інтенсивніше випаровуються, швидше змішуються з повітрям і утворюють одноріднішу робочу суміш. Зменшується ймовірність утворення зон з нестачею кисню, де паливо згоряє неповністю й утворює сажу. Таким чином, підвищення тиску наддуву підвищує якість процесів сумішоутворення завдяки покращеному перемішуванню, інтенсивнішому випаровуванню крапель та зменшенню середнього діаметра частинок палива після розпилу.

Збільшення маси повітря у свою чергу впливає на тепловий баланс циклу, а саме на кількість теплоти, що виділяється під час згоряння. Хоча теплота згоряння одного кілограма палива є сталою величиною, збільшення α і покращення умов сумішоутворення забезпечують більш повне вигорання кожної порції впорскуваного палива. При оптимальному наддуві зменшується кількість незгорілих вуглеводнів і чадного газу, що є продуктами неповного згоряння, і зростає частка енергії, яка переходить у корисну роботу через збільшення індикаторного тиску. Крім того, за підвищеного тиску наддувного повітря можливо впорскувати дещо більші порції палива без ризику різкого

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

падіння α , що також приводить до збільшення загальної кількості теплоти, що виділяється у циліндрі за цикл.

З термодинамічної точки зору підвищення ступеня наддуву змінює ключові параметри робочого циклу двигуна, впливаючи на підведення теплоти, максимальні значення температури та тиску, а також на площу індикаторної діаграми, що визначає індикаторну роботу за цикл.

По-перше, наддув безпосередньо впливає на процес підведення теплоти у циклі. Коли в циліндр надходить більше повітря, коефіцієнт надлишку повітря зростає, а сумішоутворення покращується, що робить процес горіння більш повним і стабільним. Завдяки цьому реальна кількість теплоти, яка переходить у робочий цикл після згоряння палива, збільшується. В умовах підвищеного наддуву також можна впорскувати більшу порцію палива без ризику збіднення киснем, що додатково підвищує сумарну кількість теплоти, яка надходить у цикл. Тобто наддув змінює не лише інтенсивність тепловиділення, але й його фазовість: вершина кривої тепловиділення стає більш вираженою, а згоряння відбувається швидше та ближче до верхньої мертвої точки. Це покращує теплову ефективність циклу та збільшує індикаторний тиск.

По-друге, збільшення ступеня наддуву змінює максимальні значення температури та тиску в циліндрі. Більша маса повітря і підвищена густина заряду під час стискання приводять до того, що кінцева температура стискання зростає. Це зменшує затримку запалювання та сприяє інтенсивнішому початку згоряння. Під час основного згоряння тиск у циліндрі зростає більш різко, а його максимальне значення стає вищим. Температура згоряння також збільшується внаслідок пришвидшеного горіння та вищої концентрації кисню. З одного боку, це покращує використання теплоти палива та підвищує ефективність циклу, але з іншого — може сприяти інтенсивнішому утворенню оксидів азоту, оскільки реакції їх утворення швидко активуються при температурах понад 1800–1900 К. Таким чином, наддув істотно впливає на тепловий стан камери згоряння та потребує точного регулювання для запобігання надмірному зростанню температур і навантажень на вузли двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

По-третє, наддув впливає на площу індикаторної діаграми, яка фактично визначає індикаторну роботу двигуна за цикл. Коли тиск наддувного повітря збільшується, зростає середній індикаторний тиск, розширюється область корисного тиску протягом розширення, а сама індикаторна діаграма стає ширшою та вищою. Це відображає зростання індикаторної роботи та теоретичної потужності двигуна. Підвищення ступеня наддуву зрушує лінію стискання вгору, збільшує тиск на початку згоряння і піднімає криву тиску на ділянці робочого ходу. Площа діаграми, тобто інтеграл тиску за об'ємом, зростає, що і визначає підвищення корисної енергії, яку двигун може отримати за цикл. Усі ці зміни свідчать про те, що наддув є одним із найбільш ефективних способів збільшення потужності та крутного моменту без зміни геометричних параметрів двигуна.

Збільшення ступеня наддуву загалом сприяє зменшенню питомої ефективної витрати палива, і це пов'язано з рядом термодинамічних та фізичних факторів, які покращують роботу двигуна. Насамперед наддув забезпечує більш інтенсивне та повне згоряння палива. За вищого тиску наддувного повітря у циліндр надходить більша його маса, збільшується коефіцієнт надлишку повітря, і умови сумішоутворення стають оптимальнішими. Краплі палива випаровуються швидше, утворюється більш однорідна робоча суміш, зменшується кількість зон із нестачею кисню, де зазвичай формуються продукти неповного згоряння (СО, сажа, незгорілі вуглеводні). У результаті більша частка хімічної енергії палива переходить у теплоту, що бере участь у виконанні корисної роботи, а не втрачається через неповне вигорання.

Другим важливим фактором є зменшення втрат теплоти на охолодження. Попри те, що максимальні температури згоряння можуть збільшуватися, загальна тепловіддача стінкам циліндра може знижуватися через зміну структури полум'я та швидшого перебігу процесу горіння. За наявності більшої кількості повітря в камері згоряння горіння відбувається інтенсивніше і в більш стислий інтервал часу. Це означає, що менша частка теплової енергії встигає передатися через стінки циліндра у систему охолодження — більша її

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

частина залишається в робочому газі та використовується на розширення. Таким чином, поліпшується тепловий баланс циклу та зростає корисна частка теплоти, яка переходить у механічну роботу.

Третій аспект пов'язаний із підвищенням індикаторного ККД. Із зростанням ступеня наддуву індикаторний цикл двигуна стає ефективнішим: підвищується середній індикаторний тиск, збільшується площа індикаторної діаграми, а робоче згоряння відбувається ближче до верхньої мертвої точки. Це означає більш вигідні умови перетворення теплоти в роботу. Завдяки вищому тиску та густині заряду покращується термодинамічний процес розширення, зростають тиск і температура на початку робочого ходу, і двигун здатний отримати більше корисної енергії з тієї ж кількості палива. Як наслідок, загальна питома ефективна витрата палива знижується, оскільки той самий рівень потужності може бути забезпечений меншою кількістю пального.

Проте надмірне підвищення ступеня наддуву може мати і негативні наслідки, що обмежують ефективність та надійність роботи двигуна. Насамперед це стосується збільшення механічних втрат у турбонагнітачі. Чим вищий тиск наддувного повітря необхідно забезпечити, тим більша потужність потрібна для розкручування компресорного колеса та підтримання необхідного перепаду тиску. Турбіна, що приводить у рух компресор, повинна відбирати все більшу частку енергії з відпрацьованих газів, що призводить до підвищення гідравлічних і механічних втрат у системі наддуву. У результаті зростає протитиск у випускному колекторі, збільшується робота на продування та погіршується евакуація відпрацьованих газів із циліндра. Це частково компенсує приріст потужності від більшої маси повітря, зменшує ефективність турбокомпресора і може призвести до зниження загальної економічності двигуна при надмірному наддуванні.

