

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА НА РЕЖИМІ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Максим БІЛОГРУД

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ

 Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

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

Білогруд Максим Максимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Митрофанов О. С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

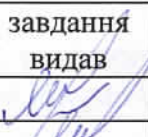
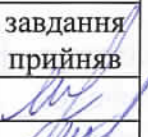
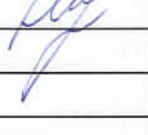
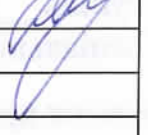
4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 66 кВт; частота обертання колінчатого валу – 4000 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи автомобільного дизеля. 2. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми. 3. Підвищення ефективності автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту. 4. Економічне обґрунтування заходів щодо підвищення паливної ефективності двигуна на режимі максимального крутного моменту. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.

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

1. Поперечний розріз двигуна 4ЧН 7,95/9,55. 2. Повздовжній розріз двигуна 4ЧН 7,95/9,553. Індикаторна діаграма двигуна 4ЧН 7,95/9,55. 4. Визначення оптимальних параметрів двигуна 4ЧН 7,95/9,55. 5. Турбокомпресор ТКР-8,5.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загальна конструкція та особливості роботи автомобільного дизеля.		
2.	Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми.		
3.	Підвищення ефективності автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту.		
4.	Економічне обґрунтування заходів щодо підвищення паливної ефективності двигуна на режимі максимального крутного моменту.		
5.	Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища.		

Здобувач освіти


 (підпис)

Максим БІЛОГРУД

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


 (підпис)

Олександр МИТРОФАНОВ

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота: *«Підвищення ефективності автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту»* присвячена дослідженню та оптимізації роботи автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту з метою покращення паливної економічності.

Розглянуто технічні характеристики та конструктивні особливості автомобільного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Виконано розрахунок робочого циклу, а також побудовано індикаторні діаграми у різних системах координат.

Виконано аналіз особливостей роботи двигуна у складі автомобільного транспорту, а також за допомогою факторного експерименту виконано оптимізацію режиму максимального крутного моменту. Розроблено рекомендацій для досягнення оптимальних значень параметрів для режиму максимального крутного моменту, які базуються на деяких конструктивних змінах турбокомпресора.

Визначено економічний ефект від проведеної оптимізації роботи автомобільного двигуна на режимі максимального крутного моменту.

Розроблено заходи з техніки безпеки при виконанні ремонтних робіт та технічного обслуговування легкових автомобілів, а також виконано аналіз впливу автомобільного шуму на навколишнє середовище та організм людини.

Кваліфікаційна магістерська робота виконана українською мовою налічує 64 аркушів розрахунково-пояснювальної записки та має п'ять креслень формату A1.

Ключові слова: дизельний двигун; робочий цикл; режим максимального крутного моменту; факторний експеримент; ефективні показники.

					КРМ.142.6221м.25.02.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

Qualification work: ***“Improving the efficiency of a car engine in maximum torque mode”*** is devoted to the study and optimization of the car engine at maximum torque in order to improve fuel economy.

The technical characteristics and design features of the VW 1.9TDI (4CHN 7.95/9.95) car engine are considered. The working cycle is calculated, and indicator diagrams are constructed in different coordinate systems.

An analysis of the engine's performance in automotive transport was performed, and the maximum torque mode was optimized using a factorial experiment. Recommendations were developed to achieve optimal parameter values for the maximum torque mode, based on some design changes to the turbocharger.

The economic effect of the optimization of the automotive engine at maximum torque mode has been determined.

Safety measures have been developed for the repair and maintenance of passenger cars, and an analysis of the impact of automotive noise on the environment and the human body has been performed.

The master's thesis is written in Ukrainian, consists of 64 pages of calculations and explanatory notes, and has five A1 format drawings.

Key words: diesel engine; operating cycle; maximum torque mode; factorial experiment; performance indicators.

					KPM.142.6221м.25.02.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ТИПУ VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)	
1.1. Технічні характеристики та опис конструкції двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)	9
1.2. Особливості роботи двигуна VW 1.9TDI на споживач енергії.....	17
1.3. Висновок до розділу.....	18
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)	
2.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи автомобі- льного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).....	19
2.2. Побудова індикаторної діаграми автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) у різних системах координат.....	25
2.3. Висновок до розділу.....	30
Розділ 3. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА VW 1.9TDI НА РЕЖИМІ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ	
3.1. Аналіз особливостей роботи двигунів внутрішнього згоряння у скла- ді автомобільного транспорту.....	31
3.2. Розрахунок робочого циклу режиму максимального крутного моме- нту автомобільного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).....	35
3.3. Оптимізація режиму максимального крутного моменту автомобіль- ного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).....	41
3.4. Розробка рекомендацій для досягнення оптимальних значень пара- метрів для режиму максимального крутного моменту автомобільного ди- зеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).....	46
3.5. Висновок до розділу.....	48

Розділ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА VW 1.9TDI НА РЕЖИМІ МАК-СИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ

4.1. Економічна оцінка проведення оптимізації режиму максимального крутного моменту дизельного двигуна Volkswagen 1.9TDI	49
4.2. Висновок до розділу.....	52

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

5.1. Розробка заходів з техніки безпеки при виконанні ремонтних робіт та технічного обслуговування легкових автомобілів.....	53
5.2. Аналіз впливу автомобільного шуму на навколишнє середовище та організм людини.....	58
5.3. Висновки до розділу.....	61

ВИСНОВКИ	62
-----------------------	----

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	63
---	----

Додаток А. Поперечний розріз двигуна 4ЧН 7,95/9,55

Додаток Б. Повздовжній розріз двигуна 4ЧН 7,95/9,55

Додаток В. Індикаторна діаграма двигуна 4ЧН 7,95/9,55

Додаток Г. Визначення оптимальних параметрів двигуна 4ЧН 7,95/9,55

Додаток Д. Турбокомпресор ТКР-8,5

ВСТУП

Сучасна світова автомобільна промисловість постійно стикається з потребою підвищення енергоефективності та паливної економічності двигунів внутрішнього згоряння, що обумовлено постійно зростаючими ціною на паливо, вимогами екології та необхідністю скорочення викидів CO₂ з відпрацьованими газами ДВЗ.

Сучасні світові екологічні виклики, серед яких особливо варто відмітити зміну клімату та забруднення атмосфери, диктують потребу у кардинальному перегляді підходів до енергоефективності в світовій автомобільній промисловості. Потреба у підвищенні паливної економічності стає ключовим фактором, що визначає перспективні напрямки розвитку інновацій в області світового двигунобудування.

Скорочення викидів CO₂, та інших шкідливих компонентів, що є основними парниковими газами, вимагає від двигунобудівників комплексного підходу, що включає в себе як вдосконалення традиційних двигунів внутрішнього згоряння, так і розробку та впровадження різних альтернативних видів палива, а також гібридних технологій. Суттєвий тиск з боку регулюючих органів та споживачів, які безперечно усвідомлюють важливість екології, стимулює виробників автомобільного транспорту до пошуку нових інноваційних рішень, спрямованих на значне зниження негативного впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище та людину.

Таким чином, енергозбереження стає досить пріоритетним завданням, що потребує негайного впровадження передових технологій та матеріалів. Оптимізація процесу згоряння та режимів експлуатації, зниження тертя в компонентах ДВЗ, використання досить легких сплавів й композитних матеріалів для зниження маси самого автомобіля, а також використання інтелектуального управління енергопотоками у двигуні – всі ці та багато інших заходів спрямовані на підвищення ККД і зниження питомої ефективної витрати палива.

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ТИПУ VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

1.1. Технічні характеристики та опис конструкції двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

З моменту виготовлення першого дослідного двигуна дизельного типу у 1893 році пройшло ще більше тридцяти років, щоб дизельні двигуни почали серійно встановлюватися на вантажних автомобілях. Так перший серійний дизельний двигун фірми Daimler-Benz був передкамерним, а дизель фірми MAN – з безпосереднім (прямим) уприскуванням палива. Через дванадцять років німецька фірма Mercedes-Benz представила свій перший дизельний двигун призначений для легкових автомобілів. Майже слідом за нею аналогічний дизельний двигун був випущений французькою фірмою Peugeot. Усі виготовлені після цього дизельні двигуни для встановлення на легкових автомобілях були з розділеними камерами згоряння, тобто мали або передкамеру, або вихрову камеру, в той час як пряме впорскування палива застосовувалося виключно для двигунів, що встановлювалися на вантажних автомобілях.

Наддув дизельних двигунів за допомогою використання турбокомпресора, який працює від відпрацьованих газів (ВГ), також був по суті притаманний лише велико-літражним двигунам, доки починаючи з 1977 року німецька фірма Mercedes-Benz не почала застосовувати такі турбокомпресори й на легкових автомобілях.

У 1993 році відома німецька фірма Volkswagen представила свій свій 4-циліндровий дизельний двигун номінальною потужністю у 66 кВт, що отримав маркування TDI. Перевагою двигуна TDI з іншими аналогами була його низька токсичність. Це був перший дизельний двигун з прямим впорскуванням, який відповідав європейським нормам з токсичності ВГ Євро-II вже у 1993 році, тобто фактично з самого початку свого серійного виробництва та застосування. Основні технічні характеристики дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

					КРМ.142.6221м.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

представлені у таблиці 1.1, а загальний вигляд (повздовжній та поперечний перетини) на рис. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Розташування двигуна на автомобілі	—	Спереду, поздовжньо
2	Об'єм двигуна	см ³	1896
3	Потужність двигуна при 4000 хв ⁻¹	кВт	66
4	Крутний момент при 1900 хв ⁻¹	Н·м	202
5	Система подачі палива	—	З безпосереднім впорскуванням
6	Повітропостачання	—	З турбонаддувом
7	ГРМ	—	ОНС
8	Кількість і розташування циліндрів	—	4 (рядний)
9	Діаметр робочого циліндра	мм	79,5
10	Хід поршня	мм	99,5
11	Ступінь стиснення	—	14
12	Кількість клапанів	—	8
13	Вид палива	—	Дизельне
14	Питома ефективна витрата палива двигуном	кг/(кВт·год)	0,197

Питома ефективна витрата палива в мінімальній своїй точці складає 197 г / кВт·год, однак варто відзначити, що інженери німецької фірми Volkswagen постійно працюють над вдосконаленням двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Дизельний 4-циліндровий двигун цього типу за своїми їзовими якостями нічим не поступається подібному бензиновому. Усі 4-циліндрові дизельні двигуни що оснащені повітряним компресором, який приводиться у дію від ВГ, а також прямим уприскуванням палива. Однак у таких двигунів є і істотний недолік – дуже вузький корисний діапазон частоти оборотів колінчастого валу, що змушує водія автомобіля часто переключатися з передачі на передачу. Саме тому здебільшого використовують 6-циліндрові ДВЗ. Однак інженери німецької фірми Volkswagen проводили свої дослідження навіть з 2-циліндровим чотиритактним дизельним двигуном (для так званого «3-літрового автомобіля», тобто автомобіля, який витрачає 3 літри палива на 100 км), який, нажаль, через досить великий ступінь нерівномірності в своїй роботі на практиці не знайшов свого застосування.

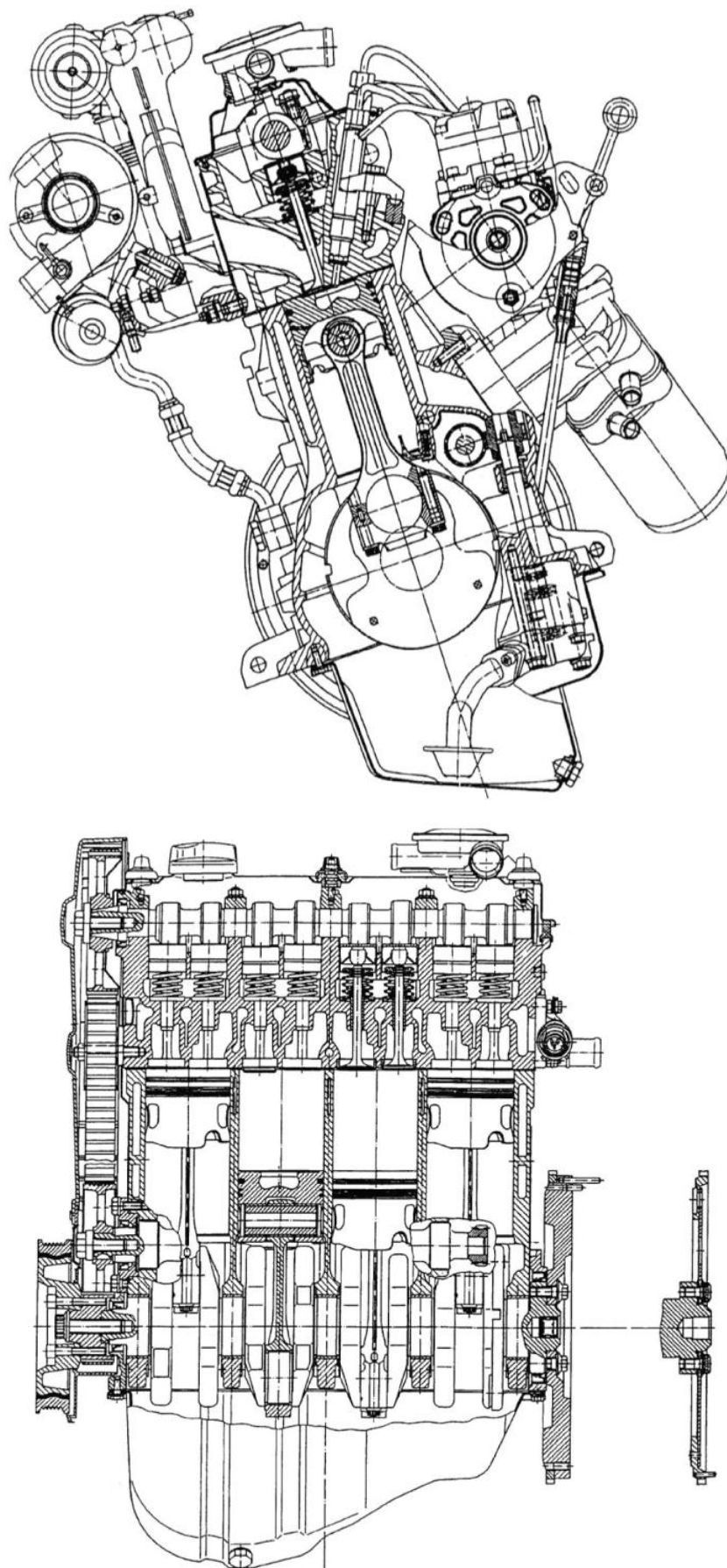


Рисунок 1.1 – Поперечний та повздовжній розрізи дизельного двигуна VW
1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

11

Також результатом конструкторської роботи інженерів німецької фірми Volkswagen з'явилися ще двотактні ДВЗ з поздовжньою продувкою, як дизеля з прямим уприскуванням палива, так і бензинові ДВЗ. Аналогічний за своєю конструкцією до бензинового ДВЗ дизельний двигун мав три циліндра з робочим об'ємом у 1,3 літри. Наддув повітря на двигуні забезпечувався за допомогою механічного гвинтового компресора, а також було передбачено охолодження наддувного повітря перед двигуном. Для випуску ВГ було застосовано два випускні клапани. При частоті обертання колінчастого валу у 4000 хв^{-1} цей ДВЗ розвивав максимальну потужність у 44 кВт, а максимальний крутний момент при 1700 хв^{-1} складає $140 \text{ Н}\cdot\text{м}$. У порівнянні з 4-циліндровим 4-тактним дизелем їздові якості у такого двигуна були набагато краще. Так, при встановленні такого ДВЗ на автомобіль Polo двигун на 5-ій передачі забезпечував розгін автомобіля з 25 км/год до максимальної своєї швидкості без будь-яких ривків. Однак цей двигун мав досить істотний недолік, а саме його витрата палива була приблизно на 20 % більшою за питому витрату палива 4-тактним ДВЗ. Також занадто високою була й витрата змащувального масла. Окрім цього, через дуже високе термічне навантаження поршнів, а також досить несприятливих умов змащення поршневих пальців, моторесурс такого двигуна був досить низьким.

