

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

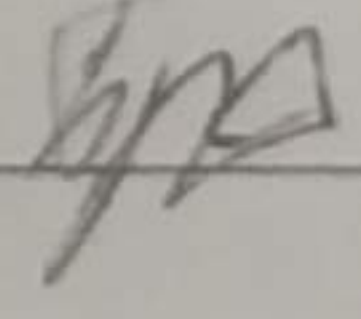
«Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів
в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто»
місто Немирів Вінницької області»

Виконав: студент 2-го курсу, групи
1АТ-23м спеціальності 274 –

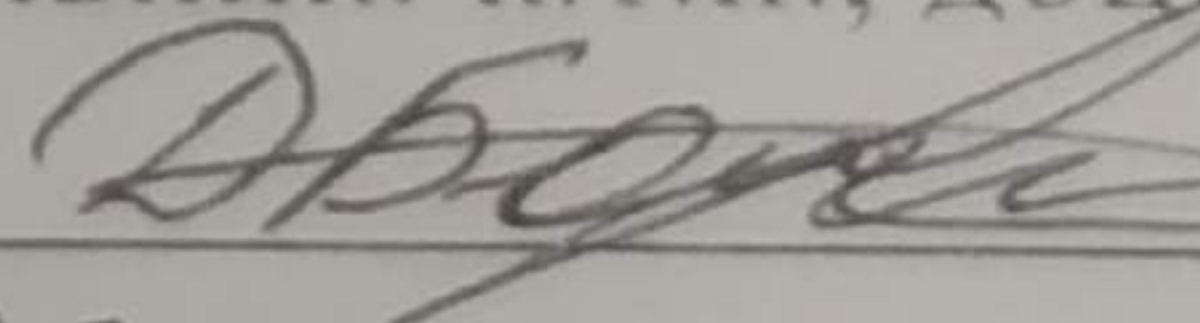
Автомобільний транспорт

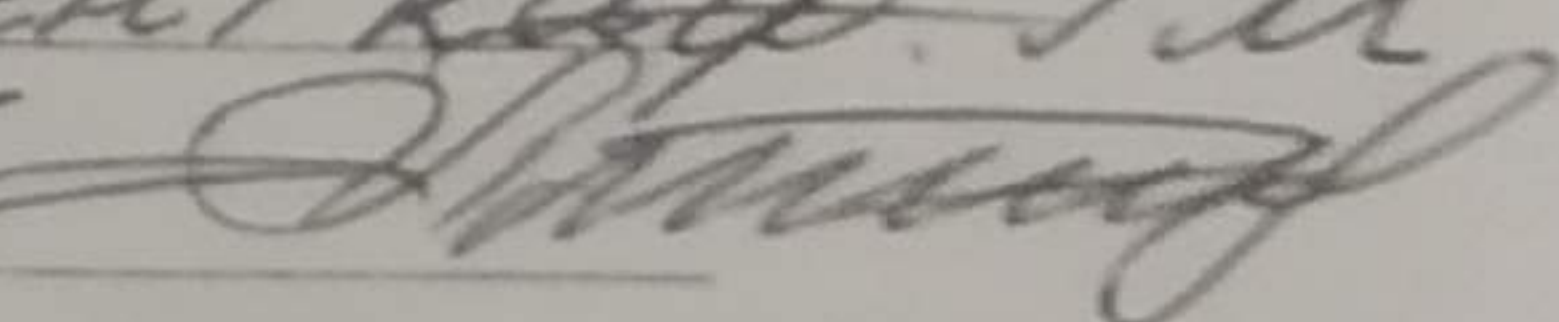
Освітньо-професійна програма –

Автомобільний транспорт

 Прокопович А.О.

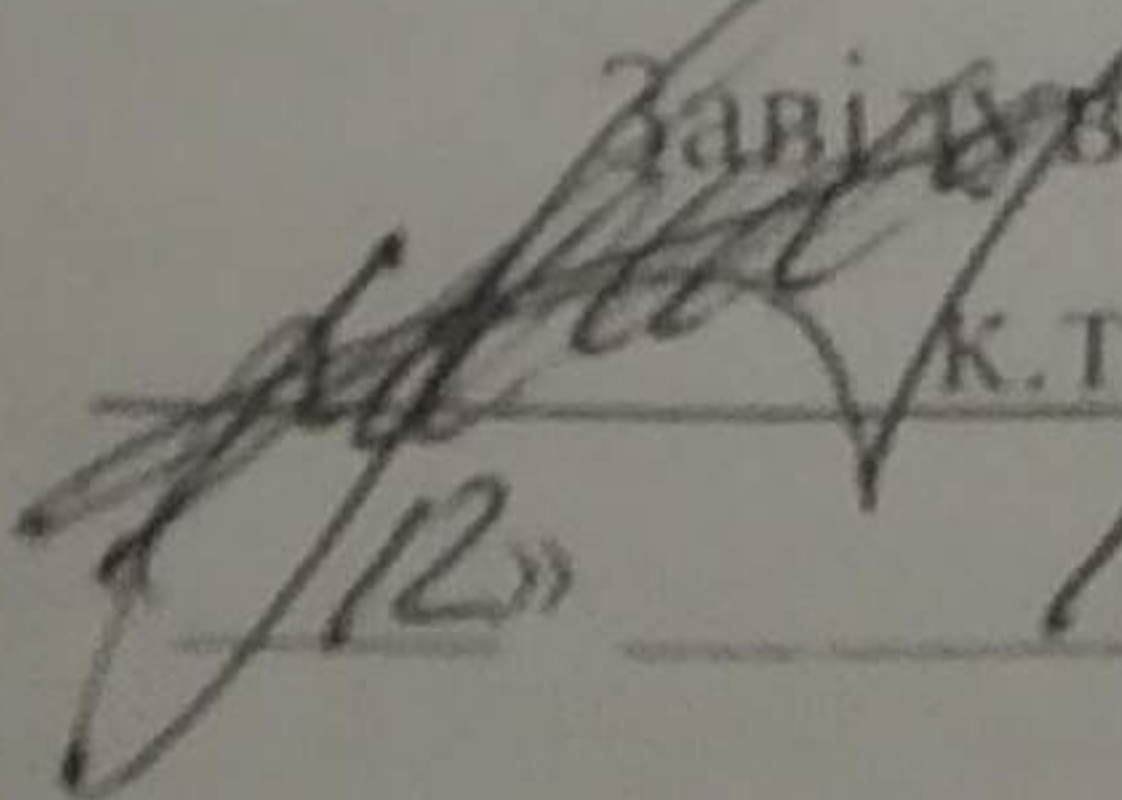
Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

 Борисюк Д.В.
« 06 » грудня 2024 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. АТМ
Янгенко О.В. 
« 12 » грудня 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

 к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 12 » 12 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

2024/12/24 12:59

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 18 » 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Прокоповичу Андрію Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області

керівник роботи Борисюк Дмитро Вікторович, к.т.н., доцент,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – вантажні автомобілі; об'єкт дослідження – процес оцінки технічного стану ЦПП дизельних двигунів; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

- 1 Науково-технічне обґрунтування удосконалення процесу діагностування двигунів внутрішнього згорання в умовах СТО «Немирів-Авто»
- 2 Методичні розробки щодо розрахункових досліджень
- 3 Розрахункові дослідження витоків газів у картер двигуна
- 4 Результати дослідження
- 5 Техніко-економічна оцінка ефективності від застосування пристрою вимірювання витрат картерних газів

2024/12/24 12:59

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження
- 4-5 Загальні відомості про СТО «Немирів-Авто»
- 6 Вплив стану ЦПГ на роботу ДВЗ
- 7 Аналіз існуючих засобів діагностування
- 8-9 Методика розрахунку витоків через поршневі кільця
- 10 Результати розрахунку при нормальному зносі ЦПГ
- 11 Результати розрахунку при допустимому зносі ЦПГ
- 12 Результати розрахунку при граничному зносі ЦПГ
- 13 Зіставлення результатів розрахунку при різному зносі ЦПГ
- 14 Діаграма оцінки технічного стану ЦПГ
- 15-16 Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Борисюк Д.В., доцент кафедри АТМ	 18.09.24	 06.12.24
Визначення ефективності запропонованих рішень	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ	 18.11.24	 01.12.24

7. Дата видачі завдання «18» вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	викон.
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	викон.
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	викон.
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	викон.
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	викон.
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	викон.
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	викон.
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	викон.
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	викон.
10	Захист МКР	17.12.2024- 20.12.2024	викон.

Здобувач

(підпис)

Прокопович А.О.

Керівник роботи

(підпис)

Борисюк Д.В.

2024/12/24 12:59

АНОТАЦІЯ

УДК 629.1.01

Прокопович А.О. Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 103 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 44 назви; рис.: 52; табл.: 25.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання удосконалення методу діагностування дизельних двигунів для транспортних засобів.

У першому розділі проведено аналіз способів визначення стану ЦПГ в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто». Показано, що оцінка технічного стану ЦПГ поршневого двигуна в процесі експлуатації дозволяє вчасно вжити заходів щодо усунення несправності та зменшити інтенсивність зношування двигуна та витрату ПММ.

У другому розділі розроблено комплекс методик для оцінки технічного стану ЦПГ двигуна за результатами вимірювань тиску газів у картері.

У третьому розділі представлені результати розрахунків двигуна за розробленими методиками на різних режимах роботи і з різним зносом ЦПГ.

У четвертому розділі представлені результати досліджень двигунів типу Д-243 з різним ступенем зносу ЦПГ, які включали вимірювання витрати картерного газу та тиску в картері.

У п'ятому розділі представлено техніко-економічну оцінку ефективності від застосування пристрою вимірювання витрат картерних газів.

Графічна частина складається з 16 слайдів.

Ключові слова: дослідження, технічний стан, циліндро-поршнева група, двигун, тиск газів у картері, несправності, інтенсивність зношування.

ABSTRACT

UDC 629.1.01

Prokopovych A.O. Improving the method of diagnosing diesel engines in the conditions of the technical service station "Nemiriv-Avto", the city of Nemiriv, Vinnytsia region. Master's thesis on the specialty 274 - Motor transport, educational program - Motor transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 103 p.

In Ukrainian language. Bibliography: 44 titles; Fig.: 52; table: 25.

The master's qualification work deals with the issue of improving the method of diagnosing diesel engines for vehicles.

The first section analyzes the methods of determining the condition of the CPG in the conditions of the "Nemiriv-Avto" maintenance station. It is shown that assessing the technical condition of the CPG of a piston engine during operation allows you to take timely measures to eliminate the malfunction and reduce the intensity of engine wear and fuel consumption.

The second section develops a set of methods for assessing the technical condition of the CPG of the engine based on the results of measurements of the pressure of gases in the crankcase.

The third section presents the results of engine calculations using the developed methods at different operating modes and with different CPG wear.

The fourth section presents the results of studies of D-243 type engines with different degrees of CPG wear, which included measurements of crankcase gas flow and crankcase pressure.

The fifth section presents a technical and economic assessment of the effectiveness of using a device for measuring crankcase gas flow.

The graphic part consists of 16 slides.

Keywords: research, technical condition, cylinder-piston group, engine, crankcase gas pressure, malfunctions, wear intensity.

Зміст

Вступ	8
1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ В УМОВАХ СТО «НЕМИРІВ-АВТО»	11
1.1 Загальні відомості про СТО «Немирів-Авто»	11
1.2 Виробнича характеристика СТО «Немирів-Авто»	12
1.3 Діагностика несправностей двигунів вимірюванням компресії у циліндрах	17
1.4 Методи діагностування за робочими процесами та коливаннями кутової швидкості колінчастого валу	19
1.5 Аналіз існуючих діагностичних засобів	23
1.6 Підвищення ефективності діагностики ДВЗ	28
Висновок	32
2 МЕТОДИЧНІ РОЗРОБКИ ЩОДО РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	33
2.1 Методика розрахунку тиску та температури в циліндрі дизеля	33
2.1.1 Розрахунок процесу наповнення циліндра свіжим зарядом	34
2.1.2 Розрахунок тиску та температури в процесі стиснення заряду	36
2.1.3 Розрахунок тиску та температури в процесі згоряння	36
2.1.4 Розрахунок тиску та температури в процесі розширення	38
2.1.5 Розрахунок тиску та температури в процесі випуску	39
2.1.6 Визначення енергетичних характеристик робочого циклу	40
2.2 Методика розрахунку витоків через поршневі кільця	42
2.3 Методика розрахунку зміни об'єму картерного простору під час роботи ДВЗ	46
3 РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТОКІВ ГАЗІВ У КАРТЕР ДВИГУНА	51

3.1 Програма розрахункових досліджень за розробленими методиками	51
3.2 Результати розрахунку витрати картерних газів	53
3.2.1 Результати розрахунку при нормальному зносі ЦПГ	54
3.2.2 Результати розрахунку при допустимому зносі ЦПГ	58
3.2.3 Результати розрахунку при граничному зносі ЦПГ	63
3.3 Зіставлення результатів розрахунку при різному зносі ЦПГ	68
4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ	74
4.1 Експериментальна установка	74
4.2 Вимірювання витрат картерних газів двигуна	75
4.3 Вимірювання витрати картерних газів двигуна та зміни тиску в закритому картері	76
4.4 Результати вимірювання витрати картерних газів	77
4.5 Результати вимірювання тиску газів у закритому картері ДВЗ	84
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЮ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ КАРТЕРНИХ ГАЗІВ	92
5.1 Методика розрахунку	93
5.2 Розрахунок оплати праці	93
5.3 Розрахунок річної економії	95
5.4 Розрахунок терміну окупності	96
ВИСНОВОК	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	99
Додаток А (обов'язковий). ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	104
Додаток Б (обов'язковий). ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ	121

Вступ

Актуальність теми дослідження. Висока продуктивність праці в сільсько-господарському виробництві неможлива без ефективного використання мобільних машин. Основним джерелом механічної енергії сучасних мобільних машин залишається дизельний двигун і забезпечення його працездатності є важливим завданням. У процесі експлуатації дизеля його технічний стан змінюється і це призводить до зниження ефективності виконуваних робіт. Своєчасне виявлення такого стану двигуна дозволить виключити нераціональну експлуатацію техніки та знизити витрати, пов'язані з експлуатацією такої техніки. Тому розробка методів спрямованих на своєчасне виявлення порушень технічного стану двигуна і, зокрема, його ЦПГ є актуальним завданням.

При діагностуванні дизеля, в більшості випадків немає можливості безпосередньо виміряти структурний параметр без виведення техніки з експлуатації, тому необхідно використовувати такі діагностичні методи, які перебували б у тісному зв'язку зі структурним параметром і характеризували його достовірною інформацією. У той же час на операції, пов'язані з розбиранням і складанням окремих вузлів двигуна, потрібні значні витрати часу, тому розвиток методів безрозбірної діагностики є актуальним завданням.

Найбільшого поширення набули дизелі серії Д-243/245. Основне їх призначення – установка на вантажні автомобілі та сільськогосподарські трактори, а також інші машини промислового, сільськогосподарського, лісозаготівельного призначення. Також даний двигун широко застосовується на екскаваторах, навантажувачах, компресорних станціях та електрогенераторах.

При експлуатації автомобілів завданням механіків є підтримка дизеля в межах максимальних техніко-економічних параметрів на необхідному рівні, тому задачі діагностування є елементом системного підходу до вирішення задачі зниження загальних витрат на експлуатацію дизельного двигуна. Передбачені в експлуатації профілактичні та ремонтні заходи спрямовані на підтримання стану елементів конструкції на найвищому рівні. Діагностика дизелів за умов безперервного робочого

циклу характеризується необхідністю оперативного, простого та недорогого виявлення несправностей.

Мета роботи: удосконалення методів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи дизеля з використанням тиску відпрацьованих газів в картері двигуна в умовах СТО «Немирів-Авто».

Завдання дослідження:

1. Представити аналіз діяльності СТО «Немирів-Авто».
2. Провести аналіз відомих способів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи (ЦПГ) двигуна на можливість їх використання для безперервного контролю в процесі експлуатації.
3. Розробити методики розрахунку процесів оцінки технічного стану ЦПГ двигуна відносно тиску газу в закритому картері та програмні засоби для проведення розрахункових досліджень.
4. Провести розрахункові дослідження впливу режиму роботи ДВЗ та стану ЦПГ на зміну тиску газів у закритому картері ДВЗ та виявити характерні режими та параметри.
5. Провести дослідження з оцінки характерних режимів роботи двигуна та оціночних параметрів.
6. Розробити діагностичні параметри та провести перевірку оцінки стану ЦПГ з використанням запропонованих діагностичних параметрів.

Наукова новизна:

1. Розроблено комплекс математичних моделей з метою оцінки технічного стану циліндропоршневої групи двигуна в експлуатації.
2. Запропоновано використовувати швидкість наростання тиску газів у закритому картері як критерій оцінки технічного стану циліндропоршневої групи дизеля.

Теоретична значимість дослідження полягає в результатах розрахункових та експериментальних досліджень, що дозволили виявити взаємозв'язки між тиском картерних газів і технічним станом циліндропоршневої групи двигуна, що визначаються проривом картерних газів через нещільність ЦПГ двигуна.

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що розроблений ме-

тод визначення технічного стану циліндропоршневої групи двигуна дозволяє досягти більш високої точності в порівнянні з відомими методами і знизити при цьому трудомісткість діагностичних робіт.

Об'єктом дослідження є процес оцінки технічного стану ЦПГ.

Предмет дослідження заключається у виявленні закономірності зміни швидкості наростання тиску в закритому картері від технічного стану ЦПГ.

Методи дослідження. Розрахункове дослідження виконано з використанням методів математичного моделювання робочих процесів двигуна. Основні результати розрахункових досліджень і достовірність математичної моделі процесів контролю стану ЦПГ перевірялися в ході натурних експериментів.

Апробація результатів. Основні положення роботи були представлені на XVII-й міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2024 року у ДУ «Житомирська політехніка» (м. Житомир).

Структура та обсяг роботи. Дана дипломна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків та списку використаних джерел.

1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ В УМОВАХ СТО «НЕМИРІВ-АВТО»

1.1 Загальні відомості про СТО «Немирів-Авто»

СТО «Немирів-Авто» бере свій початок з 90-х років XX століття і на сьогодні є передовим і найбільш відвідуваним місцем, де можна вирішити всі проблеми, що виникли у власників автомобілів.

Із завданням відновлення автомобіля до рівня, який він мав, зійшовши з конвеєра заводу-виробника, в змозі впоратися не кожне СТО.

Такий рівень технічного обслуговування може запропонувати лише СТО, що має висококваліфікованих фахівців, професійне обладнання з відповідними запчастинами і, нерідко, навіть власне виробництво.

Сервісний комплекс підприємства «Немирів-Авто» об'єднує в собі ремонтні майстерні в м. Вінниця та м. Немирів, шинний центр, магазин автозапчастин та сучасну автомийку.

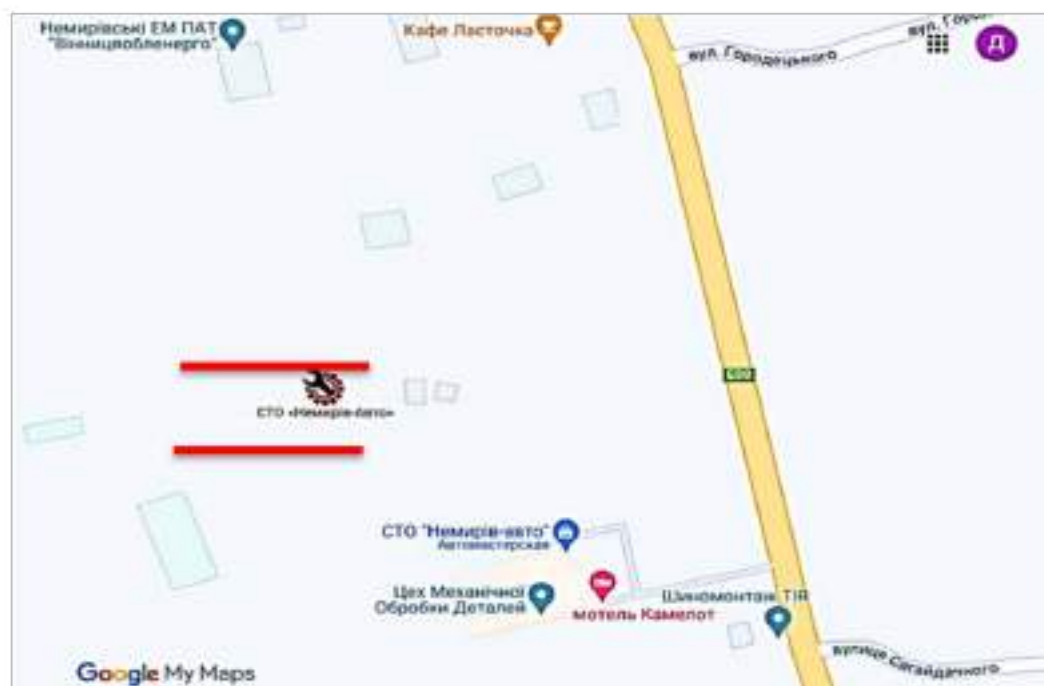


Рисунок 1.1 – Розташування виробничих підрозділів СТО «Немирів-Авто» в м. Немирів

СТО «Немирів-Авто» розташована у м. Немирів (за 40 км від м. Вінниця) (див. рис. 1.1).

Юридична адреса СТО «Немирів-Авто»: Вінницька обл., м. Немирів, вул. Маяковського, 16.

Фактична адреса СТО «Немирів-Авто»: Вінницька обл., м. Немирів, вул. Горького, 4б.

1.2 Виробнича характеристика СТО «Немирів-Авто»

В автомайстерні СТО «Немирів-Авто» використовують все необхідне діагностичне обладнання для роботи з багатьма марками автомобілів американського, європейського, азіатського і російського виробництва. Спеціальні сканери і тестери дозволяють провести діагностику виконавчих механізмів і блоків управління, двигунів, ходової частини і різних систем бензинових і дизельних автомобілів. Крім того, автосервіс в своєму розпорядженні має унікальний прилад для перевірки та регулювання розвалу-схо-дження – електронний стенд нового покоління «Geoliner 550 prism» від компанії «Hofmann», який використовує просторову 3D-технологію. Прилад є передовою розробкою в області регулювання колісної бази і розпізнає параметри понад 360 світових автомобільних марок. В Україні таких стендів тільки вісім. Давачі приладу, які встановлюються на задні колеса автомобіля, використовують систему «bluetooth» для обміну інформацією між собою і для зв'язку з базою, що дозволяє мобільно проводити вимірювання без пере-міщення основної стійки. Стенд високоточний, не вимагає додаткового калі-брування і дає мінімальну похибку. З цим обладнанням СТО може обслуго-вувати навіть комерційний автотранспорт вагою до 7,5 т.

Ремонт двигунів в СТО «Немирів-Авто» на особливому рахунку, оскільки СТО починала свою діяльність як майстерня по ремонту двигунів. При ремонті головок блоку циліндрів фахівцям допомагає високоточне обладнання торго-вої марки «MIRA» (Швейцарія). Ці компактні прилади дозволяють якісно і швидко обробляти головки блоків циліндрів в різних типах автомобілів, що прискорює сам процес ремонту. Особливий вид сервісу, на якому спеціалізується СТО – установка, діагно-

стика і ремонт турбокомпресорів. Це високо-технологічні агрегати, робота з якими вимагає особливої підготовки персоналу і наявності професійного обладнання. Відповідно, більшість автосервісів ігнорує їх обслуговування. СТО «Немирів-Авто» обслуговує турбодвигуни всіх виробників і є сертифікованим дилером компанії «Turbo car», офіційного дистриб'ютора концерну «BorgWarner Turbo Systems» (США) – одного з найбільших виробників турбін і трансмісій в світі. Співпраця з «Turbo car» дозволяє не тільки пропонувати «хорошу» ціну на турбокомпресори і карданні вали, а й кваліфіковано їх ремонтувати, використовуючи постійно наявні в наявності ремкомплекти від виробника. Завдяки співпраці з «Turbo car» СТО «Немирів-Авто» має дільницю по ремонту і виробництву карданних валів з використанням запчастин, технологій та обладнання німецької компанії «Welte-Wenu GmbH».

Склад компанії «Немирів-Авто» має великий запас запчастин до багатьох марок сучасних автомобілів. Якщо необхідна деталь тимчасово відсутня, її можна замовити за комп'ютерними каталогами виробників, подібно до того як відбувається в дилерському центрі – запчастини підбираються під конкретний автомобіль по VIN-коду. Якщо запчастина відсутня в Україні, то доставка замовлених деталей з Німеччини здійснюється дуже швидко – протягом 5 днів.

За якість шиномонтажних робіт відповідає обладнання італійської фірми «TECO» і висококваліфікований персонал, частина якого пройшла навчання в Німеччині, а також в Києві на семінарах компанії «ТіДіСі» (вантажні шини). Тут ремонтують пошкодження шин всіх типів транспортних засобів, в тому числі сільськогосподарської техніки, кар'єрної техніки і спецтехніки. Для цього виду робіт, який здійснюють далеко не всі шиномонтажні центри, встановлений верстат, що дозволяє працювати з колесами діаметром до 2,5 м. Також в майстерні відбалансують колесо будь-якого типу, зроблять нарізку протектора і рихтування сталевих дисків.

Компанія «Немирів-Авто» виробляє рукава високого тиску для власних потреб і на продаж. За якістю нові шланги не поступаються оригінальним. Роблять немирівські рукава високого тиску з німецького матеріалу за технологією компанії «Cohline» (Німеччина) на німецьких верстатах «Uniflex». Технологія і обладнання

дозволяють виготовляти рукави різного діаметру і довжини. Додатково СТО надає послуги з ремонту клієнтських рукавів високого тиску.

Основне завдання карданного цеху – це європейський рівень надання послуг з ремонту і виробництва карданних валів. В даний час вінницький карданний цех СТО «Немирів-авто» може провести ремонт і виготовити новий карданний вал із застосуванням оригінальних запчастин провідних виробників, таких як «GWB», «DANA SPICER», «KLEIN», «ELBE», «GKN».

Вінницький відділ «Немирів-Авто» надає комплекс послуг з виготовлення, ремонту і балансуванню карданних валів. Сфера діяльності станції технічного обслуговування «Немирів-авто» поширюється на легкові, вантажні авто-мобілі європейського і американського виробництва, будівельну, індустріальну і сільськогосподарську техніку світових лідерів: MERCEDES, VW, AUDI, BMW, MAN, DAF, RENAULT, VOLVO, SCANIA, LIEBHERR, JOHNDEERE, VALMET, KOMATSU, CATERPILLAR. Замовлення на виготовлення і ремонт карданних валів надходять не тільки від підприємств і приватних осіб міста Вінниця та Вінницького регіону, а й з інших областей України.

Крім ремонту карданних валів до переліку послуг «Немирів-Авто» входять ексклюзивні види робіт:

- переробка та посилення конструкції карданного валу;
- ремонт карданних валів автомобілів Toyota RAV4, Acura, Honda Pilot, Renault Duster, Vw Touareg, Vw Tiguan, Porsche Cayenne, Infiniti;
- виготовлення карданних валів на подовжені автомобілі (лімузин, евакуатор і т.д).

На шиномонтажній дільниці СТО «Немирів-Авто» в наявності все необхідне обладнання для якісного надання послуг.

Для зменшення часу затраченого на пошук відповідних гальмівних трубок, на СТО «Немирів-Авто» було прийнято рішення на закупівлю устаткування і витратних матеріалів для їх виготовлення. Тепер на СТО «Немирів-Авто» в наявності повний асортимент комплектуючих, який забезпечує можливість виготовлення трубок на будь-який автомобіль.

Підприємство «Немирів-Авто» виготовляє і проводить заміну гальмівних трубок з використанням тільки якісних щтуцерів і матеріалу трубок для всіх легкових автомобілів, позашляховиків і мікроавтобусів будь-яких марок та моделей. Використання обладнання для вальцювання німецької фірми «CONLINE» і комплектуючих «WP» дає впевненість в тому, що якість виробів «Немирів-Авто» є високою.

Токарні роботи по металу є найважливішим етапом виготовлення різних металевих деталей. Передбачаючи високоточну механічну обробку, вони вимагають наявності спеціальних практичних навичок, спеціального обладнання, інструменту.

Підприємство «Немирів-Авто» має в своєму розпорядженні технічні можливості для оперативного виконання всіх видів токарних робіт на високопрофесійному рівні. Фахівці «Немирів-Авто» виготовляють за кресленнями замовника деталі будь-якої складності з чітким забезпеченням заданих параметрів. Підприємство «Немирів-Авто» пропонує виготовлення виробів шляхом токарної обробки: замки для труб, муфти, шпильки, втулки, пальці, щтуцера, перехідники, форсунки, фланці, нестандартні болти, шайби, конуса різьбові, ролики.

Багатофункціональний парк токарних верстатів дозволяє майстрам «Немирів-Авто» якісно виконувати об'ємний перелік технологічних операцій, включаючи торцювання, відрізання заготовок, зняття фасок під різними кутами, прорізання пазів і канавок, обробку жолобників, нарізку різьблення. Всі токарні роботи проводяться на високоточному налагодженому устаткуванні з повним дотриманням вимог креслення. Ви можете замовити механічну обробку вже існуючої заготовки або виготовлення нової деталі.

Цех металообробки «Немирів-Авто» пропонує професійні послуги з металообробки, такі як: шліфування колінчатих валів, полірування колінчастих валів, розточування та хонінгування БЦ (включаючи алюмінієві блоки), гільзовка блоків циліндрів (включаючи вантажні та алюмінієві), відновлення постілі колінчастих і розподільних валів, комплексний ремонт головок блоку циліндрів (включаючи вантажні), ремонт верхньої і нижньої головок шатуна, перепресовка шатунів, відновлення втулок проміжних і балансирних валів, обробка площин блоків циліндрів, обробка площині ГБЦ, опресовування деталей двигуна, миття і очищення деталей

двигуна, балансування деталей ДВЗ та трансмісії.

Для того щоб зробити фрезерування металевих виробів потрібно мати спеціальне обладнання і кваліфікований персонал. Операція фрезерування в технологічному процесі виробництва деталей дуже важлива. Завдяки цій операції, можливо зробити більш точні розміри деталі, ніж при литті.

Підприємство «Немирів-Авто» має можливість виконувати такі види фрезерних операцій: торцеве фрезерування (фрезерування великих повер-хонь); кінцеве фрезерування (пази, канавки, колодязі, вікна); фасонне фрезерування (фрезерування профілів).

Підприємство «Немирів-авто» займається зварювальними роботами різної складності. СТО виконує відновлення автомобільних агрегатів і вузлів, шляхом аргонодугового зварювання, напівавтоматичного зварювання, газової пайки ацетиленом. Технічне оснащення СТО «Немирів-Авто» поповнилося новим апаратом аргонно-дугового зварювання з сенсорним керуванням «KIND TIG 400DP AC/DC». Цей потужний професійний зварювальний апарат застосовується для аргонового зварювання всіх видів чорних та кольорових металів і їх сплавів, таких як, вуглецева і нержавіюча сталь, чавун, бронза, латунь, мідь, алюміній і його сплави, магній, титан і його сплави, і т.д.

Підприємство «Немирів-Авто» пропонує своїм клієнтам капітальний ремонт і сервісне обслуговування промислових вакуумних насосів пластинчато-роторного типу як вітчизняного так і закордонного виробництва. Фахівці «Немирів-авто» здійснюють ремонт вакуумних насосів на спеціально обладнаній ділянці цеху механічної обробки деталей.

З 2006 року СТО «Немирів-Авто» здійснює продаж турбокомпресорів для легкових і вантажних автомобілів, будівельної, сільськогосподарської та спеціальної техніки. З 2018 року склад турбокомпресорів СТО «Немирів-Авто» розташовано в м. Вінниця по вул. Зулінського.

СТО «Немирів-Авто» є партнером компанії «TURBO CAR», яка з червня 2002 року є авторизованим дистриб'ютором «Garrett by Honeywell» і «BorgWarner Turbo Systems» на території України.

Сервісний центр «Немирів-Авто» може запропонувати клієнтам, які займаються експлуатацією і обслуговуванням сільгосптехніки, великий спектр послуг з ремонту карданних валів.

Сервісний центр «Немирів-Авто» має власний склад запчастин для карданних валів, де завжди можна придбати необхідну запчастину і провести її заміну.

Фахівці відділу продажів запасних частин СТО «Немирів-Авто» надають консультації по будь-якому питанню підбору і постачання запчастин. На сьогоднішній день в наявності є запчастини для вітчизняних автомобілів та «іномарок». Це дозволяє значно скоротити час доставки запчастин необхідних для ремонту автомобілів, але якщо потрібна заміна деталі, яка відсутня на складі, тоді менеджери можуть організувати поставку потрібної запчастини в максимально стислі терміни навіть з Європи і Америки.