Іншим важливим фактором є необхідність збагачення робочої суміші з метою охолодження зони згоряння. За надмірно високого тиску наддувного повітря максимальні температури згоряння значно підвищуються, що може спричинити перевищення допустимих теплових навантажень на поршень, го-

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ловку циліндра, клапани та форсунку. Щоб уникнути детонаційних явищ, надмірного зношування та термічних пошкоджень елементів камери згоряння, іноді доводиться збільшувати подачу палива, зменшуючи коефіцієнт надлишку повітря до більш безпечного рівня. Таке збагачення суміші створює у камері згоряння додаткові зони випаровування, які частково відбирають тепло, знижуючи температуру. Проте це зменшує ефективність процесу згоряння, збільшує утворення сажі, незгорілих вуглеводнів та чадного газу, а також підвищує питому витрату палива.

Рівень наддуву суттєво визначає умови перебігу процесу згоряння та, відповідно, формування основних шкідливих речовин у вихлопних газах суднового двигуна. Підвищення тиску наддуву супроводжується збільшенням кількості повітря, що надходить у циліндр, а отже – й інтенсивністю окислювальних процесів. За таких умов температура у зоні згоряння зростає, що сприяє інтенсивнішому утворенню оксидів азоту (NO_x), оскільки механізми термічного та проміжного утворення NO суттєво активізуються саме при високих температурах. Таким чином, із збільшенням наддуву закономірно зростає і частка NO_x у складі вихлопу.

Разом з тим, підвищена концентрація кисню і покращене перемішування пальної суміші забезпечують повніше згоряння палива, що приводить до зменшення утворення чадного газу (CO) та незгорілих вуглеводнів. У цих умовах знижується кількість зон локального неповного горіння та "холодних" ділянок у камері згоряння, де зазвичай формуються CO та CN -сполуки. Тому зростання наддуву в помірному діапазоні є одним із найефективніших способів зменшення цих забруднювачів.

Подібна закономірність спостерігається і для сажових часток: при достатньому надлишку повітря зменшується ймовірність формування локальних зон збагаченої суміші, у яких і відбувається інтенсивне сажеутворення. За помірного наддуву процеси окиснення частинок сажі проходять ефективніше, завдяки чому їх масова частка у вихлопних газах знижується. Проте при надмірному наближенні коефіцієнта надлишку повітря до $\alpha \rightarrow 1$, коли суміш

стає надто збідненою або робочий процес порушується через надмірне нагнітання, можливе повторне зростання концентрації сажі. Це пов'язано з погіршенням стабільності горіння, недостатньою тривалістю високотемпературних зон для повного окиснення часток та потенційним охолодженням факела через надмірне повітряне розбавлення.

Таким чином, збільшення тиску наддуву комплексно впливає на робочий процес дизельного двигуна, покращуючи наповнення циліндрів, підвищуючи коефіцієнт надлишку повітря та інтенсивність сумішоутворення, що забезпечує повніше і ефективніше згоряння палива. Це сприяє підвищенню потужності та економічності двигуна, одночасно зменшуючи кількість продуктів неповного згоряння та концентрацію твердих часток у вихлопних газах. З термодинамічної точки зору підвищений наддув змінює тепловий баланс циклу, інтенсивність тепловиділення, максимальні значення тиску та температури, а також площу індикаторної діаграми, що збільшує потенціал корисної роботи і знижує питому витрату палива. При помірному наддуві умови сумішоутворення та горіння оптимальні, що дозволяє зменшити утворення СО, СН та сажі, водночас слід враховувати, що підвищення температури згоряння сприяє збільшенню утворення NO_x, тому екологічно оптимальні режими досягаються лише при збалансованому підборі ступеня наддуву, який забезпечує повноту згоряння без надмірного перегріву камери згоряння. Надмірний наддув, хоча і забезпечує потенціал для підвищення потужності, може викликати зростання втрат у системі турбонаддуву, необхідність коригування складу суміші та підвищені теплові навантаження на вузли двигуна, що погіршує його економічні та екологічні показники. Тому оптимізація ступеня наддуву є критично важливою для досягнення балансу між ефективністю, надійністю та екологічністю суднового дизельного двигуна.

3.3 Розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву

Для аналізу впливу наддуву на робочі характеристики двигуна проведено чисельні розрахунки з використанням параметричної моделі Гріневецько-

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

го-Мазінга, яка дозволяє описати динаміку процесу горіння палива в циліндрі. Незважаючи на те, що модель є спрощеною, але її можливостей достатньо для проведення аналізу і під час розрахунків враховуються всі особливості процесів.

Метою розрахунків є визначення залежності ключових показників двигуна – потужності, середнього ефективного тиску, питомої ефективної витрати палива, ефективного ККП, максимальної температури та тиску згоряння від ступіня підвищення тиску в компресорі в діапазоні 3,7...4,5. Отримані результати дозволяють виявити закономірності, характерні для реального режиму роботи двигуна, та оцінити потенційні можливості підвищення ефективності при одночасному дотриманні екологічних норм.

За методикою Гріневецького-Мазінга потужність двигуна визначається через інтегрування тиску по ходу робочого ходу поршня з урахуванням фактичної маси згорілого палива. Методика дозволяє визначити, що при збільшенні тиску наддуву зростає кількість повітря в циліндрі та частка палива, що згоряє ефективно, проте через насичення об'ємної ефективності приріст потужності відбувається нелінійно.

Середній ефективний тиск розраховується як інтеграл тиску по об'єму циліндра. Модель враховує, що збільшення наддуву підвищує максимальний тиск у циліндрі, однак нелінійна форма кривої горіння та обмеження об'ємної ефективності призводять до сублінійного зростання середнього ефективного тиску при високих значеннях тиску наддуву.

Питома ефективна витрата палива визначається через співвідношення масової витрати палива до корисної потужності. Завдяки точному моделюванню процесу горіння, включаючи частку палива, що згоряє на різних етапах циклу, методика дозволяє врахувати зменшення питомої ефективної витрати палива при збільшенні наддуву та одночасному оптимальному використанні палива.

Ефективний ККД двигуна формується як добуток теплового та механічного ККД і залежить від повноти згоряння палива та втрат у кривошипно-

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

шатунному механізмі. Модель дозволяє врахувати, що при високому наддуві ефективність зростає нелінійно через обмеження процесу насичення повітря та теплових втрат.

Максимальна температура (T_z) та максимальний тиск (P_z) визначаються через відстеження пікових значень кривих тиску і температури, побудованих на основі фракції згорілого палива. Методика дозволяє коректно відобразити нелінійне збільшення T_z і P_z при зростанні наддуву та вплив на утворення оксидів азоту та інших шкідливих речовин.

Результати розрахунків зведені в табл. 3.1.

Параметр		Значення								
Ступінь підвищення тиску в компресорі	P_k	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5
Номінальна потужність, кВт	Ne	4503	4555	4602	4645	4683	4716	4745	4770	4791
Середній ефективний тиск, МПа	P_e	2,487	2,510	2,530	2,548	2,564	2,579	2,592	2,604	2,615
Ефективний ККД	η_e	0,4770	0,4785	0,4798	0,4810	0,4822	0,4833	0,4844	0,4854	0,4863
Питома витрата пального, кг/(кВт · год)	b_e	0,1767	0,1762	0,1758	0,1754	0,175	0,1747	0,1744	0,1741	0,1739
Максимальна температура циклу, К	T_z	1825	1829	1833	1837	1840	1843	1846	1849	1852
Максимальний тиск циклу, К	P_z	19,45	19,56	19,67	19,78	19,88	19,98	20,08	20,17	20,26

На основі даних табл. 3.1 побудовано графічні залежності зміни основних показників роботи двигуна від тиску наддуву. Графіки дозволяють наочно простежити характер впливу ступеня наддуву на потужність двигуна, середній ефективний тиск, питому ефективну витрату палива, максимальні температуру та тиск згоряння, ефективний ККД двигуна (рис. 3.2...3.7). Їх аналіз дає змогу визначити як лінійні, так і нелінійні тенденції, що не завжди можна чітко відстежити за табличними значеннями.

