

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ім. С.З.ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІ**

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Магістерського рівня освіти

на тему: «Дослідження компресії у циліндрах дизельного
двигуна з використанням діагностичного обладнання»

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62
Спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

Олег МІРІНСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Мирон МАГАЦ
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.359.1: 89

Мірінський О. Д. «Дослідження компресії у циліндрах дизельного двигуна з використанням діагностичного обладнання»: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С.З.Гжицького, 2025. 61с.

Табл.5; рис. 15; бібліогр. джерел 27.

Підтверджено, що для дизельного двигуна, компресія є визначальним чинником працездатності.

Встановлено, що зниження тиску (в кінці такту стиснення) нижче критичного порогу (22–24 Бар) унеможливило досягнення температури самозаймання палива ($T_c < 500^\circ\text{C}$) при холодному пуску. Це доводить необхідність регулярного моніторингу стану ЦПГ (для забезпечення екологічних та паливних характеристик).

Доведено, що найбільш ефективний метод діагностики дизеля - це метод відносної компресії (використання ПК і сканера та програмного продукту). Він дозволяє без розбирання двигуна, за 5–10 хвилин виявити «проблемний» циліндр (з точністю до 90–95%) відносно механічних замірів.

Згідно з результатами розрахунку теплового балансу, частка ефективної теплоти Q_e становить 35%, що на 2 % менше, порівняно з показником 37% (за умови справної роботи всіх циліндрів двигуна). У результаті встановлено:

Експлуатація вантажного автомобіля DAF E 6 за умов частково незадовільної роботи шостого циліндра дизеля, спричинила додаткові річні економічні витрати (за річного пробігу 50000 км), близько 70005,00 грн./рік.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ	8
1.1 Особливості паливної системи Common Rail.....	8
1.2 Особливості формування робочої суміші у циліндрах дизельного двигуна	11
1.2.1 Термодинаміка процесу стиснення та її вплив на самозаймання	14
1.2.2 Аналіз політропного процесу стиснення	15
1.3 Термодинамічні умови самозаймання	16
1.4 Функціональна роль герметичності циліндро-поршневої групи	16
1.4.1 Причини та механізми втрати компресії	16
1.5 Вплив компресії на експлуатаційні характеристики	17
1.6 Особливості сучасного діагностичного обладнання з визначення компресії у дизельних двигунів	18
Висновки до розділу 1.....	19
2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	20
2.1 Тепловий баланс дизеля, за неякісної компресії у одному із циліндрів	20
2.2 Розрахунок прохідного перерізу між клапаном і гніздом головки циліндрів	23
2.3 Розрахунок клапанної пружини.....	27
Висновки до розділу 2.....	30
3. МЕТОДИКА, ОБЛАДНАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	31
3.1 Залежність результатів від умов вимірювання.....	31
3.2 Сучасні методи виначення компресії у циліндрах дизельних двигунів...31	
3.2.1 Механічний метод дослідження копресії	32
3.2.2 Динамічна компресія (за допомогою осцилографу).....	32
3.2.3 Оцінка через «сапуніння» (непрямий метод)	33
3.2.4 Оцінка компресії «на холодному» та «на горячому» дизелі	34

3.2.5 Правильна оцінка замірів компресії дизеля	35
3.3 Оцінка компресії у автомобілів DAF Euro 6	36
3.3.1 Особливості діагностики дизеля на автомобілі DAF Euro 6	36
3.4 Обладнання та результати досліджень.....	38
3.4.1 Результати теплового балансу дизеля, за зниженої компресії у циліндрі	42
Висновки до розділу 3.....	43
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ....	44
4.1 Безпека під час комп'ютерної діагностики автомобіля із електронним управлінням	44
4.2 Пожежна безпека	46
4.3 Охорона праці	49
4.4 Організаційно-технічні рекомендації	50
Висновки до розділу 4.....	53
5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	54
5.1 Дослідження економічних витрат	54
Висновки до розділу 5.....	56
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	57
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	59

ВСТУП

Безперервне зростання цін на паливно-мастильні матеріали та необхідність їх раціонального використання, роблять це питання особливо актуальним для більшості власників аграрного бізнесу, оскільки воно безпосередньо впливає на собівартість кінцевої продукції або надання послуг.

Різноманітні електронні датчики здійснюють перетворення інформації про неелектричні контрольовані параметри в електричні сигнали, які після оцифрування передаються до електронного блоку керування.

Надійність і паливна ефективність автотракторних двигунів, значною мірою визначаються використанням точних, стабільних і економічно доцільних датчиків.

Однією з найбільш ефективних паливних систем, яка набула широкого застосування в сучасних автотракторних дизелях, є система Common Rail. Для забезпечення її стабільної та ефективної роботи в циліндрах двигуна, необхідна висока герметичність, що відображається у компресії, яка повинна перебувати в межах 22... 38 Бар.

Оскільки, вантажні автомобілі чи пасажирний транспорт, що працюють в умовах значних навантажень (затяжні підйоми, а для пасажирного транспорту – постійні зупинки та перевантаження у піковий період), температурний режим дизельного двигуна часто підвищується. У подальшому, це негативно позначається на стані циліндро-поршневої групи та призводить до зниження компресії в циліндрах. Такий процес, істотно погіршує тягові характеристики автомобіля й зменшує його продуктивність.

З огляду на це, для своєчасного визначення технічного стану дизельного двигуна (без проведення механічних втручань з боку обслуговуючого персоналу), доцільно застосовувати комп'ютерні засоби діагностики.

Отже, **метою** даної кваліфікаційної роботи, є дослідження рівня компресії в циліндрах дизельного двигуна вантажного автомобіля, особливо, після виконання сезонних поїздок (перевезення зернових культур чи іншої сільськогосподарської продукції).

Для досягнення поставленої мети, передбачається виконання наступних завдань:

1. Проаналізувати науково-технічні та нормативні джерела, щодо оцінювання технічного стану сучасних дизельних двигунів, які експлуатуються у складі вантажних автомобілів з пробігом, понад 500000 км.
2. Провести комп'ютерну діагностику вантажного автопоїзда та визначити технічний стан циліндро-поршневої групи дизеля, після завершення сезонних робіт.
3. Розробити та обґрунтувати заходи з охорони праці та техніки безпеки в умовах надзвичайних ситуацій.
4. Визначити експлуатаційні витрати, за недовантажності компресії у циліндрі дизеля.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

1.1 Особливості паливної системи Common Rail

До особливостей паливної системи Common Rail сучасних дизельних двигунів, можна віднести наступне:

1. Спільна паливна рампа.

- Функція накопичувача: Паливний насос високого тиску (ПНВТ), постійно нагнітає паливо у спільну для всіх форсунок магістраль (рампу) під надзвичайно високим тиском.

- Тиск незалежно від обертів: Тиск у цій рампі підтримується незалежно від частоти обертання колінчастого валу двигуна та навантаження. Сучасні системи можуть підтримувати тиск до 2000-3000 Бар (200-300 МПа).

- Рівномірний тиск: Завдяки рампі, всі форсунки отримують однакою паливний тиск, що забезпечує рівномірне розпилювання.

2. Електронне керування впорскуванням.

- Електронний блок керування (ЕБК/ECU) - це "мозок" системи. Він отримує дані від численних датчиків (положення колінчастого валу, тиску в рампі, температури повітря, навантаження тощо).

- Керування форсунками. На основі цих даних, ЕБК управляє форсунками (зазвичай соленоїдними або п'єзoeлектричними елементами), визначаючи момент, тривалість і кількість впорскуваного палива з високою точністю. Це ключова відмінність від старих механічних ПНВТ, де тиск і момент впорскування були жорстко прив'язані до обертів.

3. Багаторазове впорскування за цикл.

Система Common Rail, дозволяє здійснювати до 5-9 окремих фаз впорскування палива за один робочий цикл циліндра, рис. 1.1:

- Попереднє впорскування (Pilot injection). Одна або дві невеликі порції палива перед основним впорскуванням. Це підвищує температуру і тиск у камері згоряння, забезпечуючи більш плавне і повне займання

основної порції. Результат: зниження шумності ДВЗ ("дизельного стукоту") та зменшення викидів оксидів азоту (NO_x).

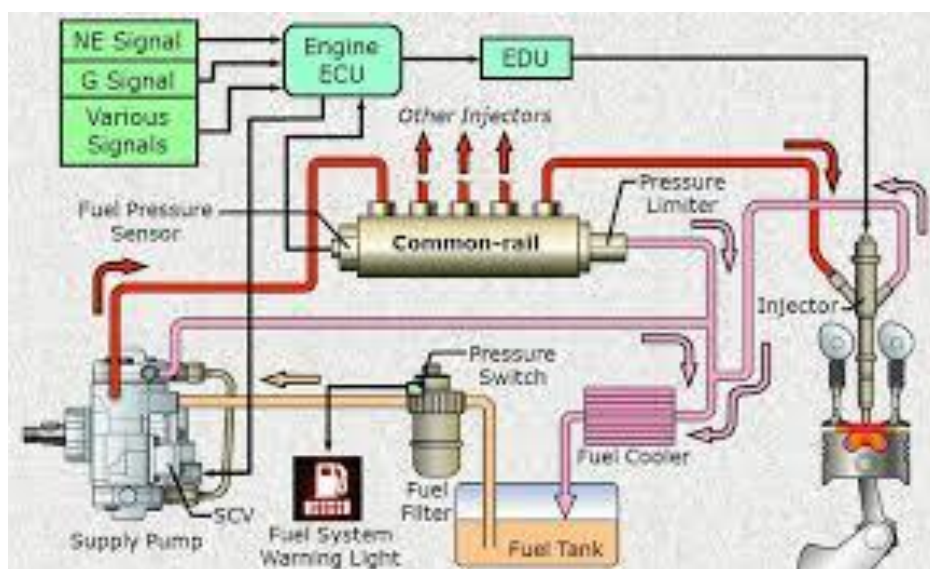


Рисунок 1.1 – Система Common Rail дизеля.

- Основне впорскування (Main injection). Головна порція палива, що забезпечує основну потужність двигуна.
- Додаткове/після впорскування (Post injection). Невелика порція палива після основного згоряння (для підвищення температури відпрацьованих газів, що сприяє ефективній роботі сажового фільтра (DPF) і каталізатора).

У табл. 1.1, представлено переваги системи Common Rail перед існуючими.