Вінницький відділ «Немирів-Авто» надає комплекс послуг з виготовлення, ремонту і балансуванню карданних валів. Варто відзначити, що Вінницький відділ «Немирів-Авто» може запропонувати клієнтам, які займаються експлуатацією і обслуговуванням автобусів Neoplan, Setra, Temsa, Vanhol, Scania, великий спектр послуг з ремонту карданних валів. Команда кваліфікованих співробітників, застосовуючи високотехнологічне обладнання, швидко і професійно поверне вал в робочий стан або виготовить новий.

1.3 Діагностика несправностей двигунів вимірюванням компресії у циліндрах

Тестування на вимірювання компресії є популярним та ефективним способом контролю стану двигуна. Незважаючи на простоту тесту, що здається, воно може бути цінною підмогою для визначення зносу двигуна і внутрішніх пошкоджень на ранній стадії, що дозволяє уникнути потенційно катастрофічних відмов [4, 5, 6].

Випробування на стиск – це, по суті, випробування для визначення величини витоку через поршневі кільця та клапани у циліндрі двигуна.

У цьому способі використовує стиснене повітря для вимірювання зносу ЦПГ. Для цього тестер герметичності пропускає стиснене повітря через отвір у повітро-

провід, оснащений манометром повітряного тиску. Першим кроком є налаштування датчика герметичності так, щоб він показував «нульовий» витік за відсутності потоку повітря через випускний шланг. Далі повітряний шланг від тестера герметичності приєднується до циліндра так, щоб поршень знаходився точно у верхній мертвій точці при закритих впускному та випускному клапанах [10].

При підключенні до циліндра тестер герметичності покаже різницю між манометричним тиском при нульовій витраті повітря та манометричним тиском при проходженні повітря через циліндр. Замість індикатора, що показує кількість фунтів на квадратний дюйм, він показуватиме різницю тисків у відсотках від витoku з циліндра. Іншими словами, чим нижчий тиск повітря в магістралі, що проходить через циліндр, тим вищий відсоток витoku з циліндра [14].

У нового двигуна може бути витік близько 5...6%. Двигун з великим пробігом зазвичай працює з "максимальним" витокom 20% [9]. Витоки до 50% не обов'язково вказують на несправність двигуна або високу витрату масла, але вказують на знос поршневих кілець або клапанів, що перевищує норму. Для швидкої візуальної перевірки витягніть свічку запалювання і вставте в циліндр стрижневу лампочку. Якщо краї поршня промиті начисто, масло проходить через поршневі кільця. Що стосується специфіки перевірки циліндрів на герметичність, то великі зазори в торцевих частинах поршневих кілець призводять до витoku повітря в картер і впускного шланга [7]. З іншого боку, негерметичний впускний клапан випускає стиснене повітря у впускний колектор. Найчастіше чути, як негерметичний випускний клапан випускає стиснене повітря через вихлопну систему. Всі перелічені вище витоки можна виявити при ретельному прослуховуванні.

Звичайно, якщо в циліндрі протікає прокладка головки блоку циліндрів, стиснене повітря виходитиме через напірний ковпачок радіатора в резервуар для охолоджуючої рідини. У цьому випадку стиснене повітря зазвичай набуває форми бульбашок у бачку колектора радіатора або резервуарі охолоджуючої рідини [7, 8].

Перевіряють компресію кілька разів. Різниця показань манометра в окремих циліндрах не повинна перевищувати 0,1 МПа для карбюраторних двигунів та 0,2 МПа – для дизельних. Мінімально допустиму компресію в залежності від ступеня

стиснення встановлюють заводи-виробники двигунів та вказують у відповідних інструкціях з експлуатації автомобілів. Наприклад, у двигунів автомобілів «Газон Некст» тиск у циліндрі в кінці стиснення повинен бути не нижче 0,7 МПа; 0,76 – у двигунів автомобілів «Урал Некст»; 3 МПа – у дизелів ЯМЗ-236 та КамАЗ-740 [9].

1.4 Методи діагностування за робочими процесами та коливаннями кутової швидкості колінчастого валу

Існуючі безстендові засоби діагностування недостатньо універсальні, відрізняються різноманіттям діагностичних параметрів, що використовуються, і не дозволяють вимірювати багато показників робочих процесів, необхідних для ідентифікації технічного стану кожного однойменного елемента в складі ДВЗ.

Метод діагностування за параметрами коливань, що періодично повторюються, заснований на аналізі робочих процесів, що протікають в однойменних елементах ДВЗ, кінематично пов'язаних з положенням колінчастого валу. Такими параметрами є коливання:

- електричних величин у ланцюгах системи запалювання та електрообладнання;
- кутові швидкості деталей, що обертаються;
- рівні шуму та вібрації;
- тиску в системах повітро- та паливоподачі, газообміну;
- температури відпрацьованих газів, що створюється в межах кутових або часових інтервалів, що відповідають певним робочим тактам та порядку роботи циліндрів.

Відхилення амплітудно-фазових параметрів зазначених величин за кутом повороту колінчастого валу, в межах повного кінематичного циклу (для 4-тактного ДВЗ — двох обертів колінчастого валу) від нормативно допустимих, свідчать про аномалії робочих процесів у конкретних однойменних ланках.

Метод діагностування однойменних елементів системи запалювання за характерними осцилограмами зміни напруги у первинній та вторинній ланцюгах за час між послідовними іскровими розрядами в циліндрах є одним із найдоско-

наліших. Пристроями типу K-484, які реалізують даний метод, обладнані мотор-тестери K-461, K-488, KI-5524, Paltest JT-302 (Чехія), Elkon S-300 (Угорщина), SUN (США) [6]. За результатами порівняння осцилограм перехідних процесів у ланцюзі запалювання при послідовній роботі циліндрів визначають асинхронізм іскроутворення та кута замкнутого стану контактів переривника, різницю пробивних напруг на свічках запалювання та кутів випередження запалювання, ряд інших параметрів. Однак цим методом неможливо оптимізувати значення кута випередження запалювання для конкретного технічного стану ДВЗ та перевірити ефективність роботи відцентрового вакуумного регулятора в залежності від навантажувального та швидкісного режимів.

За параметрами зміни напруги (струму) аналізуються сигнали напруги акумуляторної батареї, електричного струму, що подається на стартер, і обертів колінчастого валу в процесі холодного та теплового запуску двигуна. Вказано характеристики та закономірності сигналів, пов'язаних з порушеннями компресії та згоряння двигуна, які пов'язані з кілометражем, пройденим кожним автомобілем після останнього ремонту двигуна та часом зупинки двигуна в прогрітому стані.

Багато досліджень, пов'язаних з аналізом роботи системи запуску ДВЗ, зосереджені на діагностиці стартера та/або акумулятора на основі вимірювань або моделювання струму та напруги. Щодо аналізу роботи двигуна під час процесу запуску, закордонні вчені Кім Х.В. та Лі С.К. оцінили вплив продування на зазначений середній ефективний тиск у процесі холодного запуску на двох чотирициліндрових дизелях об'ємом 1800 і 1900 см³, отримавши, що через низьку частоту обертання колінчастого валу в перших циклах, втрати на прорив збільшуються, оскільки гази мають більше часу для виходу з камери і, як наслідок, знижується на вказаний середній ефективний тиск. Крім того, прорив газів було зменшено приблизно на 10% на низькій швидкості за рахунок зміни торцевого зазору першого компресійного кільця.

Прорив газів низької швидкості також теоретично досліджувався вченими Сяо Г.Ф., Цяо С.Ц., Хуан Цз., Чень З.П. Розроблена модель передбачає, що прорив знижується приблизно на 9% за рахунок збільшення швидкості з 250 об/хв⁻¹ до 1000

об/хв⁻¹. Крім того, було досліджено вплив додаткового об'єму камери згоряння, створюваного зазорами, і було виявлено зниження максимального тиску стиснення та температури через збільшення об'єму камери та зменшення ступеня стиснення. Худець Й., Шаркан Б., Чодерова Р. виконували вимірювання тиску в циліндрах і частоти обертання колінчастого валу з виявленням верхньої мертвої точки на двох дизельних двигунах: одноциліндровому з повітряним охолодженням і шестициліндровому з водяним охолодженням, отримуючи зниження кількості обдуву приблизно на 12%. За рахунок негерметичності збільшують частоту обертання колінчастого валу з 250 об/хв⁻¹ до 1100 об/хв⁻¹. Встановлено, що через негерметичність знижується максимальна температура камери згоряння, що призводить до пропусків запалювання.

Пщулковській Я.В. співвідносить температуру навколишнього середовища з мінімальними умовами частоти обертання двигуна, тиску впорскування та заряду повітря на початку упорскування палива різних ДВР, виявивши, що при зниженні температури мінімальні обороти двигуна та компресія для запуску двигуна повинні бути вищими. Однак у цих роботах не робиться жодного зв'язку зі стартовою продуктивністю системи. В інших роботах виявляються зміни струму та напруги системи запуску через несправності або зміну конфігурації ДВР.

Грахалес Х.А., Кінтеро Х.Ф., Лопес Х.Ф. та ін. визначають вплив витoku циліндра та пропусків запалювання на роботу системи запуску, отримуючи, що через виток струм знижується приблизно на 30%, а стабілізація частоти обертання колінчастого валу затримується приблизно на 0,1 с. Через пропуск запалювання впливу на струм немає, але спостерігається затримка стабілізації частоти обертання колінчастого валу близько 0,5 с.

Кабан Я., Дроздель П., та ін. досліджували вплив дозування палива одноциліндрового дизельного двигуна об'ємом 505 см³ на деякі робочі характеристики системи запуску, випробування проводилися при температурі близько 20 °С і виявили, що в міру збільшення дозування палива відбувається падіння напруги. На початку процес запуску збільшується на 2,3% через додаткову кількість палива, що розпорошується в камері згоряння, створюючи додаткове навантаження і викликаючи збільшення тиску в циліндрі приблизно на 1,2% в першому циклі.

У цих роботах аналізується процес холодного запуску одного двигуна та вимірюються інвазивні змінні, такі як тиск у камері згоряння або прорив газу, а для встановлення датчиків потрібні адаптації або модифікації. Вимірювання інвазивних змінних може ускладнити експерименти, якщо використовуватиметься кілька двигунів.

Баїр Р., Бей О.Ф. представляють графічну залежність напруги від струму, яка свідчить про відмову ДВЗ. При цьому несправність двигуна не вказується.

Віброакустичний метод діагностування. Процес отримання даних проводиться щодо вібраційних сигналів шляхом зміни параметрів вибірки (часу та частоти збору даних), щоб мати якомога більший набір даних, що дозволяє повністю охарактеризувати вібраційний статус циліндрів та виконати аналіз циклів згоряння двигуна. З цією метою всі дані були відсіяні через фільтр нижніх частот з частотою зрізу 2,5 кГц відповідно до характеристичних частот згоряння, які особливо проявляються при частоті 5 кГц і частоті обертання двигуна 1500 об/хв.

Потім проводиться аналіз даних вібрації з метою оцінки якості процесу згоряння циліндрів. Отримані сигнали оцінюються як енергетичний зміст розкладеного за складовими вібраційного сигналу.

Наприклад, на рис. 1.3 показано отриманий сигнал вібрації (вгорі) щодо збору даних приблизно за 12 циклів двигуна та відповідний відфільтрований сигнал (внизу). Це дозволяє визначити найбільш підходящу настройку процедури для оцінки ефективності роботи камер згоряння.

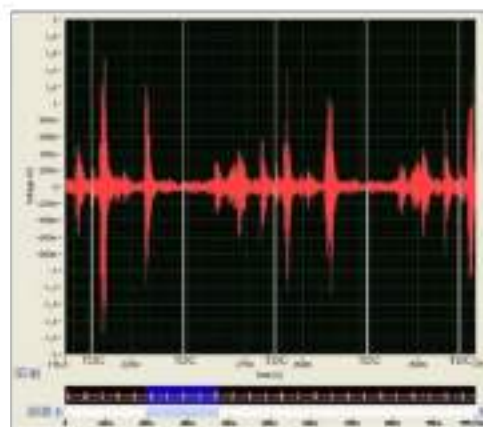


Рисунок 1.2 – Приклад вібросигналу

Використання сигналів механічної вібрації та акустичної емісії для діагностики несправностей у компонентах двигуна значно розширилося завдяки прогресу в алгоритмах цифрової обробки сигналів та методах їх реалізації [14]. Такі методи не є інтрузивними та забезпечують високу ефективність виявлення щодо вимірювання тиску в циліндрі та зміни кутової швидкості кривошипу. Перший, по суті, передбачає встановлення датчика тиску в кожен блок циліндрів з надмірним ускладненням і зусиллям, а другий, що широко використовується для виявлення перепусток запалювання, має низьку ефективність виявлення на перехідних оборотах двигуна [11].

1.5 Аналіз існуючих діагностичних засобів

Аналізатор герметичності циліндрів АГЦ

У сільському господарстві використовують пересувні, стаціонарні та переносні комплекти контрольно-діагностичних засобів. Вони є зовнішніми по відношенню до об'єкта діагностування та вимірюють багато фізичних величин, в основному статичного характеру. Перспективні електронні засоби (автоматизований машинотестер, мотор-тестер, гідротестер, індикатор потужності двигуна) побудовані на вимірі динамічних параметрів, що швидко змінюються.

У двигуні з повітряним охолодженням стінки циліндрів зазнають впливу повітряного потоку, що забезпечує основний метод охолодження двигуна. За допомогою аналізатора герметичності циліндрів (АГЦ) (рис. 1.3) можна достовірно і точно (не розбираючи двигун) оцінити окремо технічний стан всього клапанного механізму, гільз циліндрів, компресійних та маслоснімних кілець.

Діагностика цим приладом не відрізняється від вимірювання компресії. Всі вимірювання проводяться в процесі «провертання» двигуна стартером або пусковим пристроєм через отвори свічки або форсунки. Переваги АГЦ полягають у простоті процесу діагностики та водночас у високій інформативності результатів вимірювань. Плюси приладу в тому, що стан акумулятора не вплине на якість діагностики. Необов'язково знати номінальне значення компресії для кожного двигуна, щоб порівняти його з результатами діагностики, а тільки необхідно знати марку палива,

на якому працює двигун, що діагностується.



Рисунок 1.3 – Аналізатор герметичності циліндрів

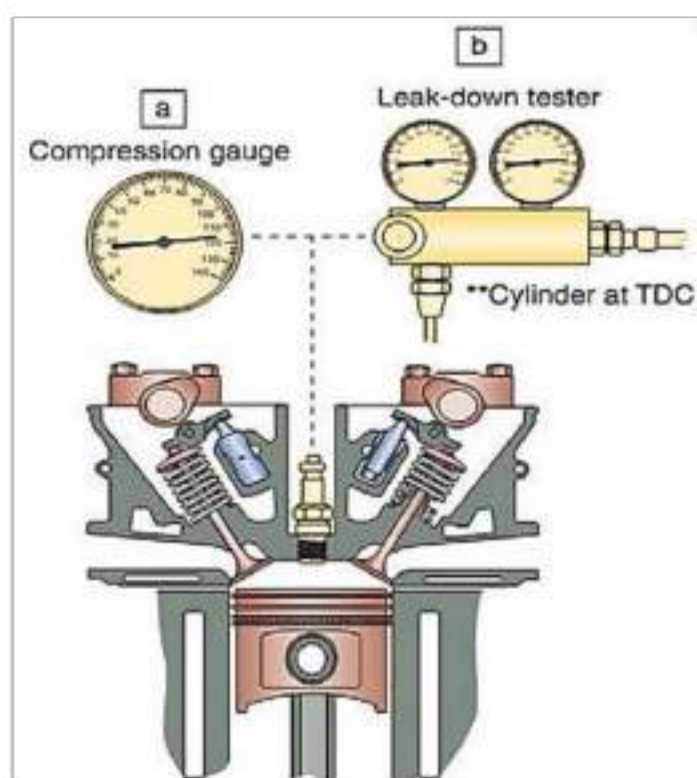


Рисунок 1.4 – Схема вимірювання загального вакууму

Параметри, що діагностуються, звіряються з еталонними діаграмами для даного виду палива і оцінюється стан ЦПГ. Закладено діагностичні схеми для AI-80, AI-

92-95-98 та дизельного палива. А якщо транспортний засіб поперемінно працює на бензині та газі, то діаграму слід використовувати для бензину. Наявність двох оригінальних клапанів в аналізаторі дає можливість виміряти за допомогою вакуумметра два значущі параметри при "провертанні" двигуна стартером: P1 і P2. Розмір загального вакууму (P1) вимірюється у просторі над поршнем (рис. 1.4), під час такту впуску через вакуумний клапан.

Перед вимірюванням під час попереднього такту стиснення циліндр продується через редуційний клапан низького тиску (0,01 бар). Отримане значення загального вакууму дозволяє оцінити зношування стінки циліндра (вкладиша) та щільність у поєднанні клапана та сідла.

Однак параметр P1 не дозволяє оцінити стан поршневих кілець; наявність масляного «кліну» дозволяє підтримувати досить високий вакуум у просторі над поршнем. Ступінь зношування поршневих кілець оцінюють шляхом вимірювання другого параметра – залишкового вакууму (P2).

Витратомір картерних газів (модернізований) KI-17999M

Витратомір картерних газів KI-17999M призначений для визначення об'ємної витрати плавно змінного потоку газів, що прориваються з камер згоряння через кільцеві ущільнення поршнів у картерний простір дизельних та карбюраторних двигунів.



Рисунок 1.5 – Витратомір картерних газів KI-17999M

КІ-17999М є витратоміром постійного перепаду тиску з кільцевим звужуючим пристроєм. Циліндричний корпус витратоміра забезпечений ущільненням для сполучення з маслозаливною горловиною двигуна (рис. 1.5). З метою підвищення точності вимірювань витрати газів в пристрої, що звужується, використовується змінна втулка.

КІ-17999М використовується для визначення технічного стану циліндро-поршневої групи двигунів, визначення їх залишкового ресурсу перед поточним ремонтом у стаціонарних та польових умовах обслуговування МТП на СТО, ремонтних майстернях та пунктах технічного обслуговування машин.

Портативні мікропроцесорні діагностичні засоби

Вітчизняний та зарубіжний досвід показує, що одним із найважливіших засобів підвищення якості, надійності та економічної ефективності використання машин є застосування систем вбудованого діагностування, що усувають демонтаж та розбирання механізмів та агрегатів. Необхідність комплексної безрозбірної оцінки технічного стану машин та механізмів у робочих умовах висуває на передній план саме методи вбудованого діагностування як найбільш чутливі до різних відхилень від норми параметрів технічного стану [8].

Діагностичні засоби визначення технічного стану електронних систем управління поділяються на три категорії:

1. Стаціонарні (стендові) діагностичні системи підключаються до бортового електронного блоку управління (ЕБУ) і не залежать від бортової діагностичної системи машини. Ці пристрої зазвичай діагностують окремі механізми двигуна та системи запалювання, їх часто називають мотор-тестерами (рис. 1.6) [8].

Сучасні мотор-тестери можуть видавати інформацію про стан системи запалювання у вигляді цифр – осцилограми процесу [8]. За допомогою мотор-тестера можна визначати стан двигуна (за потужністю, балансу потужності по циліндрах, відносної компресії), стартера, генератора, реле-регулятора, акумулятора, переривника-розподільника, електропроводів, свічок запалювання, лямбда-зонда, форсунок системи впорскування бензинових двигунів, дизельної паливної апаратури, встановлювати кути випередження запалення для бензинових двигунів та упорскування для

дизельних двигунів за допомогою стробоскопа [8].



Рисунок 1.6 – Мотор-тестер

2. Бортове діагностичне програмне забезпечення, що дає змогу індикувати несправності відповідними кодами. Системи програмного забезпечення автомобілів, починаючи з 80-х рр, забезпечуються функцією зчитування кодів несправностей за допомогою контрольної лампи CheckEngine («Перевір двигун»).

3. Бортове діагностичне програмне забезпечення, для доступу до якого потрібний спеціальний додатковий діагностичний пристрій. Зчитування інформації з такого програмного забезпечення здійснюється за допомогою спеціальних пристроїв – сканерів. Контрольовані параметри та коди несправностей зчитуються безпосередньо з ЕБУ та інтерпретуються фахівцями сервісу.



Рисунок 1.7 – Діагностичний сканер Launch X431 Diagn IV

Сканером, або скануючим приладом (рис. 1.7), називають портативні комп'ютерні тестери, зазвичай з дисплеєм на рідких кристалах, що служать для діагностування різних електронних систем управління зчитуванням цифрової інформації з діагностичного роз'єму машини.

Сканер перевіряє вхідні та вихідні параметри електричних кіл та інформує оператора про їхню величину. Таким чином, сканер лише фіксує наявність або відсутність несправностей у якомусь вузлі, але не дозволяє визначати їх причини, яких може бути багато для тих самих значень контрольованих параметрів.

1.6 Підвищення ефективності діагностики ДВЗ

Оцінка стану ЦПГ за витратами картерних газів також добре досліджений спосіб, який за результатами вимірної витрати газів, що виходять з картера двигуна дозволяє оцінити ступінь працездатності ЦПГ.

Методика визначення витрати картерних газів (рис. 1.8) докладно описана в літературі [4, 6] і полягає в підключенні до картерного простору 6 (наприклад, через маслозаливну горловину 9) газового витратоміра 8. Для забезпечення стабільності вимірювань кількості газів, що пройшли з циліндра 1 вони відкачуються з картера 6 за допомогою вакуумного насоса 7 або ежектора 4, встановленого у випускному колекторі 3 після випускного клапана 2, а тиск перед витратоміром 12 підтримується постійним за допомогою дроселя 7 і контролюється п'єзометром 10.

До недоліків викладеного методу слід віднести залежність від теплового стану двигуна, частоти обертання та навантаження, кількості моторного масла в зоні компресійних кілець, складність локалізації причини несправності, потрібен монтаж системи вимірювання витрат картерних газів, що ускладнює його використання під час роботи двигуна в процесі експлуатації.

На відміну від викладеного способу вимірювання за допомогою витратоміра, запропоновано спосіб оцінки технічного стану циліндропоршневої групи двигуна внутрішнього згоряння по швидкості зміни тиску в картері ДВЗ. Спосіб дозволяє проводити оцінку витрати картерних газів в процесі експлуатації машини.

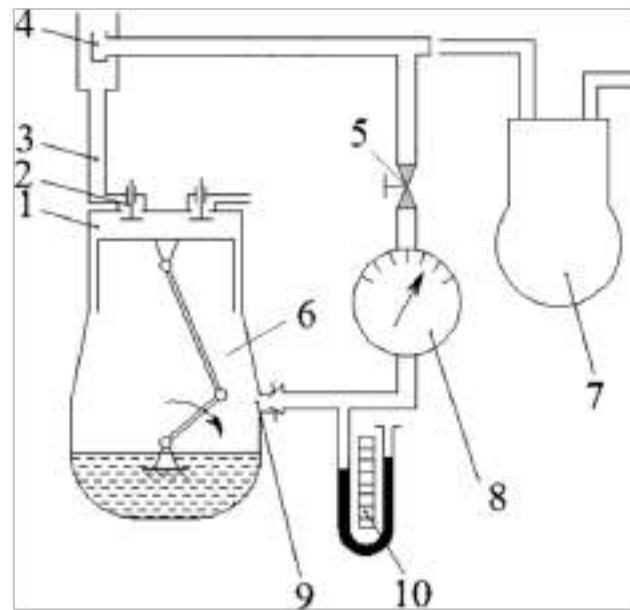


Рисунок 1.8 – Схема вимірювання витрати на картер газів

Для підвищення достовірності способу необхідно враховувати конструктивні особливості ДВЗ та вплив режиму його роботи.

Оцінка технічного стану ЦПГ за коливаннями тиску в картері ДВЗ заснована на реєстрації датчиком характеру зміни тиску при двигуні, що працює, за допомогою діагностичного сканера (Мотортестер MotoDoc III, USB Autoscope IV та ін.) [5, 8]. Пропонується застосовувати датчик тиску з діапазоном ± 100 кПа.

Приклад осцилограм пульсацій тиску в картері двигуна, що працює на холостому ході, показаний на рис. 1.9. Для справного ДВЗ піки тиску від усіх циліндрів знаходяться приблизно на одному рівні (рис. 1.9 а). Для ДВЗ з одним несправним циліндром відзначаються піки з підвищеним тиском, що виділяються серед інших (рис. 1.9 б).

Цей спосіб може використовуватися в процесі експлуатації машини і не вимагає її розбирання для встановлення вимірювальної системи, якщо датчик буде встановлений заздалегідь та задіяний у вимірювальній системі машини. Спосіб дозволяє визначити несправний циліндр у разі синхронізації коливань тиску з кутом повороту колінчастого валу. До недоліків методу можна віднести малу достовірність технічного стану несправного циліндра і наявності високого рівня перешкод при реєстрації сигналу.

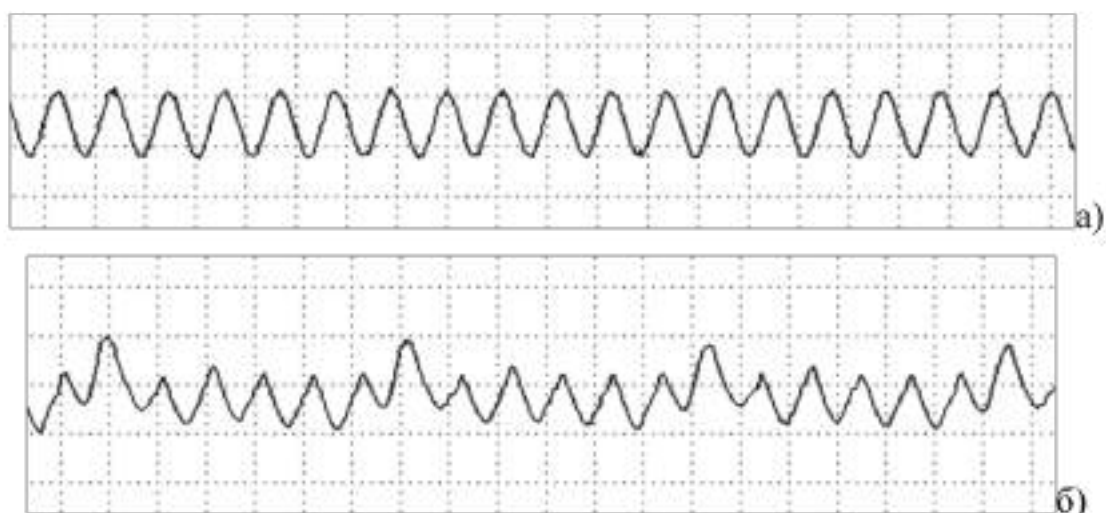
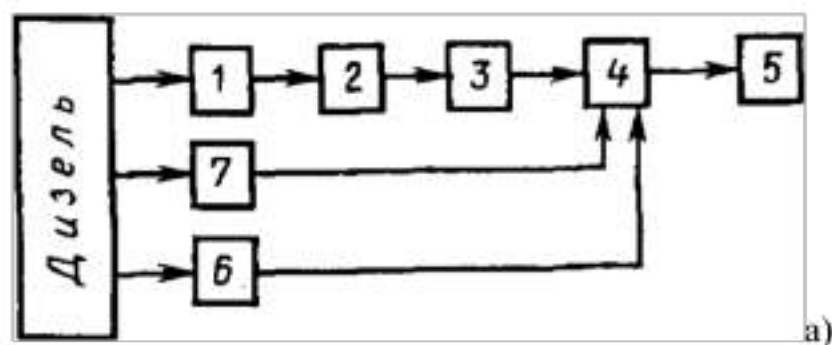


Рисунок 1.9 – Приклад коливань тиску в картері ДВЗ:

а – справний двигун; б – двигун з одним несправним циліндром



1 – акселерометр; 2- підсилювач; 3 - смуговий фільтр; 4 - осцилограф;

5 – ресстратор; 5 – датчик ВМТ; 7 – датчик початку ресстрації.

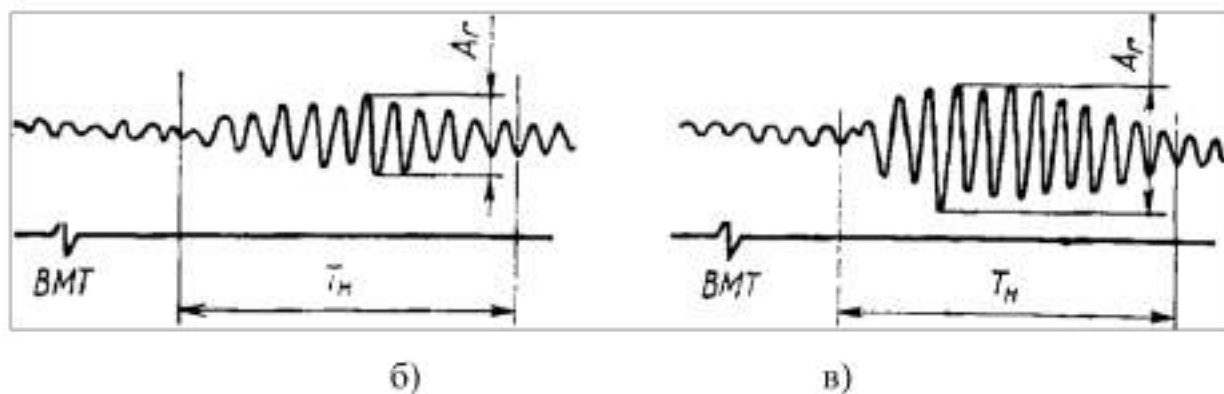


Рисунок 1.10 – Діагностування віброакустичним способом:

а – схема використання спеціалізованого обладнання;

б – справна ЦПГ; в – зношена ЦПГ

Діагностування рухомих деталей машин може бути реалізовано використан-

ням аналізу віброакустичних процесів і цьому способу присвячено багато робіт [1, 3, 10], деякі з них знайшли застосування з оцінки технічного стану ЦПГ дизеля [4, 5, 6, 9]. Спосіб вимагає спеціалізованого обладнання з реєстрацією процесу вібрації та подальшого розшифрування цього сигналу (рис. 1.10 а).

Приклад такого сигналу для ДВЗ зі справною та зношеною ЦПГ показані на рис. 1.10 б, в. Стан ЦПГ оцінюється за амплітудою A і тривалістю T , вібропроцесу, що реєструється.

Акселерометр рекомендується закріплювати якомога ближче до циліндра ДВЗ (не далі 50 мм від циліндра) для отримання достатньої якості корисного сигналу. Зазначається, що максимальна інтенсивність корисного сигналу спостерігається в частотному діапазоні 2...4 кГц при переході поршня в ВМТ – вібросигнал має найбільшу інформативність. Однак спосіб не дозволяє з високим ступенем достовірності отримувати інформацію про технічний стан ЦПГ через вплив перешкод, пов'язаних із процесом згоряння.

Перевага способу полягає у відсутності необхідності зупинки машини в процесі перевірки і може використовуватися при її експлуатації. Однак низька достовірність потребує пошуку рішень щодо алгоритму обробки сигналу з метою підвищення якості оцінки.

У роботі [9] наводиться теоретичне обґрунтування нового методу діагностики циліндропоршневої групи двигунів внутрішнього згоряння характером зміни тиску картерних газів. Особливість полягає у проведенні вимірювань під час роботи двигуна в динамічному режимі при тимчасовому роз'єднанні картера з атмосферою.

Сутність ідеї полягає у вимірюванні не безпосередньої витрати картерних газів, а їх тиску. При цьому процес вимірювання витрати картерних газів передбачається проводити в період динамічного самонавантаження двигуна з постійно відкритою дросельною заслінкою. Тобто двигун також переводиться в режим динамічного розгону-вибігу методом відключення-включення подачі палива [9]. Крім цього, в період розгону двигуна його картер повинен бути загерметезований від навколишнього середовища. Тиск у картері є діагностичним параметром, пропорційним кількості газів, що прориваються через ЦПГ і буде відображати величину нещіль-

ності циліндропоршневої групи.

До недоліків даного методу можна віднести складність забезпечення рівності прискорень обертання валу при розгоні, що є некерованим процесом та знижує достовірність отриманих результатів.

Висновок

Провівши аналіз відомих способів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи (ЦПГ) двигуна на можливість їх використання для безперервного контролю в процесі експлуатації в умовах СТО «Немирів-Авто» визначено наступні завдання дослідження:

1. Розробити методики розрахунку процесів оцінки технічного стану ЦПГ двигуна відносно тиску газу в закритому картері та програмні засоби для проведення розрахункових досліджень.
2. Провести розрахункові дослідження впливу режиму роботи ДВЗ та стану ЦПГ на зміну тиску газів у закритому картері ДВЗ та виявити характерні режими та параметри.
3. Провести дослідження з оцінки характерних режимів роботи двигуна та оціночних параметрів.
4. Розробити діагностичні параметри та провести перевірку оцінки стану ЦПГ з використанням запропонованих діагностичних параметрів.