Також через занадто довгі спідниці поршнів висота самого двигуна була занадто великою, а застосування гвинтового компресору зробило двигун досить дорогим. Так як фази газообміну такого ДВЗ є постійними, втрати свіжого заряду повітря при здійсненні продувки становили аж до 20% від загальної кількості свіжого повітря. Відповідно до цього такий двигун не став серійним.

На початку конструювання TDI для проведення випробувань застосовувався блок робочих циліндрів об'ємом у 1,9 літри від віхрекамерного дизельного двигуна. Однак такий блок робочих циліндрів, не витримав більш високих вимог, що висуваються для дизеля з турбонадувом та з прямим уприскуванням палива. Саме тому блок циліндрів було сконструйовано заново. Причому для одержання досить високої міцності і забезпечення мінімального шум від двигуна було значно

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

посилено не тільки картер з корінними підшипниками, а і бічні стінки блоку циліндрів.

Так у новому двигуні, з точки зору технології виготовлення, базові габарити двигуна порівнюючи з дизельними двигунами з розділеними камерами були збережені. Відповідно до цього корінні підшипники залишилися не змінними, а для забезпечення надійної роботи було замінене матеріал для вкладишів корінних підшипників.

Також для двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) було розроблено новий колінчастий вал, так як наявна конструкція валу при досить тривалому навантаженні була схильна до поломок. Новий кований колінчастий вал також по-іншому було закріплено в опорах.

Критичні крутильний коливання, що виникають на двигуні довелося зменшити шляхом встановлення необхідного гасителя крутильних коливань. Було також модернізовано кріплення шківів зубчастого ременя на цапфі колінчастого валу двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).

У той час як у дизельних двигунах з розділеними камерами згоряння поршневі пальці встановлюють прямо у бобишки алюмінієвого поршня, для VW 1.9TDI таке ні як не підходить. Тому в отворах бобишок для поршневого пальця додатково було встановлено вкладиші з бронзи. Таке технічне рішення виключає можливе утворення тріщин. Так як поршень двигуна VW 1.9TDI має виїмку камери згоряння, його поверхня, що сприймає тепло є дуже великою. Тому поршень двигуна знизу охолоджується розбризкуванням масла. Імовірність утворення тріщин по краях виїмки була усунена додатковим скругленнями цих країв.

Кришка блоку циліндрів двигуна VW 1.9TDI зроблена з алюмінію. У кришці встановлено розподільчий вал, що має привід від зубчастого ременя. Застосування на дизелі VW 1.9TDI ременя значно більшої ширини не призвело до збільшення терміну його служби. Тому довелося застосувати на двигуні динамічний натяжний пристрій зовсім нової конструкції, а також ще додатково встановити заспокійливий ролик ременя.

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Двигуни VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) мають двоступінчате впорскування палива. Однак при запуску в серійне виробництво вони спочатку були оснащені одноступінчастим упорскуванням палива, що порівнюючи з двохступінчастим давало значно менші викиди сажі. Проти при одноступінчастому упорскуванні палива шум від процесу згоряння був досить різким, так як паливо, яке впорскувалося в стиснуте розігріте повітря, згорало досить миттєво.

Відразу після початку серійного виробництва дизелів VW 1.9TDI фірма Bosch випустила свої нові двопружинні (двоступеневі) паливні форсунки, в яких переходить з центрального паливного отвору до п'яти радіальних розпилювачів були виготовлено методом гідроерозії матеріалу.

Завдяки застосуванню на двигуні VW 1.9TDI таких нових паливних форсунок забезпечило не тільки зменшення викидів сажі до рівня однопружинних паливних форсунок, але і знизило питому витрату палива, а також викид вуглеводнів СН з ВГ. Перші дизеля VW 1.9TDI мали мінімальну питому витрату палива на рівні у 203 г/(кВт·год), а після використання нових двопружинних паливних форсунок питома витрата палива зменшилася до 197 г/(кВт·год).

У двопружинній паливній форсунці перша ступінь процесу уприскування відкривається при тиску палива на рівні 190 бар. Хід голки розпилювача при цьому складає всього лише 0,06 мм. Таким чином кількість палива, що упорскується обмежується досить маленьким відкритим поперечним перерізом розпилювача паливної форсунки. При досягненні тиску палива у 310 бар долається сила опору другої пружини паливної форсунки і голка розпилювача відкривається на повний свій хід, який складає – 0,25 мм.

Чим менше кількість поданого палива у циліндр на початку займання, тим значно м'якше наростає тиск у камері згоряння двигуна, і тим буде нижче шум від процесу згоряння. Коли процес згоряння розпочався, залишкова порція палива повинна бути подана до циліндру максимально швидко, що забезпечить одержання високого ККД на двигуні. Однак потрібний для цього досить високий тиск палива призводить до стиснення палива та до еластичного розширення нагнітального трубопроводу високого тиску. Тому ПНВТ повинен подавати значно більше

палива, ніж потрапляє безпосередньо в камеру згоряння дизеля. Наскільки є проблематичним балансувати між низькою питомою витратою палива та дотриманням досить жорстких норм на токсичність, демонструє хоча б той факт, що початок процесу упорскування на двигуні VW 1.9TDI було зміщене убік пізнього упорскування.

Таке зміщення збільшує питому витрату палива двигуном приблизно на 5%. Німецька компанія Volkswagen продовжує свою роботу над вдосконаленням двигуна VW 1.9 TDI. Основним завданням при цьому є подальше зниження витрати палива (у перспективі на 15%) та покращення екологічних показників. Так, двигун TDI встановлюється на Audi 6. Його 5-циліндрова версія доводить, що двигуни TDI в змозі навіть з використанням двох клапанів на робочий циліндр досягти питомої циліндрової потужності найкращих дизельних двигунів з розділеними камерами згоряння. Так, 5-циліндровий двигун Audi при робочому об'ємі у 2,5 літри має потужність 103 кВт, а також забезпечує максимальний крутячий момент у 290 Н·м. При цьому питома літрова потужність двигуна складає 41,8 кВт/л, а максимальне середній тиск 1,48 МПа.

На дизельному двигуні VW 1.9 TDI встановлено паливну систему типу – Common rail (з англійської – загальна магістраль). Це досить сучасна акумуляторна паливна система в якій паливний насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під досить високим тиском (залежно від режиму роботи дизеля, тиск доходить до 300 МПа) в загальну паливну магістраль досить значного об'єму, що зазвичай називають акумулятором палива.

Паливні форсунки системи Common rail керуються електронікою. Так, електрогідравлічна паливна форсунка з електромагнітним приводом керуючого клапану впорскує циклову дозу дизельного палива під високим тиском в безпосередньо в робочій циліндр дизеля. Особливістю такої паливної системи є фактична незалежність процесу впорскування палива від кута повороту колінчастого валу самого дизеля та від режиму його роботи, що таким чином робить можливим досягнення досить високого тиску впорскування циклової дози палива на часткових режимах навантаження.

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система працює наступним чином – паливо з паливного баку забирається насосом підкачки палива низького тиску, а далі крізь паливний фільтр подається до паливного насосу високого тиску (ПНВТ). ПНВТ у свою чергу подає стиснуте паливо в напірну паливну магістраль, яка відіграє роль певного акумулятора тиску. У свою чергу блок керування регулює продуктивність ПНВТ для підтримки потрібного тиску в паливній магістралі по мірі витрати палива.

Паливна магістраль поєднується з паливними форсунками за допомогою трубопроводів високого тиску. У кожному паливну форсунку дизеля вбудовано спеціальний керуючий електромагнітний клапан. За поданою командою від блоку керування електромагнітний клапан відкривається, впорскуючи потрібну циклову порцію палива в циліндр дизеля.

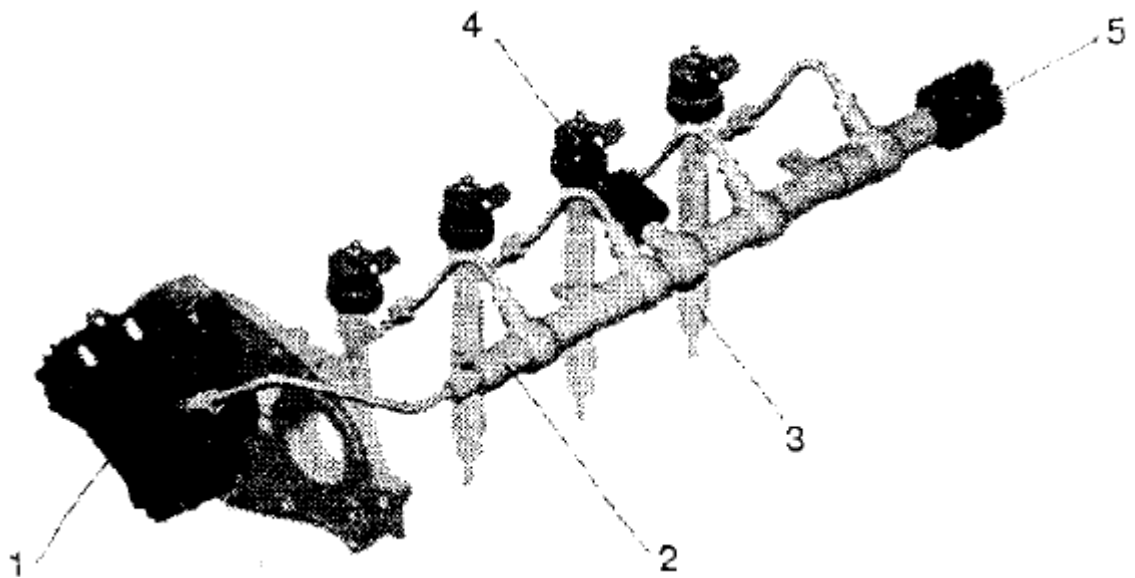


Рисунок 1.2 – Паливна система Common Rail дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95):

1 – паливний насос високого тиску; 2 – паливна магістраль; 3 – паливна форсунка;
4 – датчик тиску; 5 – клапан регулювання тиску палива

Система повітропостачання дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) призначена для подачі свіжого повітря, потрібного для згоряння циклової дози палива й продувки робочих циліндра, в необхідній кількості та з потрібними параметрами.

Дизельний двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) оснащено системою газотурбінного наддуву при постійному тиску (або ізобарна система). Двигун має один випускний колектор та один впускний колектор. Система оснащена охолоджувачем наддувочного повітря. На двигуні встановлено відцентровий турбокомпресор Garret типу T15. Тиск наддуву складає $p_k = 0,250$ МПа (ступінь підвищення тиску в повітряному компресорі – $\Pi_k=2,5$).

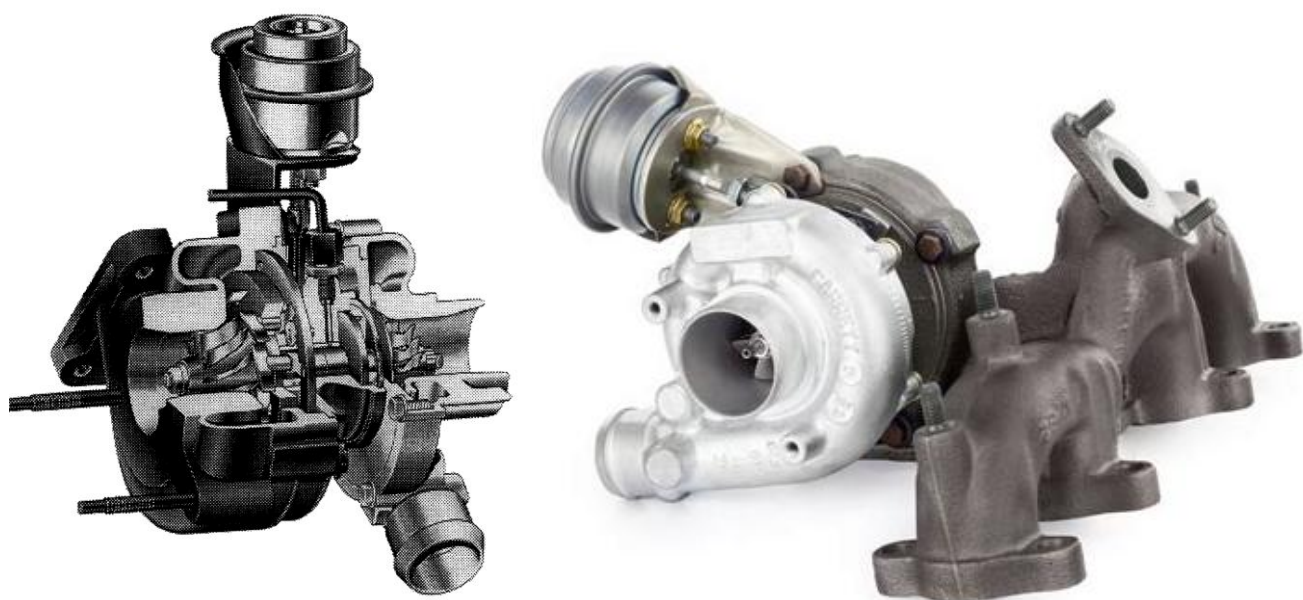


Рисунок 1.3 – Турбокомпресор типу Garret типу T15 дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Система газовипуску дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) забезпечує найбільш раціональний спосіб відведення ВГ, а саме забезпечує максимальну ефективність застосування енергії робочого тіла, як в циліндрі самого дизеля, так і поза ним, а також максимально якісну очистку та наповнення циліндрів автомобільного двигуна. Крім того, система газовипуску дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) забезпечує мінімізацію шкідливого впливу на навколишнє середовище.