Таблиця 1.1 - Переваги Common Rail перед існуючими системами

Параметр	Common Rail	Традиційна дизельна система (механічний ТНВД)
1	2	3
Тиск	Високий і гнучко регульований, незалежно від обертів.	Зростає пропорційно обертам двигуна
Економічність	Вища (завдяки точному дозуванню).	Нижча
Потужність	Вища (за рахунок кращого розпилення та більшого тиску).	Нижча

Продовження таблиці 1.1		
1	2	3
Екологічність	Краща (нижчі викиди NOx та сажі завдяки багаторазовому впорскуванню).	Гірша
Шум/Вібрація	Нижчий ("м'якша" робота).	Вищий

Недоліки Common Rail:

1. Вимогливість до якості палива. Високий тиск і надзвичайно точні конструктивні елементи (форсунки, ПНВТ) дуже чутливі до сміття та води у паливі.

2. Складність і вартість ремонту. Форсунки та насос є високотехнологічними вузлами (ремонт або заміна яких, зазвичай досить вартісна і вимагає спеціалізованого обладнання).

3. Висока вартість компонентів. Самі компоненти системи (особливо п'єзофорсунки) є надто дорогими відносно існуючих механічних.

Система Common Rail, є стандартом для сучасних дизельних двигунів, оскільки дозволяє досягти високих показників потужності та економічності при одночасному дотриманні жорстких екологічних норм.

Одним із більшості вантажного транспорту, що використовують дану систему у дизельних двигунах, є автопоїзд «DAF» [11]-[14]



Рисунок 1.1 – Автопоїзд «DAF», що комплектуються двигунами із системою Common Rail

1.2 Особливості формування робочої суміші у циліндрах дизельного двигуна

Формування паливо-повітряної суміші, має визначальний вплив на паливну економічність дизельного двигуна, склад відпрацьованих газів і рівень шуму під час його роботи. На процес утворення робочої суміші та подальше згоряння палива в циліндрах впливають такі чинники [5]–[8]:

- кількість палива та повітря, що надходять у двигун, властивості паливо-повітряної суміші та момент початку впорскування;
- величина тиску в процесі впорскування;
- напрям подачі палива в камеру згоряння.

Регулювання ефективної потужності дизельних двигунів, здійснюється шляхом зміни кількості впорснутого палива. У зв'язку з цим, дизельні двигуни, як правило, працюють за умов надлишку повітря відносно стехіометричного співвідношення, яке для дизельного палива становить 14,5:1. Тобто для повного згоряння 1 кг палива необхідно приблизно 14,5 кг повітря, що подається у впускну систему двигуна. Ступінь відхилення реального складу паливо-повітряної суміші від теоретично необхідного, характеризується коефіцієнтом надлишку повітря λ , який визначається, як відношення фактичної маси повітря до теоретично розрахованої.

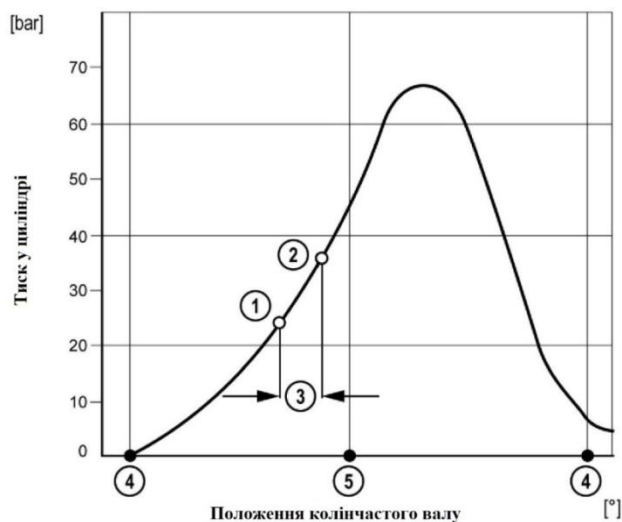
Практичними дослідженнями інженерів-експлуатаційників встановлено, що кількість подачі палива доцільно коригувати залежно від тиску повітря у впускному трубопроводі [9].

Початок упорскування палива в дизельних двигунах має точно узгоджуватися з визначеним кутовим положенням колінчастого вала, за якого відбувається відкривання форсунки та надходження палива до циліндрів. Для забезпечення інтенсивної подачі пального й ефективного формування паливо-повітряної суміші цей процес значною мірою залежить від правильно встановленого моменту впорскування [9].

Момент початку впорскування істотно впливає на перебіг утворення та займання паливо-повітряної суміші. Це пояснюється тим, що після подачі палива, необхідний певний проміжок часу для його розпилення, перемішування з повітрям і формування суміші, здатної до самозаймання. Такий інтервал часу є необхідним, для стабільної та коректної роботи двигуна. Період між моментом упорскування палива та початком його займання, називають часом затримки займання.

На величину моменту початку впорскування, впливають такі чинники [6]:

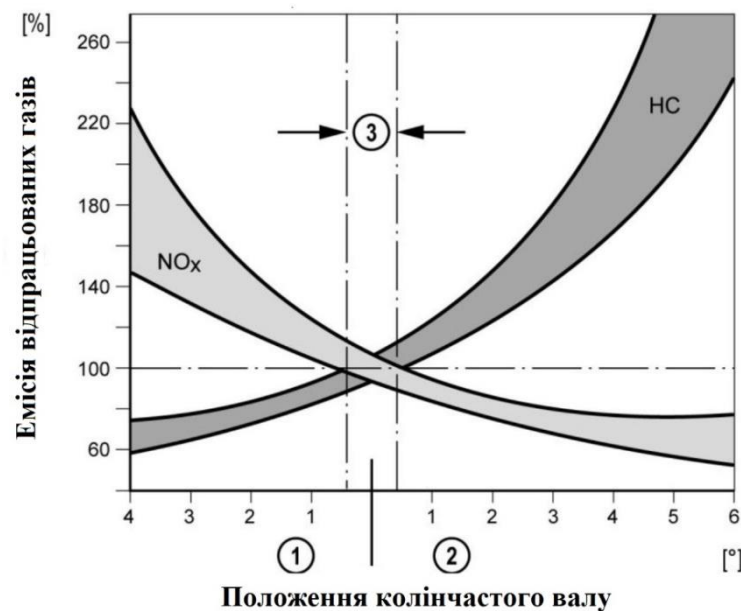
- цетанове число дизельного палива;
- температура охолоджувальної рідини двигуна;
- ступінь стиску;
- температура навколишнього середовища;
- температура дизельного палива;
- якість розпилення пального, що визначається моментом початку впорскування, температурою в камері згоряння та тиском відкриття форсунки, рис. 1.2.



1 – початок впорску; 2 – початок спалаху; 3 – затримка займання
робочої суміші; 4 – НМТ; 5 – ВМТ.

Рисунок 1.2 – Взаємозв'язок тиску в циліндрі дизеля, від кута
положення колінчастого валу.

Час затримки займання паливо-повітряної суміші становить близько 1 мс і практично не залежить від частоти обертання колінчастого валу двигуна. У зв'язку з цим, зі збільшенням швидкості його обертання, зростає кут повороту між початком упорскування палива та моментом самозаймання суміші. Для компенсації затримки займання (за підвищення частоти обертання двигуна) необхідно здійснювати упорскування палива з більшим випередженням [6]. У результаті випередження моменту впорскування в циліндрах двигуна, формується тиск, спрямований проти руху поршня (вгору), що спричиняє інтенсивне зростання тиску в камері згоряння. Це, своєю чергою, призводить до підвищення температури згоряння паливо-повітряної суміші та збільшення концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах. Окрім цього, таке передчасне самозаймання робочої суміші зумовлює підвищення рівня шуму роботи дизельного двигуна, особливо в непрогрітому стані, що показано на рис. 1.3 [20]-[27].



1 і 2 – ранній та пізній моменти впорскування;

3 – оптимальне значення моменту впорскування.

Рисунок 1.3 – Взаємозв'язок частки випускних газів з початком моменту впорскування.

1.2.1 Термодинаміка процесу стиснення та її вплив на самозаймання

Компресія — це максимальний тиск у циліндрі, що створюється при прокручуванні двигуна стартером.

На величину компресії впливають:

- Ступінь стиснення: геометрична характеристика двигуна.
- Герметичність клапанів та поршневих кілець.
- В'язкість оливи та температура двигуна.
- Оберти стартера.

Теоретичний тиск у кінці такту стиснення можна описати формулою адіабатичного процесу:

$$P = P_a \cdot \varepsilon^n, \text{ Бар} \quad (1.1)$$

де, P_a — початковий тиск (атмосферний);

ε — ступінь стиснення;

n — показник політропи стиснення (для дизеля зазвичай $n = 1.3\text{--}1.35$) [8].

На відміну від бензинових двигунів, у дизельних паливо-повітряна суміш запалюється від високої температури стисненого повітря. Тому компресія є критичним фактором не лише для потужності, а й для самого факту запуску двигуна.

Процес стиснення у реальному двигуні не є чисто адіабатним через теплообмін зі стінками циліндра. Він описується рівнянням політропи:

$$P \cdot V^n = \text{const} \quad (1.2)$$

Температура в кінці такту стиснення (T_c) повинна перевищувати температуру самозаймання дизельного палива (приблизно 250°C) з певним запасом для компенсації тепловіддачі при холодному пуску. Якщо тиск стиснення нижчий за критичну позначку (зазвичай 20–22 Бар для сучасних дизелів), температура повітря буде недостатньою для детонації палива [5]-[8].

Процес стиснення в дизельному двигуні є ключовим етапом підготовки робочої суміші до згоряння. На відміну від двигунів з іскровим запалюванням, де паливо-повітряна суміш стискається спільно, у дизелі стискається чисте повітря, а паливо впорскується лише наприкінці такту. Це дозволяє використовувати значно вищі ступені стиснення (14...23), що підвищує термічний ККД двигуна.

1.2.2 Аналіз політропного процесу стиснення

У реальних умовах, стиснення газу не є чисто адіабатним ($dQ = 0$), оскільки відбувається інтенсивний теплообмін між робочим тілом та стінками циліндра, головкою поршня та клапанами. Тому цей процес розглядається, як політропний.

Стан газу в кінці такту стиснення описується фундаментальним рівнянням (1.1) та виразом

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n-1} \quad (1.2)$$

де: T_c —температура (К) у кінці стиснення;

T_a —температура на початку стиснення (вхідні параметри);

ϵ — ступінь стиснення ($V_{\max}/V_{\min}$);

n — показник політропи стиснення.

Величина показника n змінюється протягом такту: на початку стиснення $n > k$ (де k — показник адіабати), оскільки повітря отримує тепло від гарячих стінок. У другій половині такту, коли температура повітря стає вищою за температуру стінок, $n < k$, (тепло починає відводитися в систему охолодження). В середньому, для дизельних двигунів n приймають у межах 1,32...1,38 [8].