2 МЕТОДИЧНІ РОЗРОБКИ ЩОДО РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Математичне моделювання роботи фізичних об'єктів має свої переваги і можливості:

- дослідження впливу великої кількості факторів при менших витратах часу та коштів;
- розгляд поведінки об'єкта моделювання за умов, реалізація яких на фізичному об'єкті може бути неможлива або призведе до його виходу з ладу;
- провести аналіз процесів, що відбуваються, які у фізичному об'єкті потребують досить складних і трудомістких досліджень.

Тому на першому етапі досліджень вирішувалося завдання створення математичних моделей процесів, які відбуваються у ДВЗ за наявності різних нещільностей в ущільненні циліндропоршневої групи при різних режимах роботи.

2.1 Методика розрахунку тиску та температури в циліндрі дизеля

Величина витоків газу через нащільності в ущільненні циліндропоршневої групи в граничному стані становить не більше 2% витрат повітря на номінальному режимі роботи, тому при розрахунку параметрів робочого циклу дизеля впливом витоків на тиск і температуру газів в циліндрі можна знехтувати [7, 8]. Прийняте припущення має істотно вплинути на величину похибки розрахунку робочого циклу і дозволить використовувати відому і апробовану методику розрахунку [5].

Розрахунок тиску та температури газів у надпоршневому просторі та їх зміна за робочий цикл виконувалася з розрахунку робочого циклу за методикою Гриневецького-Мазинга, яка досить докладно описаною у більшості підручників з теорії ДВЗ [1, 2, 14]. Використання даної методики для розрахунку робочого циклу пояснюється її прийнятною точністю для практичних розрахунків та відносною простотою алгоритму.

В результаті розрахунку робочого циклу двигуна визначаються значення тиску та температури для кожного значення об'єму заряду над поршнем у характерних точках та у процесах між ними, як показано на рис. 2.1.

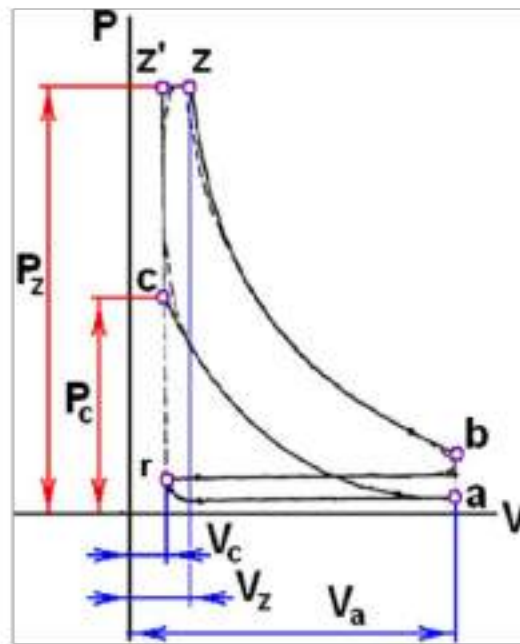


Рисунок 2.1 – Характерні точки процесів робочого циклу та їх позначення

2.1.1 Розрахунок процесу наповнення циліндра свіжим зарядом

Розрахунок процесу наповнення циліндра двигуна свіжим зарядом оцінюється коефіцієнтом наповнення η_v , величина якого визначається за виразом:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left(1 - \frac{\Delta p_a}{p_*} \right) \frac{T_*}{(T_* + \Delta T) + \gamma T_r} \quad (2.1)$$

де: ε – ступінь стиснення заряду у циліндрі;

Δp_a – втрати тиску свіжого заряду у впускному тракті при наповненні циліндра
Па;

p_* – тиск на вході у впускний тракт чи наддува (за наявності), Па;

T_* – температура на вході у впускний тракт або компресора наддува (за наявності), К;

ΔT – зміна температури свіжого заряду при його русі впускним трактом при наповненні циліндра, К;

T_r – температура відпрацьованих газів на випуску (залишкових газів), К, величина якої коригується в результаті теплового розрахунку циклу до збігу заданого та отриманого значень;

γ – коефіцієнт залишкових газів.

Ступінь стиснення, тиск на вході у впускний тракт або наддува та температура

на вході у впускний тракт задаються для конкретного двигуна та умов його роботи. Втрати тиску свіжого заряду та зміна температури свіжого заряду при його русі впускним трактом при наповненні циліндра на номінальному режимі приймаються на підставі наявних даних, інших досліджень або рекомендацій, наведених у літературі [4, 9].

Зміна температури свіжого заряду при його русі впускним трактом при зміні частоти обертання від номінальної визначається за наступною залежністю:

$$\Delta T = \Delta T^H \cdot \frac{110 - 0,0125 \cdot n}{110 - 0,0125 \cdot n_H} \quad (2.2)$$

де: ΔT^H – зміна температури свіжого заряду при номінальній частоті обертання n_H , К;

n – частота обертання на розрахунковому режимі, хв^{-1} .

Температура заряду після нагнітача T_K за наявності наддуву залежить від ступеня наддуву, виду нагнітача і визначається як

$$T_K = T_0 \cdot \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \quad (2.3)$$

де: T_0 – температура свіжого заряду навколишнього середовища, К;

p_0 – тиск довкілля, Па;

n_K – показник політропи стиску в нагнітачі, значення якого приймаються на підставі наявних даних або рекомендацій.

Коефіцієнт залишкових газів γ визначається за залежністю:

$$\gamma = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}, \quad (2.4)$$

де: p_r – тиск відпрацьованих газів на випуску, Па, значення якого приймаються на підставі наявних даних, інших досліджень чи рекомендацій;

$p_a = (p_K - \Delta p_a)$ – тиск в циліндрі в кінці впуску, Па.

Робоче тіло до кінця процесу впуску займає об'єм, величина якого знаходиться за виразом:

$$V_a = V_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right), \text{м}^3 \quad (2.5)$$

де: $V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S$ - робочий об'єм циліндра (2.6)

D, S – діаметр і хід поршня, відповідно (м).

2.1.2 Розрахунок тиску та температури в процесі стиснення заряду

У процесі стиснення заряду в циліндрі розраховуються тиск і температура газу в циліндрі за відомими залежностями при вибраному для цього двигуна значення політропи стиснення n_1 .

Зміна тиску в процесі стиснення p_{cx} визначається за залежністю:

$$p_{cx} = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_{cx}} \right)^{n_1}, \text{Па} \quad (2.7)$$

де: V_a – повний об'єм циліндра, м^3 ;

V_{cx} – об'єм простору над поршнем у процесі стискування, м^3 .

Зміна температури у процесі стиснення T_{cx} визначається:

$$T_{cx} = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1 - 1} \quad (2.8)$$

Тиск p_c і температура T_c в кінці стиснення становитимуть:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (2.9)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.10)$$

Величина об'єму робочого тіла до кінця стиснення знаходиться по виразу:

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

2.1.3 Розрахунок тиску та температури в процесі згоряння

У процесі згоряння тиск і температура у циліндрі двигуна досягають своїх максимальних значень [3]. Максимальний тиск згоряння визначається за залежності:

$$p_z = \lambda_p \cdot p_c, \text{Па} \quad (2.12)$$

де: λ_p – ступінь підвищення тиску при згорянні в циліндрі, значення якого приймаються на підставі наявних даних, інших досліджень чи рекомендацій.

В результаті згоряння у ВМТ і зростання тиску від p_c до p_z при постійному об'

ємі V_c температура робочого тіла підвищується від T_c до T_z . Величина температури газів T_z при згоранні при постійному об'ємі над поршнем визначається за виразом:

$$T_z = \lambda_p \cdot T_c, \text{ К} \quad (2.13)$$

Максимальна температура згорання T_z залежить від складу горючої суміші, інтенсивності згорання, відведення тепла до стінок камери згорання, виду палива та ін. параметрів. Розрахунок максимальної температури згорання T_z (К) визначається за залежністю:

$$T_z = \frac{-\mu_d \cdot (A_d + 8,314) + \sqrt{(\mu_d \cdot (A_d + 8,314))^2 + 4 \cdot \mu_d \cdot B_d \cdot U_d}}{2 \cdot \mu_d \cdot B_d}, \quad (2.14)$$

де: μ_d – дійсний коефіцієнт молярної зміни;

$$A_d = 21,097 + \frac{0,921}{\alpha}, \text{ Дж/(моль·К)} \quad (2.15)$$

$$B_d = \left(15,491 + \frac{13,816}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4}, \text{ Дж/моль} \quad (2.16)$$

$$U_d = (C_{Vc} + 8,314 \cdot \lambda_p) \cdot T_c + \frac{\xi_z \cdot H_u}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma)}, \text{ Дж/моль} \quad (2.17)$$

C_{Vc} – теплоємність продуктів згорання при температурі T_c , Дж/(моль·К);

ξ_z – коефіцієнт використання теплоти у процесі згорання, значення якого приймаються на підставі наявних даних, інших досліджень;

H_u – нижча теплота згорання палива, що використовується, Дж/г;

α – коефіцієнт надлишку повітря паливної суміші;

L_0 – стехіометричний коефіцієнт для палива, моль/г.

Стехіометричний коефіцієнт L_0 залежить від хімічного складу палива (частки вуглецю С, частки водню Н і частки кисню O_T) і визначається за виразом:

$$L_0 = \frac{1}{0,209} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32}\right), \text{ моль/г} \quad (2.18)$$

Дійсний коефіцієнт молярної зміни μ_d залежить від кількості свіжого заряду, коефіцієнта надлишку повітря, залишкових газів та отриманих продуктів заряду. Його величина знаходиться за виразом:

$$\mu_d = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (2.19)$$

де μ_0 – хімічний коефіцієнт молярної зміни, величина якого визначається за виразом:

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}}{\alpha \cdot L_0} \quad (2.20)$$

Отримана максимальна температура згоряння T_z досягається до кінця попереднього розширення, величина якого визначається ступенем попереднього розширення ρ за виразом:

$$\rho = \frac{\mu_A}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.21)$$

Величина об'єму робочого тіла до кінця згоряння знаходиться по виразу:

$$V_z = \rho \cdot V_c \quad (2.22)$$

Якщо тиск при згорянні на цій ділянці залишається постійним та рівним p_z , то температура робочого тіла збільшується від T_x до T_z :

$$T_x = T_z \cdot \left(\frac{V_{px}}{V_c} \right) \quad (2.23)$$

де: V_{px} – об'єм простору над поршнем у процесі попереднього розширення, м^3 .

2.1.4 Розрахунок тиску та температури в процесі розширення

У процесі розширення заряду в циліндрі розраховуються тиск і температура газу в циліндрі за відомими залежностями при вибраному для цього двигуна значення політропи розширення n_2 .

Зміна тиску в процесі розширення p_{bx} визначається за залежністю:

$$p_{bx} = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2} \quad (2.24)$$

де: V_x – об'єм простору над поршнем у процесі розширення, м^3 .

Зміна температури у процесі стиснення T_{bx} визначається:

$$T_{bx} = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2 - 1} \quad (2.25)$$

Тиск p_b і температура T_b наприкінці розширення становитимуть:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.26)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (2.27)$$

де величина подальшого розширення δ знаходиться за формулою $\delta = \varepsilon / \rho$.

Величина об'єму робочого тіла до кінця розширення $V_b = V_a$.

2.1.5 Розрахунок тиску та температури в процесі випуску

Випуск відпрацьованих газів з циліндра відбувається при тиску p_r , величина якого приймається постійним і його значення вибирається на підставі наявних даних або рекомендацій.

Температура відпрацьованих газів T_r розраховується за виразом:

$$T_r = T_b \cdot \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{1/3} \quad (2.27)$$

Поршень повертається у ВМТ (початковий стан початку циклу) і закінчується робочий цикл двигуна. Отримане значення температури відпрацьованих газів T_r повинно дорівнювати значенню залишкових газів в циліндрі. Якщо температури не збігаються, розрахунок повторюється з новим значенням T_r , отриманим в результаті розрахунку.

Використовуючи взаємозв'язок між кутом повороту кривошипа φ і надпоршневим об'ємом V_φ у вигляді:

$$V_\varphi = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left\{ \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \cdot \frac{\varepsilon-1}{2} + 1 \right\}, \quad (2.28)$$

де λ_k – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна (постійна КШМ), згорнуту діаграму робочого циклу можна зобразити у вигляді залежності тиску та температури в циліндрі від кута повороту кривошипу за час робочого циклу у вигляді, показаному на рис. 2.2

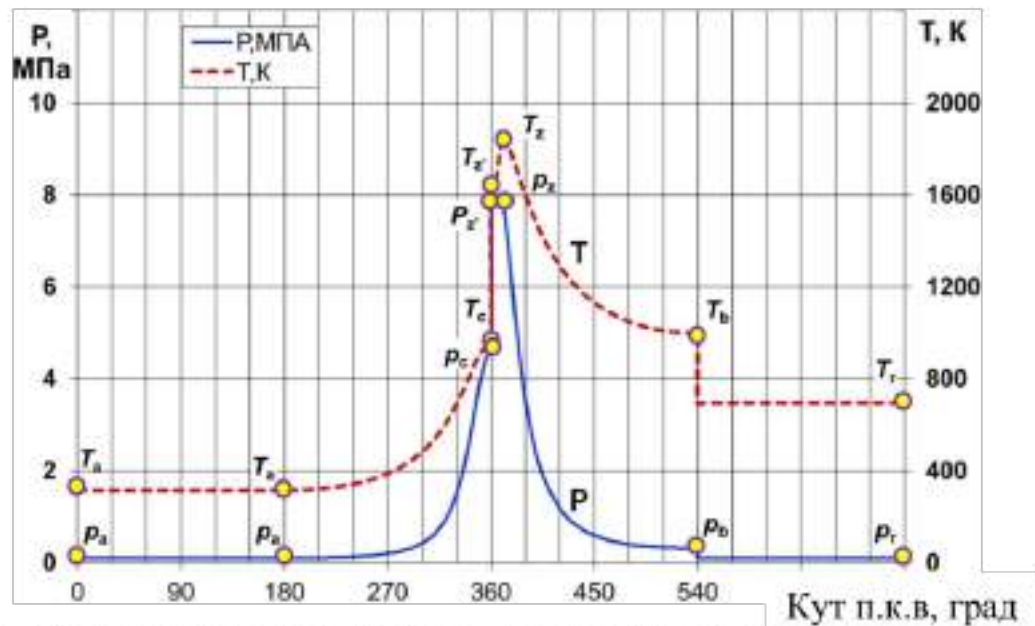


Рисунок 2.2 – Значення параметрів заряду у циліндрі у характерних точках робочого циклу на розгорнутій діаграмі

2.1.6 Визначення енергетичних характеристик робочого циклу

За результатами розрахунку робочого циклу двигуна визначається середній індикаторний тиск p_i [Па] циклу за виразом:

$$p_i = \varphi_d \cdot p_a \cdot \frac{\varepsilon^{n_1}}{(\varepsilon - 1)} \cdot \left\{ \lambda_p \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{(n_1 - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \quad (2.29)$$

де φ_d – коефіцієнт повноти діаграми циклу, значення якого приймаються на підставі наявних даних, інших досліджень чи рекомендацій.

Індикаторна потужність двигуна N_i , Вт розраховується за формулою:

$$N_i = p_i \cdot i_{\text{ц}} \cdot V_h \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau_{\text{ц}}}, \quad (2.30)$$

де: $i_{\text{ц}}$ – число циліндрів двигуна;

n – частота обертання валу, хв^{-1} ;

$\tau_{\text{ц}}$ – тактність робочого циклу двигуна ($\tau_{\text{ц}} = 4$).

Питома індикаторний витрата палива g_i [г/кВт·год] розрахованого:

$$g_i = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_V}{p_i \cdot \mu_B \cdot \alpha \cdot L_0}, \quad (2.31)$$

де: ρ_k – густина повітря на впуску (після нагнітача), кг/м^3 ;

μ_a – молекулярна маса повітря (28,97 кг/кмоль).

Щільність повітря розраховується за виразом:

$$\rho_k = \frac{\mu_a \cdot p_k}{R_y \cdot T_k}, \quad (2.32)$$

де: $R_y = 8,31 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$ – універсальна газова стала.

За отриманою питомою індикаторною витратою палива $g_i [\text{г/кВт} \cdot \text{год}]$ та його нижчою теплотою згоряння $H_u [\text{МДж/кг}]$ розраховується індикаторний ККД циклу за виразом:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} \quad (2.33)$$

За отриманою індикаторною потужністю $[\text{кВт}]$ та питомою індикаторною витратою $[\text{г/кВт} \cdot \text{год}]$ визначається годинна витрата палива $[\text{кг/год}]$:

$$G_\tau = 10^{-3} \cdot g_i \cdot N_i \quad (2.34)$$

Ефективні показники двигуна відрізняються від індикаторних через наявність механічних втрат, які оцінюються механічним ККД, величина якого визначається за виразом:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i}, \quad (2.35)$$

де: $p_m = (105 + 12 \cdot c_n) \cdot 10^3$ – середній тиск механічних втрат, Па

$c_n = 1/30 \cdot S \cdot n$ – середня швидкість поршня, м/с ;

S, n – відповідно хід поршня (м) та частота обертання (хв^{-1}).

Ефективна потужність двигуна визначається за виразом:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i \quad (2.36)$$

Питома ефективна витрата палива g_e двигуна розраховується за виразом:

$$g_e = g_i / \eta_m \quad (2.37)$$

Витрата повітря G_v (кг/год), що споживається двигуном при роботі пов'язана з годинною витратою палива G_n (кг/год) і одержуваним коефіцієнтом надлишку повітря в залежності від стехіометричного коефіцієнта для палива L_0 (моль/г) і молекулярної маси повітря (г/моль) визначається за залежністю:

$$G_B = \mu_B \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot G_T \quad (2.38)$$

2.2 Методика розрахунку витоків через поршневі кільця

Внаслідок роботи поршневого двигуна частина газів з надпоршневого простору може потрапляти в картер через нещільності в ЦПГ. Кількість газів, що пройшли через нещільності ЦПГ, залежить від розміру прохідного перерізу нещільностей, перепаду тисків, температури газу, його фізичних властивостей тощо.

У процесі роботи двигуна змінюється тиск $P_{ц}$ і температура $T_{ц}$ газів у надпоршневому просторі за кутом повороту кривошипу φ , які можуть бути розраховані за методикою, викладеною в розділі 2.1. Характер зміни залежить від частоти обертання n та навантаження.

Через нещільності ЦПГ з ефективною площею $f_{щ}$ гази надпоршневої порожнини прориваються в картер двигуна з тиском картерних газів $P_{кр}$ і температурою $T_{кр}$, як показано на схемі, представлений на рис. 2.3.

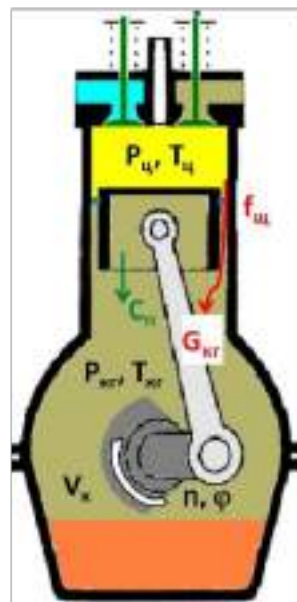


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема визначення витрати картерних газів

Масова витрата картерних газів $G_{кр}$ залежить від площі щілини $f_{щ}$, перепаду тисків $(P_{ц} - P_{кр})$, температури $T_{ц}$ та в картері $T_{кр}$.

У процесі робочого циклу дизеля абсолютний тиск у циліндрі може змінюва-

тися в діапазоні від ~ 100 кПа до 20 МПа, а в картері менш суттєво і не виходить за межі 100 ± 5 кПа [4].

В результаті перепад тиску між порожниною циліндра і картером в процесі роботи ДВЗ може змінюватися від 0 до 20 МПа, що призводить до двох можливих режимів перебігу в нещільності кільцевого ущільнення [1, 2].

Якщо відношення тисків у картері p_k і циліндрі $p_{ц}$ (Па) для газу з показником адіабати відповідає умові:

$$\frac{p_k}{p_{ц}} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (2.39)$$

то режим течії називається докритичним [5, 9] та масова витрата $G_{кг}$ (кг/с) визначається за виразом:

$$G_{кг} = f_{щ} \cdot \frac{p_{ц}}{\sqrt{R \cdot T_{ц}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_{ц}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_k}{p_{ц}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (2.40)$$

де: $R = 285 \dots 295$ Дж/(кг·К) – газова постійна газу;

$f_{щ}$ – площа перерізу нещільності ЦПГ (щілини), м²;

$\kappa = 1,37 \dots 1,4$ - показник адіабати газу;

$T_{ц}$ – температура газу в циліндрі (на вході), К.

Якщо за умов роботи двигуна відношення тисків у картері p_k і циліндрі $p_{ц}$ (Па) для газу з показником адіабати відповідає умові:

$$\frac{p_k}{p_{ц}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (2.41)$$

То режим течії називається критичним і масова витрата $G_{кг}$ (кг/с) визначається за виразом:

$$G_{кг} = f_{щ} \cdot \frac{p_{ц}}{\sqrt{R \cdot T_{ц}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa+1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} \quad (2.42)$$

Розрахунок витрати картерних газів проводиться для кожного положення кривошипа за робочий цикл двигуна (720 град.) з частотою 5 градусів повороту колінчастого валу і приймається для кожного положення валу квазістаціонарним.

В результаті виходить масив масової витрати газів у картер $G_{кг}$ по куту повороту колінчастого валу.

Приклад результатів одного з таких розрахунків для умов роботи двигуна показаний на рис. 2.4.

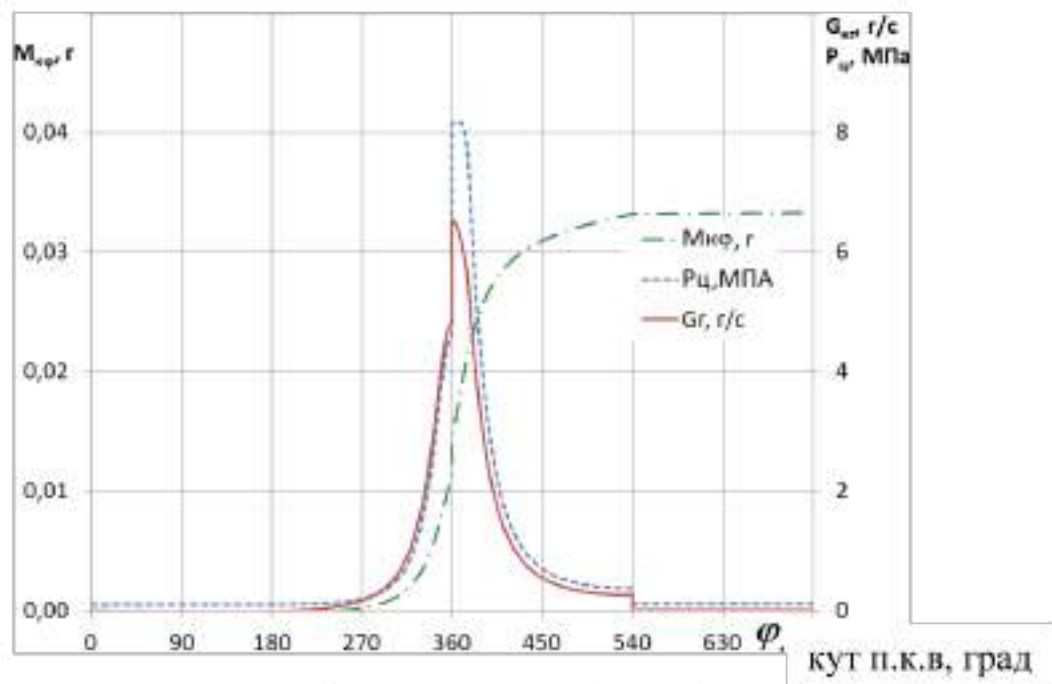


Рисунок 2.4 – Приклад результатів розрахунку $p_{ц}$, $G_{г}$ та $M_{кφ}$ за робочий цикл двигуна

Кількість газу, що потрапляє в картер двигуна в процесі протікання робочого циклу $M_{к}$ визначається за формулою:

$$M_{кφ} = \int_0^t G_{кг} \cdot dt, \quad (2.43)$$

де: t – час, с.

В результаті за робочий цикл кількість газу двигуна, що потрапляє в картер, $M_{кц}$ визначається за формулою:

$$M_{кц} = \int_0^{t_{ц}} G_{кг} \cdot dt, \quad (2.44)$$

де: $t_{ц}$ – час протікання робочого циклу, с.

При обробці масиву тиску та температури використовувався крок розрахунку $\Delta\varphi = 5$ град. п.к.в. і визначалася кількість газу в картер ΔM_{kj} за крок розрахунку $\Delta\varphi$ на j -ій ділянці за формулою:

$$\Delta M_{kj} = G_{кгj} \cdot \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot \pi}, \quad (2.45)$$

де: π – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

Кількість газу, що потрапляє в картер двигуна в процесі протікання робочого циклу M_{kj} визначається за формулою:

$$M_{kj} = \sum_{j=1}^j \Delta M_{kj}, \quad (2.46)$$

В результаті за робочий цикл кількість газу, що потрапляє в картер двигуна $M_{кц}$, визначається за 144 кроки розрахунку за формулою:

$$M_{кц} = \sum_{j=1}^{j=144} \Delta M_{kj}, \quad (2.47)$$

У процесі експлуатації двигуна стан ЦПГ погіршується за рахунок зношування рухомих деталей, що відбуваються в процесі роботи двигуна, зокрема компресійних кілець і дзеркала циліндрів. Це призводить до порушення нормальної роботи кільцевого ущільнення поршнів двигуна. Результати досліджень зносу циліндрів показують, що основний знос циліндрів спостерігається в зоні верхніх поршневих кілець (рис. 2.5, а розмір «А»), що пов'язано з високими температурами, недостатнім мащенням деталей у цій зоні [2].

У зношеного дзеркала циліндра поверхня вже не циліндрична і кільце при великій швидкості руху поршня може не встигати розширюватися в канавці поршня і притискатися до дзеркала циліндра. В результаті прохідний переріз нещільностей в ущільненні поршня збільшуватиметься. Цей процес пояснюється на рис. 2.5.

При русі поршня до верхньої мертвої точки (рис. 2.5, б) на зношеній ділянці дзеркала циліндра кільце починає виходити з канавки поршня, щоб притиснутися до поверхні циліндра. Якщо швидкість поршня висока, то кільце не зможе встигати розширюватися, щоб притиснутися з поверхні циліндра і рухатиметься по траєкторії показаній на рис. 2.5, б у вигляді лінії. Між кільцем і циліндром утворюється щілина, що призводить до погіршення властивостей кільцевого ущільнення. Чим вище буде швидкість поршня ($n_1 > n_2$), тим більше буде ширина щілини ($l_1 > l_2$), як показа-

но на рис. 2.5, в. Таким чином, площа перерізу щілини залежатиме від швидкості поршня або частоти обертання колінчастого валу двигуна.

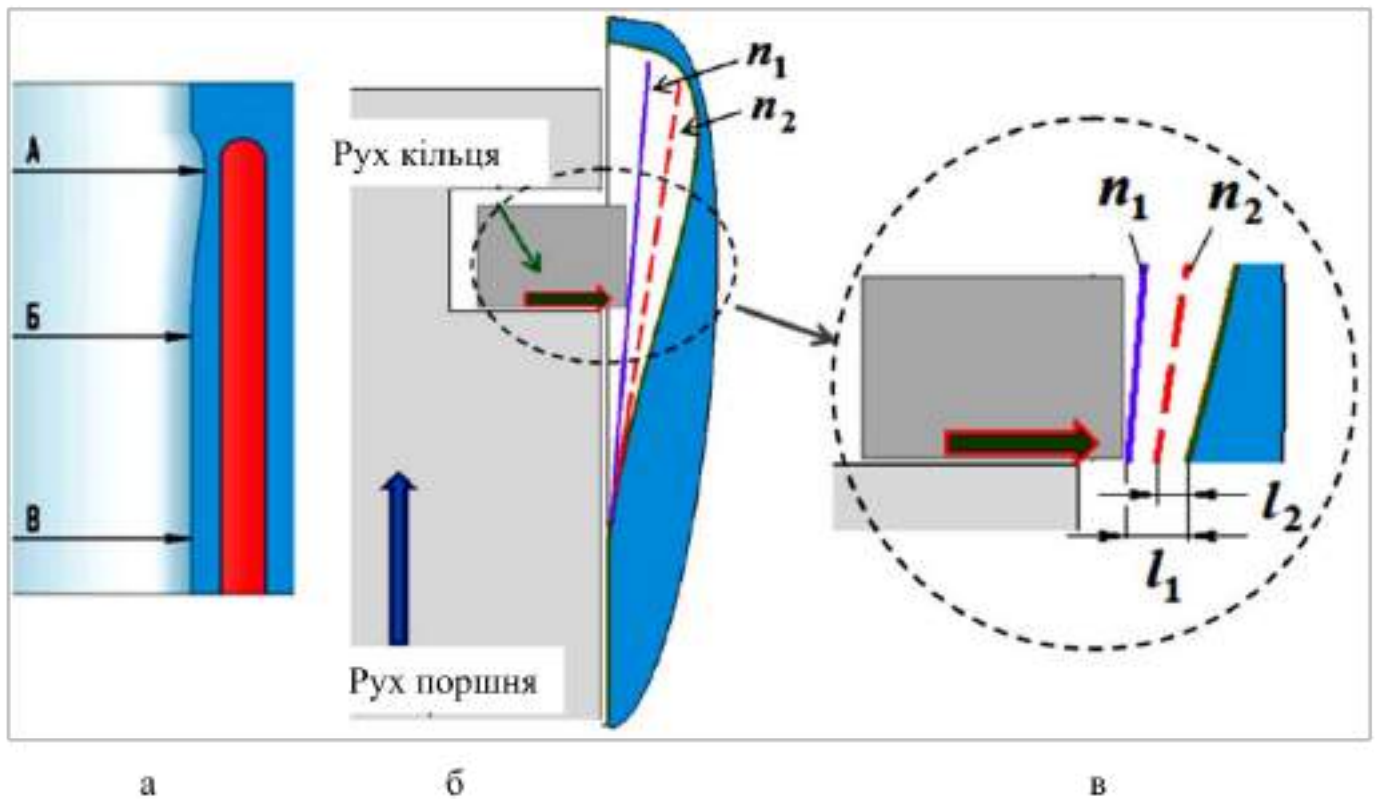


Рисунок 2.5 – Вплив зносу дзеркала циліндра на рух поршневого кільця

При розрахунку витрати картерних газів через нещільності в кільцях приймається залежність площі перерізу нещільності $f_{щ}$ (м²) у вигляді:

$$f_{щ} = f_{щ0} + a \times n, \quad (2.48)$$

де: $f_{щ0}$ – площа перерізу в замку кільця, м²;

a – коефіцієнт приведення, м²/хв⁻¹;

n – частота обертання, хв⁻¹.

2.3 Методика розрахунку зміни об'єму картерного простору під час роботи ДВЗ

Внаслідок руху поршня зі швидкістю c_n змінюється об'єм займаний картерними газами V_k (насосна дія поршня), що впливає на зміну тиску $P_{кт}$.

При припиненні видалення з картера картерних газів через систему вентиляції

картера, тиск $P_{\text{к}}$ в картері змінюватиметься за часом, і швидкість зміни цього тиску залежатиме від витрати картерних газів $G_{\text{г}}$, їх температури $T_{\text{кг}}$, займаного об'єму картерними газами $V_{\text{к}}$ та впливу руху поршнів двигуна на цей об'єм.

Об'єм картерного простору, займаного газами, залежить від конструкції картера ДВЗ, об'єму масла в картері, а також від положення поршня, яке залежить від кута повороту колінчастого валу [9]. Для розрахунку об'єму картерного простору розглянемо схему, подану рис. 2.6.

Позначаючи об'єм картера незаповненого моторним маслом двигуна при положенні поршня у верхній мертвій точці $V_{\text{к0}}$ і об'єм масла залитого в картер двигуна $V_{\text{м}}$, а також враховуючи зміну об'єму через переміщення поршня $V_{\text{п}}$, отримуємо об'єм картерного простору, займаного газами $V_{\text{к}}$ у вигляді:

$$V_{\text{к}} = V_{\text{к0}} - V_{\text{м}} - V_{\text{п}} \quad (2.49)$$

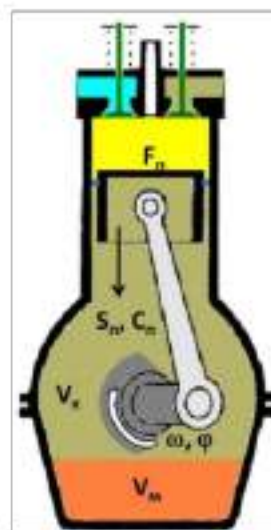


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема картерного простору

Працюючи ДВЗ і обертанні колінчастого валу поршень здійснює зворотно-поступальні руху. Використовуючи кінематичні співвідношення в КШМ, переміщення поршня $S_{\text{п}}$ може бути описано наступним виразом [4]:

$$S_{\text{п}} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] [\text{м}], \quad (2.50)$$

де $\lambda_{\text{к}} = \frac{R}{L}$ - постійна КШМ

R – радіус кривошипу, м;

L – довжина шатуна, м;

φ – кут повороту кривошипу, град.