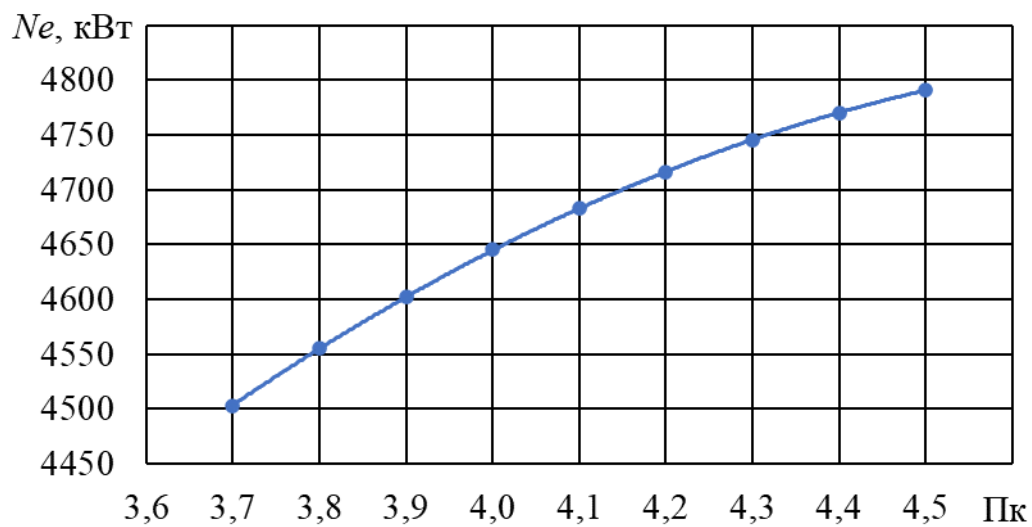


Рис. 3.2. Залежність зміни потужності двигуна N_e від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі P_k

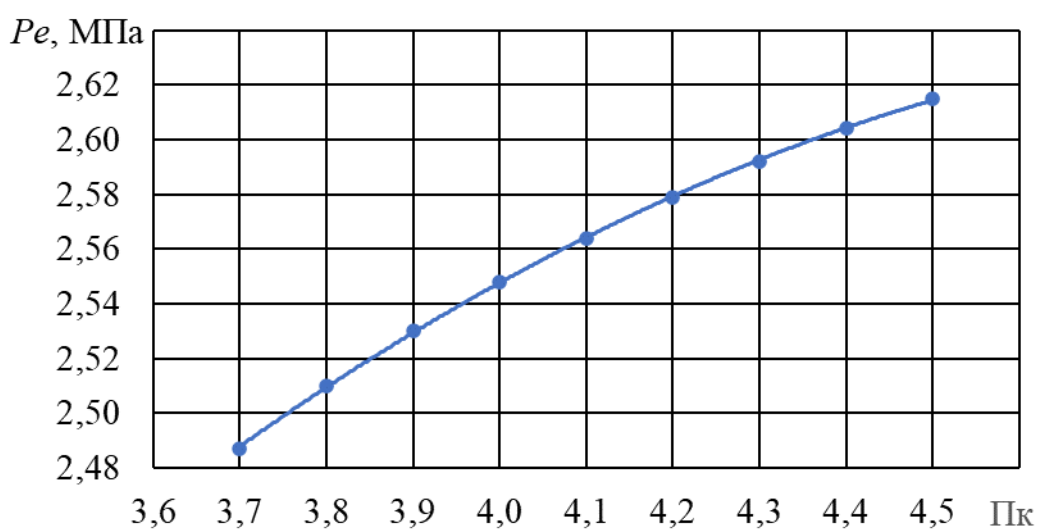


Рис. 3.3. Залежність зміни середнього ефективного тиску P_e від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі P_k

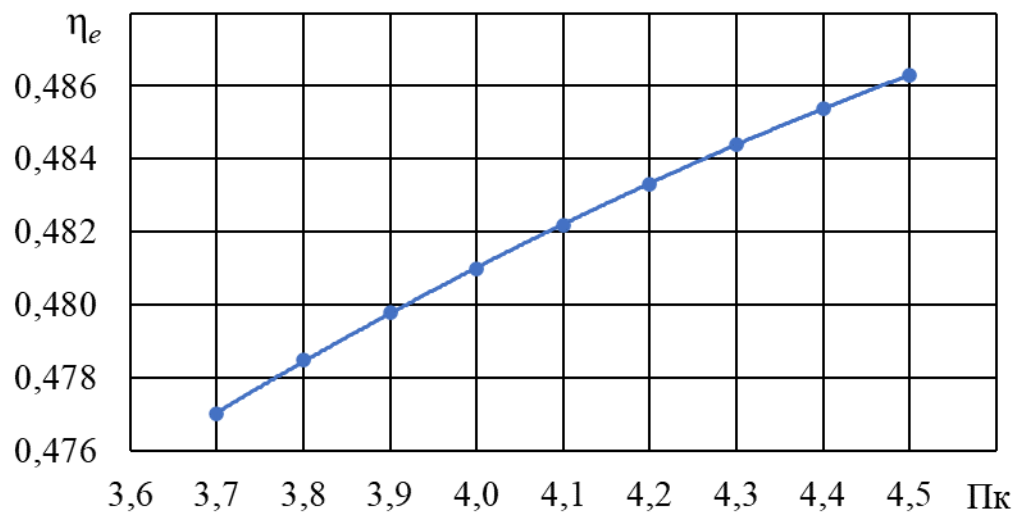


Рис. 3.4. Залежність зміни ефективного ККД двигуна η_e від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі Π_k

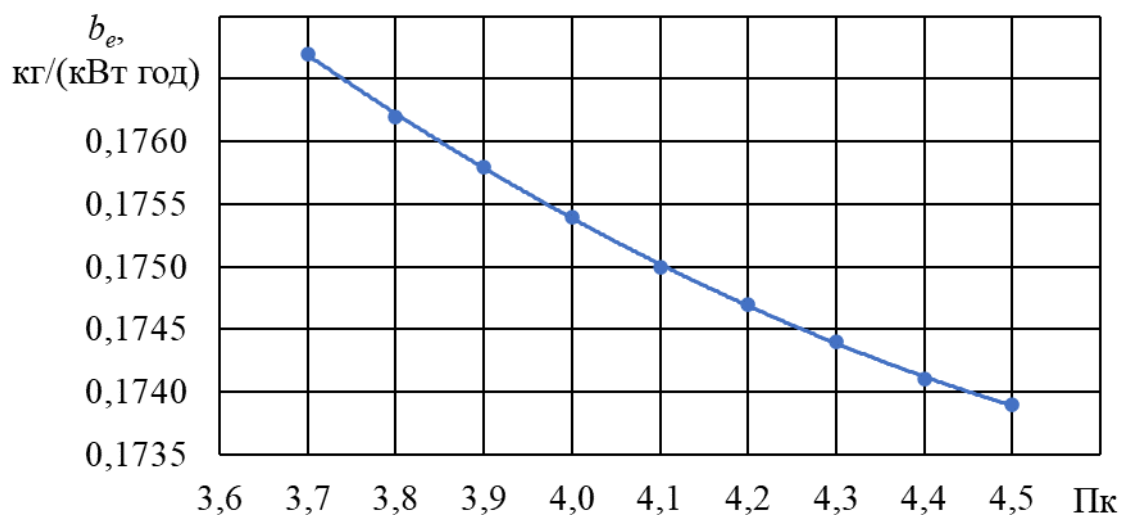


Рис. 3.5. Залежність зміни середнього ефективного тиску b_e від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі Π_k