1.3 Термодинамічні умови самозаймання

Для надійного займання дизельного палива температура повітря в камері згоряння на момент впорскування повинна на $150\ldots 250^{\circ}\text{C}$ перевищувати температуру самозаймання палива.

Для стандартного літнього дизельного палива температура самозаймання становить близько $230\ldots 260^{\circ}\text{C}$. Таким чином, температура T_c у циліндрі має досягати $500\text{--}700^{\circ}\text{C}$.

Фактори, що дестабілізують термодинамічний баланс:

1. Швидкість обертання колінчастого валу. При низьких обертах (під час пуску стартером) час контакту повітря зі стінками зростає, що призводить до більших втрат тепла. Показник політропи n падає, а разом з ним падають P_c та T_c .

2. Витоки маси (негерметичність). Будь-яка нещільність у кільцях або клапанах, призводить до втрати частини робочого тіла. Це не тільки знижує тиск, але й катастрофічно зменшує температуру, оскільки втрачається енергія, витрачена на стиснення цієї частини повітря.

3. Температура навколишнього середовища. При від'ємних температурах, початкова точка T_a зміщується вниз. Якщо компресія в двигуні знижена хоча б на $15\text{--}20\%$, енергії стиснення стає недостатньо, для досягнення порогу самозаймання, і пуск стає неможливим (без зовнішнього підігріву).

Експериментально доведено, що зниження тиску стиснення на кожні $0,1\text{ МПа}$ через нещільність ЦПГ, призводить до зниження температури T_c приблизно на $15\text{--}20^{\circ}\text{C}$. Це пояснює те, що двигуни з «поганою компресією» можуть запускатися «на гарячу» (коли T_a та температура стінок високі), але абсолютно не працездатні після тривалої зупинки.

1.4 Функціональна роль герметичності циліндро-поршневої групи

Герметичність камери згоряння, забезпечується трьома основними

елементами [4]-[7]:

1. Поршневі кільця створюють лабіринтне ущільнення. Компресійні кільця утримують тиск, а оливознімні — регулюють товщину оливної плівки, яка також виконує роль ущільнювача.

2. Дзеркало циліндра. Наявність хонінгувальної сітки утримує оливу, що забезпечує «гідравлічний замок» між кільцем та стінкою.

3. Клапанний механізм. Герметичність фасок клапанів та їх щільне прилягання до сідел ГБЦ.

1.4.1 Причини та механізми втрати компресії

Втрату компресії можна розділити на три категорії (за характером виникнення) [1]-[3]:

- Природний знос. Збільшення зазору в замках кілець та знос гільзи циліндра (зазвичай набуває форми еліпса або «бочки» у зоні верхньої мертвої точки).
- Закоксовування (залягання) кілець. Внаслідок використання неякісної оливи або палива, кільця втрачають рухливість у канавках поршня і не можуть щільно притискатися до стінок.
- Механічні пошкодження: прогарання поршня або клапана; пробій прокладки головки блоку циліндрів (ГБЦ); тріщини в головці блоку (через перегрів).

1.5 Вплив компресії на експлуатаційні характеристики

Нерівномірність компресії по циліндрах (більше ніж на 10-15%) призводить до:

1. Дисбалансу крутного моменту. Двигун починає вібрувати («троїти»), що збільшує навантаження на колінчастий вал та опори двигуна.
2. Підвищеної витрати палива. Електронна система керування

намагається компенсувати втрату потужності в «слабкому» циліндрі, шляхом збільшення подачі палива.

3. Забруднення екології. Неповне згоряння палива, призводить до інтенсивного виділення сажі, що швидко виводить з ладу сажовий фільтр (DPF) та систему EGR.

1.6 Особливості сучасного діагностичного обладнання з визначення компресії у дизельних двигунів

Для дослідження компресії, використовують різні методи, а саме [10]-[18]:

1. Механічний метод (компресометр). Класичний спосіб вимірювання, через отвір для свічки розжарювання або форсунки.

- Переваги: Низька ціна, пряме вимірювання тиску в Барах/МПа.
- Недоліки: Потребує демонтажу паливної апаратури, що трудомістко для дизелів.

2. Електронний метод (відносна компресія).

Використання осцилографа для аналізу пульсацій струму, який споживає стартер. Чим вища компресія в циліндрі, тим важче стартеру повернути колінчастий вал (тим вищий піковий струм)

3. Пневмотестування (Leak-down test).

Подача стисненого повітря в циліндр, що знаходиться в ВМТ (верхній мертвій точці).

- Ефективність: Дозволяє точно локалізувати місце витoku (через впускний колектор — впускний клапан; через картер — поршневі кільця).

Для більш оперативного, легкодоступного вибору із існуючих методик проведення діагностики поршневої групи дизельного двигуна, ми зупинилися на відносній методиці (процентне співвідношення) оцінки компресії у циліндрах дизеля із використанням комп'ютерного діагностичного обладнання (застосування адаптера та його програмного

продукту).

Висновки до розділу 1

Підтверджено, що для дизельного двигуна, компресія є визначальним чинником працездатності.

Встановлено, що зниження тиску в кінці такту стиснення нижче критичного порогу (22–24 Бар) унеможливилює досягнення температури самозаймання палива ($T_c < 500^\circ\text{C}$) при холодному пуску. Це доводить необхідність регулярного моніторингу стану ЦПГ (для забезпечення екологічних та паливних характеристик).

Доведено, що найбільш ефективний метод діагностики, який ми будемо використовувати у наших подальших спостереженнях - це метод відносної компресії (використання ПК і сканера та програмного продукту). Він дозволяє без розбирання двигуна, за 5–10 хвилин виявити «проблемний» циліндр (з точністю до 90–95%) відносно механічних замірів.

2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Тепловий баланс дизеля, за неякісної компресії у одному із циліндрів

Процеси згоряння паливо-повітряної суміші в циліндрах ДВЗ значною мірою залежать від точності та своєчасності коригування робочих параметрів. Рациональне згоряння, забезпечується оптимальним вибором моменту впорскування палива, своєчасним відкриттям і закриттям клапанів та відповідної компресії у циліндрах [10]-[16] .

Система повітряної індукції двигуна включає сукупність елементів і функціональних вузлів, призначених для формування необхідного повітряного потоку, потрібного для ефективного згоряння суміші. Основним регулювальним елементом цієї системи, є дросельна заслінка, положення якої змінюється з метою дозування кількості повітря, що надходить у циліндри, тим самим визначаючи швидкісні та навантажувальні характеристики двигуна.

Забезпечення повноти згоряння паливо-повітряної суміші, значною мірою залежить від технічного стану поршневої групи. За недостатньої герметичності поршневої групи і гільз, суттєво порушується степінь стиску у циліндра (тобто, знижується компресія), що призводить до неповного згоряння робочої суміші та відповідно до зниження потужності дизельного двигуна.

Методика визначення теплового балансу сучасного двигуна, дає змогу оцінити величину втрат корисної теплоти Q_e , яка є у деякій мірі пов'язана із станом компресії у циліндрах двигуна. Загальна кількість теплоти Q , що виділяється в процесі згоряння робочої суміші, обчислюється за загальновідомою залежністю.

$$Q = Q_n \cdot G_n, \text{ кДж/год} \quad (2.1)$$

де Q_H - нижня питома теплота згоряння палива, кДж/кг;

G_H - годинна витрата палива, кг/год.

Годинну витрату палива визначаємо за відомою формулою (як добуток потужності N_e , до питомої витрати палива g).

$$G_H = N_e \cdot g. \quad (2.2)$$

A , Q_e , визначиться за:

$$Q_e = 3600 N_e \quad (2.3)$$

А теплоту g_e , визначимо за формулою.

$$g_e = \frac{Q_e}{Q} \cdot 100 \% \quad (2.4)$$

Тоді Q_B теплота (що витрачається у навколишнє середовище) визначиться:

$$Q_B = C \cdot i \cdot D^{23} \cdot n^{0,65} \cdot \frac{1}{a} \cdot 3,6, \text{ кДж/год} \quad (2.5)$$

де C – коефіцієнт втрат ($C = 0,45 \dots 0,55$) [15];

i – кількість циліндрів;

D – діаметр циліндра, мм;

n – оберти колінчастого валу, об/хв;

a – коефіцієнт надлишку повітря.

Відповідно g_B теплота, що відводиться системою охолодження визначиться, як:

$$g_B = \frac{Q_B}{Q} \cdot 100, \% \quad (2.6)$$

Втрати теплоти Q_r , що виводяться із відпрацьованими зазами, отримаємо із виразу:

$$Q_r = C_p \cdot (T_r - T_{o.c.}) \cdot (G_{пов.} - G_{п.}), \text{кДж/год} \quad (2.7)$$

де C_p – середня теплоємність відпрацьованих газів, приймаємо, $C_p = 1,43$ кДж/кг град;

T_r і $T_{o.c.}$ – температури газу і охолоджуючої рідини, К;

$G_{пов.}$ і $G_{п.}$ – робочий заряд, кг/год.

Кількість повітря $G_{пов.}$, що поступає у циліндри, отримаємо за відомим виразом:

$$G_{пов.} = 14,5 \alpha \cdot G_{п.}, \text{кг/год} \quad (2.8)$$

де, $G_{п.} = 5,8$ кг/год – кількість впускного повітря

Частка теплоти q_r , у відпрацьованих газах, розрахується за відношенням:

$$q_r = \frac{Q_r}{Q} \cdot 100, \% \quad (2.9)$$

Інші втрати теплоти $Q_{iн.в.}$:

$$Q_{iн.в.} = Q - (Q_e + Q_r + Q_B) \quad (2.10)$$

А, частка $q_{iн.в.}$, визначиться за відношенням:

$$q_{iн.в.} = \frac{Q_{iн.в.}}{Q} \cdot 100, \% \quad (2.11)$$

Використовуючи методику теплового балансу, було визначено процентне співвідношення теплових втрат, що виникають після згоряння паливно-повітряної суміші, підготовленої системою живлення в камерах згоряння двигуна, у разі часткової втрати компресії першого циліндру.

2.2 Розрахунок прохідного перерізу між клапаном і гніздом головки циліндрів

Прохідний переріз у сідлі визначиться:

$$F_{\kappa\lambda} = \frac{V_n \cdot F_n}{i_{\kappa\lambda} \cdot \omega_{\text{вп}}}, \quad (2.12)$$

$$F_{\kappa\lambda} = \frac{9.31 \cdot 0.0108}{1 \cdot 65} = 0.00154 \text{ м}^2,$$

$$\text{де } V_n = \frac{S \cdot n_N}{30} - \text{середня ш-сть руху поршня, м/с;} \quad (2.13)$$

$$V_n = \frac{0.133 \cdot 2100}{30} = 9.31 \text{ м/с;}$$

n_N – к-сть обертів колінчастого валу (у режимі максимальної потужності), об/хв;

F_n – площа днища поршня, м²;

$i_{\kappa\lambda}$ – к-сть впускних клапанів у циліндрі;

$\omega_{\text{вп}}$ – ш - сть руху повітряного у сідлі клапана під час такту впуску,
 $\omega_{\text{вп}} = 65 \text{ м/с}$ – бензин.