1.2. Особливості роботи двигуна VW 1.9TDI на споживач енергії

Дизельний двигун VW 1.9TDI працює по скоросній характеристиці. Основним його режимом роботи є саме режим максимального крутного моменту. Шви-

					КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

дкісна характеристика двигуна представляє з себе залежність основних параметрів дизеля (N_e , M_e , G_H та інших) від частоти обертання колінчастого валу n при сталій цикловій подачі палива $q_{ц}$. Однак, так як ПНВТ мають певну конструктивну недосконалість при зміні частоти обертання колінчастого валу дизеля циклова подача палива насосом, на жаль, дещо змінюється.

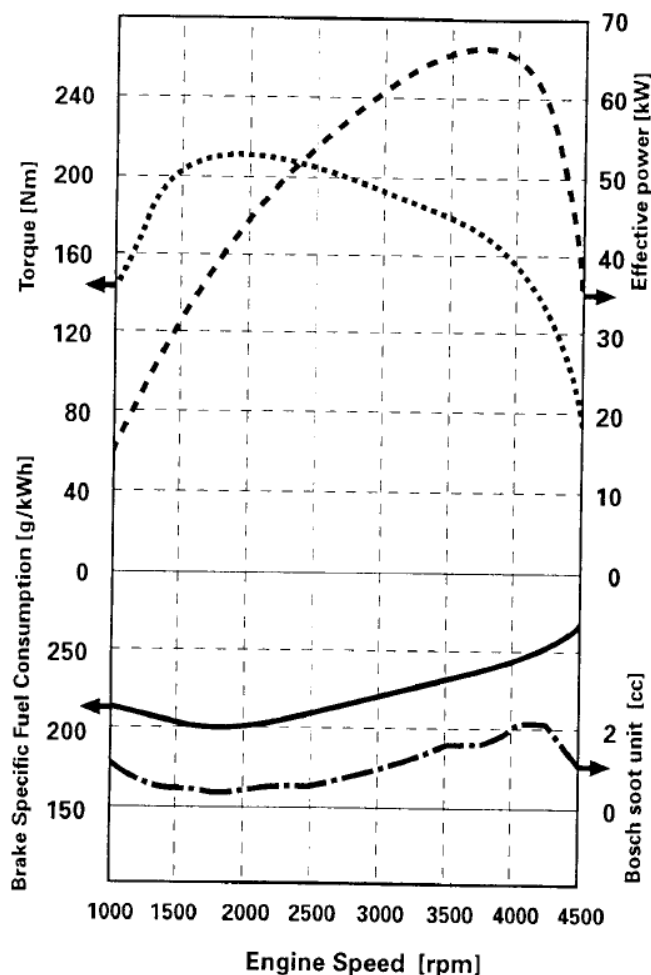


Рисунок 1.4 – Зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

1.3. Висновок до розділу

Автомобільний високообертовий дизельний двигун VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) є сучасним, надійним та безумовно перспективним двигуном. Конструкція двигуна має значний запас міцності та резерв до вдосконалення. У роботі двигун VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) представлено кресленнями формату А1.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.25.02.01.ПЗ

Аркуш

18

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

2.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

В теорії під розрахунковими циклами теплових двигунів розуміють певну сукупності термодинамічних процесів, які достатньо наближено описують та характеризують процеси дійсного циклу. Кожен відомий розрахунковий цикл теплового двигуна засновано на певному ряді припущень та спрощень. Одержані результати, а також зроблені висновки з аналізу розрахункового циклу справедливі, лише в межах закладених припущень та обраних початкових даних. Аналіз розрахункового циклу теплового двигуна може бути однофакторним. Це означає, що є можливість розрахунковим шляхом встановити певний вплив кожного з окремих факторів, зберігаючи при цьому незмінними інші фактори впливу. При постановці теоретичних досліджень на базі реальних теплових двигунів встановити потрібний вплив кожного з обраних факторів окремо можна далеко не для всіх випадків.

Під термодинамічними розрахунковими циклами теплових двигунів розуміють такі цикли які сформовано з рядом основних припущень:

- процеси, які складають цикл теплового двигуна, є оборотними;
- процеси, що відбуваються у робочому просторі здійснюються з незмінним робочим тілом, яке має незмінний (постійний) складу;
- теплоємність робочого тіла ні як не залежить від його стану;
- теплообмін між робочого тіла й навколишнім середовищем є повністю відсутнім.

У термодинамічних розрахункових циклах двигунів внутрішнього згоряння процес підведення тепла відбувається за ізохорою, ізобарою чи змішано – підведення за ізохорою та ізобарою. Найбільш узагальненим є термодинамічний розра-

					<i>KPM.142.6221м.25.02.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

хунковий цикл зі змішаним процесом підведенням тепла, який прийнято називати за іменами вчених, які його запропонували, а саме Трінклера – Сабате. Графічний вигляд циклу Трінклера – Сабате подано на рис. 2.1.

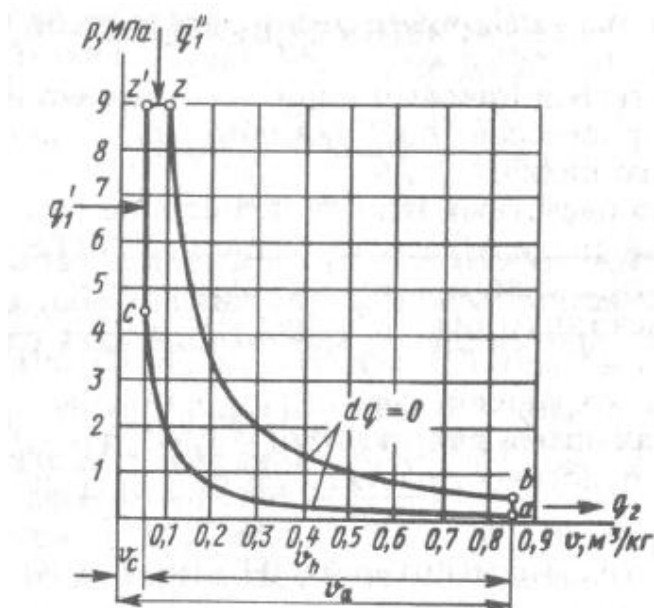


Рисунок 2.1 – Термодинамічний розрахунковий цикл двигунів внутрішнього згоряння зі змішаним підведенням теплоти Трінклера – Сабате

З розвитком техніки, зокрема двигунобудування, та еволюцією інженерної думки, в результаті поєднання та доповнення методик розрахунку робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння була отримана досить надійна в інженерних розрахунках методика Гриневецького – Мазинга як єдина загальна система. Професор В. І. Гриневецький у своєму тепловому розрахунку пропонував попередньо задавати температуру залишкових газів T_r і коефіцієнт наповнення циліндра η_n і запропонував формули для обчислення температури початку стиснення T_a і коефіцієнта залишкових газів γ_r . Послідовник В. І. Гриневецького Є. К. Мазинг запропонував приймати за оцінкою температуру залишкових газів T_r і коефіцієнт залишкових газів γ_r , а температуру початку стиснення T_a і коефіцієнт наповнення η_n обчислювати, ввівши в систему рівнянь Гриневецького температуру T'_0 (повітря, нагрітого стінками циліндра). В даний час існує велика кількість різноманітних програмно-аналітичних комплексів, що розрізняються потужністю (кількістю закладених в них функцій), призначенням (аналіз, діагностика, перевірочний роз-

рахунок, проектування і т. д.), а також базовою методикою розрахунку, що є основою всього логічного комплексу.

Таким чином, методика Гриневецького – Мазинга, яка пройшла еволюцію уточнень і доповнень протягом століття, покладена в основу методики розрахунку показників робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Результати розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) та самі розрахунки виконано у табличній формі (табл. 2.1–2.6).

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку показників робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	66,00
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	4000,00
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,10130
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,00
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,2500
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0500
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,050
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,750
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,860
10	Ступінь стиску	ε	19,500
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,300
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,000
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,000
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,7500
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k,ad}$	0,830
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,0040
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,750
19	Температура залишкових газів	T_r , К	800,00
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/ H/ S /O$	0,875/0,125 /0/ 0
21	Нижча теплота згорання палива	$Q_{нз}$, кДж/кг	43000,000
22	Кількість циліндрів	i	4
23	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,0795
24	Хід поршня	$S_{п}$, м	0,0955
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згорання	α	2,000
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,400
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t,ad}$	0,764
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t,m}$	0,970
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,850

31	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,79
----	--	----------	------

Таблиця 2.2 – Процес наповнення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	403,8480
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	324,462000
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	366,15400
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$	0,2460011
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,2090012
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,7560001

Таблиця 2.3 – Розрахунок процесу стиснення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого повітря	$c'_{v,}$ кДж/(кмоль·К)	$c'_{v} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	$c''_{v,}$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{v} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	$c''_{vc,}$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{v} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{v}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002526010; a_{vc} = 19,28900001$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot \left(1 + \varepsilon^{n_1-1} \right)}$	1,355000010
5	Тиск наприкінці стиску	P_c, MPa	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	11,72001010
6	Температура наприкінці стиску	T_c, K	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	1052,00001

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу згоряння автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,99200
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,031500
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0300
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,872010
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,026001
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495000
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,031300
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,808640001; b_z = 0,0030000001$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,8826600001; b_b = 0,00306600001$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1891,003
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	15,23600

Таблиця 2.5 – Розрахунок процесу розширення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,418000

2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	13,75200
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,251000
4	Температура наприкінці процесу	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	980,035
5	Тиск наприкінці процесу	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,57400

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	1,42600
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,397000
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,17900
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,467000
5	Середній ефективний тиск	P_e, MPa	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,049001
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,35001
7	Питома ефективна витрата палива	$g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,23910
8	Ефективна потужність двигуна	$N_e \text{ кВт}$	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	65,978
9	Похибка визначення потужності	$\Delta N, \%$	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	-0,0340

Розрахунок балансу турбокомпресора автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) також виконано у програмі MathCAD, а результати наводяться у табл. – 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу турбокомпресора автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	0,13200
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	0,136000
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,198001
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	791,2750
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,021002
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,2170
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,373
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,46700
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,24990
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	-0,04500

2.2. Побудова індикаторної діаграми автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) у різних системах координат

Під час протікання робочого циклу в циліндрі дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) постійно змінюються тиск та температура. Зміну тиску можна зняти за допомогою спеціального датчика (індикатора). Такі заміри виконують під час експериментальних досліджень та при доведенні двигуна. Такі експериментальні діаграми називають індикаторними. У результаті математичного моделювання також отримують індикаторну діаграму. Індикаторні діаграми будують у

різних системах координат. Більш розповсюдженим та інформативними є діаграми у $p-V$ та $p-\phi$ координатах. Також застосовують координати $T-V$, та $T-S$.

За результатом розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95), а також застосовуючи залежності $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$

і $p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$, розраховано (табл. 2.8, 2.9) та побудовано індикаторну діаграму у $p-V$

координатах (рис. 2.1).

Таблиця 2.8 – Вихідні данні для побудови індикаторної діаграми дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Параметри для розрахунку											
P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,2	0,209	0,246	0,25	0,574	11,72	15,236	1,355	1,251	1,418	13,752	19,5

Таблиця 2.9 – Координати $p-(V/V_c)$ діаграми дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Координати діаграми		
	(V/V_c)	$P_{стис.}$ МПа	$P_{розш.}$ МПа
1	1	11,72	15,236
2	1,418	7,301403	15,236
3	2,369684	3,641011	8,014568
4	3,321368	2,304321	5,253519
5	4,273053	1,637862	3,833226
6	5,224737	1,247241	2,980707
7	6,176421	0,994212	2,41772
8	7,128105	0,818743	2,020912
9	8,079789	0,690877	1,727669
10	9,031474	0,594121	1,503017
11	9,983158	0,518704	1,32597
12	10,93484	0,458497	1,183214
13	11,88653	0,409476	1,065919
14	12,83821	0,368896	0,968008
15	13,78989	0,334829	0,885171
16	14,74158	0,30588	0,814272
17	15,69326	0,281019	0,752975
18	16,64495	0,259472	0,699509

19	17,59663	0,240642	0,652508
20	18,54832	0,224066	0,610898
21	19,5	0,209378	0,573832

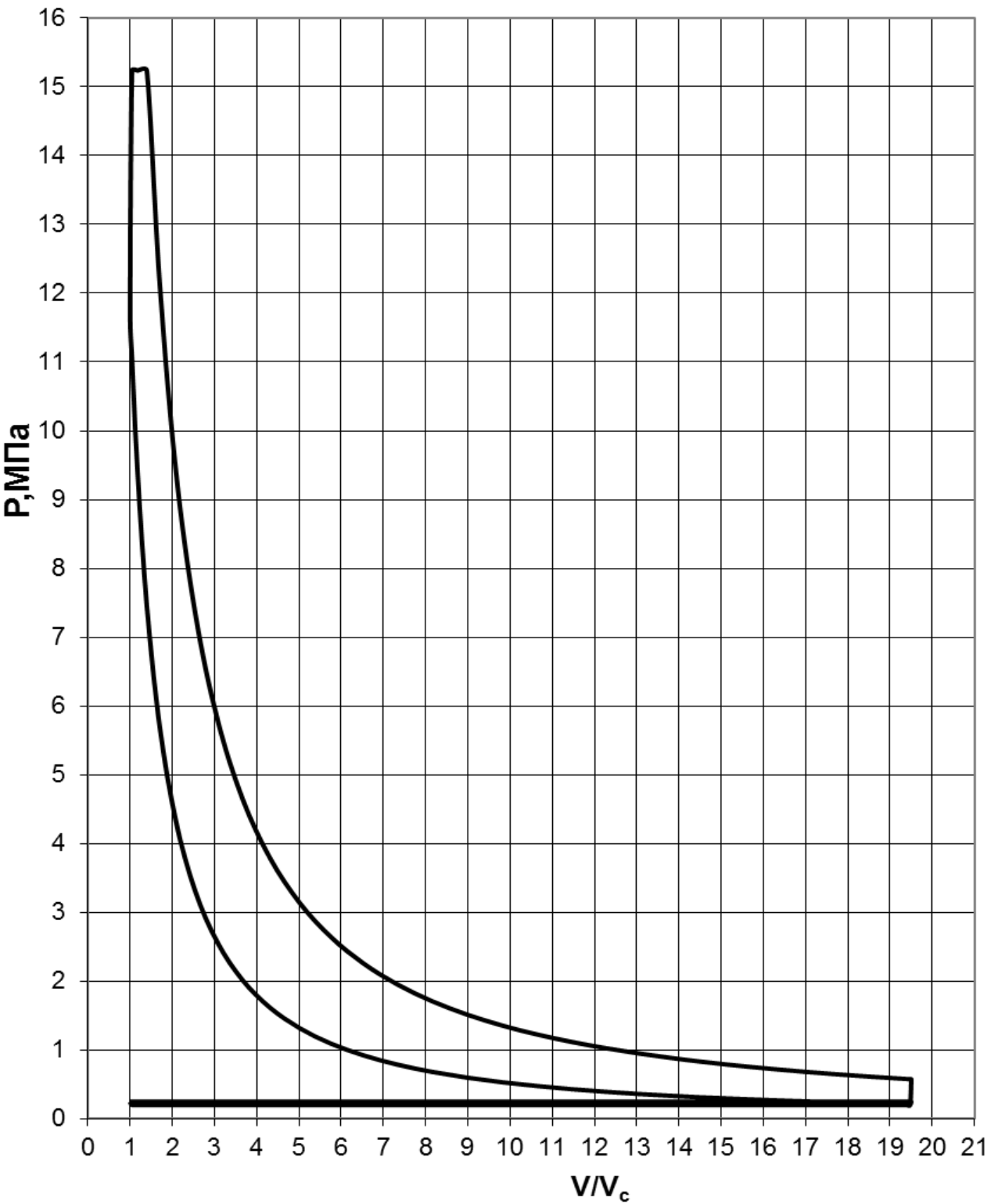


Рисунок 2.1 – Индикаторна діаграма автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.02.02.ПЗ

За результатом розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95), а також застосовуючи залежності –

$$T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}, \quad T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad \text{та} \quad T_y = T_c \lambda, \quad \text{розраховано (табл. 2.10, 2.11) та побудовано інди-}$$

каторну діаграма у $T-V$ координатах (рис. 2.2).