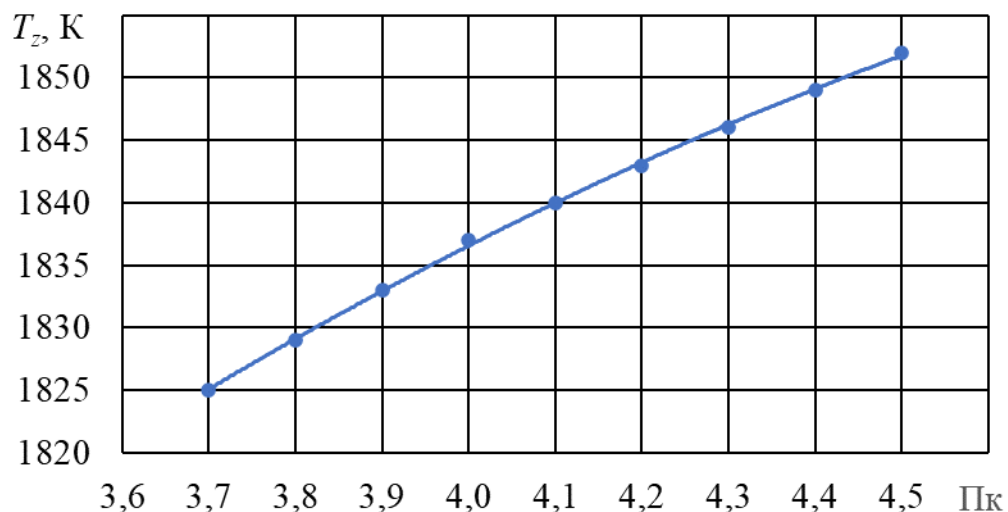


Рис. 3.6. Залежність зміни максимальної температури згоряння T_z від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі P_k

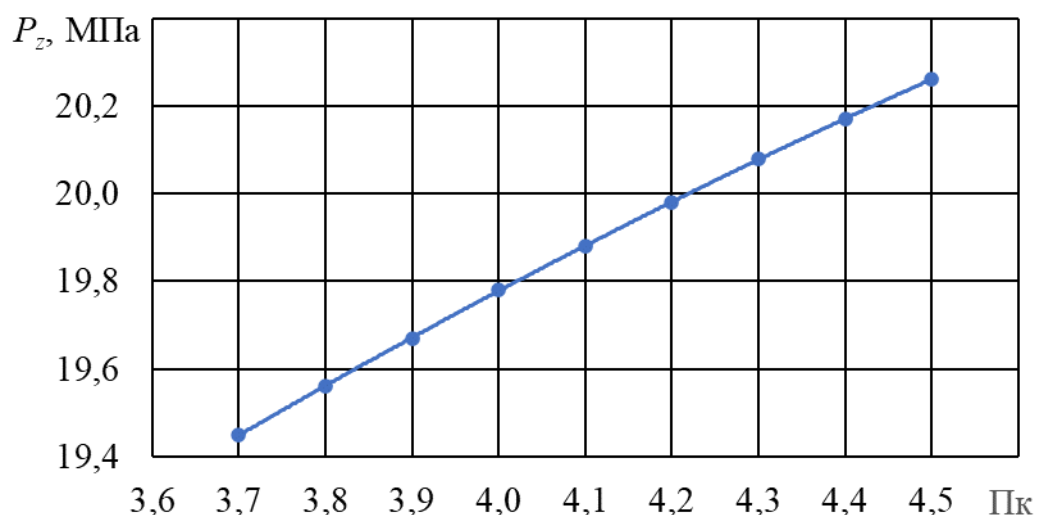


Рис. 3.7. Залежність зміни максимального тиску в циклі P_z від зміни ступіня підвищення тиску в компресорі P_k

Побудовані залежності чітко відображають комплексний вплив підвищення тиску наддуву на робочий процес дизельного двигуна MAN 9L 32/40. При збільшенні ступіня підвищення тиску в компресорі в діапазоні 3,7...4,5 всі основні показники змінюються узгоджено, демонструючи загальну тенденцію до покращення техніко-економічних характеристик.

Графік зміни ефективної потужності (див. рис. 3.2) свідчить про майже лінійне, але дещо згладжене зростання. Це пояснюється тим, що зі збільшен-

ням маси повітря, яке надходить у циліндр, зростає подача палива й інтенсифікується процес згоряння. Однак темп наростання потужності дещо сповільнюється на більш високих значеннях тиску наддуву, що свідчить про наближення роботи двигуна до теплових і гідродинамічних обмежень.

Залежність середнього ефективного тиску (див. рис. 3.3) також зростає, причому з дещо нерівномірною швидкістю. У нижньому діапазоні наддуву спостерігається інтенсивніше підвищення P_e , тоді як на вищих значеннях зростання стає більш помірним. Це пов'язано з тим, що при високих швидкостях горіння збільшується вплив втрат на теплообмін та неповне використання додаткової порції повітря.

Графік ефективного ККД (див. рис. 3.4) демонструє плавне зростання. Ефективність згоряння підвищується завдяки покращенню сумішоутворення та більш повному вигоранню палива. Проте характер кривої вказує на наближення до граничного рівня термічного ККД, який стримується зростанням теплових навантажень та підвищенням температур у камері згоряння.

Це особливо добре підтверджують графіки максимальної температури (T_z) і максимального тиску згоряння (P_z) (див. рис. 3.6 і 3.7 відповідно). Обидві залежності зростають майже рівномірно, однак зі збільшенням тиску наддуву зростання P_z і T_z стає більш помітним. Це вказує на інтенсифікацію теплового навантаження на поршневу групу, головку блока і клапанний механізм, що вимагає уважного контролю граничних параметрів під час експлуатації. Занадто велике підвищення максимального тиску може призвести до перевищення допустимих механічних напружень у деталях ЦПГ.

Показник питомої ефективної витрати палива (див. рис. 3.5) демонструє спадну тенденцію, причому зменшення b_e відбувається нерівномірно – у середній частині досліджуваного діапазону нахил кривої є найбільшим. Це означає, що саме в цьому діапазоні двигун працює у найбільш сприятливому режимі з точки зору паливної економічності. Подальше зниження питомої витрати сповільнюється через збільшення теплових втрат на стінки та погіршення індикаторного ККД в умовах високих температур згоряння.

3.4 Рекомендації за результатами дослідження впливу ступеня наддуву

Проведене дослідження впливу ступеня наддуву на ефективні та екологічні параметри суднового дизельного двигуна дозволило визначити характер змін потужності, економічності та термонавантаженості циліндро-поршневої групи при підвищенні тиску в компресорі. Виявлені закономірності дали змогу окреслити оптимальні діапазони роботи двигуна та умови, за яких підвищення тиску наддуву забезпечує приріст ефективності без погіршення викидів і без перевищення допустимих механічних і теплових навантажень. На основі отриманих результатів сформульовано комплекс практичних рекомендацій для підвищення як енергоефективності, так і екологічної безпечності двигуна.