Прохідний переріз горловини не повинен обмежувати пропускну здатність клапана:

$$F_z = 1.2 \cdot F_{\kappa\lambda}. \quad (2.14)$$

$$F_z = 1.2 \cdot F_{\kappa\lambda} = 1.2 \cdot 0.00154 = 0.00185 \text{ м}^2$$

Діаметр сідла впускного клапану:

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot F_z}{\pi}} \quad (2.15)$$

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00185}{3,14}} = 0,048 \text{ м}$$

Діаметр горловини випускного клапану на 15% менший за діаметр горловини впускного клапана.

$$d_{\Gamma, \text{вип.}} = d_{\Gamma, \text{вп.}} \cdot 0,85 = 0,0361 \text{ м} \quad (2.16)$$

Максимальний хід впускного клапану (визначається за величиною зазору між робочою поверхнею клапану і робочою поверхнею посадкового сидла):

$$h_{\text{кл}} = \frac{\sqrt{\pi^2 \cdot d_z^2 + 4 \cdot \pi \cdot F_{\text{кл}} \cdot \sin \alpha} - \pi \cdot d_z}{\pi \cdot \sin 2\alpha} \text{ м}, \quad (2.17)$$

$$h_{\text{кл}} = \frac{\sqrt{3,14^2 \cdot 0,048^2 + 4 \cdot 3,14 \cdot 0,00154 \cdot \sin 45} - 3,14 \cdot 0,048}{3,14 \cdot \sin 90} = 0,024 \text{ м},$$

де α - кут фаски клапану ($\alpha = 45^\circ$ - для впускних, а випускних $\alpha = 45^\circ$).

Максимальний хід штовхача визначиться за виразом.

$$h_m = h_{\text{кл}} \frac{l_m}{l_{\text{кл}}}, \quad (2.18)$$

$$h_m = 0,024 \cdot 1 = 0,024 \text{ м},$$

де $h_{\text{кл}}$ – максимальний хід штовхача.

$l_m, l_{\text{кл}}$ – плечі важеля, відповідно направлені до штовхача (для сучасних двигунах $\frac{l_{\text{ш}}}{l_{\text{кл}}} = 1$).

На рис. 2.1, зображено конструкцію клапанного механізму

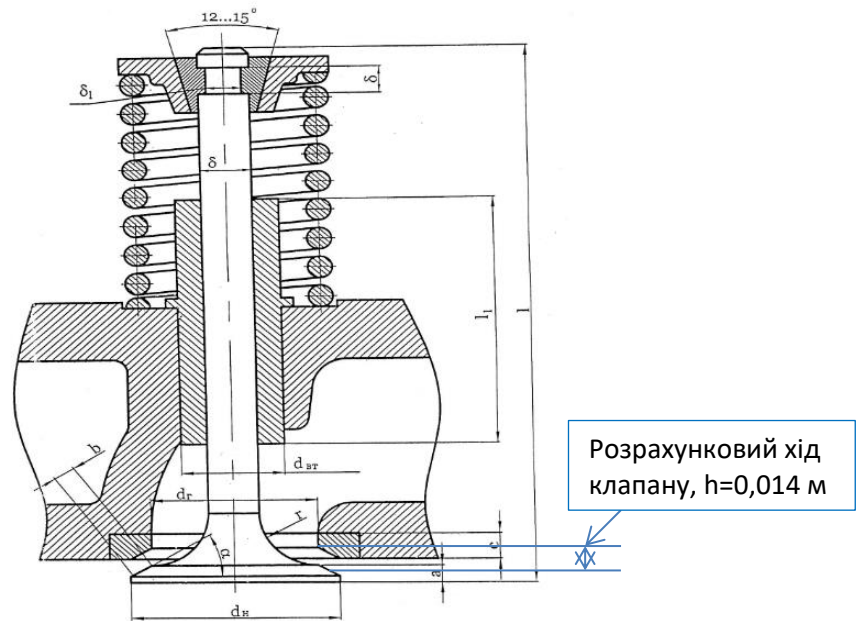


Рисунок 2.1 – Розгорнута конструкція клапанного механізму.

Матеріалом впускного клапана слугує Сталь 40ХН, а для випускного клапану – Сталь СХ8.

На рис. 2.2, зображено схему газорозподільчого механізму дизеля.

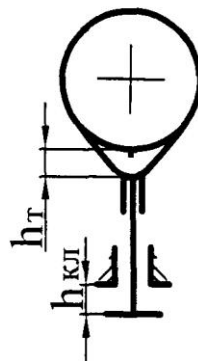


Рисунок 2.2 – Схема газорозподільчого механізму.

У конструкції сучасних автомобільних двигунів застосовують кулачки з різними типами профілів, зокрема дворадіусні опуклі, тангенціальні та кулачки типу «полідайн».

У даному випадку для подальшого аналізу, обрано дворадіусний опуклий профіль кулачка (рис. 2.3).

Радіус базового кулачка, визначається з урахуванням вимог до забезпечення необхідної жорсткості клапанного механізму.

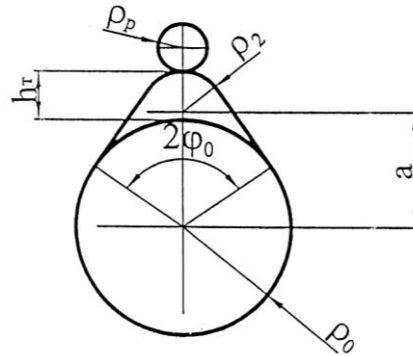


Рисунок 2.3 - Тангенціальний кулачок

Радіус початкового кола кулачка вибираємо, за достатньої жорсткості механізму:

$$\rho_o = 2h_{кл}, \quad (2.19)$$

$$\rho_o = 2 * 0,024 = 0,048 \text{ м}$$

Відповідно, значення кута дії кулачка, залежить від фаз газорозподільчого механізму:

$$\phi_o = \frac{\phi_{он} + 180^\circ + \phi_{зан}}{4}, \quad (2.20)$$

$$\phi_o = \frac{25 + 180^\circ + 57}{4} = 67.5,$$

де $\phi_{он}$ - кут випередження відкриття клапану,

$\phi_{зан}$ - кут запізнення закриття.

Кути $\phi_{он}$ і $\phi_{зан}$ відображаються на діаграмі фаз (у градусах повороту колінчастого валу).

Тоді, радіус ролика випускного клапану, отримаємо за формулою:

$$\rho_p = 0,4 * \rho_0 = 0,4 * 0,048 = 0,0192 \text{ м} \quad (2.21)$$

Радіус дуги кулачка, буде мати значення:

$$\rho_2 = \rho_0 - h_m * \frac{\cos \phi_0}{1 - \cos \phi_0} = 0,048 - 0,024 * \frac{\cos 67,5^\circ}{1 - \cos 67,5^\circ} = 0,0173 \text{ м} \quad (2.22)$$

2.3 Розрахунок клапанної пружини

Сама клапанна пружина, має забезпечувати постійний кінематичний контакт між клапаном і кулачком у моменти, коли інерційні сили прагнуть відірвати штовхач від кулачка, а також гарантувати надійне утримання клапана в закритому положенні (рис. 2.4).

Стабільна робота пружини, досягається за дотримання таких вимог: максимальне зусилля пружини P_{max} повинно перевищувати сили інерції рухомих елементів механізму газорозподілу в кінці підйому клапана $Pj_{2 \max}$, що запобігає відриву штовхача від кулачка, тобто $P_{max} > Pj_{2 \max}$; зусилля попереднього натягу пружини P_{np} має бути більшим за максимальну силу, зумовлену розрідженням газів під час такту впуску $P_{вн}$, щоб унеможливити самовільне відкривання випускного клапану в процесі впуску, тобто $P_{np} > P_{вн}$.

Щоб отримати параметри пружини, слід насамперед прорахувати її максимальні пружні властивості, рис. 2.4.

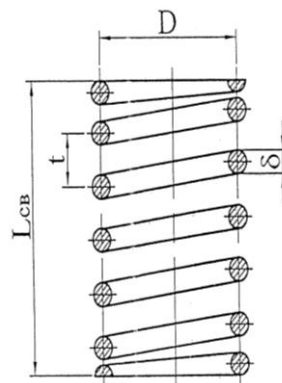


Рисунок 2.4 –Схематичне відображення розрахованої клапанної пружини

$$P_{\max} = k \cdot P_{j^2_{\max}}, \quad (2.23)$$

$$\text{де } P_{\max} = 1,323 \cdot 0,00009011 = 0,000119 \text{ МН}$$

$$k = (1,2 \dots 1,2) \cdot \left| \frac{n_{x.x \max}}{n_N} \right|^2, \quad (2.24)$$

$$k = (1,2 \dots 1,2) \cdot \left| \frac{2205}{2100} \right|^2 = 1,32,$$

де, $n_{x/x \max}$ - оберти колінчастого валу на холостого ходу; n_N - частота обертання колінчастого валу (в період максимальної потужності двигуна).

Відповідно, сила інерції елементів клапанного механізму (в кінці підйому клапану), отримається із виразу

$$P_{j^2_{\max}} = -m_{\text{кл}} \cdot j_{m^2_{\max}} \cdot \frac{l_{\text{кл}}}{l_m} \cdot 10^{-6}, \text{ МН} \quad (2.25)$$

$$P_{j^2_{\max}} = -0,124 \cdot (-726,75) \cdot 1 \cdot 10^{-6} = 0,00009011 \text{ МН}$$

$m_{\text{кл}} = M_{\text{кл}} \cdot f_z^{\text{ен}}$ – маса рухомих елементів клапанного механізму, кг.

$$m_{\text{кл}} = 210 \cdot 0,0005913 = 0,124, \text{ кг}$$

Прискорення штовхача клапану, є взаємопов'язане із профілем кулачка (для тангенціального кулачка), отримаємо:

$$J_{m^2 \max} = -a \times \left| 1 + \frac{a}{\rho_2 + \rho_p} \right| \times \omega_k^2 = -0,013 \times \left| 1 + \frac{0,013}{0,017 + 0,019} \right| \times 145^2 = -726,76, \text{ м/с}^2 \quad (2.26)$$

де, ω_k – кутова швидкість розподільчого валу (при максимальній потужності двигуна), рад/с.