Зміна об'єму картерного простору через рух поршня залежить не тільки від переміщення поршня S_n , але і від його площі F_n . Об'єм, що витісняється поршнем V_n визначається за відомим виразом:

$$V_n = F_n \cdot S_n, \text{ м}^3, \quad (2.51)$$

де: $F_n = \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2$ – площа поршня, м²;

D_n – діаметр поршня, м;

Використовуючи описаний вище взаємозв'язок переміщення поршня та кута повороту кривошипа (2.50), можна записати закон зміни картерного простору через рух поршня в наступному вигляді:

$$V_n = F_n \cdot R \cdot \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] [\text{м}^3], \quad (2.52)$$

Швидкість зміни об'єму картера від руху поршня залежить від швидкості руху поршня C_n , величина якої може бути знайдена як перша похідна часу від переміщення поршня при кутовій частоті обертання колінчастого валу ω [рад/с], у вигляді залежності:

$$C_n = R \cdot \omega \cdot \left[\sin\varphi + \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м/с}] \quad (2.53)$$

Таким чином, насосний ефект від руху поршня буде виглядати наступним чином:

$$\frac{dV_n}{dt} = F_n \cdot R \cdot \omega \cdot \left[\sin\varphi + \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.54)$$

У багатоциліндровому двигуні рух поршнів відбувається зі зсувом по фазі. Величина відносного переміщення поршнів у різних циліндрах залежить від конструкції двигуна. У загальному вигляді переміщення поршня в i -му циліндрі S_{ni} з зсувом по фазі може бути записано у вигляді:

$$S_{ni} = R \cdot \left[(1 - \cos(\varphi + \varphi_i)) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2(\varphi + \varphi_i)) \right] \quad (2.55)$$

Тому при русі поршня 1-го циліндра від верхньої до нижньої мертвої точки при повороті кривошипа на 180 град. об'єм картера зменшиться на величину робочого об'єму циліндра, але при цьому поршні в інших циліндрах рухатимуться за своїми законами,

збільшуючи об'єм картера. Сумарна зміна об'єму від цього руху всіх поршнів може бути записана в наступному вигляді:

$$V_n = F_n \cdot R \cdot \sum_{i=1}^{i_n} \left[(1 - \cos(\varphi + \varphi_i)) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2(\varphi + \varphi_i)) \right], \quad (2.56)$$

де i_n – кількість циліндрів двигуна.

Наприклад, для 4-циліндрового двигуна з рівномірним чергуванням роботи циліндрів через 180 град. маємо: $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = -540$, $\varphi_3 = -180$ та $\varphi_4 = -360$ град, після перетворення отримаємо:

$$V_n = 4 \cdot F_n \cdot R \cdot \left[1 + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.57)$$

Зміна об'єму руху поршнів для двигуна Д-243 показано на рис. 2.7.

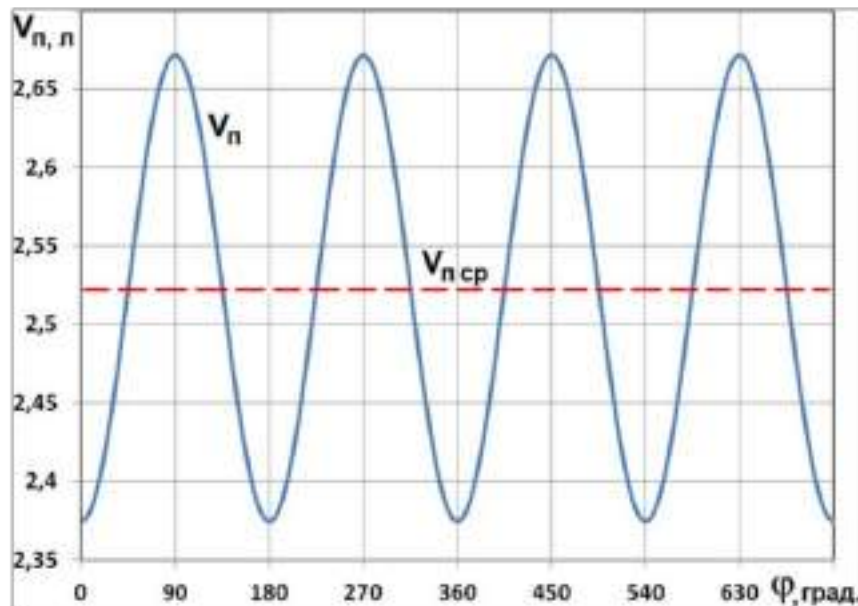


Рисунок 2.7 – Зміна об'єму руху поршнів

Середнє значення об'єму за робочий цикл двигуна можна визначити за формулою:

$$V_{n,ср} = \frac{1}{720} \cdot \int_0^{720} V_n \cdot d\varphi \quad (2.58)$$

Для двигуна Д-243 певне значення об'єму $V_{п\text{ср}}$ становило 2,52 л.

За аналогією з залежностями (2.52), (2.53) і (2.54) насосний ефект від руху поршнів рядного 4-циліндрового двигуна типу Д-243 буде виглядати наступним чином:

$$\frac{dV_{п}}{dt} = F_{п} \cdot R \cdot \omega \cdot \left[1 + \frac{\lambda_{к}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.59)$$

Для двигуна Д-243 максимальне значення насосного ефекту (еквівалентно об'ємній подачі газу) при $\varphi=45$ град. і на частоті обертання валу 2200 хв^{-1} ($\omega = 230 \text{ с}^{-1}$) склало $\sim 154 \text{ л/с}$, що майже в 100 разів більше граничного значення середньої витрати картерних газів для цього двигуна. Такі коливання можуть призводити до відчутних коливань тиску газу в картері.

Об'єм масла, що заливається в картер двигуна, вказується в інструкції з експлуатації та для двигуна Д-243 становить 12 л.

3 РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТОКІВ ГАЗІВ У КАРТЕР ДВИГУНА

За розробленою в другому розділі методикою було складено програми розрахунку витоків газу з надпоршневого простору в картер двигуна в офісному додатку Microsoft Office Excel. Розрахунки проводилися для двигуна Д-243. Значення основних параметрів двигуна наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Основні параметри та характеристики дизеля Д-243

Найменування параметрів	Одиниця виміру	Значення
Тип дизеля	-	Чотирьохтактний, без турбонаддува
Спосіб сумішоутворення	-	Безпосереднє упорскування палива
Порядок роботи циліндрів	-	1 – 3 – 4 – 2
Число циліндрів	-	4
Діаметр циліндра	мм	110
Хід поршня	мм	125
Робочий об'єм циліндрів	л	4,75
Потужність номінальна	кВт	59,6+3,7
Номінальна частота обертання	хв ⁻¹	2200
Частота обертання холостого ходу:		
- максимальна	хв ⁻¹	2380
- мінімальна	хв ⁻¹	800±50
Питома витрата палива на номінальному режимі	г/(кВт·год)	226+3%
Максимальний крутний момент	Нм	298
Частота обертання при максимальному значенні крутного моменту	хв ⁻¹	1600
Питома витрата масла на угар	г/(кВт·год)	0,9+0,4

3.1 Програма розрахункових досліджень за розробленими методиками

Розрахункові дослідження проводилися у два етапи.

На першому етапі проводилася оцінка впливу різних параметрів витрати картерних газів.

На другому етапі проводилася оцінка впливу зміни об'єму картера від руху поршнів двигуна на тиск газів у картері.

Метою розрахункових досліджень першого етапу було визначити залежність витрати картерних газів від наступних параметрів: частоти обертання колінчастого валу; навантаження двигуна; ступеня зношування поршневих ущільнень.

Оцінка впливу частоти обертання на витрату картерних газів проводилася на режимі холостого ходу двигуна. Частота обертання змінювалася від 800 хв^{-1} (мінімальні обороти холостого ходу) до 2200 хв^{-1} (номінальна частота обертання). Частота обертання змінювалася з рівномірним кроком 200 хв^{-1} .

Розрахункові параметри робочого циклу двигуна на кожній частоті обертання вибиралися з умови нульового значення ефективної потужності. Таким чином для кожної частоти обертання підбирався певний робочий цикл і характер перебігу тиску і температури в циліндрі двигуна.

Оцінка впливу навантаження двигуна на витрату картерних газів проводилася на режимі номінальної частоти обертання [3]. Навантаження змінювалося від 0 (режим холостого ходу) до 60 кВт (номінальний режим) із кроком зміни навантаження 15 кВт.

Розрахункові параметри робочого циклу двигуна за кожного навантаження вибиралися з умови забезпечення заданого значення ефективної потужності. Таким чином для кожного навантаження підбирався певний робочий цикл і характер перебігу тиску та температури у циліндрі двигуна.

Розрахункові дослідження впливу частоти обертання та навантаження на витрату картерних газів проводився при трьох станах ЦПГ:

- при нормальному зношуванні (витрата картерних газів не більше 30 л/хв);
- допустимому зносі (витрата картерних газів не більше 70 л/хв);
- граничному зносі (витрата картерних газів понад 100 л/хв).

Метою розрахункових досліджень другого етапу було оцінити вплив зміни об'єму картера від руху поршнів двигуна на тиск газів у закритому картері та дослідити вплив об'єму картера, частоти обертання та температури картерних газів на амплітуду коливань тиску.

Розрахункові дослідження проводилися для двигуна за умови відсутності прориву газів у картер двигуна, щоб унеможливити їх вплив на зміну тиску. Частота

обертання змінювалася від 800 хв^{-1} (мінімальні обороти холостого ходу) до 2200 хв^{-1} (номінальна частота обертання). Частота обертання змінювалася із рівномірним кроком 200 хв^{-1} .

Дослідження впливу об'єму картера на амплітуду коливань тиску проводилося за частоти обертання 2200 хв^{-1} . Об'єм картера змінювався від 5 до 60 л з кроком зміни об'єму 5 л.

3.2 Результати розрахунку витрати картерних газів

В результаті виконання розрахунку робочого циклу двигуна на заданому режимі його роботи виходить масив даних з кроком 5 град п.к.в., який включає: тиск і температуру газів у циліндрі двигуна, витрату газів через нещільності ЦПГ та кількість газів, що пройшли через них.

Приклад одержуваних результатів за робочий цикл двигуна при нормальному стані ЦПГ для режиму роботи двигуна $N_e = 60 \text{ кВт}$, $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ і середній витраті картерних газів 35 л/хв представлений на рис. 3.1 і при $N_e = 0 \text{ кВт}$, $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ і середній витраті картерних газів 28 л/хв представлений рис. 3.2.

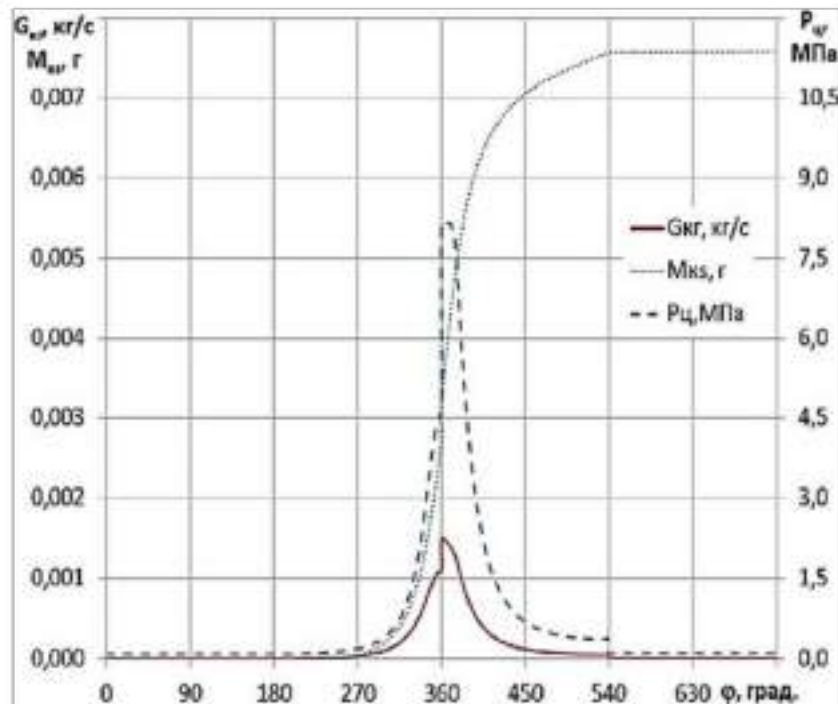


Рисунок 3.1 - Зміна тиску в циліндрі $P_{\text{ц}}$, витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$ і кількості газів, що надійшли в картер $M_{\text{кс}}$ при $N_e = 60 \text{ кВт}$, $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$

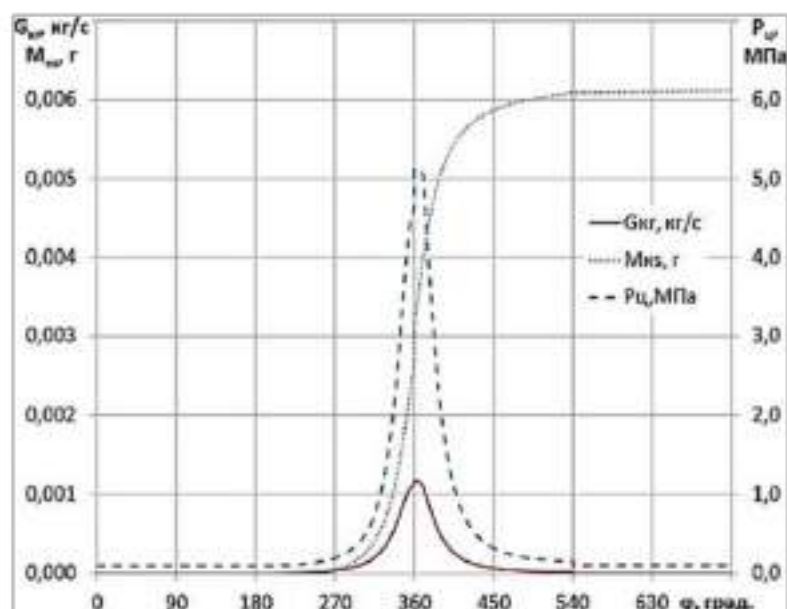


Рисунок 3.2 – Зміна тиску в циліндрі $P_{ц}$, витрати картерних газів $G_{кр}$ і кількості газів, що надійшли в картер $M_{кс}$ при $N_e = 0$ кВт, $n = 2200$ хв⁻¹

3.2.1 Результати розрахунку при нормальному зносі ЦПГ

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків наведені в таблиці 3.2 для ДВЗ з нормальним станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, відповідно до формули 2.48, $f_{щ} = 7,0 \cdot 10^{-8} + 5,3 \cdot 10^{-11} \cdot n$) при номінальній частоті обертання $n = 2200$ хв⁻¹.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв ⁻¹	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	1,18	1,33	1,42	1,47	1,52
Середня витрата газів у картер, л/хв	28,0	30,2	32	33,5	35,6
Маса пройшовшого газу, мг	6,04	6,52	6,9	7,23	7,69

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків для ДВЗ з

нормальним станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, відповідно до формули 2.48, $f_{\text{щ}} = 7,0 \cdot 10^{-8} + 5,3 \cdot 10^{-11} \cdot n$) при різній частоті обертання на режимі холостого ходу наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при різній частоті обертання на режимі холостого ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, хв^{-1}	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	0,71	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,25
Середня витрата газів у картер, л/хв	16,4	18,0	19,6	21,3	22,9	24,6	26,3	28,0	29,7
Маса пройшовшого газу, мг	9,73	8,55	7,77	7,21	6,81	6,5	6,25	6,04	5,87

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0 до 60 кВт (рис. 3.3) показують, що зі зростанням навантаження максимальний тиск згорання збільшується з 5,1 до 8,2 МПа або на 61%, максимальна температура згорання збільшується з 1161 до 2050 К або на 77%. Ця зміна параметрів робочого циклу має впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

Зростання ефективної потужності двигуна з 0 до 60 кВт супроводжується зростанням годинної витрати палива з 2,6 до 13,6 кг/год .

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.4) показують, що зі зростанням частоти обертання максимальний тиск згорання не змінюється, а максимальна температура згорання збільшується незначно з 1069 до

1172 К або на 10%. Ці незначні зміни параметрів робочого циклу не повинні істотно впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

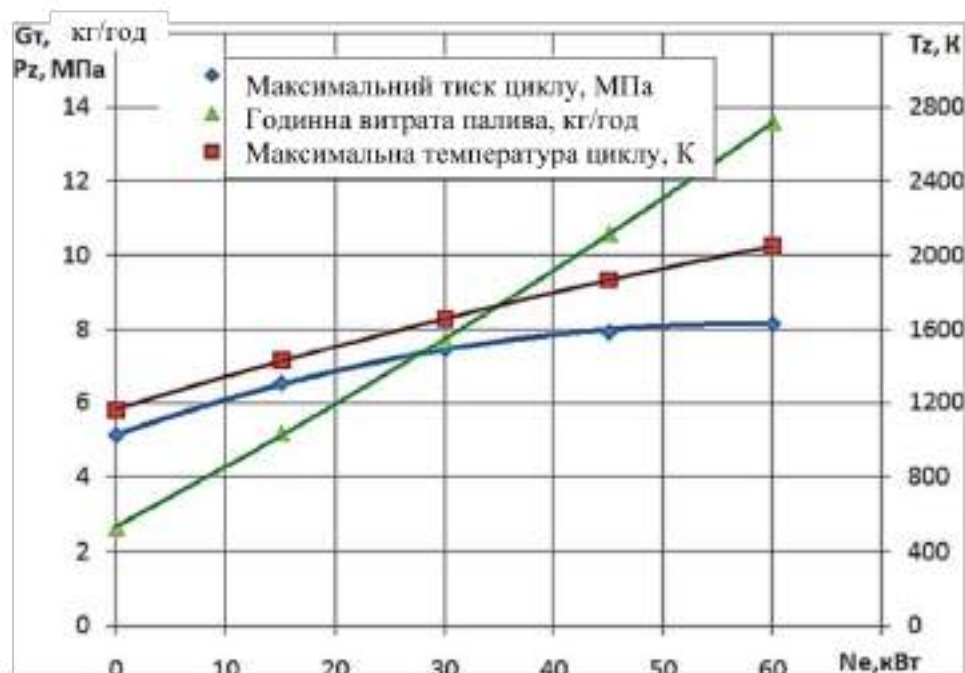


Рисунок 3.3 – Зміна годинної витрати пального G_T , максимального тиску згорання P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ і нормальному зносі ЦПГ

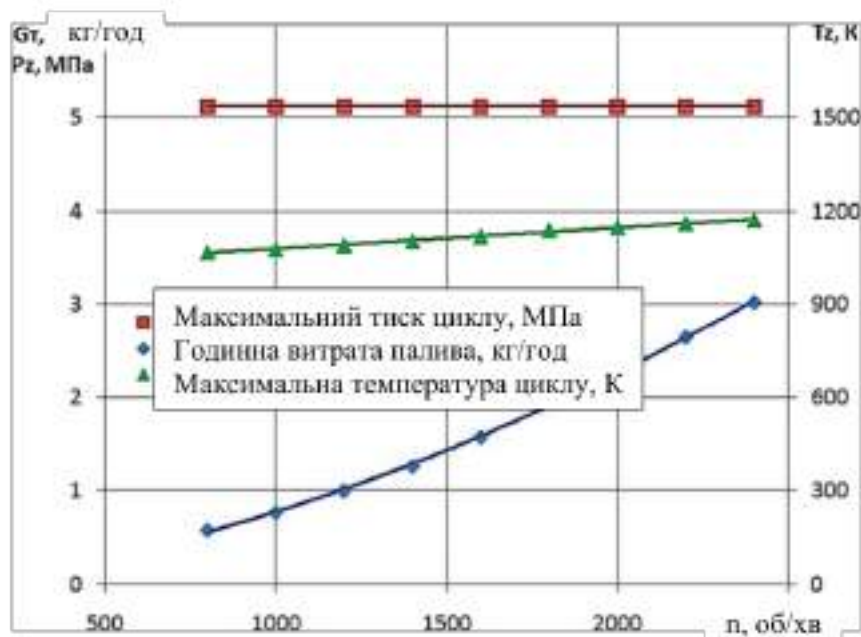


Рисунок 3.4 –Зміна годинної витрати пального G_T , максимального тиску згорання P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при нормальному зносі ЦПГ

Зростання частоти обертання двигуна з 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу супроводжується зростанням годинної витрати палива з 0,58 до 3,02 кг/год .

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0 до 60 кВт (рис. 3.5) показують, що зі зростанням навантаження максимальна витрата газів у картер $G_{\text{кгм}}$ збільшується з 1,18 до 1,49 г/с або на 26%, кількість газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ збільшується з 6,04 до 7,53 мг або на 25%, при цьому середня витрата картерних газів двигуна $G_{\text{кг}}$ збільшується з 28,0 до 34,9 л/хв або на 25%. Таке збільшення максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ пов'язане зі збільшенням максимального тиску згоряння та температурою згоряння. Збільшення маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ і середньої витрати картерних газів двигуна $G_{\text{кг}}$, пов'язане зі збільшенням тиску газів у циліндрі з зростанням навантаження.

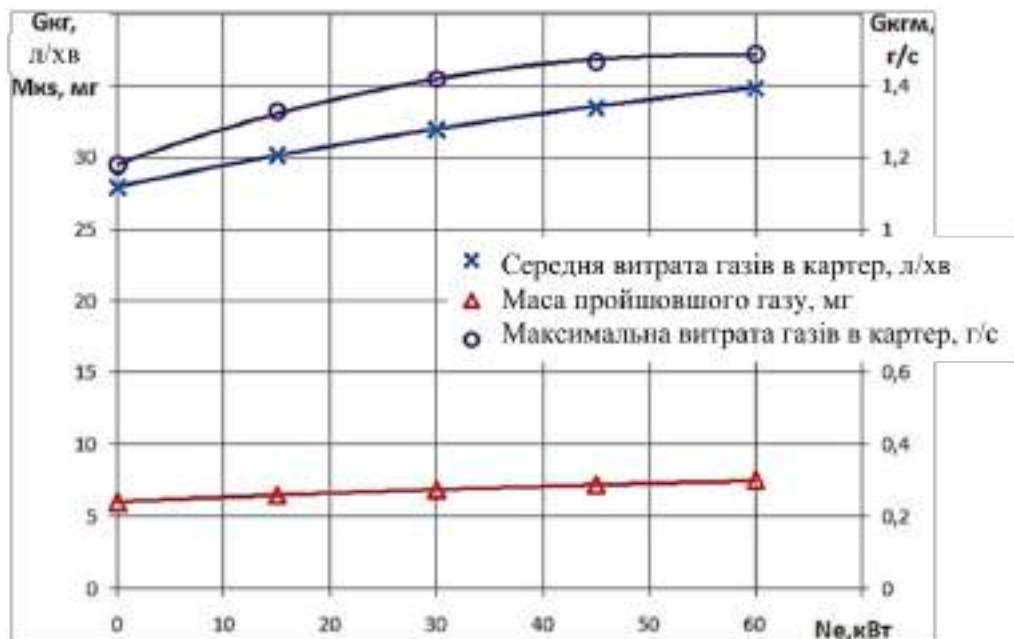


Рисунок 3.5 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$, максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ та нормальному зносі ЦПГ

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.6)

показують, що зі зростанням частоти обертання максимальна витрата газів у картер $G_{\text{кгм}}$ збільшується з 0,71 до 1,2 г/с або на 76%, кількість газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ зменшується з 9,73 до 5,87 мг або на 40%, при цьому середня витрата картерних газів у двигуна $G_{\text{кг}}$ збільшується з 16,4 до 29,7 л/хв або на 81%.

Зростання максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ зі збільшенням частоти обертання двигуна на режимі холостого ходу може бути пояснено збільшенням прохідного перерізу нещільності ЦПГ. Зменшення кількості газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$, пояснюється зниженням часу протікання циклу зі зростанням частоти обертання i , отже, зменшенням кількості газів, що надійшли в картер за цей час.

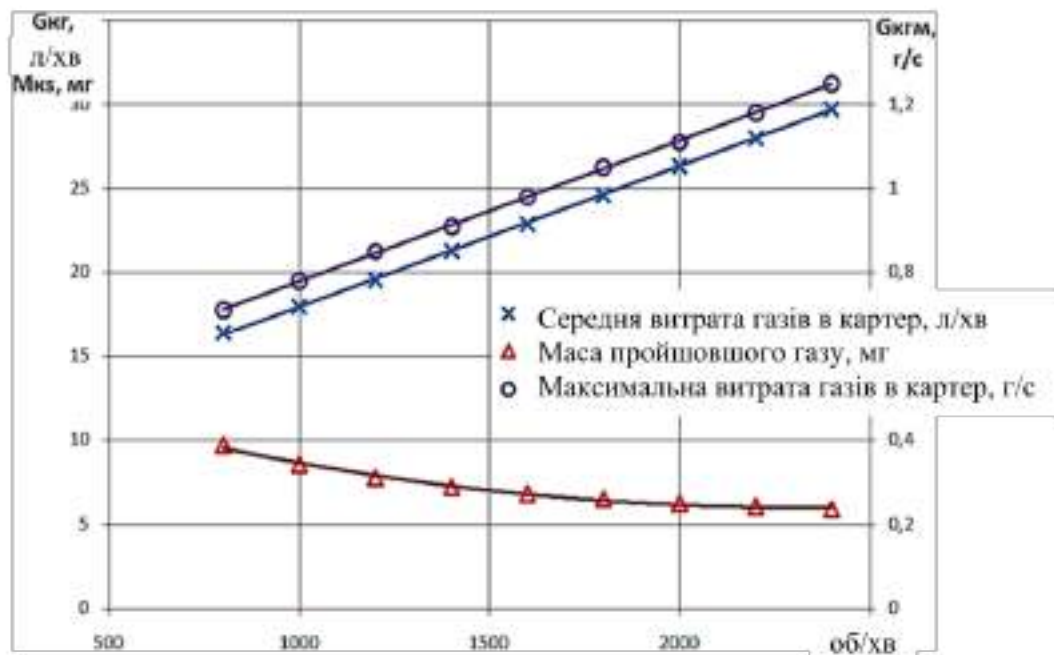


Рисунок 3.6 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$, максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при нормальному зносі ЦПГ

3.2.2 Результати розрахунку при допустимому зносі ЦПГ

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків наведені в таблиці 3.4 для ДВЗ з допустимим станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, відповідно до формули 2.48, $f_{\text{щ}} = 7,0 \times 10^{-8} + 1,75 \times 10^{-10} \times n$) при номінальній

частоті обертання двигуна $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ за номінальної частоти обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв^{-1}	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	2,87	3,25	3,47	3,57	3,63
Середня витрата газів у картер, л/хв	68,2	73,6	78,0	81,7	85,0
Маса пройшовшого газу, мг	14,7	15,9	16,8	17,6	18,4

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків для ДВЗ з допустимим станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, в відповідно з формулою 2.48, $f_{\text{щ}} = 7,0 \times 10^{-8} + 1,75 \times 10^{-10} \times n$) при різній частоті обертання на режимі холостого ходу наведені у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ за різної частоти обертання на режимі холостого ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, об/хв	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	1,33	1,55	1,77	1,99	2,22	2,44	2,66	2,87	3,1
Середня витрата газів у картер, л/хв	30,6	35,9	41,1	46,4	51,9	57,4	62,8	68,2	73,7
Маса пройшовшого газу, мг	18,2	17,0	16,3	15,8	15,4	15,1	14,9	14,7	14,6

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зношуванням ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0 до 60 кВт (рис. 3.7) показують, що зі зростанням навантаження максимальний тиск згоряння збільшується з 5,1 до 8,2 МПа чи на 61%, максимальна температура згоряння збільшується з 1161 до 2050 К чи на 77 %, тобто настільки ж, як і з нормальним зносом ЦПГ. І, отже, ця зміна параметрів робочого циклу також має впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

Зростання ефективної потужності двигуна з 0 до 60 кВт супроводжується таким самим зростанням годинної витрати палива з 2,6 до 13,6 кг/год, як і з нормальним зносом ЦПГ.

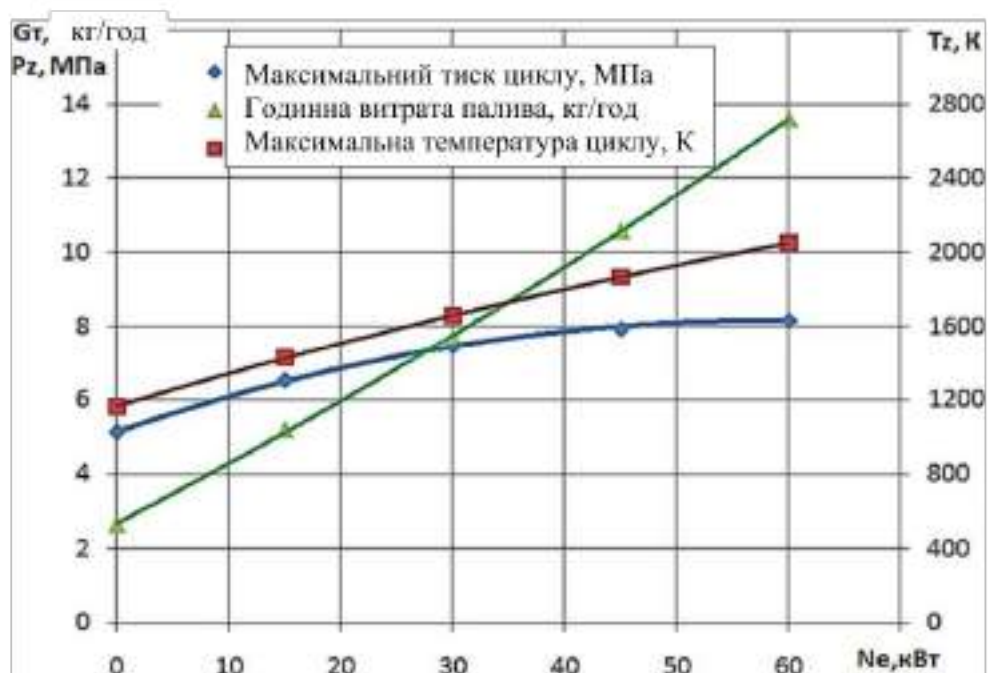


Рисунок 3.7 – Зміна годинної витрати пального G_T , максимального тиску згоряння P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ та допустимому зносі ЦПГ

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.8) показують, що зі зростанням частоти обертання максимальний тиск згоряння також

не змінюється, а максимальна температура згоряння теж незначно збільшується від 1069 до 1172 К чи на 10 %. Ці незначні зміни параметрів робочого циклу не повинні істотно впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

Зростання частоти обертання двигуна з 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу супроводжується таким самим зростанням годинної витрати палива з 0,58 до 3,02 кг/год або в 5,2 рази, що пов'язано зі зростанням механічних втрат двигуна.

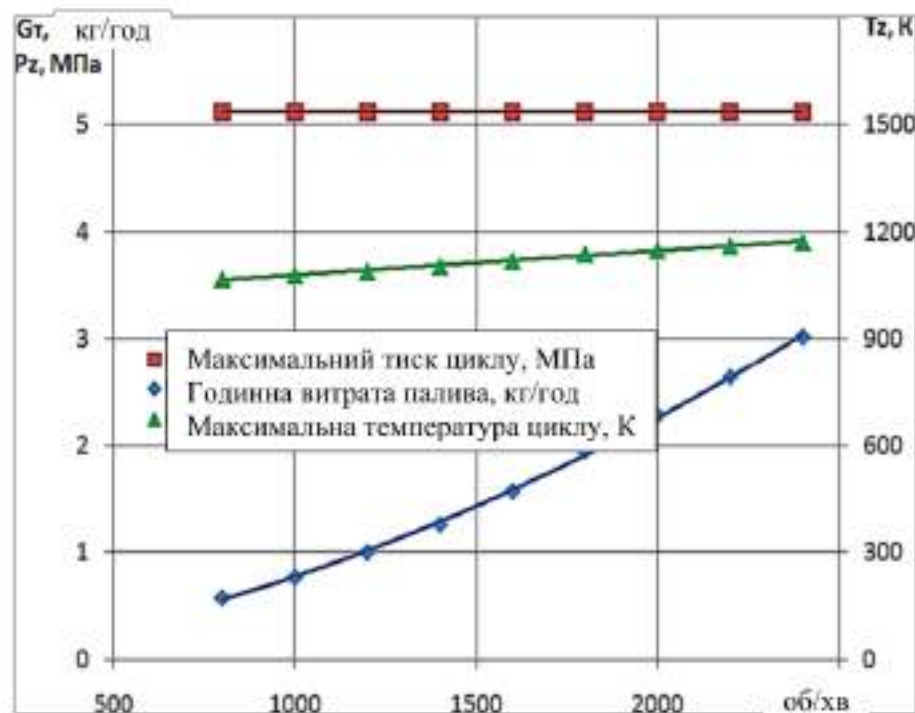


Рисунок 3.8 – Зміна годинної витрати пального G_t , максимального тиску згоряння P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при допустимому зносі ЦПГ

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0 до 60 кВт (рис. 3.9) показують, що зі зростанням навантаження максимальна витрата газів у картер $G_{\text{кгм}}$ збільшується з 2,87 до 3,63 г/с або на 26%, кількість газів що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ збільшується з 14,7 до 18,4 мг або на 25%, при цьому середня витрата картерних газів у двигуні $G_{\text{кг}}$ збільшується з 68,2 до 85,0 л/хв або на 25%. Таке збільшення максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ пов'язане зі

збільшенням максимального тиску згорання, температурою згорання та зміною прохідного перерізу нещільності ЦПГ. Збільшення маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кс}$ і середньої витрати картерних газів у двигуні $G_{кг}$, пов'язане зі збільшенням тиску газів в циліндрі зі зростанням навантаження та зміною прохідного перерізу нещільності ЦПГ.