Оптимізувати значення ступіня підвищення тиску в компресорі в діапазоні 4,0...4,3, оскільки саме в цьому інтервалі спостерігається найбільш інтенсивне зниження питомої ефективної витрати палива за помірного зростання температурно-силових навантажень на деталі ЦПГ.

Уникати роботи двигуна на надмірно високих значення ступіня підвищення тиску в компресорі (понад 4,4...4,5) без відповідної модернізації охолоджувальних і силових елементів, оскільки спостерігається значне зростання максимального тиску згоряння P_z та температури T_z , що може зменшити ресурс двигуна.

За збільшення ступеня наддуву рекомендується коригувати подачу палива, забезпечуючи раціональне співвідношення повітря та палива, що дозволить уникнути надмірно високих температур кінця згоряння та локальних перегрівів.

Покращити систему охолодження, зокрема пропускну здатність та тепловіддачу теплообмінників, оскільки при високих значеннях Π_k зростають вимоги до температурного режиму поршня, гільзи та головки блока.

Застосовувати жаростійкі та високотеплопровідні матеріали для поршнів, клапанів та головки блока при переході на роботу з підвищеним наддувом – це дозволить компенсувати зростання T_z і збільшити довговічність

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		47

елементів камери згоряння.

Проводити регулярний моніторинг максимального тиску згоряння P_z , зокрема контролювати його зміну після регулювання наддуву, щоб уникнути перевищення допустимих меж, передбачених заводською документацією для даного типу двигуна.

Рекомендується періодичне регулювання фаз газорозподілу для забезпечення оптимального наповнення циліндрів при зміненому тиску наддуву, що дозволить зберігати високий ефективний ККД без погіршення процесу згоряння.

Використовувати корекцію упорскування (моменти, тиск упорскування, форма факела) для компенсації зміни динаміки згоряння при більш високій густині повітря, що підвищує стабільність запалювання та зменшує теплові піки.

Розглянути можливість встановлення регульованого турбокомпресора (VGT), що дозволить підтримувати оптимальний тиск наддуву при різних навантаженнях та уникати надлишкового тиску, який не приносить суттєвого приросту потужності, але збільшує температурно-силові навантаження.

Проводити моделювання режимів роботи двигуна при різних значеннях наддуву на етапі експлуатації, щоб своєчасно коригувати робочі параметри і уникати переходу в зону неефективної або небезпечної роботи.

3.5 Висновки до розділу

Проведені дослідження показали, що ступінь наддуву є визначальним параметром у формуванні ефективних та екологічних характеристик суднового двигуна MAN 9L 32/40. Підвищення тиску наддуву позитивно впливає на показники потужності та економічності, проте водночас спричиняє зростання температури згоряння, що веде до збільшення викидів NO_x .

Оптимізація наддуву повинна здійснюватися з урахуванням:

- типових режимів роботи судна,
- екологічних норм IMO Tier II/III,

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- технічних можливостей системи турбонаддуву.

Найефективнішим для даного двигуна є діапазон ступеня підвищення тиску в компресорі 4,0...4,3, який забезпечує раціональний компроміс між паливною економічністю та рівнем токсичних викидів, а також гарантує допустимі значення максимального тиску та температури згоряння, стабільність процесу сумішоутворення, повноту згоряння та збереження довговічності основних деталей циліндро-поршневої групи. У цьому інтервалі досягається оптимальний баланс між приростом ефективних показників двигуна і зростанням термічних та механічних навантажень, що робить його найбільш придатним для тривалої та надійної експлуатації.

					КРМ.142.6221м.25.01.03.ПЗ.	Лист
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗМІНИ СТУПЕНЯ НАДДУВУ ДВИГУНА MAN 9L 32/40

4.1 Обґрунтування доцільності зміненим ступеня наддуву

Підвищення ступеня наддуву розглядається не лише як технічний захід для збільшення ефективності суднового дизельного двигуна MAN 9L 32/40, але й як інструмент оптимізації експлуатаційних витрат та покращення екологічних показників. В умовах сучасних вимог до енергоефективності судноплавства, зростання вартості палива та посилення міжнародних стандартів щодо шкідливих викидів питання економічної доцільності зміни режимів наддуву набуває особливої актуальності.

У цьому розділі проведено оцінку економічного ефекту від роботи двигуна MAN 9L 32/40 при збільшеному тиску наддуву з урахуванням результатів попередніх технічних розрахунків. Аналіз ґрунтується на зіставленні зміни паливної економічності та витрат на технічне обслуговування. Такий підхід дозволяє визначити, чи є підвищення тиску наддуву не лише технічно виправданим, але й економічно доцільним.

Для оцінки економічного ефекту від впровадження режиму роботи двигуна з підвищеним тиском наддуву здійснюється порівняння його техніко-економічних показників з аналогічним двигуном, що працює при стандартному значенні тиску наддуву. Такий підхід дозволяє визначити, наскільки зміна ступеня наддуву впливає на паливну економічність, експлуатаційні витрати та ресурсні характеристики агрегату.

У табл. 4.1 наведено узагальнені техніко-економічні показники суднового дизельного двигуна типу MAN 9L 32/40, які порівнюються за двома варіантами: із запропонованим значенням $P_k = 4,1$ та з традиційним $P_k = 3,7$. Показники включають основні параметри роботи двигуна — потужність, паливну економічність, питомі експлуатаційні витрати, орієнтовні витрати на технічне обслуговування та можливий вплив на ресурс основних деталей. Це

					КРМ.142.6221м.25.01.04.ПЗ.	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дозволяє комплексно оцінити доцільність переходу на новий режим наддуву як з технічної, так і з економічної точки зору.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун з Пк = 3,7	Двигун з Пк = 4,1
Потужність, кВт		N_e	4503	4683
Частота обертання, хв ⁻¹		n	750	750
Діаметр циліндра, м		D	0,32	0,32
Хід поршня, м		S	0,4	0,4
Вага, т		G	91	91
Габарити, м:	довжина	L	7930	7930
	ширина	B	3635	3635
	висота	H	4840	4840
Питомі витрати палива, кг/(кВт·год.)		g_p	0,1767	0,1750
Питомі витрати масла, кг/(кВт·год.)		g_m	0,0005	0,0005
Механічний ККД		η_m	0,95	0,95
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	1	0,96
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	7500	7500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	30000	25000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	80000	70000
Ціна установки, грн.		Π	60000000	63200000
Ціна палива, грн./т		Π_p	66000	66000
Ціна масла, грн./т		Π_m	120000	120000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Оцінка економічної доцільності впровадження двигуна зі змінним ступенем наддуву