Таблиця 2.10 – Вихідні данні для побудови індикаторної діаграми дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Параметри для розрахунку							
T_r, K	T_a, K	T_s, K	T_k, K	T_b, K	T_c, K	T_z, K	λ
791,275	366,154	324,462	403,848	980,035	1052	1891	1,3

Таблиця 2.11 – Координати $T-(V/V_c)$ діаграми дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Координати точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}, K$	$T_{розш}, K$
1	1	1052	1367,6
2	1,418	929,3315	1891
3	2,369684	774,4629	1662,321
4	3,321368	686,9865	1527,255
5	4,273053	628,2083	1433,663
6	5,224737	584,9286	1363,101
7	6,176421	551,1936	1307,035
8	7,128105	523,8536	1260,857
9	8,079789	501,0588	1221,813
10	9,031474	481,6388	1188,138
11	9,983158	464,8102	1158,633
12	10,93484	450,0257	1132,453
13	11,88653	436,8891	1108,979
14	12,83821	425,1054	1087,746
15	13,78989	414,4495	1068,397
16	14,74158	404,746	1050,649
17	15,69326	395,8563	1034,28
18	16,64495	387,6685	1019,108
19	17,59663	380,0916	1004,985
20	18,54832	373,0505	991,7857
21	19,5	366,4827	979,4078

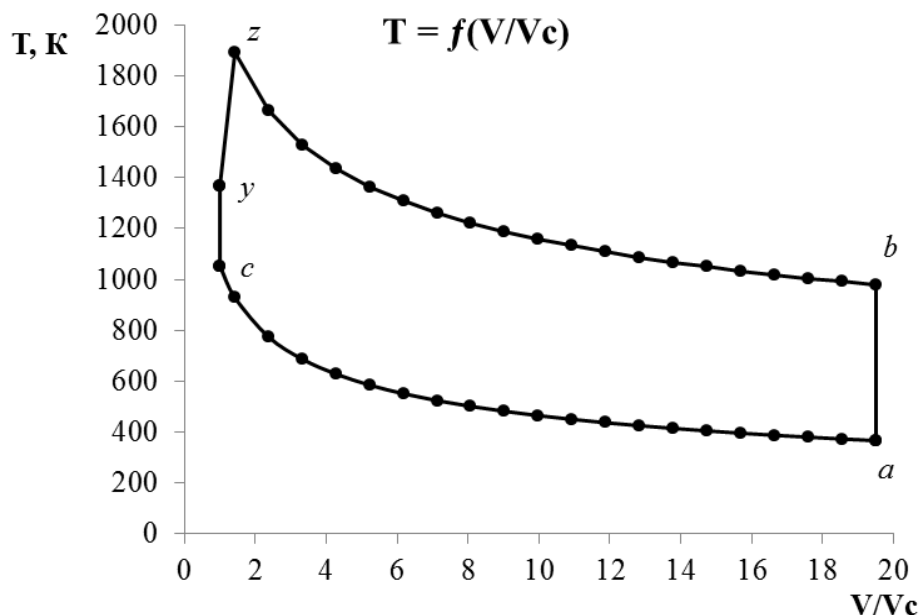


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма у $T-(V/V_c)$ координатах автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

За результатом розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95), а також застосовуючи залежності –

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right], \quad S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{расш}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{расш}}{p_0} \right) \right]$$

розраховано та побудовано індикаторну діаграма у $T-S$ координатах (рис. 2.3).

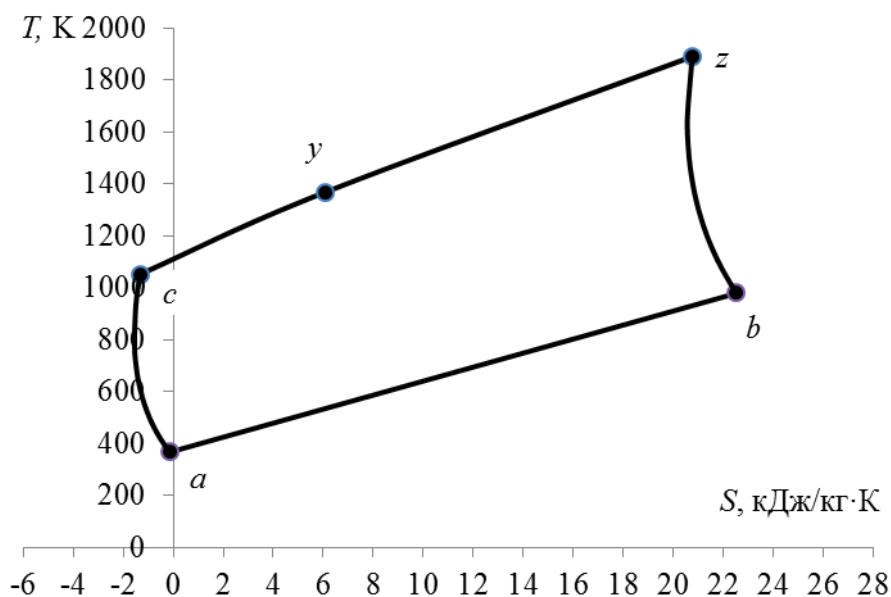


Рисунок 2.3 – Індикаторна діаграма у $T-S$ координатах автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.02.02.ПЗ

Аркуш

29

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для номінального режиму роботи, а також побудовано індикаторні діаграми у різних системах координат.

					<i>KPM.142.6221м.25.02.02.ПЗ</i>	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА VW 1.9TDI НА РЕЖИМІ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ

3.1. Аналіз особливостей роботи двигунів внутрішнього згорання у складі автомобільного транспорту

У разі використання двигуна внутрішнього згорання в якості енергетичної установки на автомобілі слід обов'язково враховувати те, що в залежності від наявних дорожніх умов, швидкості руху автомобіля та його навантаження необхідні для забезпечення руху потужність ДВЗ і частота обертання колінчастого валу змінюються в досить широких межах. Багаторічний досвід експлуатації різних типів автомобілів показує, що більшу частину свого часу двигун працює з неповним навантаженням (фактично не досягаючи номінальної потужності) при різній частоті обертання.

Поршневий двигун внутрішнього згорання може сприймати навантаження від споживача, починаючи з певного режиму, що характеризується мінімальною стійкою частотою обертання колінчастого валу – n_{min} . Якщо органи управління впуском паливно-повітряної суміші (для бензинових ДВЗ) або впорскуванням палива (для дизельних ДВЗ) встановлені на максимальну подачу палива, то, починаючи з зазначеної частоти обертання колінчастого валу, найбільша потужність, що розвивається ДВЗ, буде характеризуватися певною кривою. Таку зміну потужності ДВЗ в залежності від частоти обертання колінчастого валу прийнято називати зовнішньою характеристикою двигуна. За такою характеристикою визначаються найбільші потужності ДВЗ, які можна отримати від нього при різних частотах обертання колінчастого валу. Характеристики, отримані при неповній подачі палива називаються частковими.

Для встановлення ступеня економичності роботи ДВЗ при різних навантаженнях слугують навантажувальні характеристики – це графіки залежності питомої ефективної та годинної витрат палива від потужності двигуна, що розвиває ДВЗ, при постійній частоті обертання колінчастого вала. Так, як автомобільний ДВЗ пра-

					КРМ.142.6221м.25.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

цює в досить широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала, для оцінки його паливної економічності використовують декілька навантажувальних характеристик, знятих для різних (але постійних для кожної характеристики) частот обертання колінчастого вала ДВЗ.

Залежності, які відображають взаємозв'язок між потужністю та економічністю ДВЗ від коефіцієнта надлишку повітря (складу суміші), кута випередження запалювання (бензинові) або впорскування (дизельні), температури змащувального масла та охолоджуючої води та інших будь-яких регульованих факторів, що характеризують режим роботи ДВЗ, прийнято називати регульовальними характеристиками. Ці характеристики здебільшого призначені для виявлення найвигідніших умов роботи ДВЗ в залежності від зазначених вище факторів і оцінки ступеня досконалості регулювань двигуна.

Швидкісні характеристики ДВЗ – це такі графічні залежності основних ефективних показників роботи, як – ефективної потужності N_e , крутного моменту M_e , годинної G_n і питомої ефективної g_e витрати палива та ін. показників від частоти обертання колінчастого вала n при постійному положенні дросельної заслінки (для бензинових ДВЗ, або рейки паливного насоса (для дизельних ДВЗ) і стабільному тепловому стані.

Швидкісні характеристики дизельного ДВЗ можуть бути отримані при різних, але постійних для кожної характеристики положеннях рейки паливного насоса високого тиску. Швидкісна характеристика дизельного ДВЗ, отримана при повній подачі палива (рейка паливного насоса високого тиску відведена до упору), називається зовнішньою швидкісною характеристикою. За такою характеристикою встановлюються найбільші потужності, які можна отримати від даного ДВЗ при різних частотах обертання його колінчастого вала. Характеристики дизельного ДВЗ, отримані при неповній подачі палива, називаються частковими характеристиками.

На швидкісній характеристиці ДВЗ розрізняють такі характерні частоти обертання колінчастого вала двигуна, як:

n_{min} – мінімальна частота обертання колінчастого вала двигуна, при якій ще можлива стійка робота ДВЗ при неповній подачі палива;

n_M – частота обертання колінчастого валу двигуна, що відповідає найбільшому крутному моменту ДВЗ і найбільшому середньому тиску;

n_N – частота обертання колінчастого валу двигуна, що відповідає найбільшій потужності ДВЗ;

n_{max} – найбільша можлива частота обертання колінчастого вала ДВЗ, що встановлюється обмежувачем або регулятором.

Оскільки дизельні двигуни, як правило, працюють при навантаженнях, досить близьких до максимальних, їх регулятор частоти обертання колінчастого валу налаштовується таким чином, щоб найбільша частота обертання колінчастого валу не перевищувала тієї, яка відповідає найбільшій можливій ефективній потужності ДВЗ за зовнішньою швидкісною характеристикою.

Потужність двигуна досягає свого максимуму, коли вплив підвищення частоти обертання колінчастого вала (частоти циклів) на збільшення потужності повністю компенсується зменшенням середнього ефективного тиску p_e у циліндрі ДВЗ. З підвищенням частоти обертання колінчастого валу ДВЗ p_e зменшується за рахунок погіршення процесу наповнення, а також зростання механічних втрат (падіння механічного ККД двигуна).

Максимальні крутний момент M_e^{max} і потужність ДВЗ N_e^{max} мають місце при різних частотах обертання колінчастого валу двигуна. Відношення частоти обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті n_M до частоти його обертання при максимальній потужності n_N зазвичай становить 0,4...0,7 (більші значення характерні для роботи дизелів).

Зменшення крутного моменту двигуна після досягнення свого максимуму при збільшенні частоти обертання колінчастого валу істотно впливає на стійкість швидкісного режиму роботи ДВЗ. Як видно (рис. 3.1) при роботі ДВЗ з максимальною своєю ефективною потужністю, розвинений крутний момент є значно меншим максимального. Отже, ДВЗ має певний потенційний запас крутного моменту, рівний різниці максимального моменту двигуна і моменту опору на даному швидкісному режимі роботи.

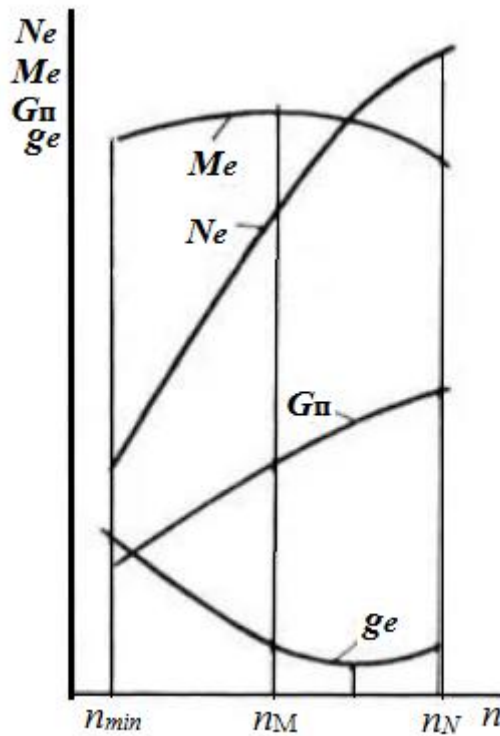


Рисунок 3.1 – Зовнішня швидкісна характеристика роботи дизельного двигуна

Стійкість швидкісного режиму роботи ДВЗ за рахунок певного потенційного запасу крутного моменту оцінюється за допомогою **коефіцієнта пристосованості двигуна** k – відношення максимального крутного моменту до крутного моменту при номінальному режимі: $k = M_e^{\max} / M_e^N$. У бензинових двигунах $k = 1,25 \dots 1,35$, а в дизелях – $k = 1,05 \dots 1,15$.