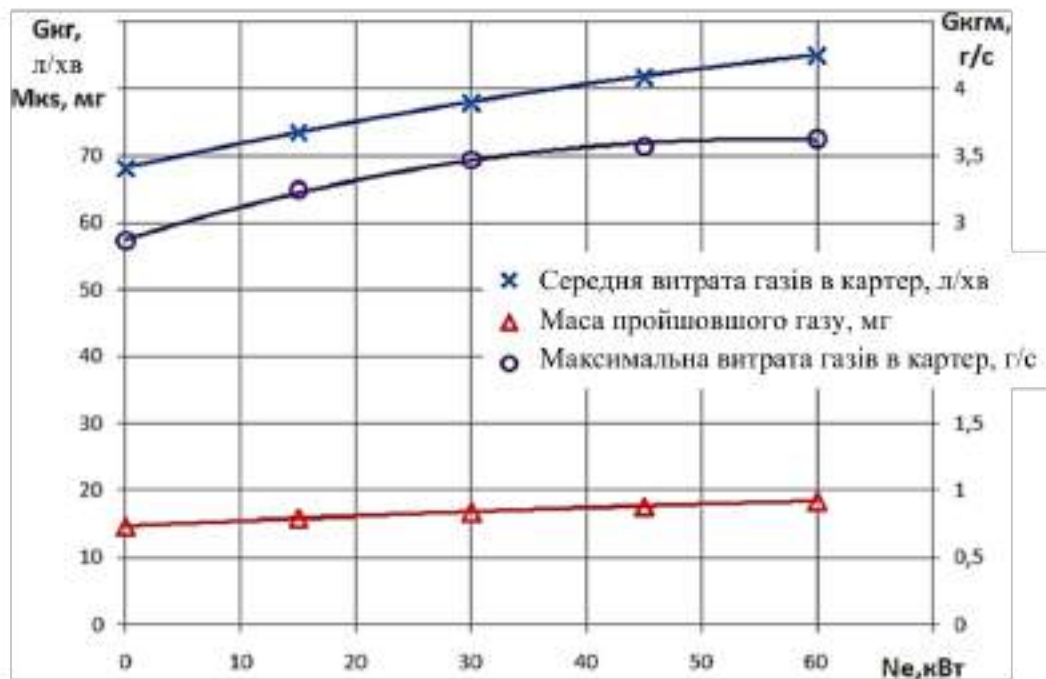


Рисунок 3.9 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{кг}$, максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кс}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ та допустимому зносі ЦПГ

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ із допустимим зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.10) показують, що зі зростанням частоти обертання максимальна витрата газів у картер $G_{кгм}$ збільшується з 1,33 до 3 г/с або на 133%, кількість газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кс}$ зменшується з 18,2 до 14,6 мг або на 20%, при цьому середня витрата картерних газів у двигуна $G_{кг}$ збільшується з 30,6 до 73,7 л/хв або на 141%.

Зростання максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ зі збільшенням частоти обертання двигуна на режимі холостого ходу може бути пояснено збільшенням прохідного перерізу нещільності ЦПГ. Зменшення кількості газів, що надійшли в

картер за цикл $M_{кс}$, пояснюється зниженням часу протікання циклу зі зростанням частоти обертання i , отже, зменшенням кількості газів, що надійшли в картер за цей час.



Рисунок 3.10 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{кг}$, максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кс}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при допустимому зносі ЦПГ

3.2.3 Результати розрахунку при граничному зносі ЦПГ

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків наведені в таблиці 3.6 для ДВЗ з граничним станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, відповідно до формули 2.48, $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 2,65 \times 10^{-10} \times n$) при номінальній частоті обертання $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$.

Основні параметри за отриманими результатами розрахунків для ДВЗ з граничним станом ЦПГ (перетин нещільності компресійних кілець, відповідно з формулою 2.48, $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 2,65 \times 10^{-10} \times n$) при різній частоті обертання на режимі холостого ходу наведені у таблиці 3.7.

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0

до 60 кВт (рис. 3.11) показують, що зі зростанням навантаження максимальний тиск згоряння збільшується також з 5,1 до 8,2 МПа чи 61%, і максимальна температура згоряння збільшується з 1161 до 2050 К чи 77 %, тобто настільки ж, як і з нормальним зносом ЦПГ. І, отже, ця зміна параметрів робочого циклу також має впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв^{-1}	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	4,13	4,66	4,98	5,13	5,21
Середня витрата газів у картер, л/хв	97,9	105,7	111,9	117,2	122,0
Маса пройшовшого газу, мг	21,1	22,8	24,2	25,1	26,3

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ за різної частоти обертання на режимі холостого ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, хв^{-1}	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	1,78	2,12	2,46	2,79	3,13	3,46	3,8	4,13	4,47
Середня витрата газів у картер, л/хв	41,1	49,0	57,0	65,0	73,2	81,5	89,7	97,9	106,2
Маса пройшовшого газу, мг	24,4	23,3	22,6	22,1	21,7	21,5	21,3	21,1	21,0

Зростання ефективної потужності двигуна з 0 до 60 кВт супроводжується таким самим зростанням годинної витрати палива з 2,6 до 13,6 кг/год, як і з нормальним зносом ЦПГ.

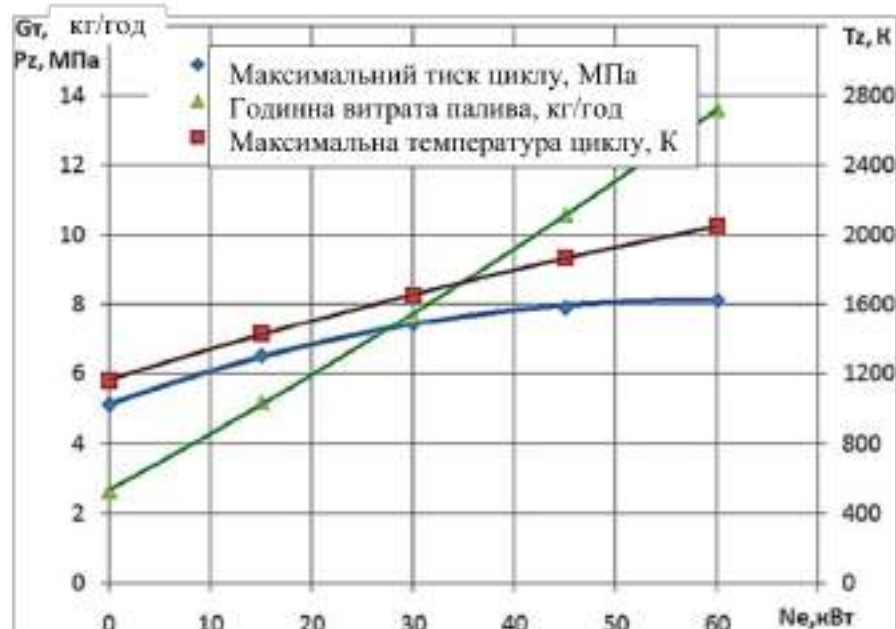


Рисунок 3.11 – Зміна годинної витрати пального G_T , максимального тиску згорання P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ і граничному зносі ЦПГ

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.12) показують, що зі зростанням частоти обертання максимальний тиск згорання також не змінюється, і максимальна температура згорання збільшується незначно з 1069 до 1172 К або на 10%. Ці незначні зміни параметрів робочого циклу не повинні істотно впливати на витрати газів через нещільності ЦПГ відповідно до залежностей 2.40 та 2.42.

Зростання частоти обертання двигуна з 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу супроводжується зростанням годинної витрати палива також з 0,58 до 3,02 кг/год або в 5,2 рази, що пов'язано зі зростанням механічних втрат двигуна.

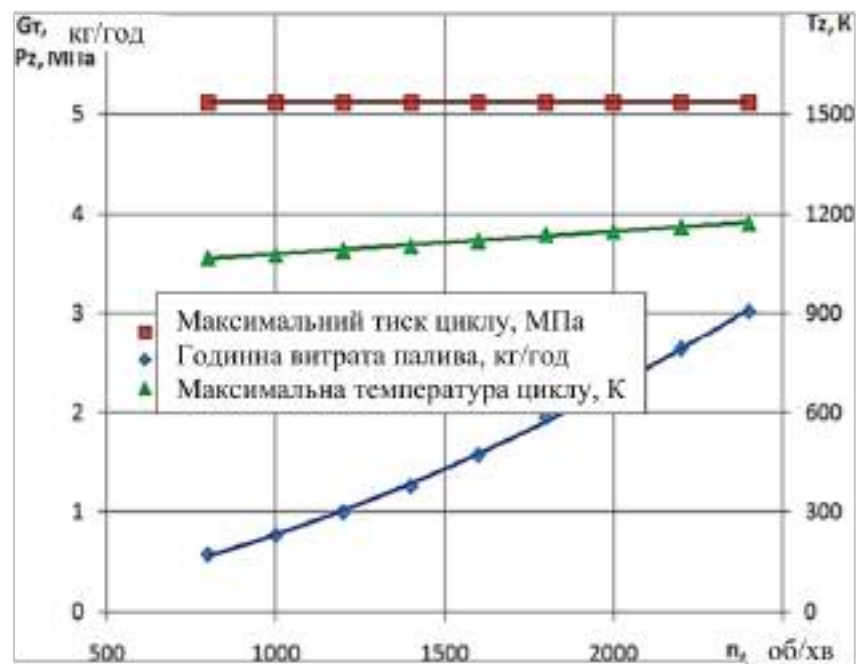


Рисунок 3.12 – Зміна годинної витрати пального G_t , максимального тиску згорання P_z та максимальної температури газів у циклі T_z від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при граничному зносі ЦПГ

Отримані результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання 2200 хв^{-1} та зміні потужності двигуна від 0 до 60 кВт (рис. 3.13) показують, що зі зростанням навантаження максимальна витрата газів у картер $G_{\text{кгм}}$ збільшується з 4,13 до 5,21 г/с або на 26%, кількість газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ збільшується з 21,1 до 26,3 мг або на 25%, при цьому середня витрата картерних газів у двигуна $G_{\text{кг}}$ збільшується з 97,9 до 122,0 л/хв або 25%.

Таке збільшення максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ пов'язане зі збільшенням максимального тиску згорання, температурою згорання та зміною прохідного перерізу нещільності ЦПГ. Збільшення маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ і середньої витрати картерних газів у двигуна $G_{\text{кг}}$, пов'язане зі збільшенням тиску газів в циліндрі з зростанням навантаження і зміною прохідного перерізу нещільності ЦПГ.

Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ із граничним зносом ЦПГ при зміні частоти обертання від 800 до 2400 хв^{-1} на режимі холостого ходу (рис. 3.14) показують, що зі зростанням частоти обертання максимальна витрата газів у картер

$G_{кгм}$ збільшується з 1,78 до 4 г/с або на 151 %, кількість газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кз}$ зменшується з 24,4 до 21,0 мг або на 13,9 %, при цьому середня витрата картерних газів у двигуна $G_{кг}$ збільшується з 41,1 до 106, 2 л/хв або на 158%.

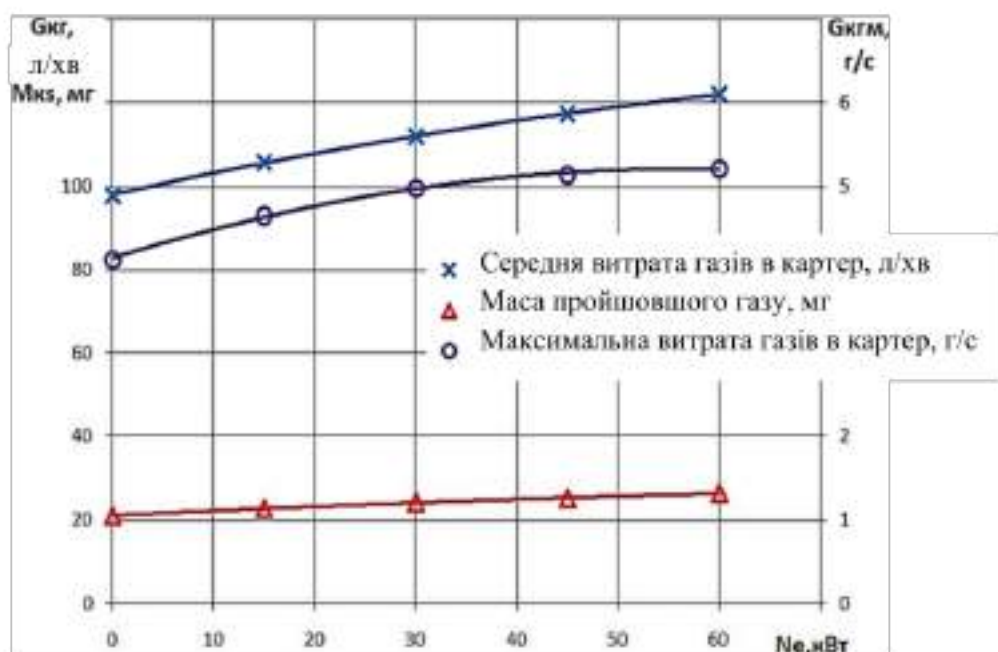


Рисунок 3.13 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{кг}$, максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кз}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ та граничному зносі ЦПГ



Рисунок 3.14 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{кг}$, максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ і маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кз}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при граничному зносі ЦПГ

Зростання максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ зі збільшенням частоти обертання двигуна на режимі холостого ходу може бути пояснено збільшенням прохідного перерізу нещільності ЦПГ. Зменшення кількості газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$, пояснюється зниженням часу протікання циклу зі зростанням частоти обертання і, отже, зменшенням кількості газів, що надійшли в картер за цей час.

3.3 Зіставлення результатів розрахунку при різному зносі ЦПГ

Внаслідок збільшення зносу ЦПГ збільшується прохідний переріз нещільності надпоршневого простору, що призводить до збільшення прориву газів через кільцеві ущільнення поршнів. Це видно за результатами розрахунку витрати газів у картер при протіканні робочого циклу, які оцінювалися за максимальним значенням витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ і за кількістю газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$.

Як видно з результатів, наведених на рис. 3.15, максимальне значення витрати $G_{\text{кгм}}$ при номінальній частоті обертання у всьому діапазоні навантаження двигуна (від 0 до 60 кВт) для нормального стану ЦПГ(Н) завжди менше, ніж для допустимого (Д). А при допустимому зносі ЦПГ (Д) значення максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ за будь-якого навантаження завжди менше, ніж для граничного (П). Аналогічна ситуація спостерігається і для маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$, результати розрахунків яких представлені на рис. 3.16.

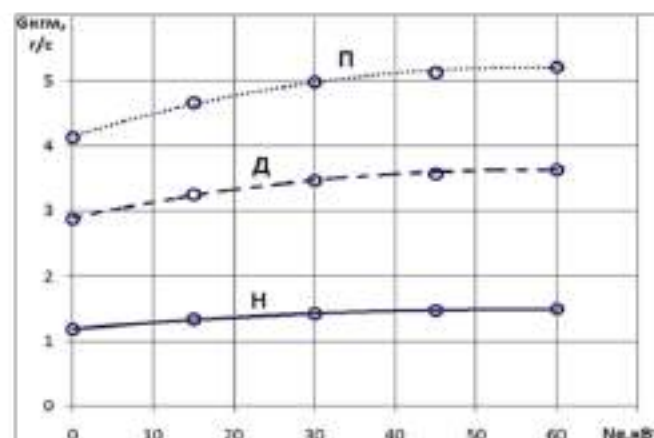


Рисунок 3.15 – Зміна максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ для різного ступеня зношування ЦПГ:

Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний

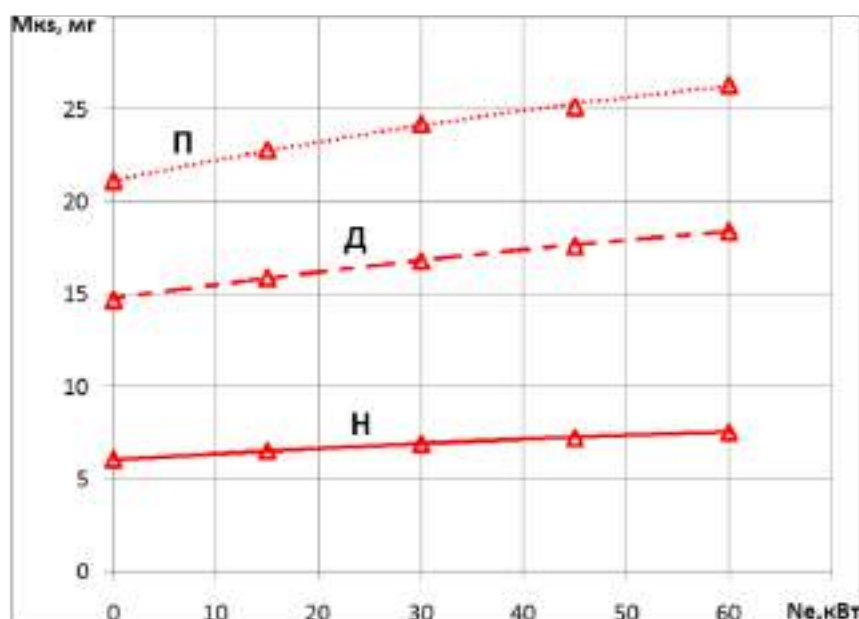


Рисунок 3.16 – Зміна маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{кз}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ для різного ступеня зношування ЦПГ:

Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний

Якщо поточне значення витрати газів через нещільності ЦПГ і кількість газів, що надійшли за робочий цикл кожного циліндра при діагностуванні працюючого двигуна визначати досить складно, то для визначення середньої витрати картерних газів двигуна $G_{кг}$, як діагностичного показника, розроблено досить багато різних методів [5, 6].

На рис. 3.17 показано зміну середньої витрати картерних газів $G_{кг}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ для різного ступеня зносу ЦПГ. Як видно з представлених даних, максимальне значення витрати при нормальному зносі ЦПГ (Н) менше мінімального значення витрати при допустимому зносі ЦПГ (Д) при будь-якому навантаженні. А максимальне значення витрати при допустимому зносі ЦПГ (Д) менше від мінімального значення витрати при граничному зносі ЦПГ (П).

На рис. 3.18...3.20 показано зміну цих показників відносно різних станів ЦПГ різних частотах обертання під час роботи двигуна на холостому ході.

Як видно з результатів, представлених рис. 3.18, максимальне значення витрати $G_{кгм}$ збільшується зі збільшенням частоти обертання будь-якого стану ЦПГ, але темп збільшення відрізняється. Найменший темп збільшення максимального

значення витрати $G_{кгм}$ для ЦПГ із нормальним станом (Н) і становить $0,338 \text{ г/с}$ на кожні 1000 хв^{-1} .

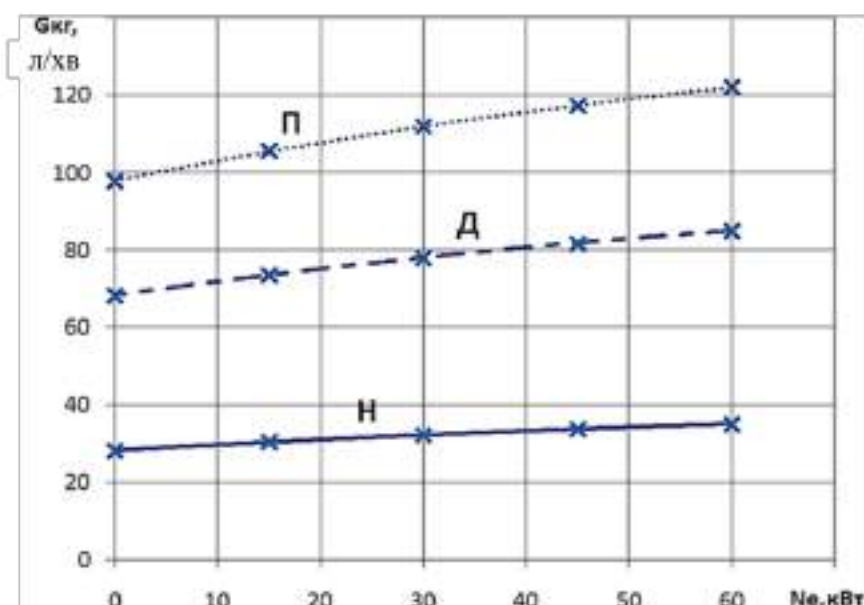


Рисунок 3.17 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{кгм}$ від зміни потужності двигуна при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ для різного ступеня зносу ЦПГ:

Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний

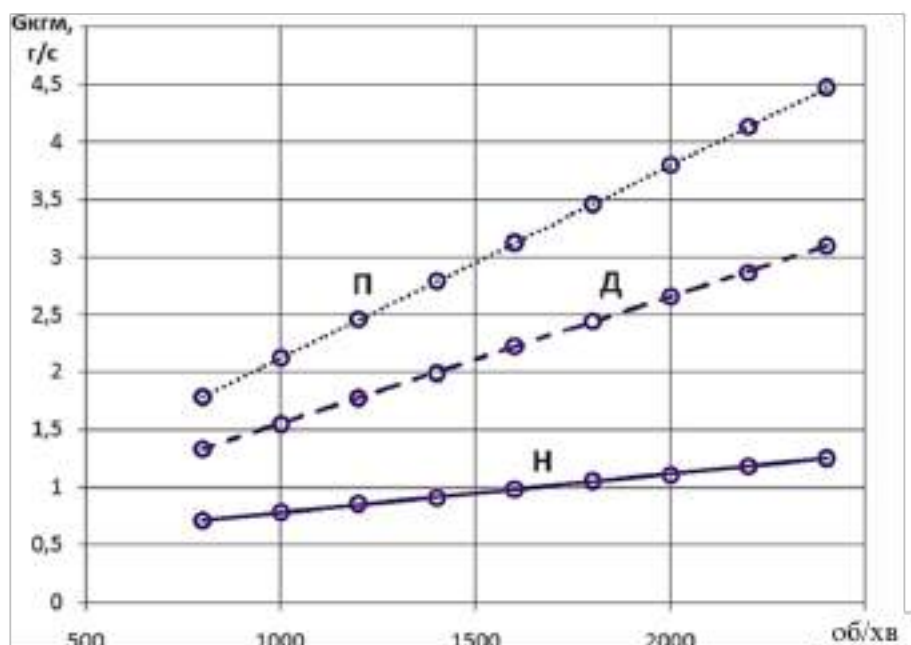


Рисунок 3.18 – Зміна максимальної витрати газів у картер $G_{кгм}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу за різного ступеня зносу

ЦПГ: Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний.

Темп збільшення максимального значення витрати $G_{\text{кгм}}$ для ЦПГ з допустимим станом ЦПГ (Д) становить 1106 г/с на кожні 1000 хв^{-1} або в 327 рази вище. Темп збільшення максимального значення витрати $G_{\text{кгм}}$ для ЦПГ з граничним станом ЦПГ (П) становить 1,681 г/с на кожні 1000 хв^{-1} або в 4,97 рази вище, ніж при нормальному стані та в 1,52 рази вище, ніж при допустимому стані.

Як видно з результатів, представлених на рис. 3.19, зміна маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу при різному ступені зносу ЦПГ має ідентичний характер і знижується зі зростанням частоти обертання. Найменші значення кількості газів, що надійшли в картер за робочий цикл двигуна спостерігається при нормальному зносі (Н), приблизно вдвічі більші значення отримані при допустимому зносі (Д) і найбільші – при граничному зносі (П).

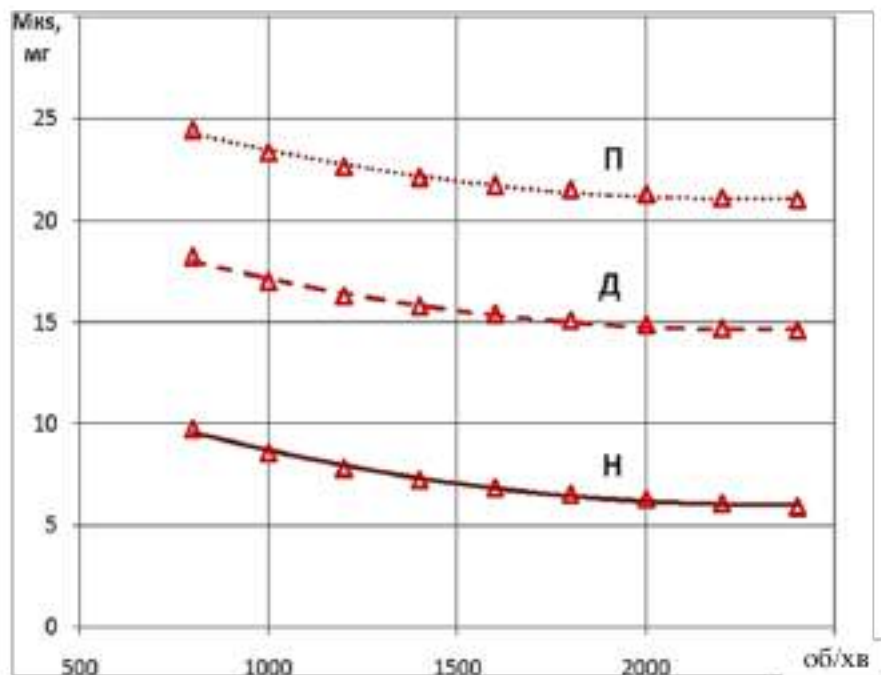


Рисунок 3.19 – Зміна маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кс}}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу за різного ступеня зносу ЦПГ: Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний

На рис. 3.20 показано зміну діагностичного показника – витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$, значення якого збільшується зі збільшенням частоти обертання для будь-

якого стану ЦПГ, але темп збільшення також відрізняється для ЦПГ різного технічного стану. Найменший темп збільшення значення витрати $G_{\text{кг}}$ для ЦПГ із нормальним станом (Н) і становить 8,3 л/хв на кожні 1000 хв⁻¹.

Темп збільшення значення витрати $G_{\text{кг}}$ для ЦПГ із допустимим станом ЦПГ (Д) становить 26,9 л/хв на кожні 1000 хв⁻¹ або в 3,57 рази вище. Темп збільшення значення витрати $G_{\text{кг}}$ для ЦПГ з граничним станом ЦПГ (П) становить 40,7 л/хв на кожні 1000 хв⁻¹ або в 4,9 рази вище, ніж при нормальному стані і в 1,51 рази вище, ніж при допустимому стані.

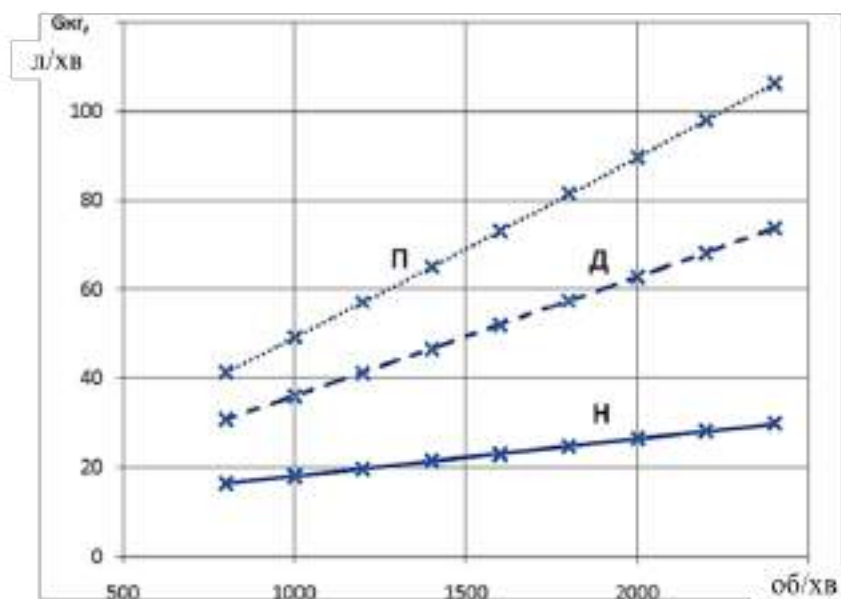


Рисунок 3.20 – Зміна середньої витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$ від зміни частоти обертання колінчастого валу на режимі холостого ходу за різного ступеня зносу ЦПГ: Н – нормальний; Д – допустимий; П – граничний

У таблиці 3.8 наведено значення відносної зміни описаних показників для крайніх значень зміни навантаження (0 та 60 кВт) при номінальній частоті обертання та частоті обертання колінчастого валу (800 та 2400 хв⁻¹) на холостому ході двигуна для різного технічного стану ЦПГ. Як випливає з представлених даних відносна зміна максимальної витрати газів у картер $G_{\text{кгм}}$, маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{кг}}$ і середньої витрати картерних газів $G_{\text{кг}}$ не залежить від зміни потужності двигуна при $n = 2200$ хв⁻¹ при будь-якому зносі ЦПГ.

Зміна частоти обертання, на відміну навантаження, впливає на відносну зміну

всіх зазначених показників. Якщо зі збільшенням зносу ЦПГ відносна зміна максимальної витрати газів у картер $G_{\text{КТМ}}$ і середньої витрати картерних газів $G_{\text{КТ}}$ збільшується, то маси газів, що надійшли в картер за цикл $M_{\text{КС}}$, зменшується.

Таблиця 3.8 – Максимальна зміна показника у досліджуваному діапазоні

Показник	Ступінь зносу ЦПГ		
	Нормальний	Допустимий	Граничний
Макс. витрата газів у картер, %:			
- при зміні навантаження	26	26	26
- при зміні частоти обертання	76	133	151
Маса газу, %:			
- при зміні навантаження	25	25	25
- при зміні частоти обертання	40	20	13,9
Середня витрата газів у картер, %			
- при зміні навантаження	25	25	25
- при зміні частоти обертання	81	141	158

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Експериментальна установка

Дослідження щодо вимірювання витрати картерних газів проводились на лабораторній базі. Двигуни мали різне напруцювання та технічний стан циліндропоршневої групи.

У процесі проведення випробувань досліджуваний двигун було встановлено на гальмівному стенді СТУ-45.

Схема випробувального стенду СТУ-45 без навантажувального реостата показано рис. 4.1.