Річну продуктивність установки можна визначити за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ (1) і для двигуна зі збільшеним P_k до рівня 4,1 (2) відповідно маємо

$$N_1 = 1 \cdot 4503 \cdot 7500 = 33772500 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,96 \cdot 4683 \cdot 7500 = 33772500 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ і для двигуна з $P_k = 4,1$ відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{80000}{7500} = 10,67 \text{ років,}$$

$$T_2 = \frac{70000}{7500} = 9,33 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$Z_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot \text{Ц}_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ і для двигуна з $P_k = 4,1$ відповідно маємо:

$$Z_{\text{п1}} = 0,1767 \cdot 33772500 \cdot 66000 \cdot 10^{-3} = 393861650 \text{ грн.,}$$

$$Z_{\text{п2}} = 0,175 \cdot 33772500 \cdot 66000 \cdot 10^{-3} = 390072375 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$Z_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \text{Ц}_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ і для двигуна з $P_k = 4,1$ відповідно маємо:

$$Z_{\text{м1}} = 0,0005 \cdot 33772500 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} = 2026350 \text{ грн.,}$$

$$Z_{\text{м2}} = 0,0005 \cdot 33772500 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} = 2026350 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$Z_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot \text{Ц}}{t_{\text{пер}}}.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ і для двигуна з $P_k = 4,1$ відповідно маємо:

$$Z_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 60000000}{30000} = 750000 \text{ грн.,} \quad Z_{\text{пр2}} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 63200000}{25000} = 996000 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$Z_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot \text{Ц}}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для двигуна з $P_k = 3,7$ і для двигуна з $P_k = 4,1$ відповідно маємо:

					КРМ.142.6221м.25.01.04.ПЗ.	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$З_{кр1} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 600000000}{80000 \cdot 1,1} = 1534091 \text{ грн.}, \quad З_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 63200000}{70000 \cdot 1,1} = 1940260 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для двигуна з $\Pi_k = 3,7$ і для двигуна з $\Pi_k = 4,1$ відповідно маємо:

$$U_1 = 393861650 + 2026350 + 750000 + 1534091 = 398172090 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 390072375 + 2026350 + 996000 + 1940260 = 395034985 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект для споживача від застосування двигуна з $\Pi_k = 4,1$ розраховується за формулою, грн.

$$E_k = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{33772500}{33772500} \cdot 398172090 = 398172090 \text{ грн.}$$

$$E_k = \left[600000000 \cdot \frac{33772500}{33772500} \cdot \left(\frac{\frac{1}{10,67} + 0,15}{\frac{1}{9,33} + 0,15} \right) + \frac{398172090 - 395034985}{\frac{1}{9,33} + 0,15} \right] - 63200000 = 2674855 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна з $\Pi_k = 4,1$ розраховується за наступною формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи двоступеневого наддуву, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації двигуна з $\Pi_k = 4,1$, грн.:

$$\Delta S = З_{п1} - З_{п2} + З_{м1} - З_{м2} + З_{пр1} - З_{пр2} + З_{кр1} - З_{кр2} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 395034985 - 398172090 = 3137105,7 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{3200000}{3137105,7} = 1,02 \text{ року.}$$

					КРМ.142.6221м.25.01.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

4.3 Висновок до розділу

У цьому розділі проведено розрахунки та порівняння річних витрат на експлуатацію суднового двигуна MAN 9L 32/40 при різних значеннях ступеня наддуву. Визначено економічний ефект від збільшення ступіня підвищення тиску в компресорі до $P_k = 4,1$ порівняно зі стандартним $P_k = 3,7$. Результати розрахунків підтвердили доцільність збільшення ступіня підвищення тиску в компресорі, особливо для режиму номінальної потужності, де збільшення наддуву забезпечує зниження питомої витрати палива та поліпшення ефективності двигуна.

Орієнтовна вартість переходу на збільшення ступіня підвищення тиску в компресорі включає додаткові витрати на модернізацію системи наддуву та регулювання паливної апаратури і складає близько 3,2 млн грн. Річний економічний ефект обумовлений зниженням витрат на паливо у порівнянні з експлуатацією двигуна зі стандартним P_k , що дозволяє заощадити значну суму (приблизно 2,67 млн грн на рік).

Термін окупності переходу на збільшений ступінь підвищення тиску в компресорі при середньорічному використанні двигуна близько 7500 годин на рік (приблизно 20 години на добу в режимі експлуатації) становить практично один рік, що підтверджує економічну доцільність модернізації. Впровадження збільшення ступіня підвищення тиску в компресорі дозволяє значно знизити експлуатаційні витрати, підвищити ефективність використання енергетичних ресурсів та забезпечити кращі екологічні показники двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.01.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА MAN 9L 32/40

5.1 Загальні вимоги охорони праці при експлуатації суднових дизельних двигунів

При експлуатації суднових дизельних двигунів, таких як MAN 9L 32/40, основною умовою безпеки є дотримання загальних вимог охорони праці, спрямованих на забезпечення безпечних умов роботи персоналу машинного відділення. Робочі місця повинні бути організовані таким чином, щоб оператори та технічний персонал мали вільний доступ до всіх агрегатів і вузлів двигуна, при цьому мінімізуючи ризик травмування або контакту з гарячими та рухомими частинами. Особлива увага приділяється безпечному доступу до кривошипно-шатунного механізму, турбокомпресора та паливної системи, оскільки ці елементи є джерелами високих тисків, високих температур і потенційно небезпечних рухів. Усі робочі зони повинні бути обладнані надійними перилами, сходами, захисними огорожами та освітленням, що дозволяє персоналу безпечно виконувати технічне обслуговування та ремонтні роботи.

Необхідним елементом забезпечення безпеки є використання засобів індивідуального захисту, включаючи захисні каски, окуляри, рукавички, спеціальний одяг та навушники для захисту від шуму. Контроль за рівнем шуму, вібрації та температури робочого середовища є обов'язковим, оскільки тривале перебування персоналу у зоні дії високих шумових та вібраційних навантажень або на гарячих поверхнях може призводити до професійних захворювань і знижувати ефективність роботи. Для цього застосовуються спеціальні шумопоглинаючі матеріали, антивібраційні підлоги, системи вентиляції та охолодження, а також регулярний медичний контроль персоналу. Дотримання цих вимог забезпечує безпечну та ефективну експлуатацію двигуна, знижує ризик нещасних випадків і сприяє підтриманню високого рівня працездатності екіпажу.

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

5.2 Основні небезпеки при роботі двигуна MAN 9L 32/40

При роботі з судновим дизельним двигуном MAN 9L 32/40 персонал машинного відділення стикається з низкою потенційно небезпечних факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я та безпеку. До основних небезпек належать механічні, термічні, пожежо- та вибухонебезпечні, а також хімічні фактори.

Механічні небезпеки пов'язані з обертовими та рухомими частинами двигуна, такими як колінчастий вал, кривошипно-шатунний механізм, маховики, турбокомпресор, привідні насоси та вентилятори. Контакт з цими деталями, особливо під час роботи двигуна, може призводити до травм різного ступеня тяжкості, включаючи защемлення, розриви тканин, переломи або серйозні порізи. Оскільки багато компонентів знаходяться під високим тиском і швидко рухаються, навіть короткочасний контакт без засобів захисту є небезпечним.

Термічні небезпеки виникають через гарячі поверхні циліндрів, головок циліндрів, випускних колекторів та вихлопної системи. Високі температури поверхонь та вихлопних газів можуть викликати опіки і термічні ураження шкіри та слизових оболонок. Особливу увагу слід приділяти роботі біля турбокомпресора та охолоджувальних систем, де температура робочих середовищ може перевищувати допустимі межі.

Пожежна та вибухонебезпечна ситуація виникає через наявність легкозаймистого палива, масла та газів у машинному відділенні. Неправильне з'єднання паливних трубопроводів, витік масла або недотримання технологічних режимів можуть призвести до займання або вибуху. Для запобігання таких ситуацій необхідне суворе дотримання правил техніки безпеки, наявність первинних засобів пожежогасіння та регулярна перевірка герметичності паливної та масляної систем.