Коефіцієнт пристосованості характеризує здатність ДВЗ долати деякі короткочасні перевантаження без перемикання передач. Для цієї ж мети було введено поняття запасу крутного моменту (%), який визначається за формулою:

$$M = \frac{M_e^{\max} - M_e^N}{M_e^N} \cdot 100.$$

Графіки годинної G_n і питомої ефективної g_e витрат палива наводяться на швидкісній характеристиці ДВЗ для оцінки економічності при роботі на різних швидкісних режимах.

Годинна витрата палива G_n при постійному положенні органу паливоподачі залежить головним чином від частоти обертання колінчастого вала двигуна, а також від коефіцієнта наповнення робочого циліндру. Тому в міру підвищення частоти

обертання колінчастого валу двигуна годинна витрата палива ним зростає спочатку майже прямо пропорційно, потім починає позначатися на процесі вплив коефіцієнта наповнення робочого циліндру, і темп зростання годинної витрати знижується.

Графік ефективної питомої витрати палива двигуном на швидкісній характеристиці має майже такий самий вигляд, як і графік індикаторної питомої витрати палива. Відмінністю графіка ефективної від індикаторного питомої витрати є більш крутий підйом його після точки мінімуму витрати, що пояснюється збільшенням механічних втрат у двигуні.

3.2. Розрахунок робочого циклу режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Для розрахунку показників робочого циклу автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту також було застосовано методика Гриневецького – Мазинга. Результати розрахунку робочого циклу для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) та самі розрахунки виконано у табличній формі (табл. 3.1–3.6).

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку показників робочого циклу для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	42,00
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1900,00
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,10130
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,00
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,2500
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0500
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,040
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,806
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,855
10	Ступінь стиску	ε	19,500
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,300
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,000
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,000
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980

15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,863
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,830
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,0040
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,750
19	Температура залишкових газів	T_r , К	800,00
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/ H/ S /O$	0,875/0,125 /0/0
21	Нижча теплота згоряння палива	Q_{H_2} , кДж/кг	43000,000
22	Кількість циліндрів	i	4
23	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,0795
24	Хід поршня	$S_{п}$, м	0,0955
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	1,745
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,400
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,77
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,960
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,850
31	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,79

Таблиця 3.2 – Процес наповнення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k , К	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	408,5080
2	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	325,627000
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	363,10300
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s , МПа	$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,2460011
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a , МПа	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,2090012
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,7730001

Таблиця 3.3 – Розрахунок процесу стиснення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого повітря	c'_{v_0} , кДж/(кмоль·К)	$c'_{v_0} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність	c''_{v_0} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{v_0} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—

	чистих ВГ			
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	$c''_{vc},$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002524010; a_{vc} = 19,28700001$	—
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,356000010
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	11,73701010
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	1045,00001

Таблиця 3.4 – Розрахунок процесу згоряння автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,88600
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,036100
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0347
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,943010
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,033001
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495000
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,031300
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	$c''_{vz},$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,932810001; b_z = 0,0031100001$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	$c_{vb},$ кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$	—

			$a_{vb} = 19,9707800001; b_b = 0,00314600001$	
10	Максимальна температура	T_z, K	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	2039,000
11	Максимальний тиск	$P_z, \text{МПа}$	$P_z = \lambda \cdot P_c$	15,25800

Таблиця 3.5 – Розрахунок процесу розширення автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,55000
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	12,58400
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,262000
4	Температура наприкінці процесу	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	1051,000
5	Тиск наприкінці процесу	$P_b, \text{МПа}$	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,62500

Таблиця 3.6 – Індикаторні та ефективні показники автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	$P'_i, \text{МПа}$	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	1,65700
2	Дійсний середній індикаторний тиск	$P_i, \text{МПа}$	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,624000
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,18000
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,465000
5	Середній ефективний тиск	$P_e, \text{МПа}$	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,401001
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,401001
7	Питома ефективна витрата палива	$g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,20890

8	Ефективна потужність двигуна	N_e , кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	41,871
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	-0,0308

Розрахунок балансу турбокомпресора автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту також виконано у програмі MathCAD, а результати наводяться у табл. – 3.7.

Таблиця 3.7 – Розрахунок балансу турбокомпресора автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	0,06400
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	0,066000
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,198001
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	827,7630
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	0,89502
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,0820
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,368
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,47600
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,25080
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,30800

За результатами розрахунку показників робочого циклу для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) побудовано індикаторні діаграми у різних системах координат (рис. 3.2–3.4).

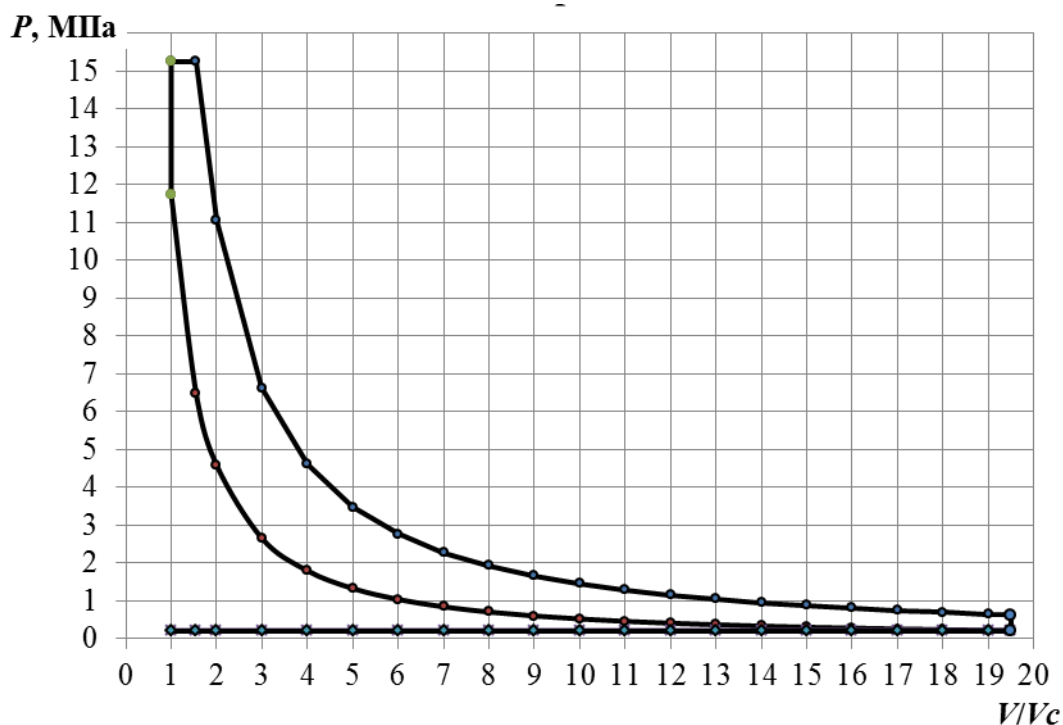


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

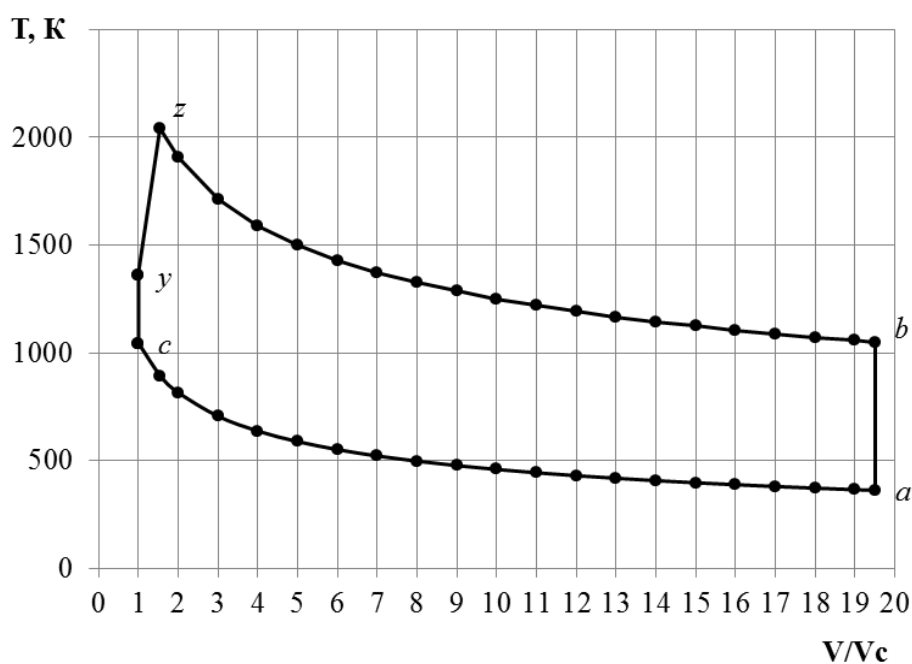


Рисунок 3.3 – Індикаторна діаграма у $T-(V/V_c)$ координатах автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

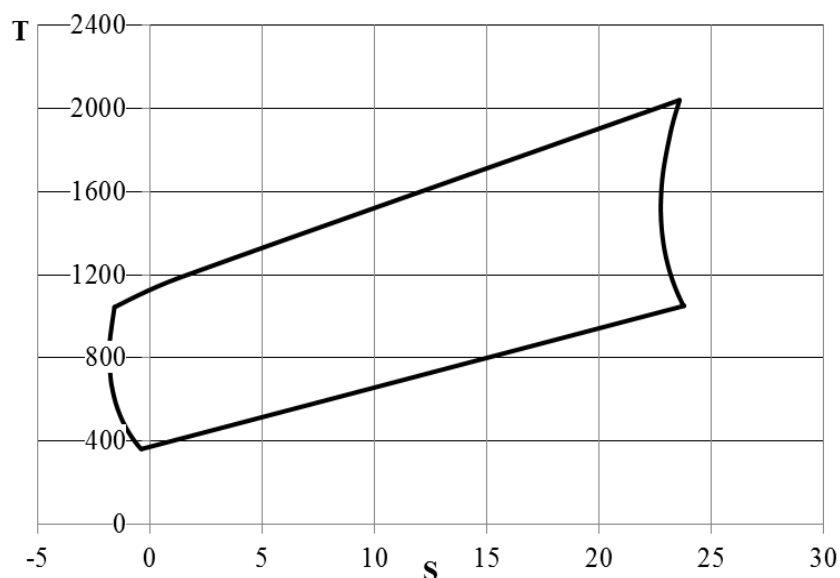


Рисунок 3.4 – Індикаторна діаграма у T – S координатах автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) для режиму максимального крутного моменту

3.3. Оптимізація режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Для забезпечення оптимізації режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) виконуємо розрахунок режимів роботи двигуна для різного поєднання факторів з використанням плану-матриці повного факторного експерименту. Повний факторний експеримент – це експеримент, під час реалізації якого визначаються усі можливі варіанти поєднання рівнів факторів. Для визначення потрібної загальної кількості станів об'єкта дослідження яким є дизельний двигун VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) застосовуємо формулу:

$$N = p^k,$$

де p – кількість рівнів факторів; k – кількість факторів.

Для здійснення оптимізації режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) визначаємо інтервали варіювання досліджуваних факторів та прийняті обмеження при розрахунку робочого циклу дизеля при зміні факторів. У якості факторів впливу обираємо: оберти колінчастого валу дизеля – n (позначаємо як X_1), та тиск за компресором – p_k (поз-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.02.03.ПЗ

Аркуш

41

начаємо як X_2). Основним рівнем цих параметрів згідно розрахунку робочого циклу є $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$; $p_k = 0,25 \text{ МПа}$. Обираємо для досліджуваних факторів наступні значення інтервалів їх можливого варіювання:

- для обертів колінчастого валу дизеля $n = 100 \text{ хв}^{-1}$;
- для тиску за компресором $p_k = 0,02 \text{ МПа}$.

Цільовою функцією у нашому випадку буде питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год). З розрахунку робочого циклу було встановлено, що питома ефективна витрата палива на режимі максимального крутного моменту складає $g_e = 0,2089 \text{ кг/(кВт·год)}$.

Для нашого експерименту з двома факторами, кожен з яких має три рівня, матимемо:

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

Для експерименту типу 3^k використовуємо наступні залежності:

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

де i – номер досліджу; j – номер фактора. Якщо $K = 1/3$, то $x_j^i = 1$; $K = 2/3$, то $x_j^i = 0$; $K = 0$, то $x_j^i = -1$. Для забезпечення спрощення та уніфікації позначень основний рівень фактора кодують як $x = 0$, верхній рівень як $x = +1$, а нижній – $x = -1$.

Результати розрахунку і побудови плану-матриці повного факторного експерименту в кодовому і абсолютному вигляді наведено у табличній формі (табл. 3.8 та 3.9).

Таблиця 3.8 – План-матриці повного факторного експерименту в кодовому вигляді

№ досліджу	Фактор X_1	Фактор X_2
1	1	1
2	0	1
3	-1	1
4	1	0
5	0	0
6	-1	0
7	1	-1
8	0	-1
9	-1	-1

Таблиця 3.9 – План-матриці повного факторного експерименту в абсолютному вигляді

№ досліду	Фактор X_1	Фактор X_2
1	0,27	2000
2	0,25	2000
3	0,23	2000
4	0,27	1900
5	0,25	1900
6	0,23	1900
7	0,27	1800
8	0,25	1800
9	0,23	1800

Після формування плану-матриці та всіх необхідних значень виконується розрахунок робочого циклу для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) дев'ять разів. Далі визначаються усі можливі значення цільової функції (питомої ефективної витрати палива g_e), а також значення всіх основних параметрів (табл. 3.10).

Таблиця 3.10 – Результати моделювання, а також значення всіх основних параметрів автомобільного дизеля VW 1.9TDI

№ досліду	Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	Ефективна потужність N_e , кВт	Механічний ККД, η_m	Максимальний тиск у циліндрі P_z , МПа	Максимальна температура у циліндрі T_z , К	Середній ефективний тиск P_e , МПа	Ефективний ККД, η_e
1	0,2093	47,000	0,918	16,481	2033	1,501	0,400
2	0,2098	44,000	0,918	15,258	2039	1,395	0,399
3	0,2124	40,128	0,918	14,033	2033	1,275	0,394
4	0,2069	45,219	0,911	16,480	2042	1,513	0,405
5	0,2090	42,000	0,911	15,258	2039	1,401	0,401
6	0,212	38,178	0,911	14,033	2027	1,277	0,395
7	0,2059	43,193	0,904	16,481	2044	1,525	0,407
8	0,2080	39,897	0,904	15,258	2039	1,407	0,403
9	0,2102	36,484	0,904	14,033	2035	1,288	0,398

Для побудови всіх потрібних графічних залежностей основних параметрів робочого циклу двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) від значень факторів, що досліджуються використовуємо значення матриць A (табл. 3.11), для всіх розрахованих параметрів. Ці значення матриць A є коефіцієнтами регресійної функції, засто-

сувавши які в середовищі Mathcad будуюмо відповідні графіки поверхонь (рис. 3.5–3.6).