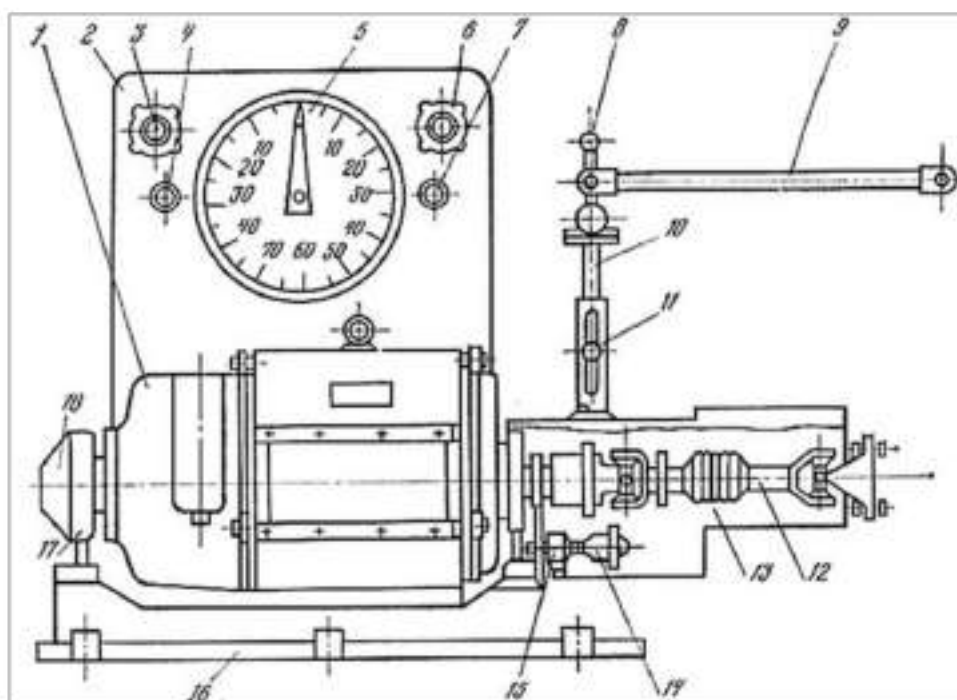


Рисунок 4.1 – Схема випробувального стенду СТУ-45:

1 – балансірна електромашина; 2 – пульт контрольних приладів; 3 – вимірювач електротахометра; 4 – термометр для води; 5 – циферблат вагового механізму; 6 – манометр; 7 – термометр для масла; 8 – важіль управління подачею палива; 9 – тяга важеля; 10 – рухлива колонка; 11 – затискний болт; 12 – карданний вал; 13 – захисний кожух; 14 – датчик електротахометра; 15 – привід тахометра; 16 – монтажна плита; 17 – задня стійка 18 – кришка

4.2 Вимірювання витрат картерних газів двигуна

Вимірювання витрати картерних газів проводилося на працюючому двигуні або на випробувальному стенді. Випробування на стенді дозволяли змінювати як частоту обертання колінвала двигуна, так і змінювати навантаження гальмівною установкою стенду. Схема підключення газового витратоміра показана на рис. 4.2.

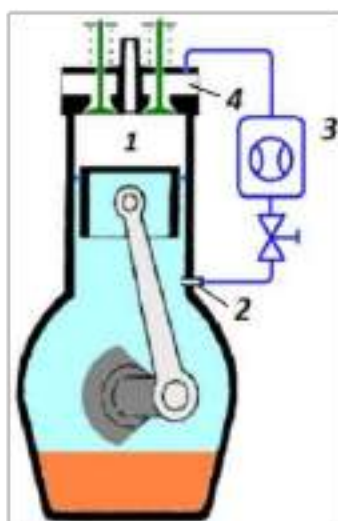


Рисунок 4.2 – Схема вимірювання витрати картерних газів двигуна:

1 – двигун; 2 – патрубок відведення картерних газів; 3 – газовий лічильник NPM-G4;
4 – впускний колектор.

Процес вимірювання виконувався так (рис. 4.2):

1. З патрубка 2 відведення картерних газів двигуна видалявся шланг відведення газів.
2. До патрубка 2 підключався шланг з газовим лічильником 3 вихід з якого підключається до впускного колектора 4 замість віддаленого шланга.
3. Після запуску та прогріву двигуна 1 встановлюється необхідний режим роботи двигуна.
4. Вимірюється об'єм ΔV (л) газу, що проходить, газовим витратоміром (газовий лічильник Газдевайс NPM-G4) за певний інтервал часу Δt (с).
5. Дані вимірювань реєструються і двигун переводиться на наступний режим роботи.
6. Роботи за пунктами 4 та 5 повторюються до завершення всіх вимірювань.

7. Двигун зупиняється і приводиться у вихідний стан.

8. За результатами вимірювань визначається витрата картерних газів $Q_{\text{кг}}$, л/хв для кожного режиму за формулою:

$$Q_{\text{кг}} = 60 \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (4.1)$$

4.3 Вимірювання витрати картерних газів двигуна та зміни тиску в закритому картері

Вимірювання витрати картерних газів на певному режимі роботи двигуна та реєстрація зміни тиску в картерному просторі на цьому ж режимі роботи двигуна проводився за методикою, яка відрізняється від викладеної в попередньому розділі. Система вимірювання включала не тільки визначення витрати картерних газів, а й реєстрацію тиску газу в картері двигуна. Схема підключення вимірювальної системи показана на рис. 4.3.

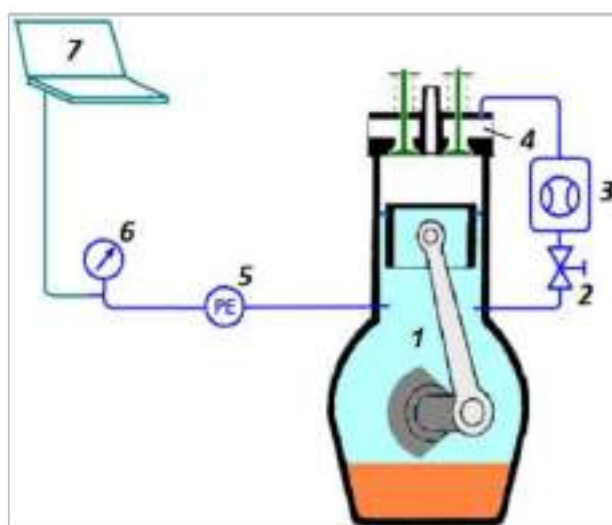


Рисунок 4.3 – Схема підключення обладнання для реєстрації витрати картерних газів двигуна та тиску в картерному просторі:

- 1 – картер двигуна; 2 – кран; 3 – газовий лічильник; 4 – впускний колектор;
5 – датчик тиску; 6 – манометр; 7 – система реєстрації

Процес проведення досліджень виконується так (рис. 4.3):

1. Вимірювальна система витрати газу та тиску в картерному просторі підк-

лючається до патрубку відведення газів з картера.

2. Кран 2 переводиться на положення «відкритий».

3. Включається система реєстрації 7 та переводиться в режим готовності.

4. Після запуску та прогріву двигуна встановлюється необхідний режим роботи двигуна.

5. Вимірюється об'єм ΔV (л) газу, що проходить газовим витратоміром 3 (газовий лічильник Газдевайс NPM-G4) за певний інтервал часу Δt (с).

6. Включається режим запису системою 7 реєстрації тиску в картері датчиком тиску 5 (ManoverMR-4216-3829) і перекривається кран відведення газів з 2 картера.

7. Тиск у картері контролюється манометром 6 (ММП-60) і при досягненні надлишкового тиску 17...20 кПа (130...150 мм рт. ст.) відкривається кран 2.

8. Зупиняється запис тиску та часу системою вимірювання 7 та зареєстровані дані зберігаються у файл.

9. Двигун переводиться на наступний режим роботи.

10. Дії пунктів 5...9 повторюються до завершення всіх вимірів.

11. Двигун зупиняється і приводиться у вихідний стан.

12. Результати вимірювань витрати картерних газів $Q_{\text{кг}}$ для кожного режиму записані у файл, обробляються в електронних таблицях Excel.

4.4 Результати вимірювання витрати картерних газів

Отримані дані вимірів витрати картерних газів двигуна Д-240 при випробуванні на стенді на режимах холостого ходу наведено в таблиці 4.1 і результати їх опрацювання представлені на рис. 4.4 у вигляді залежності зміни витрат картерних газів від частоти обертання колінвалу на режимі холостого ходу.

Як впливає з наведених даних, збільшення частоти обертання призводить до зростання витрати картерних газів. При зміні частоти обертання від 700 хв^{-1} до 2300 хв^{-1} витрата картерних газів збільшується з 18,3 л/хв до 125,6 л/хв або в 6,9 раза. Витрата картерних газів на режимі холостого ходу при номінальній частоті обертання перевищує значення для граничного зношування ЦПГ ($125,6 > 100$) відповідно до нормативних значень для двигуна Д-240, що дозволяє віднести двигун Д-240 до гру-

пи граничного зношування ЦПГ.

Таблиця 4.1 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 на режимах холостого ходу

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л	Витрата газу, л/хв
700	0	27	328,72	100	18,3
1000	0	35	218,58	100	27,4
1400	0	40	83,92	100	71,5
1800	0	45	55,13	100	108,8
2000	0	50	52,22	100	114,9
2200	0	50	48,71	100	123,2
2300	0	50	47,77	100	125,6

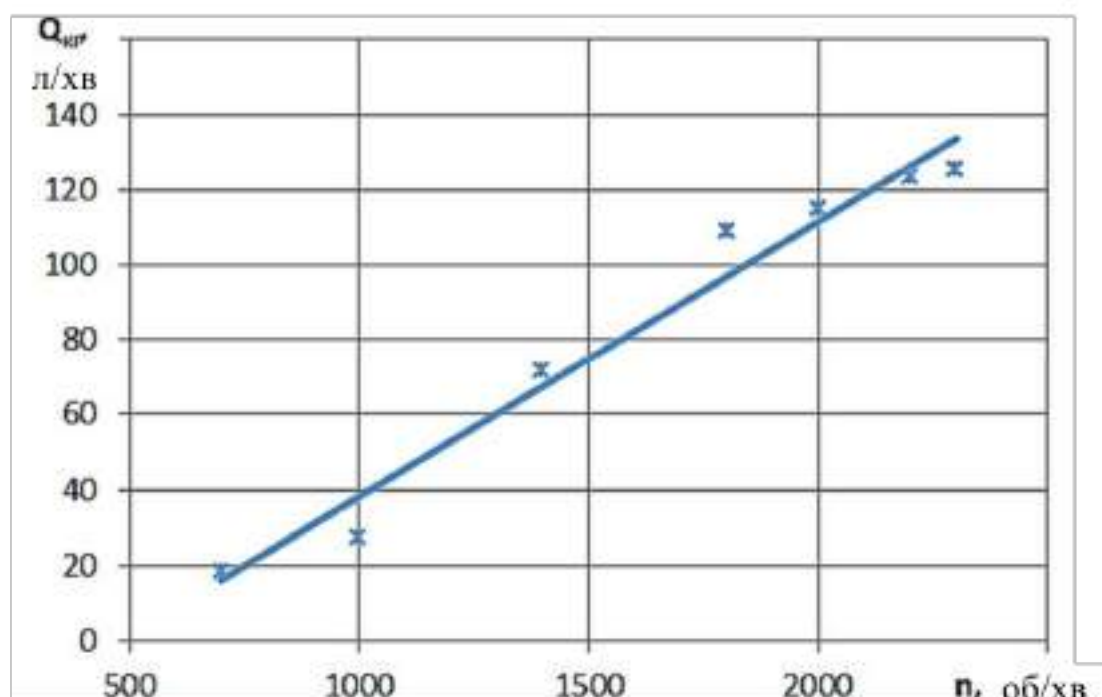


Рисунок 4.4 – Залежність зміни витрати картерних газів від частоти обертання валу двигуна Д-240 на режимі холостого ходу.

Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 при випробуванні на стенді на номінальній частоті обертання колінвалау при зміні навантаження двигуна наведені в таблиці 4.2 та на рис. 4.5 у вигляді залежності зміни витрати картерних газів від крутного моменту двигуна.

Таблиця 4.2 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 при різних навантаженнях на номінальній частоті обертання

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л	Витрата газу, л/хв
2200	0	50	48,71	100	123,2
2200	70,22	40	47,78	100	125,6
2200	105,32	50	48,03	100	124,9
2200	140,43	55	48,91	100	122,7
2200	175,54	60	50,86	100	118,0
2200	210,65	70	50,39	100	119,1
2200	245,75	75	49,73	100	120,7

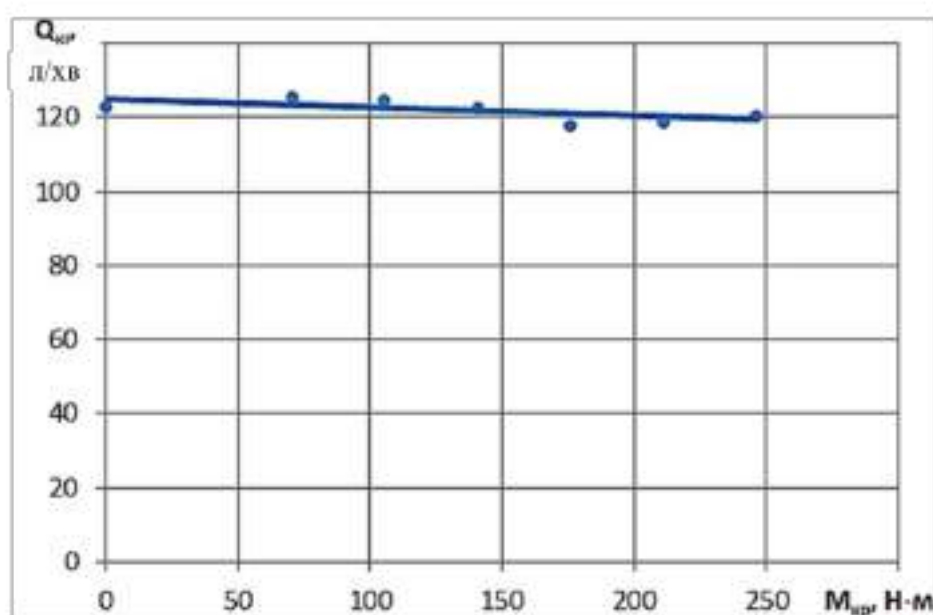


Рисунок 4.5 – Залежність зміни витрати картерних газів від крутного моменту при частоті обертання колін валу 2200 хв⁻¹ двигуна Д-240

Як впливає з представлених даних, збільшення навантаження двигуна не призводить до суттєвої зміни витрат картерних газів. При зміні крутного моменту від 0 до 246 Нм витрата картерних газів незначно знижується зі 123,2 л/хв до 120,7 л/хв або на 2 %.

Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 при випробуванні на стенді на частоті обертання колінвалу 2000 хв⁻¹ при зміні навантаження двигуна наведені в таблиці 4.3 та на рис. 4.6 у вигляді залежності зміни витрати картерних газів від крутного моменту двигуна.

Таблиця 4.3 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 при різних навантаженнях на номінальній частоті обертання

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л	Витрата газу, л/хв
2000	0	50	52,22	100	114,9
2000	70,22	63	52,00	100	115,4
2000	105,32	60	50,21	100	119,5
2000	140,43	60	51,37	100	116,8
2000	175,54	65	52,19	100	115,0
2000	210,65	70	52,80	100	113,6
2000	224,69	75	53,88	100	111,4

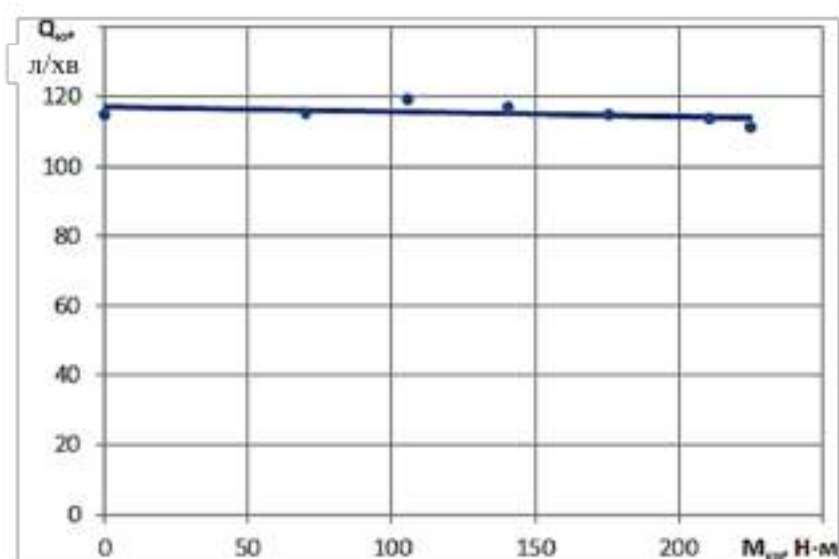


Рисунок 4.6 – Залежність зміни витрати картерних газів від крутного моменту при частоті обертання валу 2000 хв⁻¹ двигуна Д-240

Як випливає з представлених даних, збільшення навантаження двигуна не призводить до суттєвої зміни витрат картерних газів. При зміні крутного моменту від 0 до 225 Нм витрата картерних газів незначно знижується з 114,9 л/хв до 111,4 л/хв або на 3 %.

Отримані дані вимірів витрати картерних газів двигуна Д-240 при випробуванні на режимах холостого ходу наведено у таблиці 4.4 і результати їх опрацювання представлені на рис. 4.7 у вигляді залежності зміни витрати картерних газів від частоти обертання колінвала на режимі холостого ходу.

Таблиця 4.4 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-240 на режимах холостого ходу

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л	Витрата газу, л/хв
700	0	27	60	29	29,0
1000	0	35	60	30	30,0
1400	0	40	60	37	37,0
1800	0	45	60	46	46,0
2200	0	50	60	55	55,0
2350	0	50	60	58	58,0

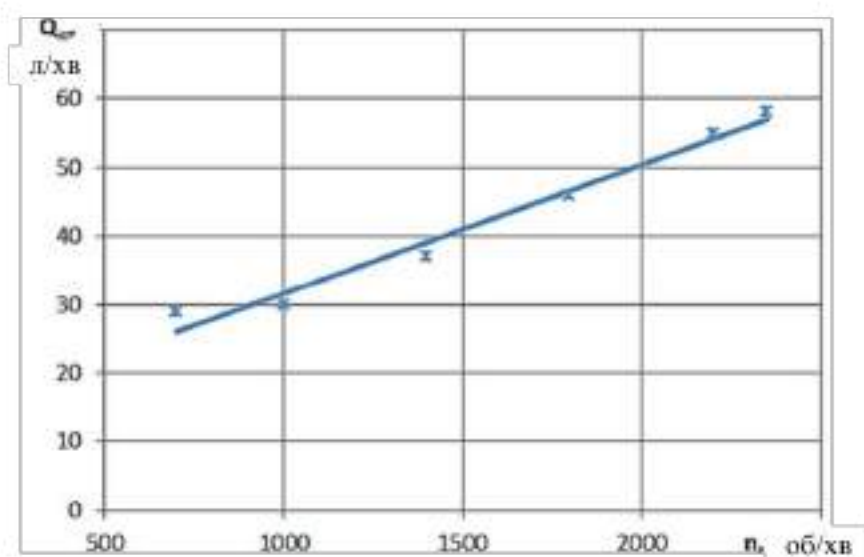


Рисунок 4.7 – Залежність зміни витрати картерних газів від частоти обертання валу двигуна Д-240 на режимі холостого ходу

Як впливає з наведених даних, збільшення частоти обертання призводить до зростання витрати картерних газів. При зміні частоти обертання від 700 хв^{-1} до 2350 хв^{-1} витрата картерних газів збільшується з 29 л/хв до 58 л/хв або в 2 рази. Витрата картерних газів на режимі холостого ходу при номінальній частоті обертання має значення на рівні допустимого зношування ЦПГ ($58 < 70$) відповідно до нормативних значень для двигуна Д-240, що дозволяє віднести двигун Д-240 до групи допустимого зношування ЦПГ.

Отримані дані вимірів витрати картерних газів двигуна Д-243 при випробуванні на стенді на режимах холостого ходу наведено в таблиці 4.5 і результати їх опрацювання представлені на рис. 4.8 у вигляді залежності зміни витрат картерних

газів від частоти обертання колінвалу на режимі холостого ходу.

Таблиця 4.5 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-243 на режимах холостого ходу

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л*	Витрата газу, л/хв
800	0	85	60	22	22,0
1000	0	85	60	(23+24)/2	23,5
1200	0	83	60	25	25,0
1400	0	80	60	(25+26)/2	25,5
1600	0	80	60	26	26,0
1800	0	80	60	27	27,0
2000	0	80	60	(28+29)/2	28,5
2200	0	80	60	(32+33)/2	32,5
2350	0	77	60	35	35,0

* - наведено результати отриманого об'єму за двома вимірами

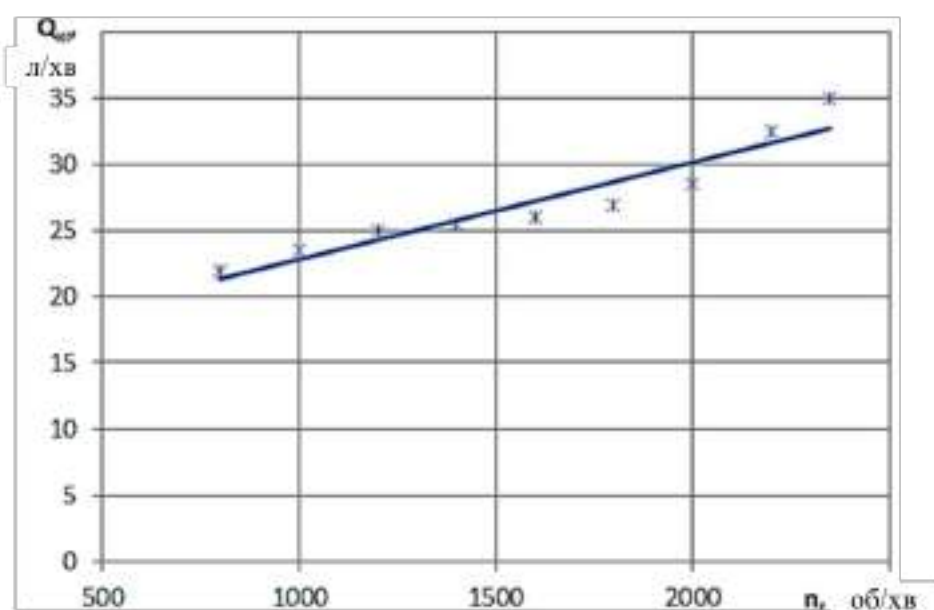


Рисунок 4.8 – Залежність зміни витрати картерних газів від частоти обертання колінвалу двигуна Д-243 на режимі холостого ходу

Як впливає з наведених даних, збільшення частоти обертання призводить до зростання витрати картерних газів. При зміні частоти обертання від 800 хв⁻¹ до 2350 хв⁻¹ витрата картерних газів збільшується з 22 л/хв до 35 л/хв або в 16 раз. Витрата картерних газів на режимі холостого ходу при номінальній частоті обертання має

значення на рівні нормального зносу ЦПГ (35 л/хв) відповідно до нормативних значеннями для двигунів типу Д-240, що дозволяє віднести двигун Д-243 до групи нормального зношування ЦПГ.

Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-243 при випробуванні на стенді на частоті обертання колінвалу 2200 хв^{-1} при зміні навантаження двигуна наведені в таблиці 4.6 та на рис. 4.9 у вигляді залежності зміни витрати картерних газів від крутного моменту двигуна.

Таблиця 4.6 – Результати вимірювань витрати картерних газів двигуна Д-243 на номінальній частоті обертання при різному навантаженні

Частота обертання, об/хв	Крутний момент, Н·м	Температура ОР, °С	Час виміру, с	Об'єм газу, л	Витрата газу, л/хв
2200	0	80	60	(32+33)/2	32,5
2200	70,22	80	60	33	33,0
2200	105,32	80	60	36	36,0
2200	140,43	80	60	35	35,0
2200	175,54	80	60	35	35,0
2200	222,50	83	60	37	37,0

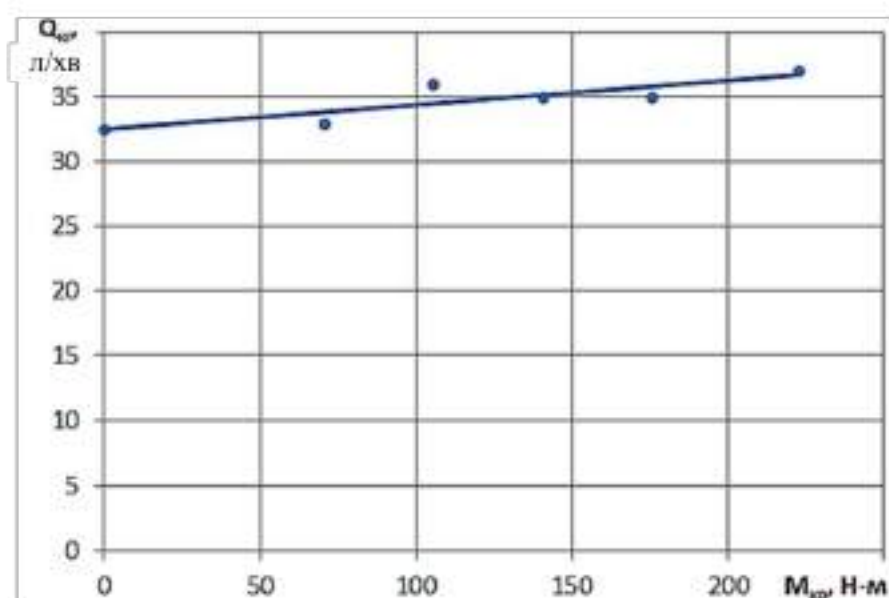


Рисунок 4.9 – Залежність зміни витрати картерних газів від крутного моменту при частоті обертання колінвалу 2200 хв^{-1} двигуна Д-243

Як випливає з представлених даних, збільшення навантаження двигуна не

призводить до суттєвої зміни витрат картерних газів. При зміні крутного моменту двигуна від 0 до 223 Нм витрата картерних газів збільшується з 32,5 л/хв до 37 л/хв або на 14 %.

4.5 Результати вимірювання тиску газів у закритому картері ДВЗ

Отримані дані вимірювання тиску газу в картері при різних частотах обертання колінвала двигуна Д-240 при випробуванні на стенді на режимах холостого ходу представлені на рис. 4.10 у вигляді залежності зміни тиску картерних газів за часом і результати їх опрацювання наведені в таблиці 4.12 при різних частотах обертання колінвала.

Як впливає з представлених даних, збільшення частоти обертання колінвала від 800 хв^{-1} до 2200 хв^{-1} призводить до збільшення швидкості наростання тиску $\Delta p / \Delta t$ від 0,727 до 4,943 кПа/с або в 6,8 раза. Розбіжність між виміряним та розрахованим значенням становлять від 6,6 до 7,8%.

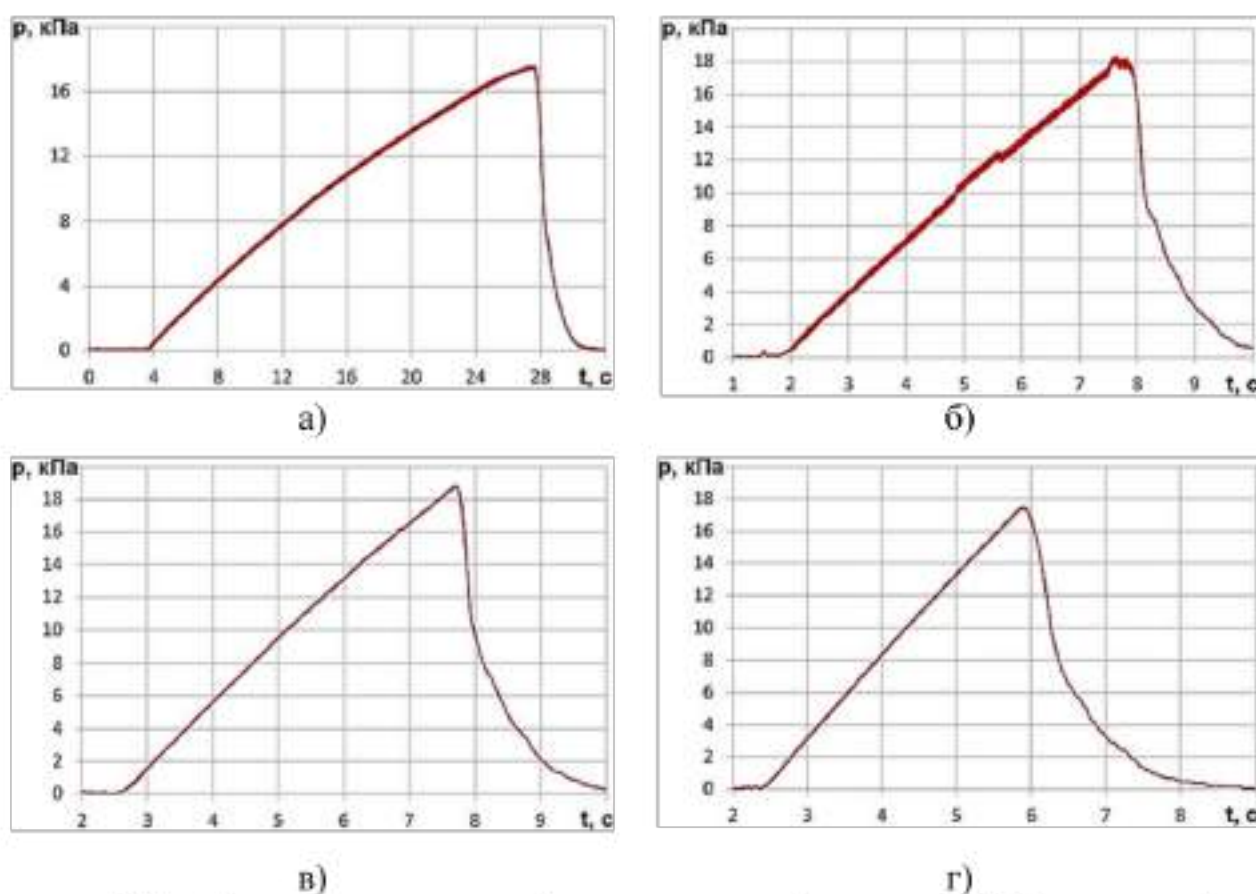


Рисунок 4.10 – Результати реєстрації тиску в картері двигуна Д-240 на режимі холостого ходу: а) $n = 800 \text{ хв}^{-1}$; б) $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$; в) $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$; г) $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$

Таблиця 4.12 – Результати обробки даних випробувань двигуна Д-240

Рисунок	4.7, а	4.7, б	4.7, в	4.7, г
Частота обертання валу, об/хв	800	1400	1800	2200
Збільшення тиску Δp , кПа	16,9	17,4	18,3	17,3
Час зростання тиску Δt , с	23,25	5,61	4,95	3,5
Швидкість наростання тиску $\Delta p/\Delta t$, кПа/с	0,727	3,102	3,697	4,943
Витрата картерних газів Q , л/хв:				
- виміряна	18	78	92	123
- розрахункова	19,3	83,2	99,2	132,6
Розбіжність витрат, %	7,3	6,6	7,8	7,8

Отримані дані вимірювань тиску газу в картері при різних частотах обертання колінвала двигуна Д-240 при випробуванні на режимах холостого ходу представлені на рис. 4.11 у вигляді залежності зміни тиску картерних газів за часом та результати їх опрацювання наведені в таблиці 4.13 на різних частотах обертання колінвала.

Як впливає з представлених даних, збільшення частоти обертання колінвала від 800 хв^{-1} до 2350 хв^{-1} призводить до збільшення швидкості наростання тиску $\Delta p/\Delta t$ від 1,352 до 2,222 кПа/с або в 1,6 раза. Розбіжність між вимірним та розрахованими значеннями становлять від 6,2 до 7,8%.