Тоді, для чотиритактного двигуна.

$$\omega_k = 0,5 \cdot \omega_N, \quad (2.27)$$

$$\omega_k = 0,5 \cdot 290 = 145 \text{ рад/с,}$$

де ω_N – кутова швидкість колінчастого валу (за максимальної потужності ДВЗ).

Тоді, максимальну деформацію пружини приймаємо (виходячи із умови мінімальної маси та габаритних розмірів):

$$f_{\max} = 2 \cdot h_{\text{кл}}, \quad (2.28)$$

$$f_{\max} = 2 \cdot 0,024 = 0,048 \text{ м},$$

де $h_{\text{кл.в}}$ - максимальний підйом випускного клапану, м.

А, жорсткість пружини отримаємо:

$$C = \frac{P_{\max}}{f_{\max}}, \quad C = \frac{0,000119}{0,048} = 19570 \cdot 10^{-6} \text{ МН/м}. \quad (2.29)$$

Силу для попередньої затяжки пружини, визначимо за:

$$P_{\text{пр}} = C \cdot (f_{\max} - h_{\text{кл}}) \quad (2.30)$$

$$P_{\text{пр}} = 0,019570 \cdot (0,048 - 0,024) = 0,000057 \text{ МН}.$$

Перевірка пружності за інших умов:

$$P_{\text{пр}} > f_{\Gamma}^{\text{вип}} \cdot (P_{\Gamma} - P_a) \quad (2.31)$$

$$P_{\text{пр}} > 0,0005913 \cdot (0,15 - 0,09) = 0,0000072$$

$0,000072 > 0,000035$ – умова виконується.

де $f_{\Gamma}^{\text{вип}}$ площа прохідності випускної магістралі, м²;

P_{Γ}, P_a – тиск газів у випускному колекторі і у циліндрі (за такту впуску).

Висновки до розділу 2

Наведено методику визначення теплового балансу дизельного двигуна за нормальною та зниженою компресією в циліндрах (для сучасних дизелів — нижче 20...24 Бар).

Виконано розрахунок максимального підйому впускного клапана, який становить приблизно 0,024 м.

Здійснено розрахунок клапанної пружини, за результатами якого встановлено, що сила інерції елементів клапанного механізму в кінці підйому клапану, дорівнює 0,00009011 МН.

Максимальне значення деформації пружини складає 0,048 м.

3. МЕТОДИКА, ОБЛАДНАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Залежність результатів від умов вимірювання

Доведено, що для об'єктивної оцінки стану двигуна, необхідно враховувати температуру та оберти прокрутки. Експериментально зафіксовано, що різниця між «холодною» та «гарячою» компресією в зношеному двигуні може сягати 15–20%, що пояснюється тепловим розширенням деталей та зміною в'язкості оливної плівки, яка виконує роль ущільнювача.

Для сучасних сервісних центрів рекомендовано впровадження двостадійного алгоритму діагностики:

1. Скринінг усіх автомобілів за допомогою мотор-тестера (аналіз струму стартера) під час кожного планового ТО.
2. Поглиблена перевірка пневмотестером лише тих одиниць техніки, де відхилення між циліндрами перевищує 10%.

Застосування комплексного підходу з використанням електронного обладнання, дозволяє скоротити час на діагностику ЦПГ у 3–4 рази, порівняно з традиційними методами, що зменшує собівартість технічного обслуговування та підвищує точність прогнозування залишкового ресурсу двигуна.

3.2 Сучасні методи виначення компресії у циліндрах дизельних двигунів

Визначення компресії в дизельному двигуні — це ключовий етап діагностики, який дозволяє оцінити стан циліндро-поршневої групи (ЦПГ) та герметичність клапанів. На відміну від бензинових двигунів, дизелі працюють при значно вищому тиску (28–45 бар), тому процедура має свої

особливості.

Ось основні методи визначення компресії:

3.2.1 Механічний метод дослідження компресії

Це найбільш розповсюджений і точний спосіб. Оскільки, в дизелі тиск суттєво високий, і звичайний компресометр для бензинових двигунів не підійде — необхідний прилад зі шкалою до 60–70 Бар (та відповідними перехідниками).

Способи під'єднання:

- Через отвори свічок розжарювання Компресометр увинчується у гніздо свічки. Це найпростіший спосіб, оскільки свічки зазвичай легше демонтувати, відповідно що до форсунок.
- Через отвори форсунок: Використовується, якщо доступ до свічок ускладнений або необхідно одночасно перевірити стан посадкових місць форсунок.

Методика проведення перевірки:

1. Двигун прогрівається до робочої температури 70–80°C.
2. Вимикається подача палива (від'єднується роз'єм ПНВТ або клапану відсічки).
3. Демонтуються всі свічки розжарювання або форсунки (для полегшеного прокручування стартером валу двигуна).
4. Стартером провертають вал до моменту, поки стрілка компресометра не перестане рости (зазвичай 5–10 секунд).

3.2.2 Динамічна компресія (за допомогою осцилографу)

Цей метод є безрозбірним і базується на вимірюванні пульсацій струму стартера, рис. 3.1.



Рисунок 3.1 – Осцилограф «Hantek»

Процес вимірювання. Коли поршень доходить до ВМТ (верхньої мертвої точки) і стискає повітря, опір зростає, і стартер споживає більше струму. Якщо в одному з циліндрів компресія нижча, пік струму в цей момент буде меншим.

- Переваги: Відсутність другорядних дій, відносно демонтажу складових елементів системи живлення. Швидко показує відносну різницю між циліндрами.
- Недоліки: Недостатньо точне значення (у Барах), лише відбувається процес порівняння вихідних електричних показників.

3.2.3 Оцінка через «сапуніння» (непрямий метод)

Дозволяє наближено оцінити стан ЦПГ (без використання діагностичних інструментів):

- При працюючому двигуні, відкривають кришку масляної горловини або від'єднують трубку вентиляції картерних газів (сапун).
- Значний вихід димних газів («паровозний ефект») вказує на прорив газів через зношені поршневі кільця.

3.2.4 Оцінка компресії «на холодному» та «на горячому» дизелі

У процесі роботи прогрітого двигуна, можна оцінити його загальний стан.

На холодну – процес перевірки стану компресії проводиться тоді, коли спостерігається поганий запуск дизеля. Якщо на гарячу - компресія в нормі, а на холодну низька — це ознака суттєвого зносу гільз або кілець (при прогріванні, метал розширюється і герметичність покращується), табл.3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняльні значення компресії у циліндрах дизеля

Стан двигуна	Показник (Бар)	Примітки
Відмінний	35 – 45	Легкий пуск при будь яких понижених температурах.
Нормальний	30 – 35	Стабільна робота, нормальна потужність.
Мінімальний	24 – 28	Пуск у холодний період утруднений, можлива нерівномірна робота.
Критичний	Нижче 22	Дизель майже не запускається "на холодну".

Слід зауважити, що різниця між циліндрами не повинна перевищувати 2–3 Бар. Якщо в одному циліндрі 32, а в іншому 25 — двигун буде піддаватися вібраціям (присутня жорстка робота).

Для уточнення причини зниження компресії (кіляця чи клапани), у циліндр заливають 20-30 мл моторної оливи і повторюють замір: якщо підвищився тиск — проблема в поршневих кільцях; тиск не змінився — проблема в герметичності клапанів або прокладці ГБЦ.

Однак, для більшості сучасних та класичних дизелів, існують загальні

стандарти.

Нижче наведена детальна табл. 3.2 (за типами впорскування).

Таблиця 3.2 - Орієнтовні норми компресії для різних типів дизелів

Тип двигуна	Номінальна компресія (Бар)	Мінімально допустима (Бар)
Старі дизелі (з форкамерами)	28 – 35	22 – 24
Сучасні (Common Rail / Насос-форсунка)	24 – 32	18 – 21
Турбодизелі (високої потужності)	22 – 30	17 – 19

Необхідно зазначити, що сучасні двигуни із системою Common Rail, мають нижчий ступінь стиснення (для зменшення викидів оксидів азоту NOx) та м'якшої роботи, компенсуючи це високим тиском наддуву турбіни

3.2.5 Правильна оцінка замірів компресії дизеля

Окрім абсолютних значень, критично важливими є ще два параметри:

1. Різниця між циліндрами (розкид). Допустима межа — не більше 10% від максимального значення (зазвичай це 2–3 Бари). Якщо в трьох циліндрах по 30 бар, а в одному 24 — двигун працюватиме нерівномірно, з вібрацією та підвищеним димленням.

2. Швидкість набору тиску:

- Якщо під час прокручування стартером, тиск зростає стрибкоподібно (наприклад: 15 -> 22 -> 28) - це нормальна робота клапанів та кілець.

- Якщо перший стрибок надто низький (наприклад, всього 5-8 Бар) і тиск росте дуже повільно - це вказує на значний знос поршневих кілець.

3.3 Оцінка компресії у автомобілів DAF Euro 6

Для DAF Euro 6 (серії MX-11 та MX-13) показники компресії відрізняються від старіших моделей, через особливості конструкції Common Rail та високі вимоги до екологічності. Ось офіційні та практичні дані для цих двигунів:

1. Заводські норми компресії (MX-11 / MX-13)

Для двигунів стандарту Євро-6, характерний дещо нижчий ступінь стиснення порівняно з Євро-3/4.

- Номінальне значення: 28 – 32 Бари (атмосфери).
- Мінімально допустиме значення: 24 Бари.
- Критичне значення: 21 – 22 бари (при такому тиску, пуск двигуна взимку стає майже неможливим, з'являється сизий дим та нерівномірна робота).

Важливо: Головний показник для DAF — це розкид між циліндрами (не повинен перевищувати 2–3 Бари).

3.3.1 Особливості діагностики дизеля на автомобілі DAF Euro 6

На сучасних вантажівках DAF, діагностику зазвичай починають не з механічного вимірювання, а з електронного:

- Електронний тест (Relative Compression Test). За допомогою дилерського сканера DAF DAVIE або мультибрендових сканерів (Jaltest, Теха) проводиться тест на відносну компресію, рис. 3.1.



Рисунок 3.1 – Сканер для вантажних автомобілів

Діагностичний автосканер DAF VCI Lite, є повноцінним аналогом дилерського обладнання, призначеного для обслуговування вантажних автомобілів марки DAF та сумісним із програмним забезпеченням DAF DAVIE.

Основні можливості DAF VCI Lite:

- підтримка протоколів CAN, K-line та L-line;
- сумісність з автомобілями DAF випуску до 2016 року;
- можливість роботи з усім модельним рядом вантажної техніки DAF;
- виконання процедур програмування та калібрування систем;
- проведення тестування окремих вузлів і компонентів;
- наявність функції веденої діагностики;
- підтримка режиму HD-OBD;
- забезпечення швидкого та надійного з'єднання з транспортним засобом.