Таблиця 3.11 – Значення матриць A (коефіцієнти регресійної функції)

Коефіцієнти матриці A для g_e	Коефіцієнти матриці A для N_e	Коефіцієнти матриці A для T_z
0,351509722	-74,88981945	1395,347222
-1,035	464,8041667	6504,166668
-1,25E-05	0,019989583	-0,18375
0,00015	0,020375	-1,125
1,291666667	-663,3333334	-8333,333335
-3,33333E-09	-1,53333E-06	0,000116667

Рівняння регресійної функції для розрахованих параметрів матимуть вигляд:

– питома ефективна витрата палива $g_e(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2$;

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

– Максимальна температура у циліндрі $T_z(x, y) := a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot y + a_4 \cdot xy + a_5 \cdot x^2 + a_6 \cdot y^2$.

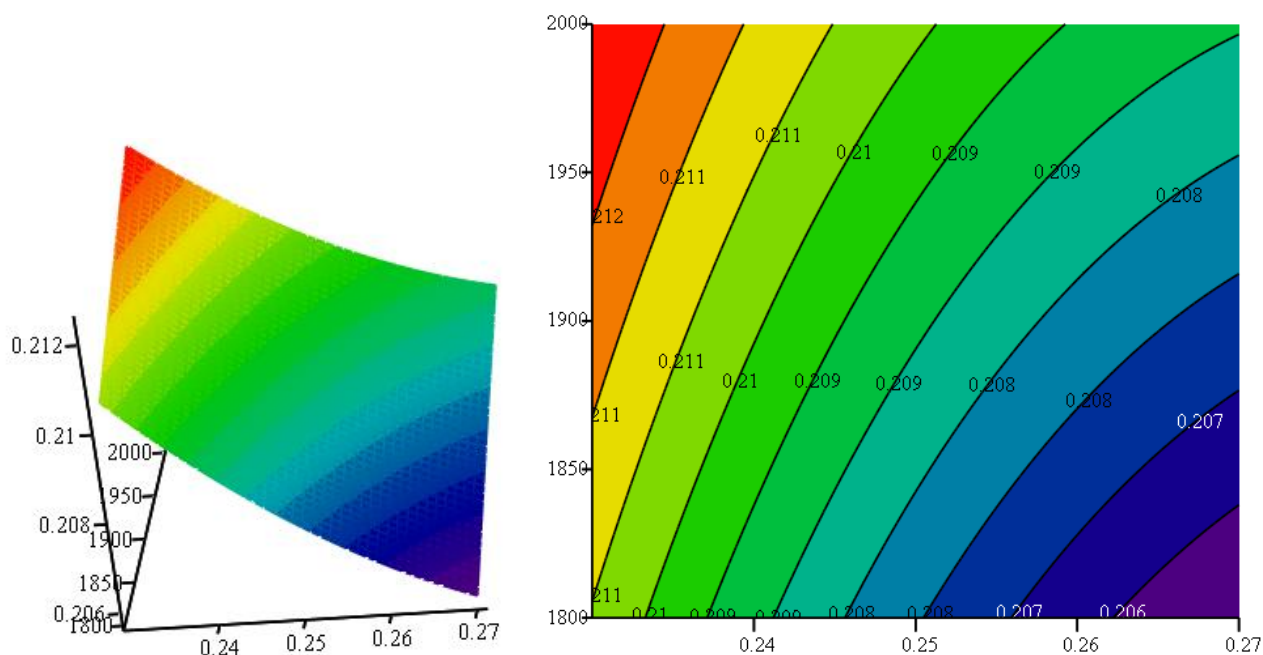


Рисунок 3.5 – Графік функції параметра g_e автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

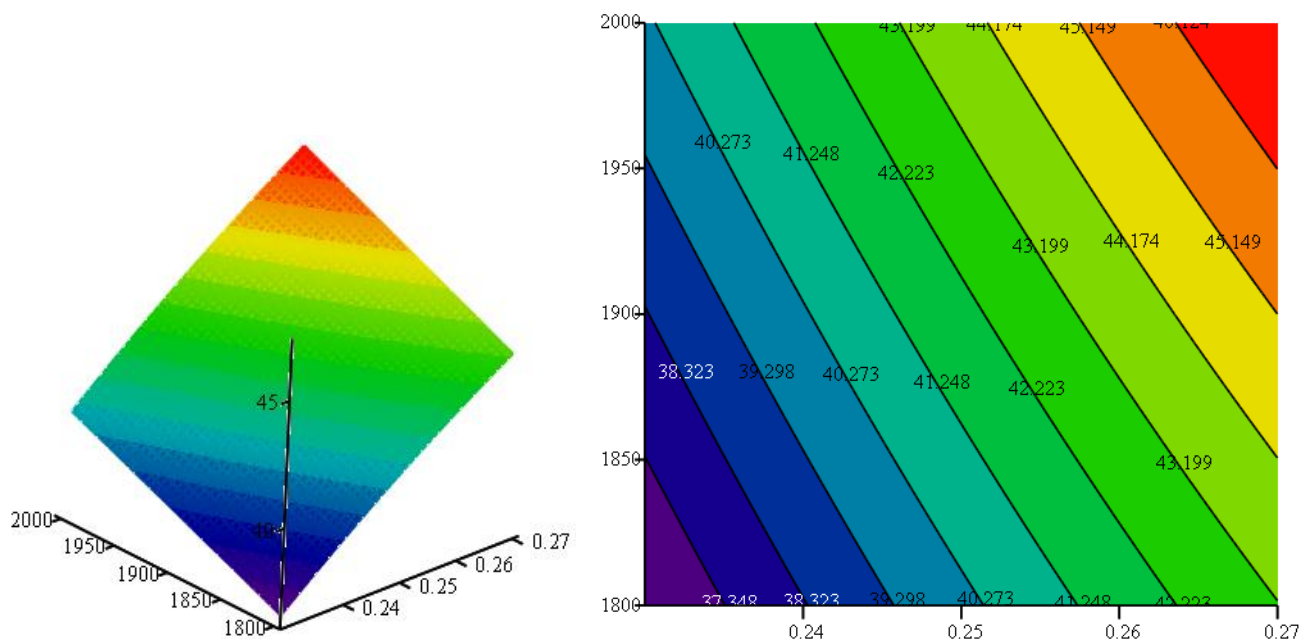


Рисунок 3.6 – Графік функції параметра N_e автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

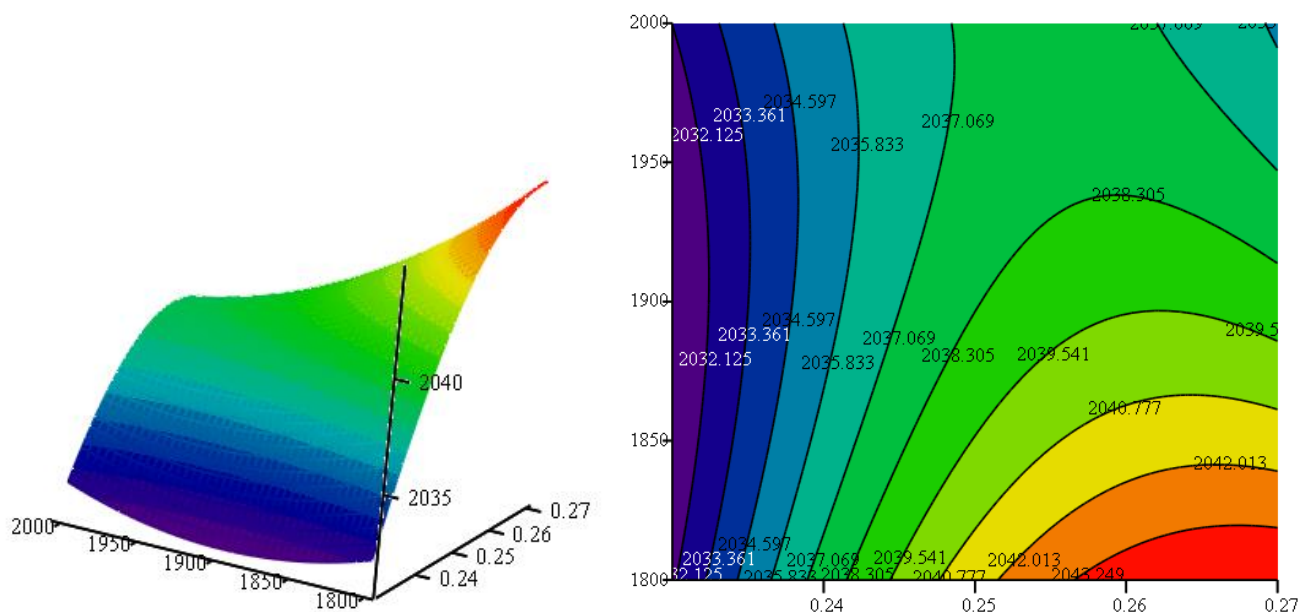


Рисунок 3.7 – Графік функції параметра T_z автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

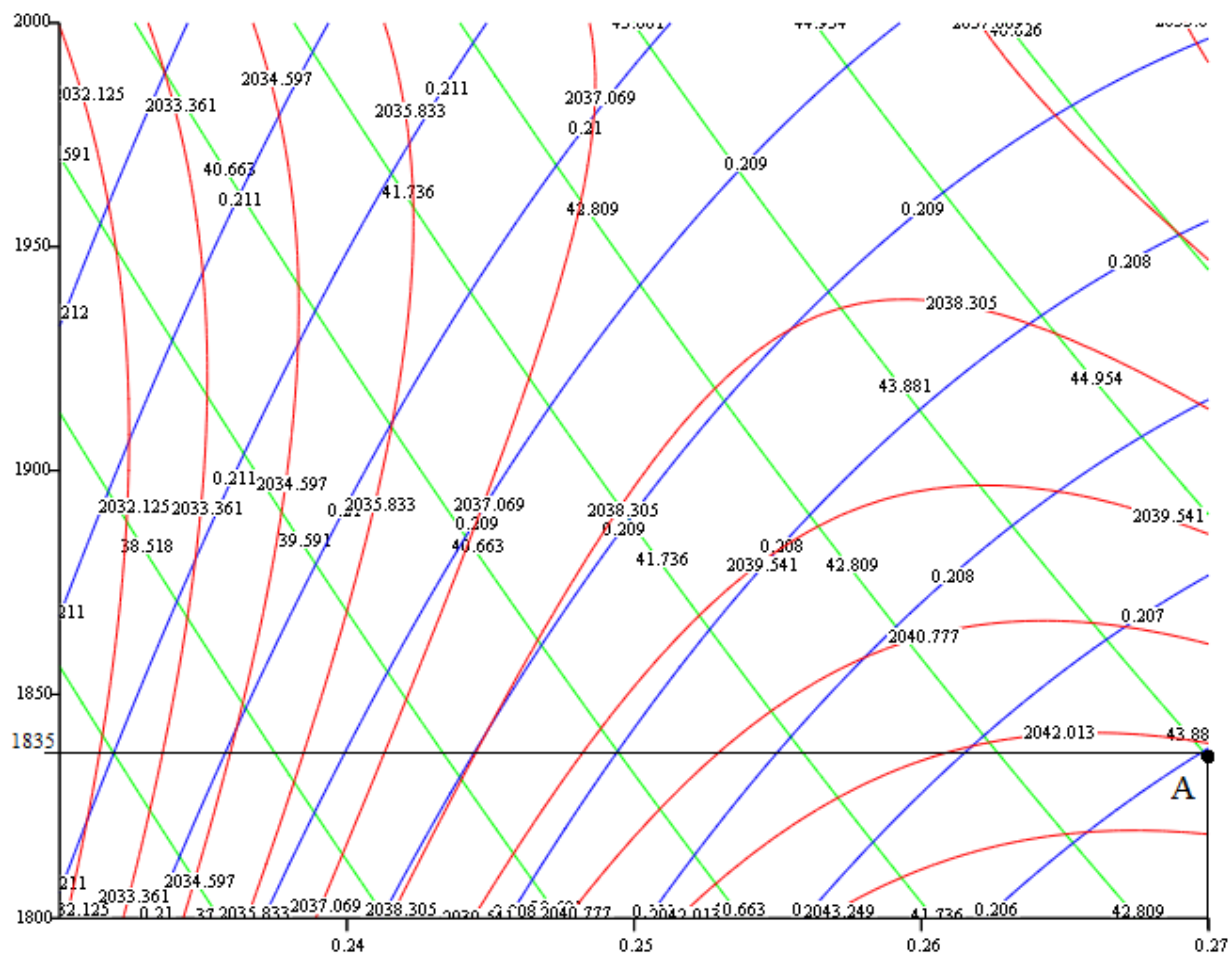
Після побудови графік функції параметрів g_e , N_e та T_z автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) поєднуємо їх в один загальний графік (рис.3.8) для визначення потрібної точки оптимального режиму роботи двигуна на режимі максимального крутного моменту.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.02.03.ПЗ

Аркуш

45



N_e, g_e, T_z

Рисунок 3.8 – Графік функції параметрів g_e , N_e та T_z автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

За графіком рис. 3.8 визначаємо точку А оптимальної роботи, в якій буде мінімально можливе значення питомої ефективної витрати палива g_e та максимально можливе значення ефективної потужності N_e двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95). Таким чином точка А відповідає значенням обертів колінчастого валу дизеля $n = 1835 \text{ хв}^{-1}$ і тиску за компресором $p_k = 0,27 \text{ МПа}$.

3.4. Розробка рекомендацій для досягнення оптимальних значень параметрів для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

В результаті виконаних досліджень встановлено, що для досягнення мінімального значення питомої витрати палива та потрібної потужності автомобільного дви-

гуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) потрібно модернізувати турбокомпресор з метою підвищення тиску наддуву до $p_k = 0,27$ МПа.