Таблиця 4.13 – Результати обробки даних випробувань двигуна Д-240

Рисунок	4.8, а	4.8, б	4.8, в	4.8, г	4.8, д
Частота обертання валу, об/хв	800	1400	1800	2200	2350
Збільшення тиску Δp , кПа	16,9	17,4	17,4	16,5	16,8
Час зростання тиску Δt , с	12,5	12	9	7,7	7,56
Швидкість наростання тиску $\Delta p/\Delta t$, кПа/с	1,352	1,450	1,933	2,143	2,222
Витрата картерних газів Q , л/хв:					
- виміряна	34	36	48	54	56
- розрахункова	36,1	38,8	51,7	57,4	59,5
Розбіжність витрат, %	6,2	7,7	7,8	6,3	6,3

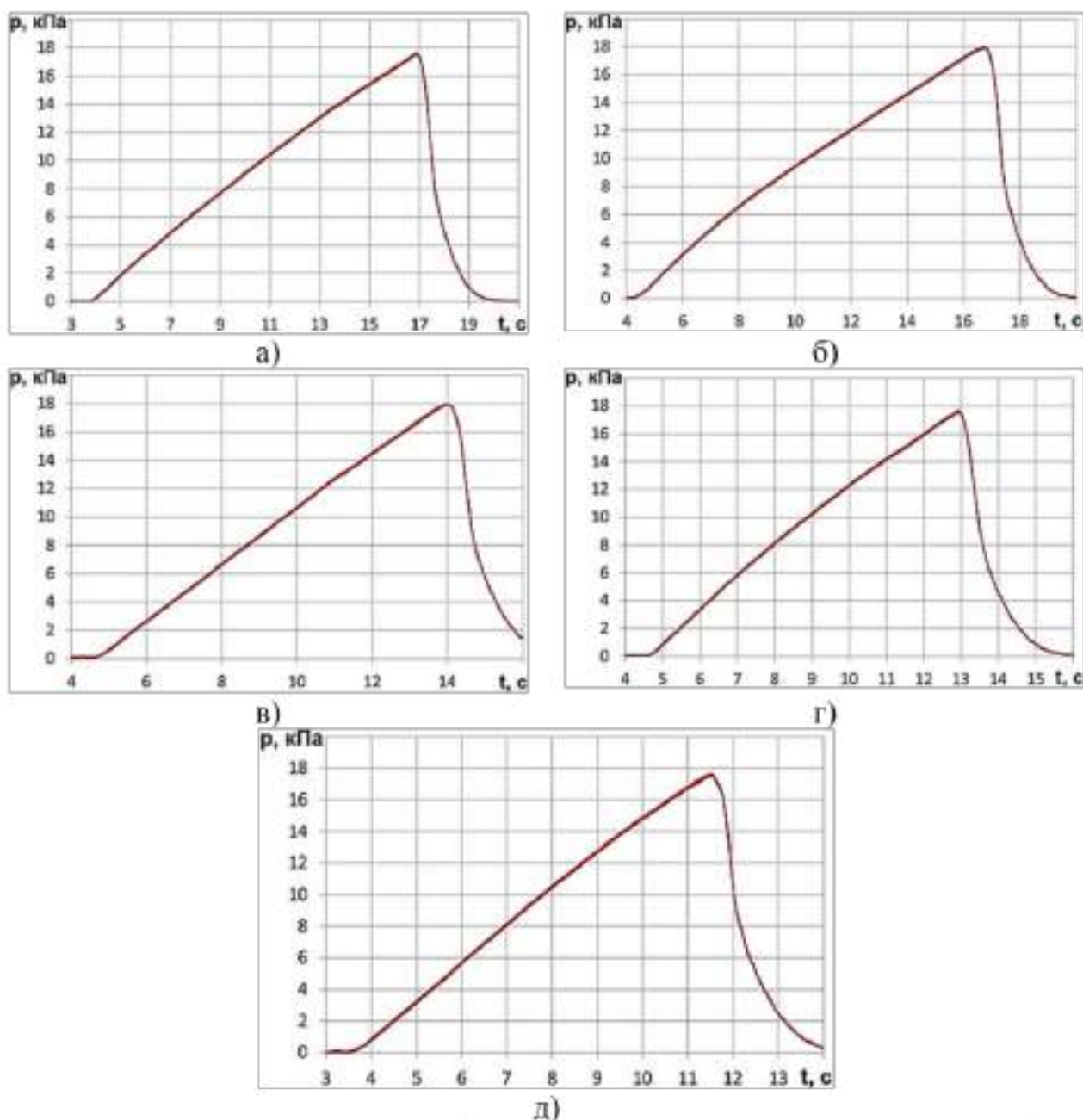


Рисунок 4.11 – Результати реєстрації тиску в картері двигуна Д-240 на режимі холостого ходу: а) $n = 800 \text{ хв}^{-1}$; б) $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$; в) $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$; г) $n = 2350 \text{ хв}^{-1}$

Отримані дані вимірювань тиску газу в картері при різних частотах обертання колінвала двигуна Д-243 при випробуванні на стенді на режимах холостого ходу представлені на рис. 4.12 при зміні частоти обертання від 800 до 1400 хв^{-1} і на рис. 4.13 при зміні частоти обертання від 1600 до 2200 хв^{-1} у вигляді залежності зміни тиску картерних газів за часом і результати їх опрацювання наведені в таблиці 4.14.

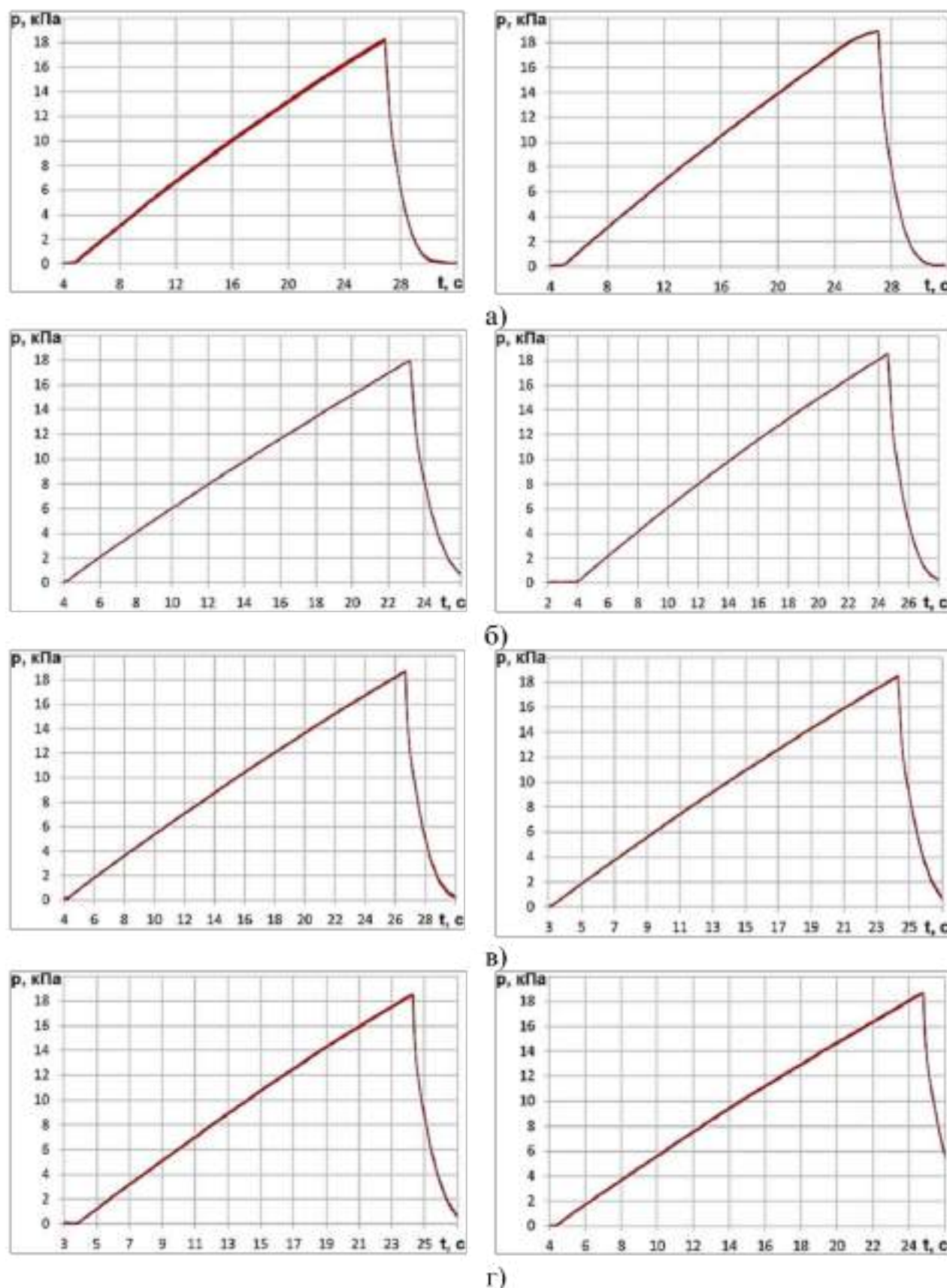


Рисунок 4.12 – Результати реєстрації тиску в картері двигуна Д-243 на режимі холодного ходу: а) $n = 800 \text{ хв}^{-1}$; б) $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$; в) $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$; г) $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$

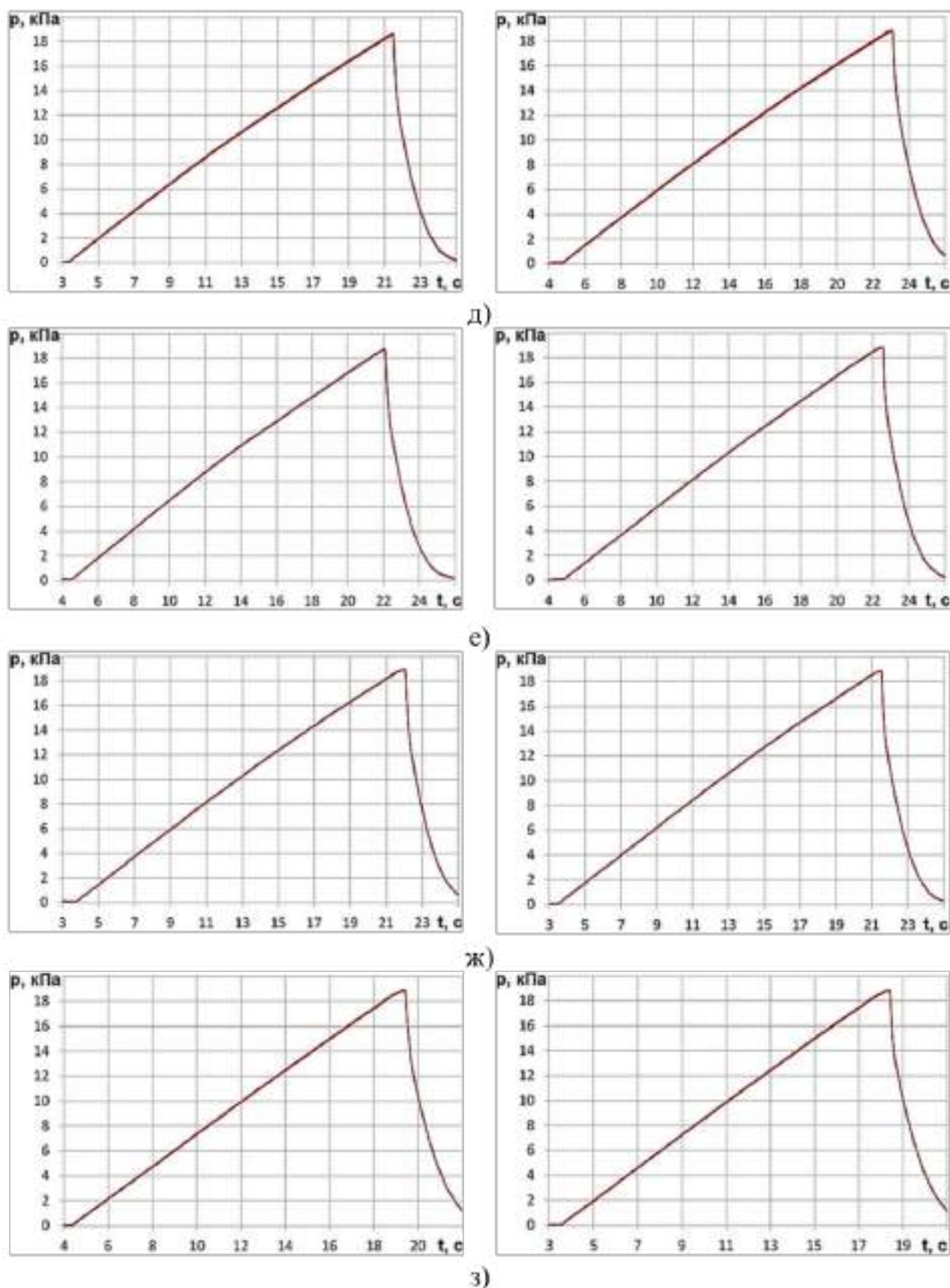


Рисунок 4.13 – Результати реєстрації тиску в картері двигуна Д-243 № 213436 на режимі холостого ходу:

д) $n = 1600 \text{ хв}^{-1}$; е) $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$; ж) $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$; з) $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$

Таблиця 4.14 – Результати опрацювання даних випробувань двигуна Д-243

Рисунок	4.10, д	4.10, е	4.10, ж	4.10, з
Частота обертання валу, об/хв	1600	1800	2000	2200
Збільшення тиску Δp , кПа	17,4	18,1	17,9	18,4
другий вимір	18,4	18,3	17,3	17,9
Час зростання тиску Δt , с	17	17	17	14,5
другий вимір	18	17	16,5	14
Швидкість наростання тиску $\Delta p/\Delta t$, кПа/с	1,024	1,065	1,053	1,269
другий вимір	1,022	1,076	1,048	1,279
Витрата картерних газів Q , л/хв:				
- вимірний	26	27	29	33
другий вимір	26	27	28	32
середнє значення	26	27	28,5	32,5
- розрахунковий	27,3	28,4	28,1	33,9
другий вимір	27,3	28,7	28,0	34,1
середнє значення	27,3	28,6	28,0	34,0
Розбіжність витрат, %	4,9	5,8	1,7	4,7

Як впливає з представлених даних, збільшення частоти обертання колінвала від 800 хв^{-1} до 2200 хв^{-1} призводить до збільшення швидкості наростання тиску $\Delta p/\Delta t$ від 0,862 до 1,274 кПа/с або в 1,5 рази. Розбіжність між вимірним та розрахованим значенням складає від 1,7 до 9,6%.

Результати аналізу представлених результатів досліджень представлено на рис. 4.14 у вигляді залежності витрати картерних газів $Q_{\text{кг}}$ від швидкості наростання тиску в картері $\Delta p/\Delta t$ після перекриття відводу картерних газів для даних вимірювань та розрахунків по розробленій методиці.

Подані дані показують, що розроблена методика розрахунку витрати картерних газів та зміни тиску в картері при перекритті відводу газів достовірно описує зміну тиску в картері та дозволяє прогнозувати витрату картерних газів з похибкою не більше 10%.

Отримана залежність витрати картерних газів $Q_{\text{кг}}$ від швидкості наростання тиску в картері $\Delta p/\Delta t$ дозволяє за вимірним значенням швидкості наростання тиску в картері оцінити величину витрати картерних газів.

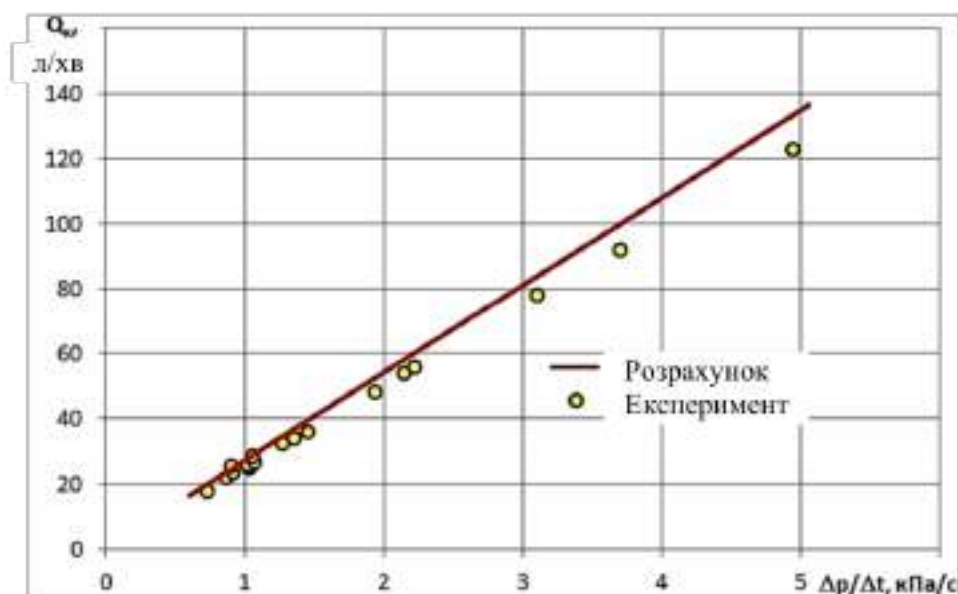


Рисунок 4.14 – Залежність витрат картерних газів $Q_{кг}$ від швидкості наростання тиску у картері $\Delta p/\Delta t$

Використовуючи цей взаємозв'язок та відомі нормативні значення витрати для двигуна Д-240 з нормальним зносом ЦПГ $Q_n = 28$ л/хв, для двигуна з допустимим зносом ЦПГ $Q_d = 68$ л/хв і для двигуна з граничним зносом $Q_p = 95$ л/хв можна отримати відповідні значення швидкості наростання тиску (dp/dt) як діагностичного показника:

- для нормального стану ЦПГ $(dp/dt)_n = 1,1$ кПа/с;
- для допустимого стану ЦПГ $(dp/dt)_d = 2,5$ кПа/с;
- для граничного стану ЦПГ $(dp/dt)_p = 3,5$ кПа/с.



Рисунок 4.15 – Зображення зон різного технічного стану ЦПГ двигуна відносно витрат картерних газів $Q_{кг}$ або за швидкістю наростання тиску в картері dp/dt

Отримані граничні значення діагностичного показника (dp/dt) та його взаємозв'язок із витратою картерного газу дозволяють визначити зони різних технічних станів ЦПГ двигунів, як показано на рис. 4.15.

Наведена на рис. 4.15 діаграма оцінки технічного стану ЦПГ дозволяє визначити межі для кожної зони у двигунів Д-240 та Д-243/245:

- двигун із нормальним станом ЦПГ ($dp/dt < 2,5$ кПа/с;
- двигун із допустимим станом ЦПГ $2,5 \leq (dp/dt) < 3,5$ кПа/с;
- двигун із граничним станом ЦПГ ($dp/dt \geq 3,5$ кПа/с.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЮ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ КАРТЕРНИХ ГАЗІВ

У цьому розділі подано розрахунок річної економії від заходів, проведених у цьому дослідженні з розрахунку на один вантажний автомобіль. Вихідні дані до розрахунку подано у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

Показники	Од. змін.	Умовне позначення	Значення
Одноразові витрати	грн.	K	65000
Чисельність механіків	чол.	N_m	1
Чисельність ремонтних робітників	чол.	$N_{p.p.}$	2
Чисельність ІТП	чол.	N_{ITP}	2
Чисельність допоміжних робітників	чол.	$N_{доп.}$	4
Річне завантаження двигуна	мото·год.	$L_{загал}$	1000

Одноразові витрати виходять за рахунок розробки та встановлення пристрою оцінки технічного стану ЦПГ двигуна, який забезпечує безперервну діагностику та контроль без зупинки техніки. Перелік обладнання подано у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 - Перелік обладнання в одиничному екземплярі

№	Найменування деталі	Кількість, прим.	Сума, грн
1	Корпус пристрою (виготовлення та матеріали)	1	50000
2	Електромагнітний клапан	1	2000
3	Датчик температури	1	500
4	Датчик тиску	1	700
5	Блок керування пристрою	1	9000
6	Запобіжний клапан	1	500
7	Разом	-	62700

Загальна вартість основних компонентів обладнання складе 62 700 грн., враховуючи електропроводку, і монтаж та налаштування системи, приймемо обсяг одноразових витрат рівним 65 000 грн.

5.1 Методика розрахунку

Оскільки заходи характеризуються стабільністю техніко-економічних показників за роками розрахункового періоду, розрахунок економічного ефекту проводимо за формулою:

$$E_T = 3_{Г. баз.} - 3_{Г. проект.} \quad (5.1)$$

де $3_{Г.}$ – постійні за роками витрати.

При модернізації двигуна було встановлено пристрій оцінки технічного стану ЦПГ двигуна, використання якого дозволяє проводити оцінку технічного стану ЦПГ двигуна в процесі експлуатації машини без її відриву від робіт, що виконуються, що не тільки знижує експлуатаційні витрати, але і за наявності реєстрації результатів діагностування в процесі експлуатації дозволяє здійснювати прогнозування технічного стану під час обробки результатів реєстрації.

На підставі розрахунків застосування запропонованого обладнання витрати на ПММ, за рахунок підвищення зниження холостих пробігів автомобіля при несправностях ЦПГ дизельного двигуна, знижуються в середньому на 10%.

Річні поточні витрати визначаємо за формулою

$$I_p = \Phi ОП + 3_{ПММ} + 3_{ТОР} + П_p, \quad (5.2)$$

де $\Phi ОП$ – витрати на оплату праці інженерів, механізаторів і ремонтних робітників, грн.

$3_{ПММ}$ – витрати на пально-мастильні матеріали, грн.

$3_{ТОР}$ – витрати на ТО і ремонт рухомого складу, грн.

$П_p$ – інші витрати, приймаємо рівними 5% від суми всіх витрат, грн.

5.2 Розрахунок оплати праці

Денну заробітну плату обчислюємо за формулою:

$$ЗП = ЗПО + ЗПД + (ЗПО + ЗПД) \cdot 0,3, \quad (5.3)$$

де $ЗПО$ – основна заробітна плата водія, грн.;

$ЗПД$ – додаткова заробітна плата, враховує надбавки та доплати, приймаємо рівною 25% від основної заробітної плати, грн.;

0,3 – коефіцієнт, що враховує витрати на соціальне страхування.

Основну зарплату за зміну розраховуємо за формулою:

$$ЗП = (ТН + ТЗП + ТМЕД) С + П, \quad (5.4)$$

де $ТН$ – нормативний час на встановлене змінне завдання, год, $ТН = 8$ год;

$ТЗП$ – підготовчо-заклучний час на зміну, $ТЗП = 0,3$ год;

$ТМЕД$ – час передрейсового медогляду, $ТМЕД = 5$ хв = 0,083 год;

$С$ – середня годинна тарифна ставка механізатора, $С = 245$ грн.

$П$ – премія за виконання нормованих завдань і інших встановлених показників преміювання, становить 30%, грн.

Заробітна плата та фонд оплати праці механіків становлять:

$$ЗПО = ((8 + 0,3 + 0,083) \cdot 245) 1,30 = 2670 \text{ грн.}$$

$$ЗПД = 2670 \cdot 0,25 = 668 \text{ грн.}$$

$$ЗПСМ = 2670 + 668 + (2670 + 668) \cdot 0,3 = 4340 \text{ грн.}$$

Річний фонд оплати праці механіків визначимо із співвідношення:

$$ФОП = ЗПСМ \cdot Др \cdot N_B, \quad (5.5)$$

де $Др$ – днів роботи в році на 1 механіка, $Др = 247$ днів;

N_B – чисельність механізаторів, $N_B = 1$ людина.

Підставивши значення у формулу (5.5), отримаємо річний фонд оплати праці

$$ФОП = 4340 \cdot 247 \cdot 1 = 1071980 \text{ грн.}$$

Розрахунок заробітної плати ремонтних робітників.

Денну заробітну плату ремонтних робітників обчислюємо за формулою (5.4).

Основну заробітну плату за зміну розраховуємо за формулою:

$$ЗП_0 = ТН \cdot С, \quad (5.6)$$

де $ТН$ – нормативний час на встановлене змінне завдання, год, $ТН = 7$ год;

$С$ – годинна тарифна ставка ремонтного робочого VI розряду, $С = 230$ грн.

Заробітна плата та фонд оплати праці ремонтних робітників становлять:

$$П_0 = 230 \cdot 7 = 1610 \text{ грн.}$$

$$ЗПД = 1610 \cdot 0,25 = 403 \text{ грн.}$$

$$ЗПСМ = 1610 + 403 + (1610 + 403) \cdot 0,3 = 2617 \text{ грн.}$$

Річний фонд оплати праці ремонтників визначимо з виразу:

$$\Phi ОП_{pp} = ЗПСМ \cdot Др \cdot N_{p.p.}, \quad (5.7)$$

де $Др$ – днів роботи в році на 1 ремонтного робітника, $Др = 247$ днів;

$N_{p.p.}$ – чисельність ремонтних робітників, $N_{p.p.}^{баз} = 2$ особи;

$$\Phi ОП_{pp} = 2617 \cdot 247 \cdot 2 = 1292798 \text{ грн.}$$

Розрахунок заробітної плати інженерно-технічних працівників та допоміжного персоналу.

Денну заробітну плату обчислюємо за формулою (5.3). Основну заробітну плату за зміну розраховуємо за формулою (5.6), годинну тарифну ставку приймаємо рівною 290 грн.

Заробітна плата та фонд оплати праці ІТП становлять:

$$ЗПО = 290 \cdot 7 = 2030 \text{ грн.}$$

$$ЗПД = 2030 \cdot 0,25 = 508 \text{ грн.}$$

$ЗПСМ = 2030 + 508 + (2030 + 508) \cdot 0,3 = 3300$ грн. Річний фонд оплати праці ІТП визначимо з виразу (5.7), чисельність ІТП та допоміжний персонал становить $N_{ІТР} = 6$ осіб;

$$\Phi ОП_{ІТР} = 3300 \cdot 247 \cdot 6 = 4890600 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок річної економії

Отримаємо наступну річну економію від проведених заходів:

$$E_T = 4403992 - 4328261 = 75732 \text{ грн.}$$

Велику роль відіграє наявність однотипних автомобілів. Прийmemo 25 одиниць і якщо на них встановити пропонований пристрій, то економічний ефект вийде:

$$E_{парк} = 25 \cdot 75732 = 1893300 \text{ грн.}$$

5.4 Розрахунок терміну окупності

Термін окупності визначимо за формулою [81, 82, 111]:

$$T_{ок} = K/ET, \quad (5.18)$$

де ET - економічний ефект від проведених заходів, грн.

Підставимо значення у формулу і отримуємо:

$$T_{ок} = 65000 / 75732 = 0,9 \text{ р.}$$

Отже, наші одноразові витрати цілком виправдані. Отримані результати розрахунків зведено в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Результати економічного розрахунку

№	Найменування показника	Значення	
		Базовий варіант	Проектований варіант
1	Одноразові витрати, грн.	-	65 000
3	Фонд оплати праці механіків, грн.	1071980	1071980
4	Фонд оплати праці ремонтних робітників, грн.	1292798	1292798
5	Фонд оплати праці інженерно-технічних працівників та допоміжного персоналу, грн.	489600	489600
6	Витрати на паливо, грн.	116850	1051245
7	Витрати на мастильні матеріали, грн.	11685	105125
8	Витрати на технічне обслуговування та ремонт, грн.	55000	49500
9	Витрати річні, грн.	4 403 992	4 263 261
10	Загальні витрати, грн.	4 403 992	4 328 261
11	Річна економія з одного автомобіля, грн.	-	75 732
12	Річна економія з парку автомобілів (25 од), грн.	-	1 893 300
13	Термін окупності, років	-	0,9

Висновок

1. Аналіз відомих способів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи двигуна на можливість їх використання для безперервного контролю в процесі експлуатації показав доцільність використання як діагностичного параметра витрати картерних газів.

2. Результати розрахунку для двигуна Д-243 на різних режимах роботи та з різним зносом ЦПГ показали:

- збільшення навантаження і частоти обертання призводить до збільшення витрати картерних газів, і при збільшенні навантаження від 0 до 100% витрата збільшується на 25%, а при збільшенні частоти обертання колінвала від 800 до 2400 хв^{-1} витрата збільшується в 1,8 рази при нормальному зносі, в 2,4 рази при допустимому зносі та в 2,6 рази при граничному зносі;

- для діагностування стану ЦПГ краще використовувати режим холостого ходу при номінальній або максимальній частоті обертання, який може бути простіше реалізований на двигуні в процесі експлуатації та має більшу чутливість до технічного стану ЦПГ;

- час досягнення тиску в картері двигуна під час його роботи на режимі холостого ходу при частоті обертання 2200 хв^{-1} з моменту перекриття відводу газів досягає тиску 120 кПа при нормальному зносі через $18 \pm 0,55$ с, при допустимому зносі – $7 \pm 0,25$ с та при граничному зносі – $4 \pm 0,38$ с. Кожен наступний якісний показник (час наростання тиску до 120 кПа) відрізняється від найближчого майже в 1,5 рази і більше за можливої похибки менше $\pm 10\%$, що дозволяє робити оцінку технічного стану з задовільною достовірністю.

3. Проведені дослідження для двигунів типу Д-243 з різним ступенем зносу ЦПГ на різних режимах роботи показали:

- правомірність використання розробленої методики та програми розрахунку для оцінки витрати картерних газів для двигунів з різним зносом ЦПГ;

- як діагностичний режим краще використовувати режим холостого ходу при номінальній частоті обертання або максимальних оборотів холостого ходу, які

можуть бути отримані на машині з працюючим двигуном без спеціальних пристроїв;

- розроблена методика оцінки витрати картерних газів відносно зміни тиску в картері при перекритті відведення газу достовірно описує зміну тиску в картері та дозволяє прогнозувати витрату картерних газів з похибкою не більше 10%;

- швидкість наростання тиску може бути використана як діагностичний параметр оцінки технічного стану ЦПГ для двигунів типу Д-243, при цьому граничні значення швидкості наростання тиску становлять для нормального стану ЦПГ 1,1 кПа/с; для допустимого стану ЦПГ 2,5 кПа/сек і для граничного стану ЦПГ 3,5 кПа/сек.

Список використаних джерел

1. Ashley S. Testing vehicle inertia. *Mechanical Engineering*. 1995. №117. P.17-19.
2. Barelli L, Bidini G, Buratti C, Mariani R. Diagnosis of internal combustion engine through vibration and acoustic pressure non-intrusive measurements. *ApplThermEng*. 2009. P. 29.
3. Bay Ö.F, Bayir R.A. fault diagnosis of engine starting system via starter motors using fuzzy logic algorithm. *Gazi University Journal of Science*. 2011. P. 24(3). S. 437–449.
4. Bayir R, Bay Ö.F. Serial wound starter motor faults diagnosis using artificial neural network. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics 2004. ICM'04*. 2004, P. 2. S. 194–199.
5. Caban J., Drożdżiel P., Ignaciuk P., Kordos P. Analysis of the effect of the fuel dose on selected parameters of the diesel engine start-up process. *Transportation Research Procedia*. 2019. P 40. S. 647–654.
6. Delvecchio S., Bonfiglio P., Pompoli F. Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. P. 99. S. 661–683.
7. Grajales J.A., Quintero H.F., López J.F., Romero C.A., Henao E., Cardona O. Engine diagnosis based on vibration analysis using different fuel blends. *Diagnostyka*. 2017; P. 18(4) S. 27–36.
8. Hecker F., Hahn H. Mathematical Modeling and Parameter Identification of a Planar Servo-Pneumatic Test Facility. *Nonlinear Dynamics*. 1997. №14. P. 269-277.
9. Hudec J., Šarkan B., Czodörová R. Examination of the results of the vehicles technical inspections in relation to the average age of vehicles in selected EU states. *Transportation Research Procedia*. 2021. P. 55. S. 2–9.
10. Kim H-W, Lee S-K. Diagnosis of engine misfiring based on the adaptive line enhancer. *IFAC Proceedings Volumes. IFAC*. 2008. P. 41. S. 85–89.

11. Mani M.V., Chandramohan G., Rudramoorthy R., Senthil K.M., Ashok K.L. Experimental analysis of faults of automobile starting. *Journal of Advances in Vehicle Engineering*. 2016. №2(2). S. 124–132.
12. Pszczółkowski J. Multidimensional engine starting characteristics. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 2010. P. 17(3). S. 385–92.
13. Robertson D.C., Camps O.I., Mayer J.S., Gish W.B. Wavelets and electromagnetic power system transients. *IEEE Trans Power Delivery*. 1996. P. 11.
14. Wu J.D, Liu C.H. An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network. *Expert SystAppl*. 2009. P. 36 S. 4278–4286.
15. Xiao G.F., Qiao X.Q., Huang Z., Chen Z.P. Improvement of startability of direct-injection diesel engines by oxygen-enriched intake air. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2007. P. 221(11). S. 1453–1465.
16. Барановський В. М., Спірін А. В., Полевода Ю. А., Твердохліб І. В. Роль і місце технічного діагностування в системі технічної експлуатації автомобілів в сільському господарстві. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця, 2018. Випуск 1 (100). С. 24-28.
17. Гунько І. В. Гуцаленко О. В. Транспорт – актуальні проблеми та сьогодення. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця, 2015. Випуск 2 (90). С. 98-103.
18. Borysiuk D., Spirin A., Trukhanska O., Shvets L., Zelinsky V. Mathematical model of a wheeled tractor steering axle as an object of diagnostics. *TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin–Rzeszow, 2017. Vol.17, No1, P. 41-48.
19. Spirin A., Baranovsky V. Matematical model of diagnostication of fuel apparatus of automotive diesels. *Scientific journal innovative solutions in modern science*. 2018. №2 (21). P. 33–46.
20. Борисюк Д. В., Яцковський В. І. Методи та засоби діагностування тракторів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2015. № 1 (89). т. 2. С. 16-20.