Хімічна небезпека пов'язана з контактом з мастильними матеріалами, паливом та відпрацьованими газами. Тривалий або повторний контакт шкіри з паливом і маслами може призводити до дерматитів, алергічних реакцій, а

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вдихання випарів – до ураження дихальної системи. Для зниження ризику персонал повинен використовувати засоби індивідуального захисту, включаючи рукавички, спецодяг, респіратори, а також дотримуватись правил гігієни та правильної утилізації відпрацьованих матеріалів.

Комплексне дотримання заходів безпеки дозволяє мінімізувати вплив усіх зазначених небезпек, забезпечити безпечну експлуатацію двигуна MAN 9L 32/40 та знизити ризик аварійних ситуацій і професійних захворювань персоналу машинного відділення.

5.3 Заходи безпеки при роботі з системою наддуву

При роботі з системою наддуву суднового двигуна MAN 9L 32/40 основну увагу слід приділяти забезпеченню безпеки експлуатації турбокомпресора та суміжних вузлів, оскільки підвищений тиск і температура робочих газів створюють додаткові ризики для персоналу. Турбокомпресор є складним механізмом, що обертається на високих обертах, і під час роботи піддається впливу великих температур та тисків. Неправильна експлуатація або технічні несправності можуть призвести до механічних ушкоджень, розриву деталей або аварійних ситуацій, тому важливо суворо дотримуватися інструкцій виробника і правил безпеки.

Контроль робочого тиску та температури є обов’язковим заходом безпеки. Всі показники повинні постійно моніторитися за допомогою датчиків тиску та температури, а також спеціальних контрольно-вимірювальних приладів на щиті управління двигуном. Будь-яке перевищення допустимих значень робочого тиску або температури потребує негайного реагування, включаючи зниження навантаження двигуна або його аварійне відключення. Регулярний контроль дозволяє запобігти аварійним ситуаціям і продовжити ресурс турбокомпресора.

Регламент технічного обслуговування та профілактичні перевірки є невід’ємною частиною безпечної експлуатації системи наддуву. До цих заходів належить регулярне очищення повітряних фільтрів, перевірка стану підшип-

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

ників та ущільнень, заміна мастильних матеріалів відповідно до рекомендацій виробника, а також контроль стану крильчатки турбіни та компресора. Виконання цих робіт відповідно до графіка технічного обслуговування забезпечує надійну і безпечну роботу двигуна, знижує ризик аварій, продовжує ресурс турбокомпресора і дозволяє підтримувати оптимальні показники ефективності та екологічності суднового двигуна.

5.4 Захист навколишнього середовища

Захист навколишнього середовища під час експлуатації суднового двигуна MAN 9L 32/40 є одним із ключових аспектів сучасної суднової енергетики, оскільки робота дизельних двигунів пов'язана з утворенням шкідливих викидів і потенційним забрудненням водного середовища. Основними забруднювачами є оксиди азоту (NO_x), оксиди вуглецю (CO), діоксид вуглецю (CO₂) та тверді частки, що утворюються в процесі згоряння палива. Контроль за викидами здійснюється за допомогою сучасних систем моніторингу, датчиків та аналізаторів, які дозволяють своєчасно виявляти перевищення нормативних значень і приймати коригуючі заходи.

Для зменшення негативного впливу на атмосферу застосовуються системи очищення відпрацьованих газів, включаючи сажові фільтри, каталізатори і SCR-системи (селективне каталітичне відновлення NO_x), а також контроль за рівнем наддуву та параметрами роботи двигуна для оптимізації процесу згоряння. Важливим аспектом екологічної безпеки є правильне поводження з мастильними матеріалами та відпрацьованими маслами, які можуть потрапляти у воду при витоках. Для цього використовуються спеціальні ємності, системи збору та утилізації відпрацьованого масла та паливних залишків.

Діяльність суднових двигунів регламентується міжнародними та національними нормативами екологічного контролю, зокрема вимогами MARPOL та українськими стандартами. Ці нормативи визначають допустимі межі ви-

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

кидів шкідливих речовин у атмосферу та воду, а також правила поводження з відходами.

Заходи зменшення негативного впливу включають оптимізацію режимів роботи двигуна, використання низькотемпературних режимів згоряння, застосування якісного палива та мастил, регулярне технічне обслуговування турбокомпресорів і систем згоряння, а також впровадження систем моніторингу та автоматичного контролю викидів. Комплексне дотримання цих заходів дозволяє забезпечити відповідність екологічним вимогам, знизити шкідливий вплив на навколишнє середовище та підвищити соціальну відповідальність судноплавної компанії.

5.5 Економічні аспекти дотримання охорони праці та екологічних норм

Дотримання вимог охорони праці та екологічних норм при експлуатації суднового двигуна MAN 9L 32/40 має прямий економічний ефект, оскільки інвестиції у безпеку та захист навколишнього середовища дозволяють знизити ризики аварій, скоротити штрафи та підвищити ефективність роботи двигуна. Витрати на засоби індивідуального захисту, такі як спеціальний одяг, рукавички, каски, окуляри, навушники, а також на системи контролю за шумом, температурою, тиском та викидами, є необхідною складовою експлуатаційних витрат, проте вони виправдані з точки зору попередження травм та зменшення ймовірності аварійних ситуацій.

Регулярне профілактичне обслуговування двигуна, турбокомпресора, паливної системи та систем згоряння також сприяє економії коштів. Своєчасна заміна мастильних матеріалів, перевірка стану вузлів і механізмів, очищення фільтрів і контроль за робочими параметрами дозволяють зменшити знос деталей, запобігти поломкам та знизити ризик позапланових ремонтів, які можуть призводити до значних фінансових витрат.

Дотримання норм охорони праці та екологічних стандартів позитивно впливає на загальну ефективність експлуатації двигуна. Воно дозволяє підтримувати оптимальні режими роботи, забезпечувати стабільну потужність та

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

економію палива, знижувати витрати на мастило і паливо, а також підвищувати надійність суднового двигуна в довгостроковій перспективі. Впровадження таких заходів забезпечує не лише безпеку персоналу та екологічну відповідальність, але й економічну вигоду для судноплавної компанії завдяки зменшенню експлуатаційних витрат і підвищенню ресурсомісткості двигуна.

5.6 Рекомендації щодо підвищення безпеки та екологічності експлуатації

Для підвищення безпеки та екологічності експлуатації суднового двигуна MAN 9L 32/40 рекомендується комплекс заходів, спрямованих на оптимізацію роботи обладнання та мінімізацію негативного впливу на персонал і навколишнє середовище. Оптимізація режимів роботи двигуна дозволяє зменшити утворення шкідливих викидів (NO_x , CO, CO_2 , тверді частки), підвищити ефективність згоряння палива та знизити витрати енергоресурсів. Для цього слід підтримувати робочі параметри двигуна в межах рекомендованих виробником режимів наддуву, температури та тиску, а також застосовувати системи керування подачею палива і регулювання наддуву.

Регулярне навчання персоналу та проведення інструктажів щодо правил безпечної роботи з турбокомпресором, паливною та мастильною системами, а також з обладнанням для контролю викидів, дозволяє мінімізувати ризик аварійних ситуацій, підвищити рівень професійної підготовки екіпажу і забезпечити правильне реагування в разі виникнення непередбачуваних ситуацій.