Для підвищення наддуву необхідно внести певні конструктивні зміни, наприклад зменшити масу обертових деталей турбокомпресора та ротора. Легший ротор турбокомпресора матиме меншу інерційність, що дозволить турбокомпресору краще закручуватися при натисненні педалі акселератора автомобіля. Також зниження маси можна досягти не тільки змінивши конструкцією ротора, а і обравши для виготовлення ротору більш легкого і водночас міцного матеріалу. Основною вимогою при виборі матеріалів для виготовлення деталей турбокомпресора є досить висока температура відпрацьованих газів дизеля. Конструкція такого модернізованого турбокомпресора представлена на рис. 3.9.

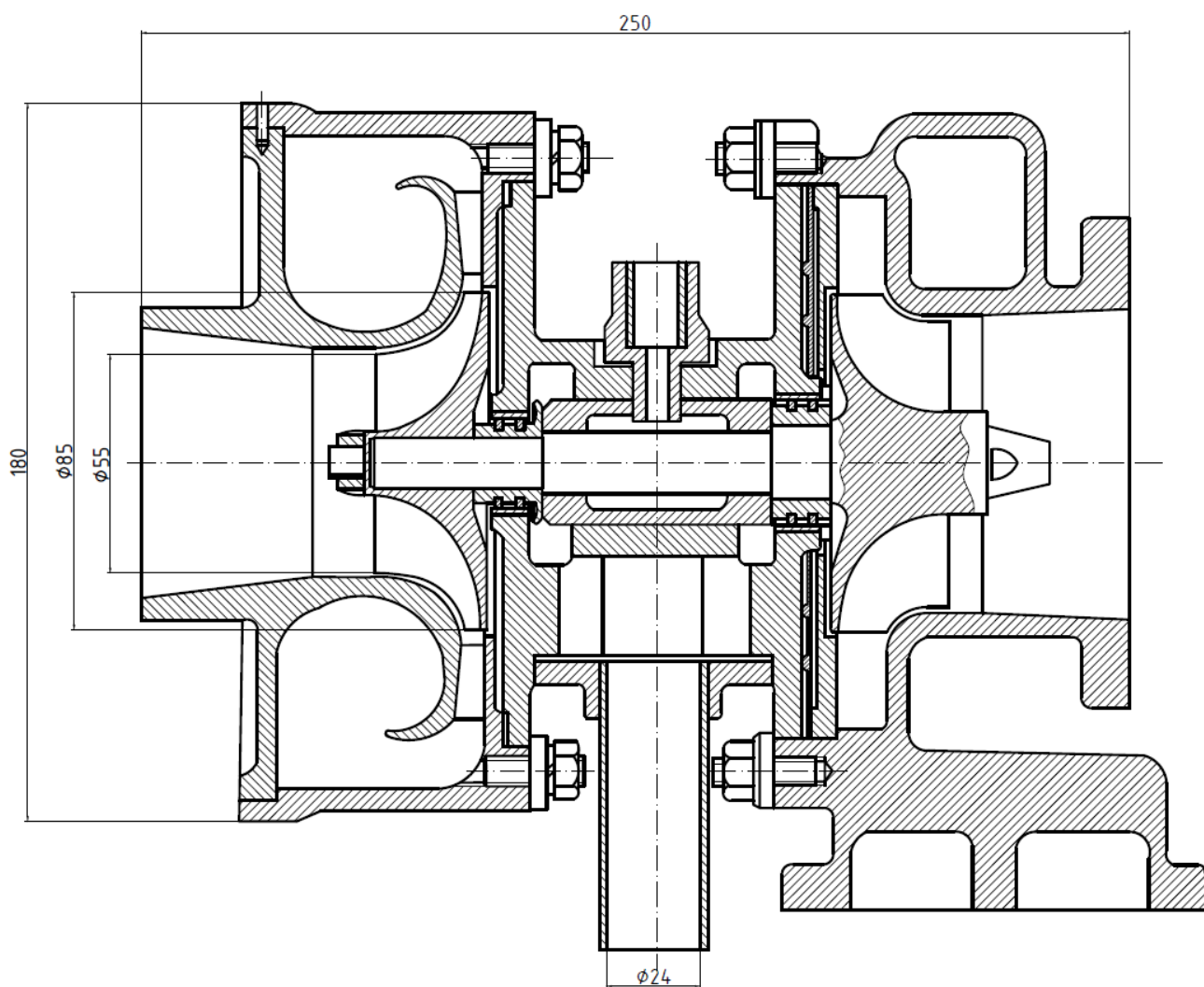


Рисунок 3.9 – Турбокомпресор автомобільного дизеля VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221м.25.02.03.ПЗ

Аркуш

47

Підвищити ефективність роботи турбокомпресора дає змогу не лише зменшення інерційності ротора, але і використання додаткових, подекуди досить складних схем керування тиском наддуву двигуна. Головним та найважливішим завданням при цьому є зменшення тиску при високих обертах дизеля та підвищення його при низьких обертах. Принципово така задача вирішується досить просто, а саме надлишковий тиск наддуву компресору на високих частотах обертання зменшується, як правило, за рахунок встановлення у системі перепускного клапану.

3.5. Висновки до розділу

У третьому розділі виконано аналіз особливостей роботи двигунів внутрішнього згоряння у складі автомобільного транспорту. Розраховано робочий цикл для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95), а також за допомогою факторного експерименту виконано оптимізацію цього режиму.

Встановлено, що для досягнення мінімального значення питомої витрати палива та потрібної потужності автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI потрібно забезпечити на режимі максимального крутного моменту значення обертів колінчастого валу на рівні $n = 1835 \text{ хв}^{-1}$ і тиск за компресором – $p_k = 0,27 \text{ МПа}$. Це дасть змогу забезпечити зниження питомої ефективної витрати палива з 0,209 до 0,206 кг/(кВт·год).

Розроблено рекомендацій для досягнення оптимальних значень параметрів для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI, які базуються на деяких конструктивних змінах турбокомпресора.

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА VW 1.9TDI НА РЕЖИМІ МАКСИМАЛЬНОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ

4.1. Економічна оцінка проведення оптимізації режиму максимального крутного моменту дизельного двигуна Volkswagen 1.9TDI

В даний час у всьому світі розглядається введення жорстких обмежень на викиди двоокису вуглецю автомобільними двигунами. У деяких європейських країнах показник викидів CO₂ двигуном транспортного засобу протягом трьох-чотирьох років буде входити у перелік основних характеристик автомобіля. Враховуючи безпосередньо пряму залежність між викидами CO₂ та витратою палива, підвищення ефективності ККД і паливної економічності двигунів внутрішнього згоряння, які є головним джерелом енергії для автомобільної техніки в найближчій перспективі має першорядне значення. Саме тому, можливі економічні витрати на модернізацію існуючих або створення нових сучасних двигунів можуть бути оправдані не лише зниженням витрат на паливо, але і потребою покращення екологічності. Аналіз світових проєктів щодо підвищення ефективності ДВЗ показує, що світові автовиробники приділяють особливу увагу цій темі.

У результаті оптимізації режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) вдалося досить суттєво знизити питомої ефективної витрати палива – 3 г/кВт·год. Таке значне зниження витрати палива відіб'ється як на витратах на паливо споживачем так і на екологічних показниках двигуна, що забезпечить йому високу конкурентоздатність на ситовому ринку.

У таблиці 4.1 наведено базові техніко-економічні показники високообертового дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95), який встановлюється на легкових автомобілях та його покращеної версії за результатами проведеної оптимізації у третьому розділі.

					КРМ.142.6221м.25.02.04.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

№ з.п.	Найменування показників	Позначення і розмірність	Базовий Volkswagen 1.9TDI	Покращений Volkswagen 1.9TDI
1	Потужність	N_e кВт	42,00	43,88
2	Частота обертання	n хв ⁻¹	1900	1835
3	Діаметр циліндра	D , м	0,0795	0,0795
4	Хід поршня	S , м	0,0955	0,0955
5	Питома витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	0,2089	0,2059
6	Механічний ккд	η_m	0,863	0,863
7	Питома витрата масла	g_m , кг/(кВт·год)	0,0006267	0,000618
8	Вага	G , кг	200,00	200,00
9	Габарити	L , м	0,510	0,510
		B , м	0,453	0,453
		H , м	0,784	0,784
10	Ціна двигуна	Π , грн	204000	207270
11	Ціна палива	Π_p , грн/(кВт·год)	15,788953	15,56976744
12	Ціна масла	Π_m , грн/кг	9,5	9,5
13	Час роботи за рік	t , год	2250	2250
14	Число контрольних ремонтів	η	1,00	1,00
15	Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ϵ_{min}	1,10	1,10
16	Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
17	Коефіцієнт використання потужності	K_p	0,95	0,95
18	Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р}$	0,30	0,30
19	Час безперервної роботи	$t_{н.р}$, ГОД	24,00	24,00
20	Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$, ГОД	1000	1000
21	Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р}$, ГОД	10000	10000
22	Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E , кВт	0,15	0,15

У таблиці 4.2 наведено розрахунки та результати техніко-економічного обґрунтування заходів спрямованих на підвищення паливної ефективності двигуна Volkswagen 1.9TDI, якій встановлюється на легкових автомобілях, на режимі максимального крутного моменту.

Таблиця 4.2 – Розрахунки та результати техніко-економічного обґрунтування заходів спрямованих на підвищення паливної ефективності двигуна Volkswagen 1.9TDI

Найменування параметру	Позначення і розмірність	Спосіб визначення	Базовий Volkswagen n 1.9TDI	Покращений Volkswagen 1.9TDI
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	89775	93793,5
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{\kappa\pi}}{t}$	4,44	4,44
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_{\pi} = N \cdot \Pi_{\pi} \cdot g_{\varepsilon}$	296105,994 2	300830,6544
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}}$	534,488928 8	550,6616385
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{\text{п.р}} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{неп}}}$	22950	23317,875
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{\text{к.р}} = \frac{K_{\text{к.р}} \cdot t \cdot \Pi}{t_{\text{к.р}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}$	12518,18	12718,84
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_{\pi} + З_{\text{м}} + З_{\text{к.р}} + З_{\text{п.р}}$	332108,66	337418,03
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\varepsilon}} \cdot U_1^{\varepsilon}$	346974,481 4	-
Річний економічний ефект у споживача від використання покращеного двигуна	Е _к , грн	$E_{\kappa} = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\varepsilon}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^{\varepsilon}}{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}} \right] - \Pi_{\varepsilon}$	31345,29384	
Додаткові одноразові витрати на покращеного двигуна	ΔK, грн	–	3270	
Річна економія при експлуатації покращеного двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^{\varepsilon}$	9556,45	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/місяць	$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,34/ 4,1	

4.2. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки техніко-економічного обґрунтування заходів спрямованих на підвищення паливної ефективності двигуна Volkswagen 1.9TDI, якій встановлюється на легкових автомобілях, на режимі максимального крутного моменту. Було встановлено, що річна економія для власника автомобілю з покращеним двигуном може скласти до 9556,45 грн, а кошти витрачені на доведення двигуна окупляться за 0,34 роки (4,1 місяця).

					<i>KPM.142.6221м.25.02.04.ПЗ</i>	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Розробка заходів з техніки безпеки при виконанні ремонтних робіт та технічного обслуговування легкових автомобілів

Технічне обслуговування (ТО) та поточний ремонт (ПР) будь-якого автомобільного транспорту – це досить складні технологічні процеси, які потребують не тільки високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, але й неухильного та суворого дотримання правил техніки безпеки. Від правильної організації робочого процесу з ТО та ПР напряду залежить не тільки надійність та довговічність експлуатованої техніки, але й, що найважливіше, це життя та здоров'я співробітників, що виконують роботу. Історично так склалося, що, із зростанням автомобілізації суспільства, вимоги до забезпечення безпеки в ремонтних зонах автотранспорту постійно посилюються, еволюціонуючи від досить простих елементарних запобіжних заходів безпеки до комплексу систем стандартів та різноманітних нормативів. На сьогодні основою безпечної роботи обслуговуючого персоналу є суворе дотримання регламентів та положень, прописаних у галузевих стандартах.

Усі роботи, що безпосередньо пов'язані з обслуговуванням та ремонтом автотранспорту, повинні виконуватися в суворій відповідності до актуальних нормативів та документів. Ключовим документом у даній сфері діяльності є «Міжгалузеві правила з охорони праці на автомобільному транспорті». Вони чітко деталізують вимоги до усіх виробничих процесів, обладнання та обслуговуючого персоналу, доповнюючи базові й фундаментальні принципи, закладені ще в «Положенні про технічне обслуговування та поточний ремонт рухомого складу автомобільного транспорту».

Основою безпеки при технічному обслуговуванні та поточному ремонті будь-якого автомобільного транспорту є перш за все професіоналізм виконавців. Тому до виконання робіт з технічного обслуговування та поточного ремонту до-

					<i>KPM.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

пускаються лише тільки ті працівники, чия кваліфікація цілком і повністю відповідає складності виконуваних на автомобілі операцій.

Безпосередня участь водіїв або працівників суміжних спеціальностей в технічному обслуговуванні та поточному ремонті можлива виключно і тільки після проходження ними відповідного професійного навчання та практичної підготовки, а також підтвердження кваліфікації.

При будь-якій зміні технологічного процесу при здійсненні технічного обслуговування та поточного ремонту або умов праці з обслуговуючим персоналом в обов'язковому порядку проводиться спеціальний позаплановий інструктаж з охорони праці на їх робочому місці.

Кожен працівник суворо зобов'язаний діяти згідно індивідуальної інструкції з охорони праці. Після ознайомлення працівника з індивідуальною інструкцією він повинен розписатися у відповідному журналі. Така процедура гарантує, що кожен працівник усвідомлює усі потенційні ризики й знає потрібні алгоритми безпечного виконання своїх робочих обов'язків.

Роботи з технічного обслуговування та поточного ремонту повинні виконуватися лише виключно в спеціально обладнаних для цього місцях – ремонтних постах. Ці ремонтні пости повинні бути обов'язково оснащені повним комплектом усього потрібного людині обладнання, діагностичних приладів, спеціалізованого ремонтного інструменту та інвентарю, передбаченого спеціальними технологічними картами для кожного виду виконуваних робіт.

Ключовою вимогою до автомобіля, що знаходить на ремонтному пост обслуговування, – він має бути попередньо ретельно вимитий, а також висушений. Варто відзначити, що це не естетична примха, а досить важлива умова безпеки. Так наявний бруд й технологічні рідини можуть ретельно приховувати присутні дефекти, а волога в поєднанні з можливою несправною електропроводкою може стати причиною ураження електричним струмом людини, що виконує роботи.

Процес встановлення транспортного засобу на ремонтний пост для виконання технічного обслуговування або поточного ремонту повинен здійснюватися під

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

суворим контролем призначеної відповідальної особи – механіка, майстра або навіть начальника ремонтної дільниці.