21. Анісімов В. Ф., Борисюк Д. В., Черкевич О. В. Системи діагностування сільськогосподарських тракторів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. № 2 (94). С. 34-36.
22. Біліченко В. В., Романюк О. Н., Яцковський В. І., Борисюк Д. В. Монтаж акселерометрів при віброакустичному діагностуванні машин і механізмів. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2017. № 2 (97). С. 52-55.
23. Гунько І. В., Спірін А. В., Холодюк О.В. Надійність систем та обґрунтування інженерних рішень. Вінниця : ВНАУ. 2006. 76 с.
24. Борисюк Д. В. Фірмове обслуговування автомобілів. Практикум (для студентів спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт»). Частина 1. Вінниця : ІРВЦ ВНТУ, 2022. 207 с.
25. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія ТО і ПР. Вінниця : ВНТУ, 2022. 225 с.
26. Біліченко В. В., Борисюк Д. В. Значення технічного діагностування тракторів і автомобілів в сільському господарстві. *XLVI-а наук.-техн. конф. фак.-ту машинобудування та транспорту ВНТУ, м. Вінниця, 27-28 березня 2017 р. : тези доповіді*. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt2017/paper/view/1764/2362> (дата звернення: 12.04.2018).
27. Борисюк Д. В. Фірмове обслуговування автомобілів. Практикум (для студентів спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт»). Частина 2. Вінниця : ІРВЦ ВНТУ, 2022. 221 с.
28. Борисюк Д. В. Перспективи розвитку методів і засобів діагностування сільськогосподарських тракторів. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : Х-а Міжн. наук.-практ. конф., м. Вінниця, 23-25 жовтня 2017 р.: тези доповіді*. Вінниця, 2017. С. 138-142.
29. Борисюк Д. В., Зелінський В. Й. Фірмове обслуговування автомобілів. Методичні вказівки для виконання самостійної роботи (студентам спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт»). Частина 1. Вінниця : ІРВЦ ВНТУ, 2022. 50 с.
30. Біліченко В. В., Борисюк Д. В. Методи віброакустичного діагностування технічного стану вузлів і агрегатів машин. *Проблеми довговічності матеріалів, по-*

криттів та конструкцій : VI-а Міжн. конф., м. Вінниця, 13-15 вересня 2018 р.: тези доповіді. Вінниця: ВНТУ, 2018. С. 34-36.

31. Рябошапка В.Б. Розрахунок та порівняння кривих тепловиділення тракторного дизеля при роботі на дизельному паливі та біопаливі за допомогою нової математичної моделі. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця 2015. №3 (92). С 89-94.

32. Борисюк Д. В., Зелінський В. Й. Фірмове обслуговування автомобілів. Методичні вказівки для виконання самостійної роботи (студентам спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт»). Частина 2. Вінниця : ІРВЦ ВНТУ, 2022. 51 с.

33. Борисюк Д. В. Формування словника діагностичних ознак при віброакустичному діагностуванні тракторів і автомобілів. *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту* : VI-а Міжн. наук.-практ. інтернет-конф., м. Вінниця, 12-13 квітня 2018 р.: тези доповіді. Вінниця, 2018. С. 28-30.

34. ДСТУ 9118:2021. Технічна діагностика. Діагностування технічного стану матеріалів конструкцій. Загальні вимоги. [Чинний від 2022-01-07]. Вид. офіц. Київ, 2021.

35. ДСТУ 2389-94. Технічне діагностування і контроль технічного стану. Терміни і визначення. [Чинний від 1995-07-01]. Вид. офіц. Київ, 1995. 24 с.

36. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Вид. офіц. Київ : Мінтранс України, 1998. 16 с.

37. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Вид. офіц. Київ, 2011. 56 с. (Інформація та документація).

38. Волков В. П., Грицук І. В., Волков Ю. В. та ін. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. Харків, 2018.

39. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 1. Теоретичні основи. Технологія / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. Київ : Вища школа, 1994. 384 с.

40. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 2. Організація, планування і управління / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигри-

нець. Київ : Вища школа, 1994. 383 с.

41. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. В 3 кн. Кн. 3. Ремонт автотранспортних засобів / В.С. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигринець. Київ : Вища школа, 1994. 495 с.

42. Коваленко В. М., Щуріхін В. К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів. Київ : Літера ЛТД, 2017. 224 с.

43. Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Основи будови та експлуатації автопоїздів / О. П. Строков, М. Г. Макаренко, В. Ф. Орлов, В. О. Павленко. Київ : Грамота, 2005. 352 с.

44. Борисюк Д.В., Прокопович А.О. Математична модель автоматизації процесу діагностування системи «Common Rail» дизельних двигунів. *Матеріали XVII-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»*, 21-23 жовтня 2024 р. ДУ «Житомирська політехніка» (м. Житомир). С. 31-36.

Додаток А (обов'язковий).

**ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ
РОБОТИ**

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області

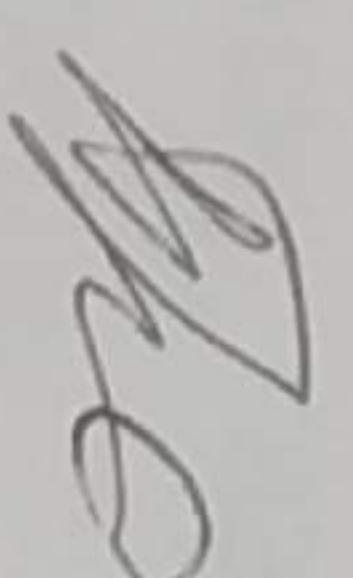
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

магістерської кваліфікаційної роботи

Галузь знань 27 – «Транспорт»

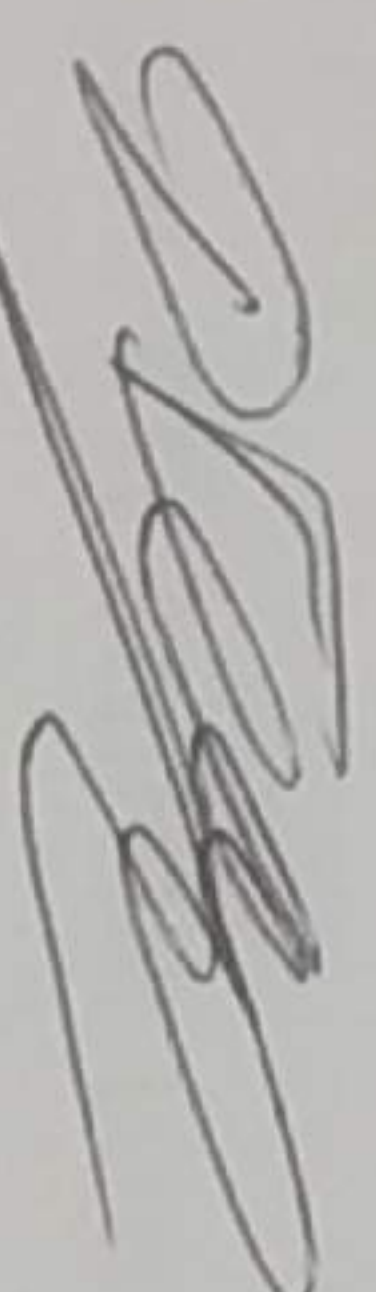
Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Виконав студент гр. ІАТ-23м



Прокопович А.О.

Керівник к.т.н., доцент кафедри АТМ



Борисюк Д.В.

Вінниця – 2024

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

магістерської кваліфікаційної роботи

Галузь знань 27 – «Транспорт»

Спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Виконав студент гр. ІАТ-23м

Прокопович А.О.

Керівник к.т.н., доцент кафедри АТМ

Борисюк Д.В.

Вінниця – 2024

Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області

Мета роботи: удосконалення методів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи дизеля з використанням тиску відпрацьованих газів в картері двигуна в умовах СТО «Немирів-Авто».

Завдання дослідження:

1. Представити аналіз діяльності СТО «Немирів-Авто».
2. Провести аналіз відомих способів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи (ЦПГ) двигуна на можливість їх використання для безперервного контролю в процесі експлуатації.
3. Розробити методики розрахунку процесів оцінки технічного стану ЦПГ двигуна відносно тиску газу в закритому картері та програмні засоби для проведення розрахункових досліджень.
4. Провести розрахункові дослідження впливу режиму роботи ДВЗ та стану ЦПГ на зміну тиску газів у закритому картері ДВЗ та виявити характерні режими та параметри.
5. Провести дослідження з оцінки характерних режимів роботи двигуна та оціночних параметрів.
6. Розробити діагностичні параметри та провести перевірку оцінки стану ЦПГ з використанням запропонованих діагностичних параметрів.

Наукова новизна

1. Розроблено комплекс математичних моделей з метою оцінки технічного стану циліндропоршневої групи двигуна в експлуатації.
2. Запропоновано використовувати швидкість наростання тиску газів у закритому картері як критерій оцінки технічного стану циліндропоршневої групи дизеля.

Об'єктом дослідження є процес оцінки технічного стану ЦПГ.

Предмет дослідження заключається у виявленні закономірності зміни швидкості наростання тиску в закритому картері від технічного стану ЦПГ.



Міністерство освіти і науки України
Державний університет "Житомирська політехніка"

Сертифікат

20.01-515-051-24

свідчить про те, що

Прокопович Андрій Олегович

приймав(ла) участь у роботі XVII міжнародної науково-практичної конференції
«Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»
з 21 жовтня 2024 р. по 23 жовтня 2024 р.

та пройшов підвищення кваліфікації тривалістю 15 годин (0,5 кредитів ECTS) за такими напрямками:

- стратегії та перспективи розвитку автомобільного транспорту та транспортних засобів;
- сучасні технології на автомобільному транспорті;
- транспортні системи, логістика, організація і безпека руху;
- системотехніка і діагностика транспортних машин;
- стратегії, зміст та нові технології підготовки спеціалістів з вищою технічною освітою в галузі автомобільного транспорту.

Ректор

Віктор ЄВДОКИМОВ

Дата видачі: 23 жовтня 2024 р.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СТО «НЕМИРІВ-АВТО»

3

СТО «Немирів-Авто» бере свій початок з 90-х років XX століття і сьогодні є авторитетним і найбільш відвідуваним місцем, де можна вирішити всі проблеми, що виникли у автовласників з їх автомобілями.

Сервісний комплекс підприємства «Немирів-Авто» об'єднує ремонтні майстерні м. Вінниці та м. Немирів, шинний центр, магазин автозапчастин та сучасну автомийку.

СТО «Немирів-Авто» розташована у м. Немирів (за 40 км від м. Вінниця).

Юридична адреса СТО «Немирів-Авто»: Вінницька обл., м. Немирів, вул. Маяковського, 16.

Фактична адреса СТО «Немирів-Авто»: Вінницька обл., м. Немирів, вул. Горького, 4б.



**Розташування виробничих
підрозділів СТО «Немирів-
Авто» в м. Немирів**



**Поси TO-1 і TO-2 СТО «Немирів-Авто»
в м. Немирів**



Дільниця ремонту двигунів СТО «Немирів-Авто» в м. Немирів



Відділ продажу запчастин СТО «Немирів-Авто» в м. Немирів

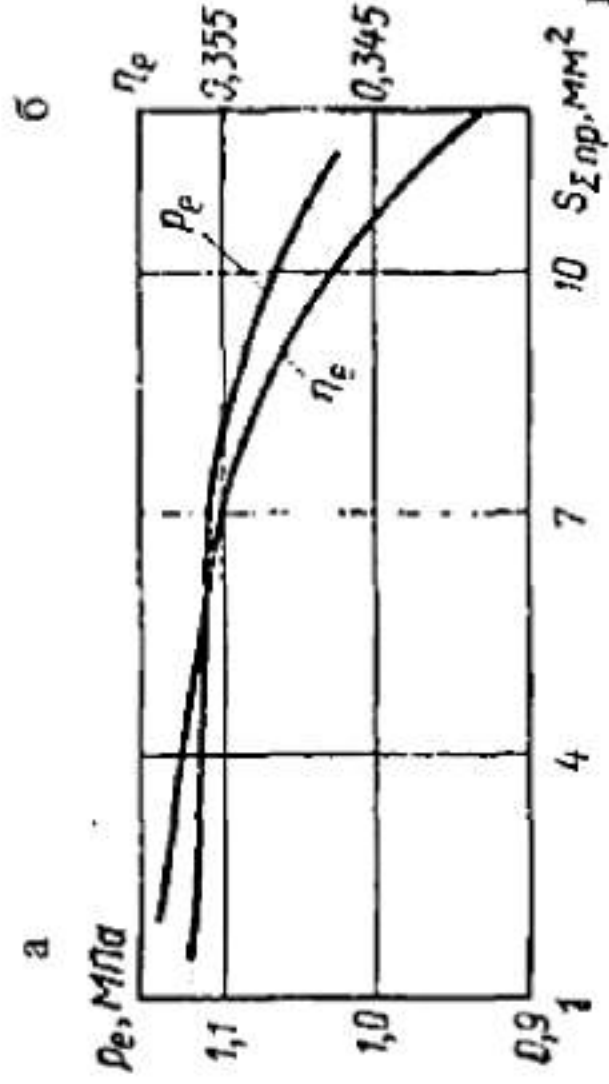
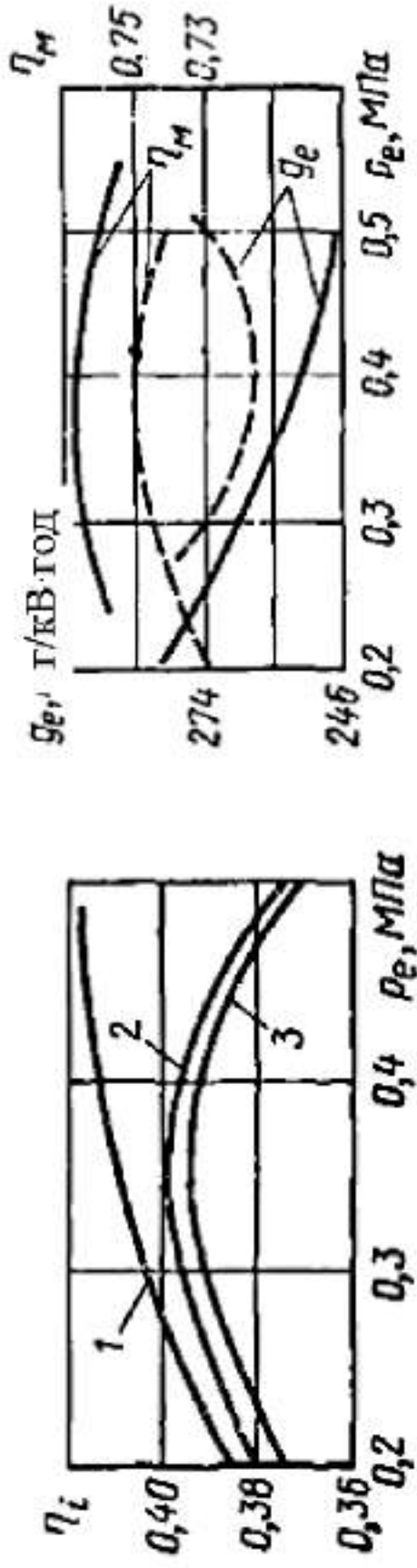


Рисунок 1 – Вплив стану ЦПГ на роботу ДВЗ

а, б) зміна від навантаження індикаторного ККД – а та питомої витрати з механічним ККД
 – б (1 - $G_k = 1,52\%$; 2 - $G_k = 5,7\%$; 3 - $G_k = 9,3\%$);
 в) зміна ефективного ККД та середнього ефективного тиску від сумарного значення площі
 нещільностей ЦПГ

Аналіз існуючих засобів діагностування

6



Аналізатор герметичності циліндрів



Витратомір картерних газів KI-17999M



Мотор-тестер



Діагностичний сканер

Якщо відношення тисків у картері p_k і циліндрі p_c (Па) для газу з показником адіабати відповідає умові:

$$\frac{p_k}{p_c} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

то режим течії називається докритичним та масова витрата G_{cr} (кг/с) визначається за виразом:

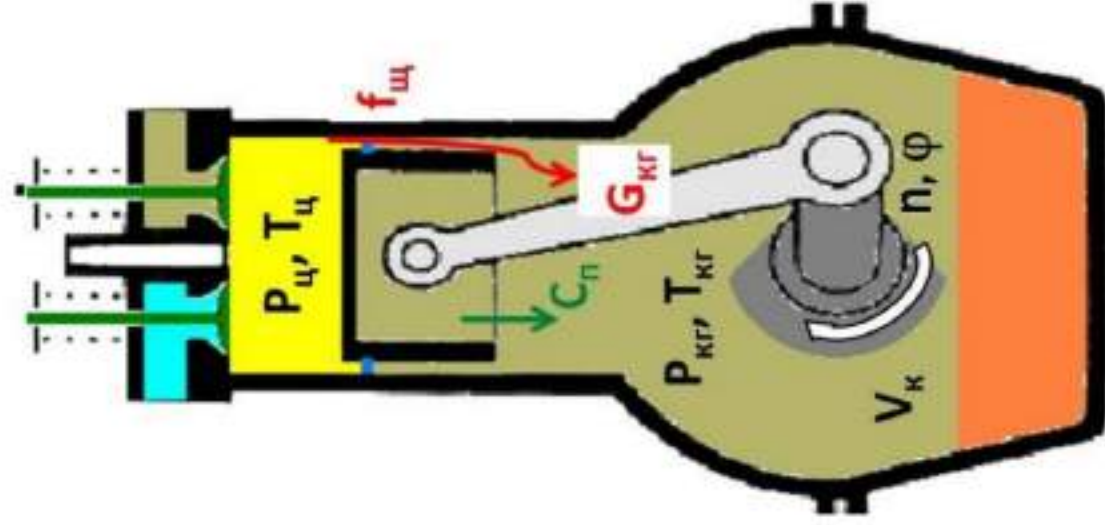
$$G_{kr} = f_{щ} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{R \cdot T_c}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_k}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

Якщо за умов роботи двигуна відношення тисків у картері p_k і циліндрі p_c (Па) для газу з показником адіабати відповідає умові:

$$\frac{p_k}{p_c} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

то режим течії називається критичним і масова витрата G_{kr} (кг/с) визначається за виразом:

$$G_{kr} = f_{щ} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{R \cdot T_c}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}$$



Розрахункова схема визначення витрати картерних газів

При обробці масиву тиску та температури використовувався крок розрахунку $\Delta\varphi = 5$ град. п.к.в. і визначалася кількість газу в картері ΔM_{kj} за крок розрахунку $\Delta\varphi$ на j -ій ділянці за формулою:

$$\Delta M_{kj} = G_{kgj} \cdot \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}$$

Кількість газу, що потрапляє в картер двигуна в процесі протікання робочого циклу M_{kj} визначається за формулою:

$$M_{kj} = \sum_{j=1}^j \Delta M_{kj}$$

При розрахунку витрати картерних газів через нещільності в кільцях приймається залежність площі перерізу нещільності $f_{щ}$ (m^2) у вигляді:

$$f_{щ} = f_{щ0} + a \times n,$$

де: $f_{щ0}$ – площа перерізу в замку кільця, m^2 ;

a – коефіцієнт приведення, m^2/xv^{-1} ;

n – частота обертання, xv^{-1} .

Результати розрахунку при нормальному зносі ЦПГ

9

Табл. 1. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв^{-1}	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	1,18	1,33	1,42	1,47	1,52
Середня витрата газів у картер, л/хв	28,0	30,2	32	33,5	35,6
Маса пройшовшого газу, мг	6,04	6,52	6,9	7,23	7,69

Табл. 2. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з нормальним зносом ЦПГ при різній частоті обертання на режимі холодного ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, хв^{-1}	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	0,71	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,25
Серед. витр. газів у картер, л/хв	16,4	18,0	19,6	21,3	22,9	24,6	26,3	28,0	29,7
Маса пройшовшого газу, мг	9,73	8,55	7,77	7,21	6,81	6,5	6,25	6,04	5,87

Результати розрахунку при допустимому зносі ЦПГ

10

Табл. 1. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ за номінальної частоти обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв ⁻¹	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	2,87	3,25	3,47	3,57	3,63
Середня витрата газів у картер, л/хв	68,2	73,6	78,0	81,7	85,0
Маса пройшовшого газу, мг	14,7	15,9	16,8	17,6	18,4

Табл. 2. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з допустимим зносом ЦПГ за

різної частоти обертання на режимі холостого ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, об/хв	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	1,33	1,55	1,77	1,99	2,22	2,44	2,66	2,87	3,1
Серед. витрата газів у картер, л/хв	30,6	35,9	41,1	46,4	51,9	57,4	62,8	68,2	73,7
Маса пройшовшого газу, мг	18,2	17,0	16,3	15,8	15,4	15,1	14,9	14,7	14,6

Результати розрахунку при граничному зносі ЦПГ

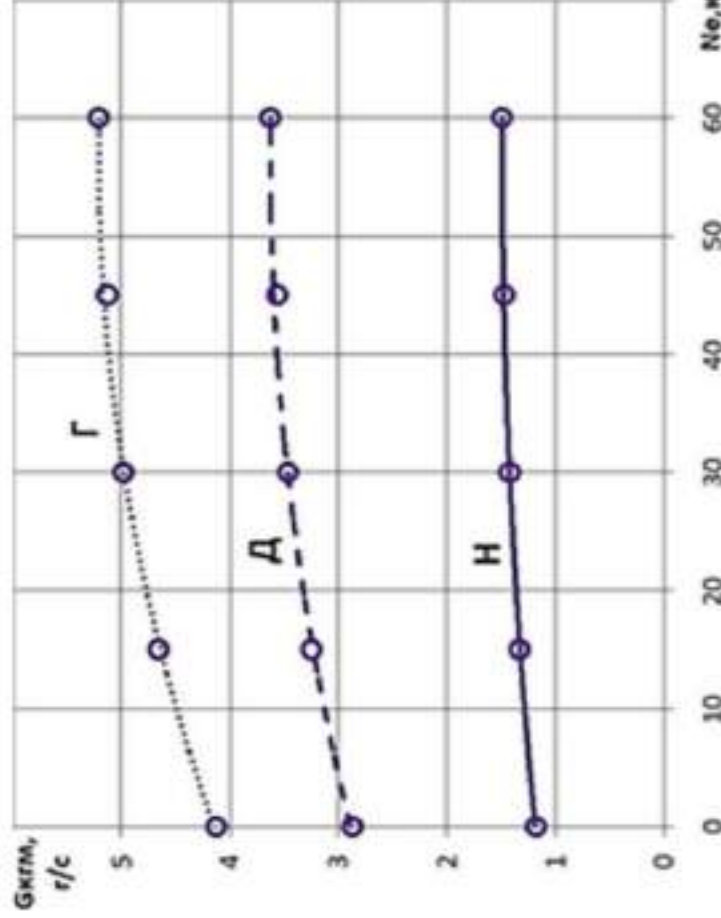
11

Табл. 1. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ при номінальній частоті обертання

Параметр	№ режиму				
	1	2	3	4	5
Частота обертання, хв ⁻¹	2200	2200	2200	2200	2200
Ефективна потужність, кВт	0	15	30	45	60
Максимальний тиск циклу, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальна температура циклу, К	1161	1429	1654	1866	2050
Годинна витрата палива, кг/год	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. витрата газів у картер, г/с	4,13	4,66	4,98	5,13	5,21
Середня витрата газів у картер, л/хв	97,9	105,7	111,9	117,2	122,0
Маса пройшовшого газу, мг	21,1	22,8	24,2	25,1	26,3

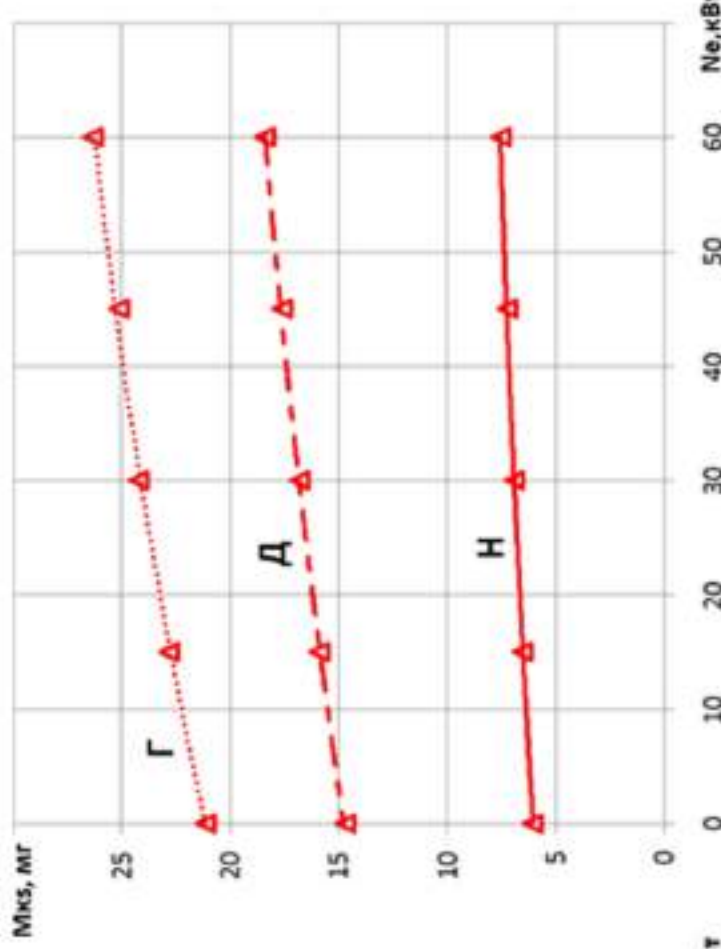
Табл. 2. Результати розрахунку робочого циклу ДВЗ з граничним зносом ЦПГ за різної частоти обертання на режимі холостого ходу

Параметр	№ режиму								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота обертання, хв ⁻¹	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Ефективна потужність, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. тиск циклу, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура циклу, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Годинна витрата палива, кг/год	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. витрати газів у картер, г/с	1,78	2,12	2,46	2,79	3,13	3,46	3,8	4,13	4,47
Серед. витрати газів у картер, л/хв	41,1	49,0	57,0	65,0	73,2	81,5	89,7	97,9	106,2
Маса пройшовшого газу, мг	24,4	23,3	22,6	22,1	21,7	21,5	21,3	21,1	21,0



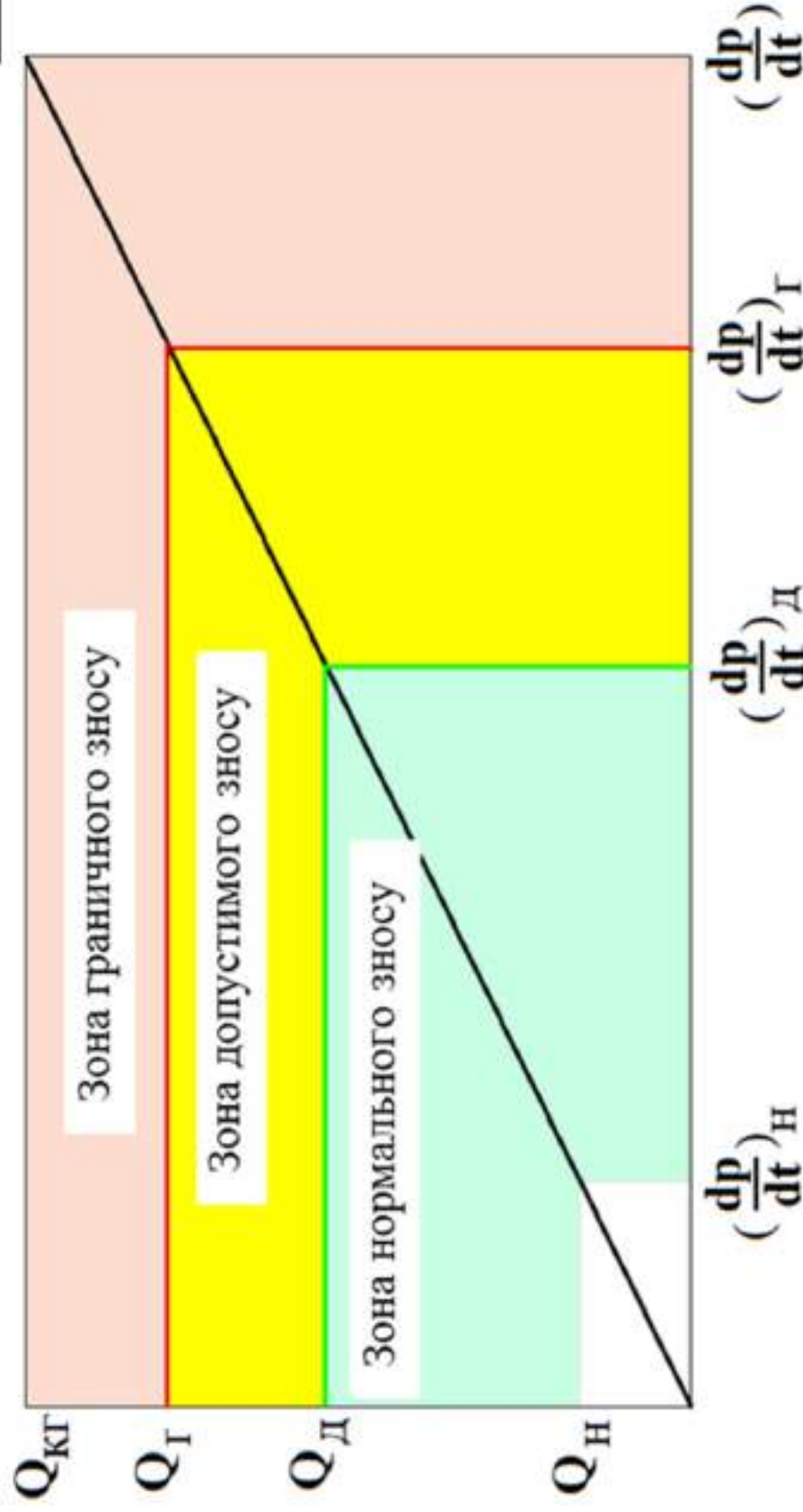
1. Зміна максимальної витрати газів у картер за цикл G_{kgm} від зміни потужності двигуна при $n = 2200$ хв⁻¹ для різного ступеня зношування ЦПГ:

H – нормальний; D – допустимий;
 Γ – граничний



2. Зміна маси газів, що надійшли в картер за цикл M_{ks} від зміни потужності двигуна при $n = 2200$ хв⁻¹ для різного ступеня зношування ЦПГ:

H – нормальний; D – допустимий;
 Γ – граничний



Межі для кожної зони у двигунів Д-240 та Д-243:

- двигун із нормальним станом ЦПГ $(\frac{dp}{dt}) < 2,5$ кПа/с;
- двигун із допустимим станом ЦПГ $2,5 \leq (\frac{dp}{dt}) < 3,5$ кПа/с;
- двигун із граничним станом ЦПГ $(\frac{dp}{dt}) \geq 3,5$ кПа/с.

ВИСНОВОК

1. Аналіз відомих способів оцінки технічного стану циліндропоршневої групи двигуна на можливість їх використання для безперервного контролю в процесі експлуатації показав доцільність використання як діагностичного параметра витрату картерних газів.
2. Результати розрахунку для двигуна Д-243 на різних режимах роботи та з різним зносом ЦПГ показали:
 збільшення навантаження і частоти обертання призводить до збільшення витрати картерних газів, і при збільшенні навантаження від 0 до 100% витрата збільшується на 25%, а при збільшенні частоти обертання колінвала від 800 до 2400 хв^{-1} витрата збільшується в 1,8 рази при нормальному зносі, в 2,4 рази при допустимому зносі та в 2,6 рази при граничному зносі;
 для діагностування стану ЦПГ краще використовувати режим холостого ходу при номінальній або максимальній частоті обертання, який може бути простіше реалізований на двигуні в процесі експлуатації та має більшу чутливість до технічного стану ЦПГ;
 час досягнення тиску в картері двигуна під час його роботи на режимі холостого ходу при частоті обертання 2200 хв^{-1} з моменту перекриття відводу газів досягає тиску 120 кПа при нормальному зносі через $18 \pm 0,55$ с, при допустимому зносі – $7 \pm 0,25$ с та при граничному зносі – $4 \pm 0,38$ с. Кожен наступний якісний показник (час наростання тиску до 120 кПа) відрізняється від найближчого майже в 1,5 рази і більше за можливої похибки менше $\pm 10\%$, що дозволяє робити оцінку технічного стану з задовільною достовірністю.

3. Проведені дослідження для двигунів типу Д-243 з різним ступенем зносу ЦПГ на різних режимах роботи показали:

правомірність використання розробленої методики та програми розрахунку для оцінки витрати картерних газів для двигунів з різним зносом ЦПГ;

як діагностичний режим краще використовувати режим холостого ходу при номінальній частоті обертання або максимальних оборотів холостого ходу, які можуть бути отримані на машині з працюючим двигуном без спеціальних пристроїв;

розроблена методика оцінки витрати картерних газів відносно зміни тиску в картері при перекритті відведення газу достовірно описує зміну тиску в картері та дозволяє прогнозувати витрату картерних газів з похибкою не більше 10%;

швидкість наростання тиску може бути використана як діагностичний параметр оцінки технічного стану ЦПГ для двигунів типу Д-243, при цьому граничні значення швидкості наростання тиску становлять для нормального стану ЦПГ 1,1 кПа/с; для допустимого стану ЦПГ 2,5 кПа/сек і для граничного стану ЦПГ 3,5 кПа/сек.

Додаток Б (обов'язковий).

**ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ
РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Удосконалення методу діагностування дизельних двигунів в умовах станції технічного обслуговування «Немирів-Авто» місто Немирів Вінницької області

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 87 % Схожість 13 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.

☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

[підпис]
(підпис)

Цимбал О.В.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи

[підпис]
(підпис)

Прокопович А.О.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

[підпис]
(підпис)

Борисюк Д.В.

(прізвище, ініціали)