Робота вище наведеного діагностичного обладнання. Електроніка вимірює прискорення колінчастого валу, після кожного такту стиснення. Після цього, маємо результати, що видаються у відсотках (наприклад, всі циліндри 100%, а один — 85%). Це дозволяє швидко знайти «слабкий» циліндр, без розбирання двигуна.

Після процентного способу замірювання, проводять механічний замір (через форсунки). На DAF E-6, заміри проводяться виключно через отвори форсунок, оскільки свічок розжарювання в класичному розумінні (у кожному циліндрі) ці двигуни зазвичай не мають (використовується підігрів повітря у впускному колекторі). Складність: Потрібен спеціальний адаптер, що імітує корпус форсунки DAF MX.

Типові причини падіння компресії на DAF E-6:

1. Через великі міжсервісні інтервали та використання неякісного палива, на клапанах утворюється нагар, що може бути причиною падіння компресії.
2. Гальмо двигуна (MX Engine Brake). Несправність механізму керування гальмом двигуна, може призводити до того, що випускні клапани не закриваються повністю під час такту стиснення.
3. Знос поршневих кілець. Часто виникає через перевищення інтервалів заміни масла або використання мастила, що не відповідає допуску DAF PSQL 2.1 E (ACEA E6/E9).

3.4 Обладнання та результати досліджень

Під час експлуатації вантажного автомобіля DAF E-6, автопоїзд зазнає значні перевантаження. Це, своєю чергою, спричиняє прискорене зношення спряжених деталей і вузлів усіх механізмів та систем двигуна.

У технічних майстернях, після кожних 50000 км. пробігу автомобіля, особливу увагу приділяють технічному стану циліндро-поршневої групи дизельного двигуна, оскільки саме вона відіграє ключову роль у забезпеченні швидкісних, тягових і паливно-економічних показників.

У зв'язку з цим, розроблена методика та обґрунтовано вибір обладнання для дослідження зниження компресії в циліндрах дизеля автопоїзда DAF E-6, після пробігу 50 тис. км. Дослідження проводилися протягом п'яти років експлуатації за пробігу 250 тис. км.

Для проведення діагностики було застосовано комп'ютерне діагностичне обладнання — сканер-адаптер, програмне забезпечення «Service ADVICOR» та персональний комп'ютер (рис. 3.3).



Рисунок 3.3 – Діагностичне обладнання «Service ADVICOR EDL v2».

Комп'ютерну діагностику автопоїзда виконували за визначеним алгоритмом після кожних 50000 км пробігу:

- здійснювали підключення діагностичного адаптера до роз'єму електронного блоку керування трактором;
- прогрівали дизельний двигун до температури понад 40 °С та за допомогою програмного забезпечення встановлювали зв'язок із бортовим ЕБУ (рис. 3.4);
- обирали відповідну модель DAF Є6 і необхідний електронний блок керування ECU-CD6068L007769;
- відкривали комірку блоку керування ECU-CD6068L007769 та активували режим «Перевірка і калібрування»;
- після появи нового вікна, переходили до функції «Електронна перевірка компресії».

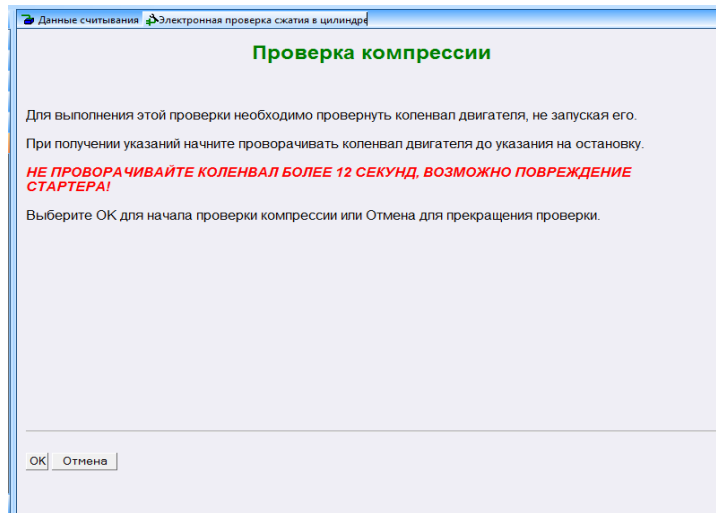


Рисунок 3.4 – Вхід у електронний блок управління автомобілем

- у подальшому, за допомогою курсора обираємо команду «Пуск» і вмикаємо стартер, забезпечуючи обертання колінчастого валу протягом приблизно 10–15 с (до появи повідомлення «STOP»);
- наступні операції виконують у тій самій послідовності шість разів, тобто компресію визначають окремо для кожного циліндра;
- на завершальному етапі, під час шостого автоматичного запуску стартера, на екрані відображаються відсоткові значення компресії у всіх циліндрах, результати яких наведено на рис. 3.5.

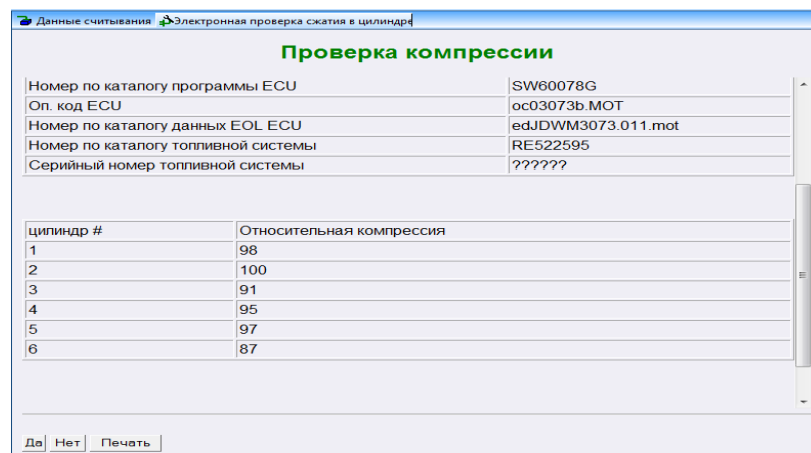


Рисунок 3.5 – Результати відносної компресії у дизелі за використання комп'ютерного сканера (компресія у циліндрах була 28 Бар).

На підставі аналізу даних сканованих параметрів дизельного двигуна після 250 тис. км пробігу, можна зробити висновок, що найнижчий рівень

компресії зафіксовано в шостому циліндрі і він становить 87 % у відносному вираженні. Такий стан призводить до часткової втрати потужності двигуна, підвищення витрати палива та погіршення екологічних показників.

У табл. 3.3 подано динаміку зниження компресії в циліндрах досліджуваного дизельного двигуна протягом кожних 50000 км пробігу автомобіля.

Варто зазначити, що на початковому етапі досліджень, загальний пробіг автомобіля становив 500 тис. км, і компресія по циліндрах становила 28 Бар.

Таблиця 3.3 – Спад компресії у циліндрах

Пробіг, тис. км	Зміна компресії у циліндрах дизеля, %	
1 – етап		
550	1	100
	2	100
	3	99
	4	100
	5	100
	6	100
2 – етап		
600	1	100
	2	100
	3	97
	4	98
	5	100
	6	98
3 – етап		
650	1	100
	2	100
	3	95
	4	98
	5	99
	6	95
4 – етап		
700	1	99
	2	100
	3	95
	4	98
	5	98
	6	92
5 – етап		
750	1	98
	2	100
	3	91
	4	95
	5	97
	6	87

Аналіз наведених у таблиці даних свідчить, що найнижчі відносні значення компресії зафіксовані в середніх циліндрах двигуна.

Така негативна тенденція, зумовлена підвищеними експлуатаційними навантаженнями та тривалим впливом високих температурних режимів під час роботи дизеля.

На основі даних табл. 3.3, побудовано графічні залежності зниження компресії в циліндрах досліджуваного дизельного двигуна від пробігу автомобіля, рис. 3.6.

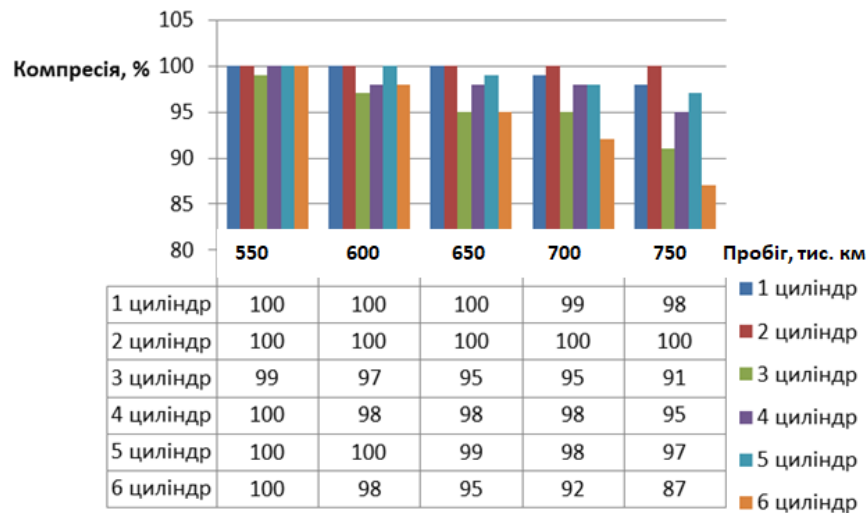


Рисунок 3.6 - Залежність спаду компресії у циліндрах дизеля, відносно пробігу автопоїзда DAF Є 6.

Аналіз побудованих графіків дає підстави стверджувати, що найбільш суттєве зниження компресії за 750 тис. км пробігу, зафіксовано в шостому циліндрі.

З метою визначення фактичного значення компресії в цьому циліндрі доцільно застосувати компресометр та порівняти отриманий результат з вимогами технічних умов, які становлять 24–32 Бар [16].

3.4.1 Результати теплового балансу дизеля, за зниженої компресії у циліндрі

Відповідно до методики, наведеної в розділі 2, виконано розрахунок теплового балансу сучасного дизельного двигуна з електронною системою

керування, що дозволило отримати порівняльні характеристики у випадку зниження компресії в одному з циліндрів, рис. 3.7.