Категорично заборонено заїжджати транспортним засобом у виробничі приміщення майстерні, якщо його габарити перевищують розміри, зазначені на попереджувальних знаках перед в'їзними воротами.

Після встановлення транспортного засобу на підлоговий пост його обов'язково потрібно досить надійно зафіксувати для запобігання будь-якого самовільного його руху. Така процедура постановки включає в себе кілька обов'язкових дій:

- встановлення спеціальних противідкатних упорів (забезпечується встановленням під колеса автомобіля мінімум двох клиноподібних упорів – «башмаків»);
- активація стоянкового гальма (автомобіль фіксується ручним гальмом затягнутим до упору);
- нейтральне положення коробки перемикання передач (важіль коробки перемикання передач встановлюється в своє нейтральне положення);
- відключення живлення двигуна (на дизелях – перекриття подачі палива, а також відключення клеми маси акумулятора).

Для забезпечення інформування всіх присутніх людей у ремзоні, про те, що на цьому автомобілі виконуються певні роботи, на його рульове колесо в обов'язковому порядку кладеться спеціальна попереджувальна табличка.

Застосування при здійсненні технічного обслуговування або поточного ремонту підйомників та іншого будь-якого вантажопідйомного обладнання є певною зоною підвищеної небезпеки. Усі потрібні операції з підйому або переміщення автомобілів мають здійснюватися в суворій відповідності до вимог, викладених в паспорті, а також інструкції з експлуатації конкретного (застосованого) підйомного механізму.

При здійсненні технічного обслуговування або поточного ремонту автомобіля на будь-якому типі застосованого підйомника (гідравлічного або електромеханічного) на його пульті керування має бути розміщена табличка з попереджувальним написом: «Не чіпати – під автомобілем працюють люди!».

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перед початком здійснення підйому автомобілю всі інші роботи на ньому повинні бути негайно припинені. При цьому обслуговуючий персонал, який не бере участі в здійсненні операції, повинен негайно покинути небезпечну зону.

У своєму піднятому положенні плунжер гідравлічного або каретки електро-механічного підйомника мають бути максимально надійно зафіксовані штатним механічним стопором (штангою, упором, засувкою), який гарантовано унеможли-вляє самовільне опускання підйомника в разі відмови гідравліки чи механічного приводу.

При здійсненні підвішування частини автомобіля за допомогою талей, домк-ратів або інших переносних механізмів потрібно дотримуватися наступного по-рядку:

- під нерухомі колеса автомобіля встановити противідкатні клиноподібні упори;
- здійснити підйом транспортного засобу на потрібну висоту;
- під підвішену частину рами транспортного засобу чи його моста потрібно встановити спеціальні підставки;
- досить плавно опустити транспортний засіб на страхувальні підставки, обов’язково при цьому переконавшись у їх стійкості.

Запуск двигуна внутрішнього згоряння на постах технічного обслуговування та поточного ремонту дозволений суворо обмеженому колу певних осіб. До таких осіб відносяться водії-перегонники, бригадири або спеціально призначені слюса-рі. Такі особи мають проходити щоквартальний обов’язковий повторний інструк-таж з заходів безпеки.

Перед реалізацією робіт з технічного обслуговування та поточного ремонту, що потребують здійснення прокручування колінчастого валу, потрібно виконати додаткову ретельну перевірку: переконатися, що подача палива перекрита, короб-ка перемикання передач в нейтральному своєму положенні, стоянкове гальмо від-пущено.

Після завершення усіх потрібних робіт з технічного обслуговування та пото-чного ремонту автомобіля його знову потрібно встановити на стоянкове гальмо.

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосування додаткових важелів, таких як лом чи монтажна лопата, для здійснення прокручування карданного валу категорично заборонено через значно високий ризик ймовірності отримання травми дюдиною.

Весь робочий персонал майстерні повинен бути обов'язково забезпечений справним інструментом та потрібними пристосуваннями. При потребі працювати під автомобілем, який не розміщено на оглядовій ямі, естакаді або підйомнику, обов'язково потрібно використовувати спеціальні ремонтні лежачи. Виконувати ремонтні роботи лежачи на голій підлозі суворо заборонено.

Існує певний ряд робіт, які категорично заборонено виконувати в зонах технічного обслуговування та поточного ремонту, так, як вони створюють пряму загрозу здоров'ю і навіть життю обслуговуючому персоналу. Перелік цих робіт необхідно знати, а також не уклінно виконувати.

Суворо забороняється здійснювати будь-які роботи на автомобілі, який було вивішено лише на підйомних механізмах без застосування стаціонарних страхувальних підставок. Винятком лише є тільки спеціалізовані підйомники, конструкція яких гарантовано забезпечує безпечність виконання робіт без встановлення додаткових опор.

Суворо забороняється здійснювати у якості підставок під автомобіль випадкові предмети, наприклад, диски коліс автомобіля, дерев'яні бруски, цеглу тощо.

Суворо забороняється перебувати в оглядовій ямі чи під естакадою при переміщення по ним автомобіля.

Суворо забороняється виконувати технічне обслуговування або поточний ремонт при працюючому ДВЗ, за винятком передбачених на те технологічних операцій, наприклад, діагностика чи регулювання двигуна.

Суворо забороняється мити агрегати та деталі транспортного засобу та його двигуна легкозаймистими рідинами, такими як, наприклад, бензин чи ацетон тощо в загальному приміщенні.

Суворо забороняється зберігати в зоні виконання ремонтних робіт фарби, паливо, відпрацьоване масло, розчинники, а також порожню тару з-під паливно-мастильних матеріалів. Чисті та вже використані обтиральні матеріали мають

					КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обов'язково зберігатися окремо в спеціально виділених для цього металевих ящиках.

Суворо забороняється захарашувати робоче місце, проходи і виходи з приміщення мотлохом, запчастинами, обладнанням, тарою або іншими сторонніми речами.

Суворо забороняється самостійно ремонтувати або налагоджувати несправності в роботі стаціонарного обладнання, наприклад, підйомників чи компресору.

Суворе та не уклінне дотримання правил техніки безпеки та охорони праці при технічному обслуговуванні та ремонті автомобілів – це не деяка формальність, а життєво важлива необхідність. Комплексний підхід, що включає в себе використання справного обладнання, допуск підготовленого кваліфікованого персоналу, правильну та якісну організацію робочого простору й не уклінне виконання всіх технологічних процесів та регламентів, дозволяє максимально мінімізувати ризики виробничого травматизму й забезпечити досить високу якість виконуваних людиною робіт. Витрачені інвестиції в безпеку завжди окупаються збереженням здоров'я працівників та стабільною роботи.

5.2. Аналіз впливу автомобільного шуму на навколишнє середовище та організм людини

Шум від автомобілів, що нас оточують став невід'ємною частиною нашого повсякденного життя. Так постійна експозиція шуму може негативно вплинути на здоров'я і благополуччя людини. Шумова екологія – це така галузь, що вивчає дію шуму на навколишнє середовище, а також здоров'я людини. Разом з тим, у цілому світі автомобілі стають все більш популярними, а кількість автомобілів на дорогах країн досить стрімко зростає. У зв'язку з цим наявні питання шумової екології та її впливу на здоров'я людини на сьогодні стають все більш актуальними, а також вимагають всебічного пошуку досить ефективних рішень.

Одним з головних негативних наслідків стрімкого розповсюдження автомобілів є значне погіршення шумової екології в містах (особливо великих).

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

Шум від автомобільного транспорту може досягати досить значних рівнів. Він залежить від певного ряду факторів, включаючи стан дорожнього покриття, швидкість руху автомобіля, а також конструктивну досконалість транспортного засобу. Постійний шум від оточуючих автомобілів може сприяти появі таких проблем, як стрес, порушення сну, зниження концентрації та погіршення загального самопочуття людини. Деякі дослідження також підтверджують наявність зв'язку тривалої дії шуму на організм людини з підвищеним ризиком розвитку різних серцево-судинних захворювань, включаючи ішемічну хворобу серця, а також гіпертонію.

Міжнародними нормами було введено обмеження рівня зовнішнього шуму, який для автобусів загальною масою менше 2000 кг – 78 дБ, для легкових автомобілів не повинен перевищувати – 77 дБ, для вантажних транспортних засобів масою більше 3500 кг – 79 дБ, для вантажних транспортних засобів масою більше 3500 кг, потужністю ДВЗ понад 150 кВт – 84 дБ. Також було прийнято обмеження для внутрішнього шуму автомобіля. Рівень шуму, виміряний при постійній швидкості руху внутрішньоміських автобусів вантажних транспортних засобів – 85 дБ, всередині легкового автомобіля, не повинен перевищувати значень у 77 дБ.

Розрахунки рівня шуму та вібрації автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95)

Рівень шуму від автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI можна визначити, як:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right]$$

де n_n – номінальна частота, $n_n = 4000 \text{ хв}^{-1}$; n – робоча частота, яка відповідає максимальному крутному моменту, $n = 1835 \text{ хв}^{-1}$; N_e – номінальна ефективна потужність, $N_e = 66 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(4000 + 66^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{1835}{4000}\right) \right] = 79,88 \text{ дБ}$$

Рівень шуму від автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI згідно з рис. 5.1 вкладається у припустимі значення.

					КРМ.142.6221м.25.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

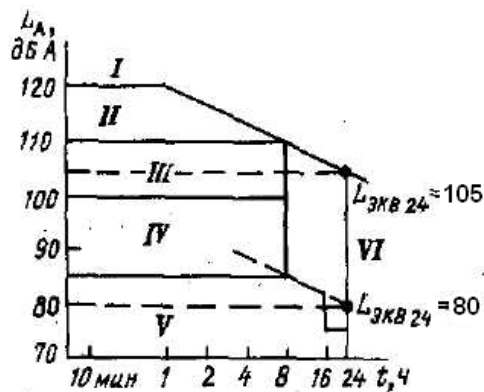


Рисунок 5.1 – Нормовані зони припустимої дії шуму

Рівень вібрації від автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI можна визначити, як:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right)$$

де m – маса дизеля Volkswagen 1.9TDI, $m = 200$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{4000 \cdot 66^{0,55} \cdot \left(\frac{1 + 66}{200} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{200}{66}} + 30 \lg \left(\frac{1832}{4000} \right) \right) = 85,28 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI не перевищує встановленої норм.

Вирішення проблеми шуму від автомобільного транспорту вимагає деякого комплексного підходу. Одним із заходів, що можна застосувати на практиці, є розробка та впровадження новітніх технологій в автомобільній та двигунобудівній промисловості, спрямованих на значне зниження шумових характеристик автомобілів та їх двигунів. Це вміщує у собі використання більш тихих двигунів внутрішнього згоряння, поліпшення ізоляції та аеродинаміки корпусу автомобіля, а також розробку нових шумопоглинаючих матеріалів. Крім того, необхідно розробити заходи з організації міської інфраструктури, такі як, наприклад, звукоізоляція будівель, будівництво ефективних шумопоглинаючих екранів біля основних доріг і обмеження швидкості або навіть руху автомобілів в центрі міста.

5.3. Висновки до розділу

У розділі було розроблено заходи з техніки безпеки при виконанні ремонтних робіт та технічного обслуговування легкових автомобілів, а також виконано аналіз впливу автомобільного шуму на навколишнє середовище та організм людини. Встановлено, що рівень вібрації та шуму від автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI не перевищує встановлених норм.

					<i>KPM.142.6221м.25.02.05.ПЗ</i>	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота: *«Підвищення ефективності автомобільного двигуна VW 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95) на режимі максимального крутного моменту»* містить рекомендовані розділи та потрібні креслення.

У першому розділі розглянуто технічні характеристики та конструктивні особливості автомобільного двигуна Volkswagen 1.9TDI (4ЧН 7,95/9,95).

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму, а також побудовано індикаторні діаграми у різних системах координат.

У третьому розділі виконано аналіз особливостей роботи двигуна Volkswagen 1.9TDI у складі автомобілю, а також розраховано робочий цикл для режиму максимального крутного моменту. За допомогою факторного експерименту виконано оптимізацію цього режиму. Встановлено, що для досягнення мінімального значення питомої витрати палива та потрібної потужності необхідно забезпечити на режимі максимального крутного моменту значення обертів колінчастого валу на рівні $n = 1835 \text{ хв}^{-1}$ і тиск за компресором – $p_k = 0,27 \text{ МПа}$. Це дасть змогу забезпечити зниження питомої ефективної витрати палива з 0,209 до 0,206 кг/(кВт·год). Розроблено рекомендацій для досягнення оптимальних значень параметрів для режиму максимального крутного моменту автомобільного дизеля Volkswagen 1.9TDI, які базуються на деяких конструктивних змінах турбокомпресора.

У четвертому розділі виконано розрахунки техніко-економічного обґрунтування заходів спрямованих на підвищення паливної ефективності двигуна Volkswagen 1.9TDI, на режимі максимального крутного моменту. Встановлено, що річна економія для власника автомобілю з покращеним двигуном може скласти до 9556,45 грн, а кошти витрачені на доведення окупляться за 4,1.

У п'ятому розділі розроблено заходи з техніки безпеки при виконанні ремонтних робіт та технічного обслуговування легкових автомобілів, а також виконано аналіз впливу автомобільного шуму на навколишнє середовище та організм людини.

					КРМ.142.6221м.25.02.00.ПЗ	Лист
						62
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.

2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.

3. Автомобільні двигуни : підручник для студентів ВНЗ спец. "Автомобілі та автомобільне господарство" / М-во освіти і науки України, Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т, НТУ / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов та ін. 4-те вид. Київ : Арістей, 2009. 476 с.

4. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 264 с.

5. Екологія та автомобільний транспорт : навч. посіб. для студентів ВНЗ / М-во освіти і науки України, НТУ / Ю. Ф. Гутаревич, Д. В. Зеркалов, А. Г. Говорун та ін. 2-ге вид., перероб. та доп. Київ : Арістей, 2008. 296 с.

6. Гутаревич Ю. Ф., Мержиєвська Л. П., Сирота О. В., Трифонов Д. М. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принципи роботи та особливості будови : навч. посібник для студ. ВНЗ, які навчаються за спец-ми "Автом. та автом. господарство", "ДВЗ", "Колісні та гусеничні транспортні засоби", "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні маш. та облад.", "Екологія і охорона навк. середов." / М-во освіти і науки України, НТУ. Київ : НТУ, 2015. 244 с.

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

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		63

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

9. Автомобільні двигуни / ред. І. І. Тимченко. Харків : Основа, 1995. 295 с.

10. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / ред. А. П. Марченко. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.

					<i>КРМ.142.6221м.25.02.00.ПЗ</i>	Лист
						64
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		