Використання сучасних систем моніторингу стану двигуна та викидів дозволяє контролювати ключові параметри в режимі реального часу, своєчасно виявляти відхилення від нормальної роботи, планувати профілактичне обслуговування і підтримувати відповідність екологічним стандартам. Такий підхід забезпечує комплексну безпеку експлуатації двигуна, продовжує ресурс обладнання, знижує експлуатаційні витрати і сприяє екологічній відповідальності судноплавної компанії.

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.7 Висновок до розділу

У розділі 5 проведено аналіз вимог охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації суднового дизельного двигуна MAN 9L 32/40. Розглянуто основні небезпеки, що виникають під час роботи двигуна, зокрема механічні, термічні, пожежо- та вибухонебезпечні, а також хімічні фактори. Визначено ключові заходи безпеки при роботі з системою наддуву, включаючи контроль робочого тиску та температури, регулярне технічне обслуговування і профілактичні перевірки турбокомпресора та суміжних вузлів.

Особлива увага приділена захисту навколишнього середовища, включно з контролем викидів шкідливих речовин (NO_x , CO , CO_2 , тверді частки), використанням систем очищення відпрацьованих газів і мастил, дотриманням нормативів екологічного контролю та застосуванням заходів для зменшення негативного впливу на повітря та воду. Проаналізовано економічні аспекти дотримання норм охорони праці та екології, підкреслено, що витрати на засоби індивідуального захисту, системи контролю та профілактичне обслуговування обґрунтовані з точки зору зниження ризиків аварій, штрафів та підвищення ефективності роботи двигуна.

На основі проведеного аналізу сформульовано рекомендації щодо підвищення безпеки та екологічності експлуатації двигуна, що включають оптимізацію режимів роботи, регулярне навчання персоналу та впровадження сучасних систем моніторингу стану двигуна і викидів. Виконання цих рекомендацій забезпечує комплексний підхід до безпечної та екологічно відповідальної експлуатації двигуна, підвищує його ресурсомісткість, ефективність використання палива та мастильних матеріалів, а також сприяє зменшенню шкідливого впливу на навколишнє середовище.

					КРМ.142.6221м.25.01.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі було проведено комплексне дослідження впливу ступеня наддуву на ефективність та екологічні показники суднового двигуна MAN 9L 32/40. Отримані результати дозволяють сформулювати наступні висновки:

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі ($P_k = 3,7$) підтвердив його високі техніко-економічні характеристики. Було отримано ефективну потужність 4503 кВт, питому ефективну витрату палива 176,7 г/(кВт·год) та ефективний ККД 0,477, що свідчить про конкурентоспроможність даного двигуна на ринку суднових енергетичних установок.

Дослідження впливу ступеня наддуву в діапазоні $P_k = 3,7...4,5$ виявило суттєву залежність ефективних показників від цього параметра: потужність двигуна зростає майже лінійно з 4503 кВт до 4791 кВт; питома ефективна витрата палива знижується з 176,7 до 173,9 г/(кВт·год), що підтверджує підвищення паливної економічності; ефективний ККД покращується з 0,477 до 0,486; максимальні тиск (P_z) та температура (T_z) згоряння зростають з 19,45 МПа до 20,26 МПа та з 1825 К до 1852 К відповідно, що вказує на інтенсифікацію теплових та механічних навантажень.

На підставі аналізу отриманих залежностей визначено оптимальний діапазон ступеня наддуву $P_k = 4,0...4,3$. У цьому діапазоні досягається найефективніше зниження питомої витрати палива при помірному зростанні максимальних тиску та температури, що забезпечує баланс між економічністю та надійністю двигуна.

Економічне обґрунтування впровадження режиму з підвищеним наддувом ($P_k = 4,1$) показало високу доцільність такого рішення. Незважаючи на збільшення початкових витрат на модернізацію (приблизно 3,2 млн грн) та деяке скорочення міжремонтного ресурсу, річна економія від зниження ви-

					КРМ.142.6221м.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

трат на паливо становить близько 3,14 млн грн. Термін окупності проекту складає всього 1,02 року, що є дуже привабливим показником.

У роботі розроблено комплекс заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища, спрямованих на мінімізацію ризиків при експлуатації двигуна з підвищеним наддувом, а також на зменшення шкідливих викидів.

Отже, проведені дослідження підтвердило, що оптимізація ступеня наддуву є ефективним способом підвищення енергоефективності суднового двигуна MAN 9L 32/40. Впровадження рекомендованого рівня наддуву ($P_k = 4,0 \dots 4,3$) дозволить досягти суттєвої економії палива при збереженні надійності двигуна та дотриманні сучасних екологічних вимог, що забезпечить як економічну вигоду, так і підвищення екологічної відповідальності судноплавної компанії.

					КРМ.142.6221м.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

ЛІТЕРАТУРА

1. MAN Energy Solutions. Project Guide – L32/40 CD GenSet [Електронний ресурс] // Everllence. – 2024. – Режим доступу: https://www.everllence.com/applications/projectguides/4stroke/Genset/PG_G-III_L3240CD%20NR.pdf
2. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
4. Горбов В. М. Енциклопедія судової енергетики / В. М Горбов, В. П. Кот // Миколаїв: НУК – 2013 - 607 с.
5. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
6. Minchev D. Tutorial «Blitz-PRO», 2018. – 84 p.
7. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК. – 65 с.
8. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
9. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.
10. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНА-ОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.
11. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження впливу ступеня наддуву на енергетичні, економічні та екологічні характеристики суднового дизельного двигуна MAN 9L 32/40. На основі термодинамічного моделювання робочого циклу за методом Грінівецького-Мазінга визначено зміну ефективної потужності, питомої витрати палива, ККД, максимальних тиску та температури згоряння в діапазоні ступеня підвищення тиску в компресорі (Π_k) від 3,7 до 4,5. Доведено, що підвищення наддуву призводить до зростання потужності та паливної економічності, але одночасно підвищує теплові та механічні навантаження. Визначено оптимальний діапазон $\Pi_k = 4,0 \dots 4,3$, який забезпечує найкраще співвідношення ефективності та надійності. Економічні розрахунки підтвердили високу ефективність модернізації з терміном окупності близько 1 року. Розроблено практичні рекомендації щодо впровадження, а також заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Ключові слова: судновий двигун, наддув, ефективність, екологічні показники, MAN 9L 32/40, робочий цикл, питома витрата палива, оптимальний діапазон, економічна ефективність.

ABSTRACT

This Master's thesis presents a comprehensive study of the impact of boost pressure on the energy, economic, and environmental performance of the MAN 9L 32/40 marine diesel engine. Based on the thermodynamic modeling of the working cycle using the Grinevetsky-Mazing method, the changes in effective power, specific fuel consumption, efficiency, maximum pressure, and combustion temperature were determined within the range of the compressor pressure ratio (Π_k) from 3,7 to 4,5. It is proven that increasing the boost pressure leads to higher power and fuel efficiency, but simultaneously increases thermal and mechanical loads. The optimal range of $\Pi_k = 4,0 \dots 4,3$ was identified, providing the best balance between efficiency and reliability. Economic calculations confirmed the high efficiency of the modernization with a payback period of about 1 year. Practical

recommendations for implementation, as well as labor safety and environmental protection measures, have been developed.

Keywords: marine engine, turbocharging, efficiency, environmental performance, MAN 9L 32/40, working cycle, specific fuel consumption, optimal range, economic efficiency.