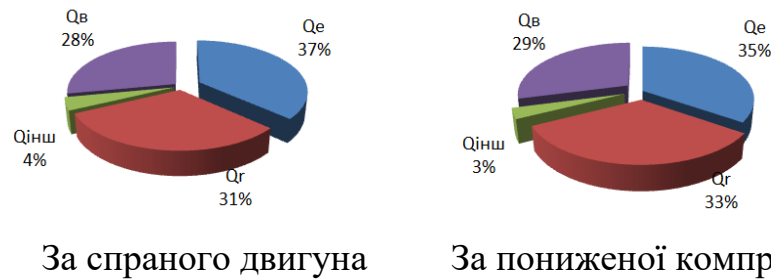


Рисунок 3.7 – Порівняльний тепловий баланс дизельного двигуна

Аналіз діаграми теплового балансу дизельного двигуна засвідчив, що у разі зниження компресії в одному з циліндрів, частка ефективної теплоти зменшується до 35 %, що на 2 % менше порівняно за пробіг 550 тис. км.

Висновки до розділу 3

Згідно з результатами розрахунку теплового балансу, частка ефективної теплоти Q_e становила 35%, що на 2 % менше, порівняно з показником 37% (за умови справної роботи всіх циліндрів двигуна). Основною причиною такого зниження, є падіння компресії в шостому циліндрі, зумовлене значними експлуатаційними навантаженнями на двигун, зокрема частими перевантаженнями транспортного засобу та складними дорожніми умовами.

Із застосуванням сучасного комп'ютерного діагностичного обладнання «Service ADVICOR EDL v2» та програмного забезпечення, проведено дослідження зміни компресії в циліндрах дизеля, за пробігів автомобіля: 55000, 600000, 650000, 700000 та 750000 км.

У результаті встановлено:

- найбільші значення компресії зафіксовані у другому циліндрі;
- найменша компресія спостерігається у шостому циліндрі і становить 87 %, що відповідає тиску 24 бари (початкове значення — 28 бар). Такий рівень компресії є критичним для циліндра дизельного двигуна автомобіля DAF E6.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Безпека під час комп'ютерної діагностики автомобіля із електронним управлінням

Наявність електронного обладнання на автомобілі, вимагає стабільної подачі електричної енергії від бортових джерел (без будь яких перепадів напруги). Тому, під час проведення діагностики, слід суворо дотримуватися наступних запобіжних заходів [4]:

- не допускати вимикання акумулятора від бортової електромережі автомобіля за працюючого двигуна.
- під час дозарядки (від зовнішнього джерела) акумулятора, слід вимкнути бортову електромережу.
- перед демонтажем будь-яких елементів ЕСУД, необхідно від'єднати мінусову клему акумуляторної батареї.
- не допускається підключення або відключення елементів (давачів та виконавчих пристроїв функціональних систем) ЕСУ під час увімкненого запалювання.
- перед проведенням електрозварювальних робіт, необхідно від'єднати мінусову клему акумуляторної батареї та елементи ЕСУ.
- не допускається піддавати ЕБУ, впливу температури вище 80 °С.
- для виключення корозії з'єднувальних електричних пинів (під час очистки), забороняється спрямовувати струмінь пари на елементи ЕСУД.
- щоб уникнути пошкодження справних вузлів, не допускається застосування контрольно-вимірювального обладнання, не зазначеного в діагностичних картах.
- вимірювання напруги, слід виконувати вольтметром з номінальним внутрішнім опором 10 МОм.

- для запобігання пошкодження електронного обладнання електростатичним зарядом, забороняється торкатися контактних пинів (з'єднувачів або елементів) друкованої плати ЕБУ.

Відповідно, з впровадженням стандартів OBD-II та EOBD, процес діагностики ЕБУ автомобіля уніфікується. На вимогу цих стандартів, одне діагностичне обладнання можна використовувати для тестування автомобілів різних марок. Основною відмінністю стандарту EOBD від OBD-II, є закріплення в наборі його протоколів обміну даними протоколу CAN, впровадженого фірмою BOSCH.

Небезпечні умови відіграють пріоритетну роль у формуванні й виникненні виробничих небезпек - певного стану, за якого виникає реальна загроза аварії або травми.

Аналіз небезпечних умов, які існують чи виникають безпосередньо на виробництві показав, що за характером дії їх можна поділити на групи, які:

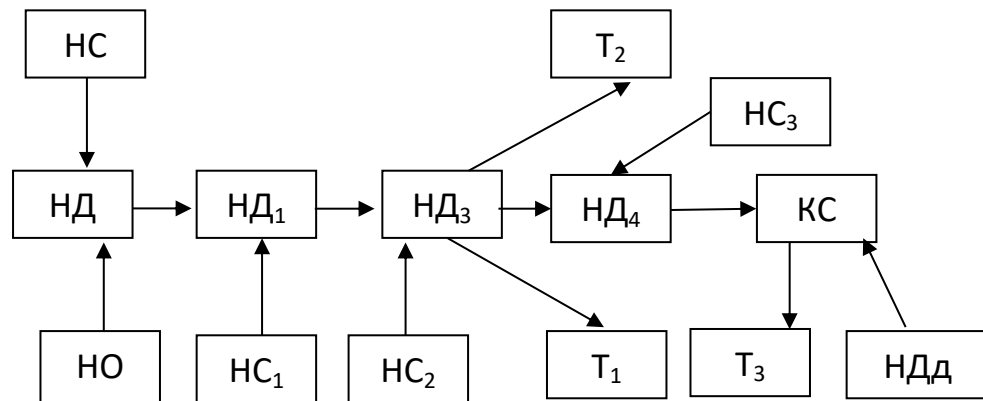
- характеризують стан або рівень безпеки виробничого обладнання або певного робочого місця (відсутність огороження рухомих деталей або робочих органів, відсутність або недосконалість спеціальних технічних засобів безпеки: блокувальних пристроїв, засобів сигналізації тощо), конструктивні недоліки окремого вузла чи машини та інші;

- спонукають працівника допускати помилки у процесі праці (конструктивна недосконалість технологічного процесу роботи машин або самої машини чи певного обладнання), низька кваліфікація працівника та рівень знань з охорони праці, відсутність відповідного контролю за дотриманням правил з охорони праці;

- безпосередньо призводять до травмонебезпечної ситуації (наявність плям масла на підлозі, неправильно організоване робоче місце, не обґрунтовані режими роботи обладнання та ін.);

- призводять до небезпечних дій (низький рівень професійної підготовки й організації навчання з охорони праці, відсутність або неефективність контролю з охорони праці та ін.).

Нами розроблена схема травмонебезпечних ситуацій, під час проведення комп'ютерної діагностики електронного блоку керування сучасним двигуном, рис, 4.1.



НД – відкриття капоту; НС – можливе падіння капоту під час проведення ТО; НО₁ – наявність незначного схилу; НД₁ – зняття заглушки із роз'єму; НС₁ – можливе побиття кінцівок рук; НД₃ – встановлення вилки із адаптера у діагностичний роз'єм; НС₂ – можливе падіння капота та побиття кисті рук; Т₁ – травма пальців; Т₂ – побиття ліктів рук; НД₄ – фіксація регулювальної шторки; НС₃ – небажане склеювання пальців в умовах низьких температур навколишнього середовища; Т₃ – пошкодження пушок пальців рук; КС – заземлення кінцівок; НДд – необхідна допомога іншої особи

Рисунок 4.1 - Блок-схема небезпечних ситуацій під час проведення комп'ютерної діагностики автомобіля

4.2 Пожежна безпека

Захист будівель і інших споруд від прямих попадань блискавки, використовують блискавковідводи, що являють собою добре заземленими провідниками, розміщуються вище будівель чи споруд, які потребують захисту.

Вони монтуються на відстані не менше як на 15 см і не більше 2 м вище підтримуючого стояка. Заземлення виконують із кутової сталі на

відстані 1 м від фундаменту будівлі. Опір розтікання заземлення не повинен перевищувати 10 Ом.

Для розрахунку блискавковідводу станції ТО, необхідно знати розміри будівлі (вона становить 50х20х8 м).

У подальшому, розрахунок проводять за наступною методикою. Приймається довільна висота блискавковідводу h , м (приблизно $2h_x$) і визначаються контури захисних зон, що утворюються. Якщо у випадку споруда знаходиться в її межах, розрахунки припиняються або висота блискавковідводу і зводиться до оптимальних розмірів, що є економічно вигідно.

Радіус захисту r_x подвійного блискавковідводу одинарного стержневого захисту висотою менше 30м (рис. 4.2) визначиться за відношенням [4]:

$$r_x = 1,6 \cdot h \cdot \frac{h - h_x}{h + h_x} \quad (4.1)$$

де h – висота блискавковідводу, м;

h_x – висота будівлі, м.

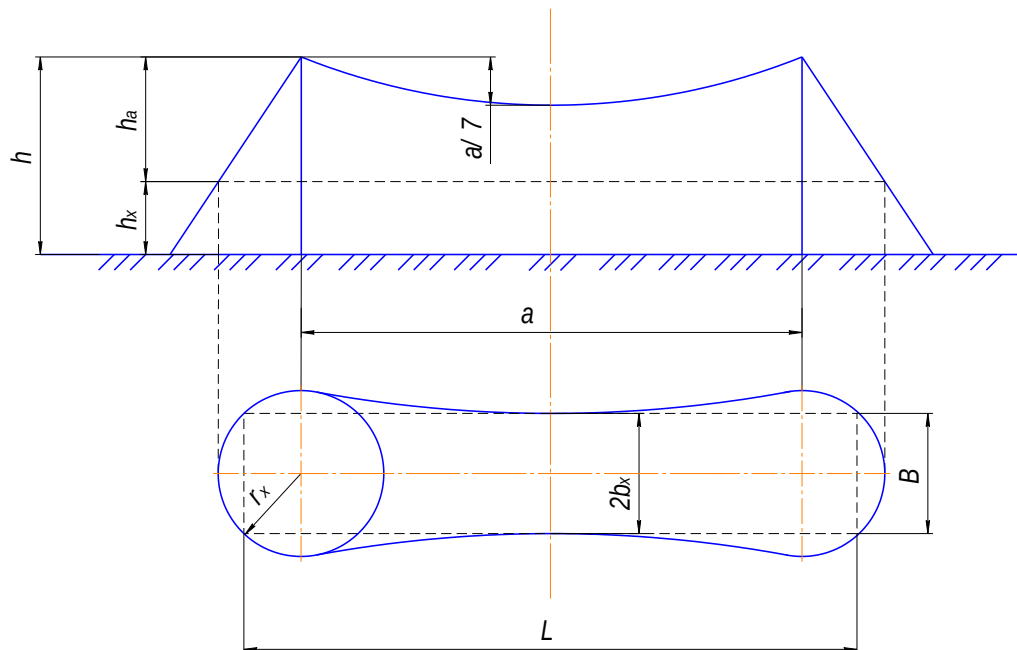


Рисунок 4.2 - Схема блискавкового захисту лабораторії з випробування автомобілів

Приймаємо висоту блискавковідводу $h = 20$ м.

Тоді,

$$r_x = 1,6 \cdot 20 \cdot \frac{20-8}{20+8} = 13,7 \text{ м}$$

Захисна дія блискавкозахисту характеризується коефіцієнтом захисту k_x :

$$k_x = \frac{1,6}{1 + \frac{h_x}{h}}. \quad (4.2)$$

Тоді,

$$k_x = \frac{1,6}{1 + \frac{8}{20}} = 1,14$$

Граничний коефіцієнт k_x за висоти блискавковідводу менше 30м становить 1,14.

Ширина внутрішньої захисної зони $2b_x$ на висоті h_x визначиться за формулою:

$$2b_x = \frac{7h_a - a}{14h_a - a} \cdot 4r_x \quad (4.3)$$

де h_a – активна висота блискавковідводу, м;

a – віддаль між блискавковідводами, м.

$$h_a = h - h_x, \quad (4.4)$$

тоді,

$$20 - 8 = 12 \text{ м}$$

Для прямокутних будівель

$$a = L - B. \quad (4.5)$$

Відповідно,

$$a = 50 - 20 = 30 \text{ м}$$

Тоді, розрахункова ширина внутрішньої захисної зони буде рівна:

$$2b_x = \frac{7 \cdot 12 - 30}{14 \cdot 12 - 30} \cdot 4 \cdot 13,7 = 27,43 \text{ м}$$

Отже, навівши контури захисної зони на контури будівлі СТО, отримали захисну зону від ударів блискавки.

4.3 Охорона праці

Охорона праці під час комп'ютерної діагностики транспортного засобу, є важливою для забезпечення безпеки працівників і попередження можливих ризиків. Ось деякі аспекти, які слід враховувати:

Вентиляція приміщення. Слід переконатися, що приміщення, де проводиться діагностика, добре провітрюється. Це особливо важливо при використанні хімічних речовин або якщо виникає необхідність у скиданні вихлопних газів.

Заземлення обладнання. Правильне заземлення комп'ютерного обладнання та автомобіля, є ключовим для уникнення електростатичного розряду, що може пошкодити електроніку.

Особистий захист. Слід забезпечити працівників відповідним особистим захистом, таким як: рукавиці, окуляри та захисний одяг, особливо при взаємодії з хімічними речовинами чи мастилами.

Вимкнення автомобіля. Необхідно забезпечити, щоб автомобіль був вимкнений та ключ вийнятий перед тим, як розпочати будь-які діагностичні роботи.

Безпека електроживлення. Необхідно уникати взаємодії з електричними системами автомобіля, особливо з високовольтними системами (якщо такі є), не маючи відповідної кваліфікації та заходів безпеки.

Навчання персоналу. Необхідно переконатися, що персонал має відповідну підготовку та розуміє правила безпеки під час роботи з комп'ютерною діагностикою автомобіля.

Ці заходи допоможуть забезпечити ефективну та безпечну процедуру комп'ютерної діагностики автомобіля, зменшуючи ризик та захищаючи здоров'я працівників.

4.4 Організаційно-технічні рекомендації

Вплив автомобільного транспорту в забрудненні навколишнього середовища і негативному впливі на населення (очевидно) ще більш істотний, ніж прийнято вважати, саме:

1. Основна кількість автомобільного транспорту зосереджена в місцях з високою щільністю населення - містах, промислових центрах;

2. Шкідливі викиди від автомобілів виробляються в самих нижніх, приземних шарах атмосфери, там, де протікає основна життєдіяльність людини і де умови для їхнього розсіювання є найгіршими;

3. Відпрацьовані гази двигунів автомобілів містять висококонцентровані токсичні компоненти, що є основними забруднювачами атмосфери. Час, протягом якого шкідливі речовини природним способом зберігаються в атмосфері, оцінюється від десяти діб до півроку. Слід зазначити, що у відпрацьованих газах автомобільних двигунів міститься більш 200 токсичних хімічних сполук, велика частина яких представляє різні вуглеводні. Крім прямого негативного впливу на людину, викиди від автотранспорту наносять і непрямої шкоди. Так, підвищення концентрації кінцевого продукту горіння автотранспортного палива - діоксид вуглецю, призводить до глобального підвищення температури земної атмосфери (так званий парниковий ефект). На думку багатьох експертів, наслідком цього, є такі природні катаклізми, як масштабні пожежі в Південно-Східній Азії, Америці, Сибіру, повені в Європі й Азії.

З'єднання сірки та оксиди азоту, що викидаються в атмосферу з відпрацьованими газами двигунів, піддаються хімічним перетворенням, формуючи різні кислоти і солі. Такі речовини повертаються на землю у

вигляді "кислотних" дощів. Дослідниками доведено, що кислотні опади наносять значну шкоду водяним екосистемам, ведуть до знищення фауни, викликають підвищену корозію металів і руйнування будівельних конструкцій. Крім того, оксиди азоту сприяють фарбуванню повітря в коричневий колір, а в сполученні з різними аерозолями викликають грязьовий туман (смог), погіршуючи видимість.

Реальні кількісні оцінки шкідливих викидів від автомобільного транспорту вкрай важкі. Це зв'язано з тим, що автомобіль є мобільним джерелом з несталим процесом виділення шкідливих речовин.. Головними причинами підвищеного забруднення атмосферного повітря автомобільним транспортом є: незадовільна якість автотранспортного палива; низькі техніко-експлуатаційні показники парку автотранспортних засобів. Обидва ці фактори впливають на забруднення атмосфери як безпосередньо (наприклад, через неефективне спалювання палива), так і побічно (через невиправдано високу витрату палива).

Основними проблемами, зв'язаними з якістю автотранспортних палив, є :

- низьке октанове число в більшій частині реалізованих бензинів;
- незначні обсяги виробництва зимових сортів дизельного палива.

І тому, такий стан речей не дає гарантій ефективного використання нафтопродуктів, призводить до необхідності підвищеного споживання автотранспортних палив і знижує ресурс двигунів автомобілів. До того ж в Україні реалізується значна частина так званих етилованих (тобто утримуючих свинець, бензину). Формулювання " значна частина" викликано тим, що після приватизаційних процесів, що пройшли в нафторосподільному секторі, значно зменшився контроль за кількістю і якістю нафтопродуктів, що поставляються на ринок.

Дуже часто на автомобільних підприємствах, технічне обслуговування автомобілів проводиться не на належному рівні: *а)* відпрацьовані оливи зливаються на землю; *б)* зношені шини спалюються безпосередньо на землі.

Злив відпрацьованих олив приводить до забруднення ґрунту, а спалювання шин, приводить до вигорання родючого шару ґрунту і забруднення атмосфери продуктами згоряння. Щоб уникнути таких негативних явищ, слід відпрацьовані оливи збирати в ємність для подальшої переробки, а зношені шини відправляти на утилізацію у відповідні спеціалізовані підприємства.

Пасивне відношення до паливо - мастильних матеріалів, також призводить до знищення довкілля.

Спалюючи велику кількість палива, автомобільна техніка викидає у повітря значну кількість шкідливих речовин, що спричиняють значне забруднення атмосфери. Тому, правильне зберігання і використання нафтопродуктів - один із найважливіших чинників охорони атмосферного повітря. Для запобігання підтікання паливо - мастильних матеріалів з автомобільних засобів, на у автомобільних підприємствах проводиться контроль стосовно періодичних технічних обслуговувань або усунення несправностей окремих вузлів.

Слід зазначити, що під час експлуатації автомобілів, слід вибирати такі швидкісні режими, які б відповідали екологічним показникам технічних умов. Під час зберігання нафтопродуктів, слід використовувати стаціонарні резервуари, дрібну нафтотару. Резервуари для нафтопродуктів, що не є леткими, обладнують вентиляційними пристроями.

При зберіганні бензину, вільне сполучення внутрішнього середовища резервуарів з атмосферою недопустиме, оскільки це призводить до його значних втрат. Тому всі отвори резервуарів з нафтопродуктами, що легко випаровуються, повинні бути щільно закриті.

Одним з найбільш використовуваних ресурсів у побуті - вода. Найбільшим її споживачем є сільське господарство.

Основним завданням охорони довкілля є дбайливе ставлення до неї, збереження та створення сприятливих умов для життя суспільства.

Біля території СТО знаходиться незначна кількість невеликих потічків та відкритих водойм. Тому, від робочого персоналу по обслуговуванню

автомобілів вимагається належне ставлення до відпрацьованих рідин (зливати у відповідні ємкості для подальшої утилізації у відповідних передбачених законом місцях) [2]. Хімічні рідини, що призначені для миття агрегатів чи кузова автомобіля, необхідно зберігати в типових складських приміщеннях.

Висновки до розділу 4

Розроблено комплекс заходів, спрямованих на підвищення рівня безпеки та охорони праці під час проведення комп'ютерної діагностики автомобіля.

Створено модель потенційно небезпечних ситуацій, які можуть виникнути під час дистанційного діагностування транспортних засобів.

Надано перелік вимог пожежної безпеки для приміщень, де виконуються експериментальні та діагностичні роботи.

Обґрунтовано та детально викладено організаційно-технічні рекомендації, яких слід дотримуватися під час проведення технічної і комп'ютерної діагностики автомобілів.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Дослідження експлуатаційних витрат

Сучасна бортова електронна система автомобіля, спричиняє процес підвищення коефіцієнта корисної енергії двигуна, що оптимізує всі процеси, та дозволяє самодіагностуватися.

Інженерами дослідниками, розроблене обладнання для сканування роботи ЕБУ, що сприяє у найкоротші строки відновити роботу будь якого механізму, який відмовив чи не забезпечує якісну роботу дизеля.

Відповідно, за умови використання діагностичного обладнання, для оперативного виявлення недоліків роботи двигуна, і завчасного її налагодження, можна дослідити економічні витрати.

І тому, затрати на його експлуатацію визначаються за [9]:

$$Z = Z_n + Z_{zm} + Z_{TO} + Z_{av} + Z_{ш} + Z_{zn} \quad (5.1)$$

де Z_n – витрати на пальне;

Z_{zm} – витрати на змащувальні матеріали, $Z_{zm} = 0,2$ грн/км;

Z_{TO} – витрати на технічне обслуговування;

Z_{av} – витрати на амортизаційні відрахування;

$Z_{ш}$ – витрати на шини, $Z_{ш} = 0,7$ грн/км;

Z_{zn} – витрати на заробітну плату оператора, $Z_{zn} = 20,00$ грн/км

Грошові витрати на придбання дизельного палива (для несправних і справних циліндрів), визначаємо за формулою

$$Z_n^{\bar{g}} = \frac{C_n^{\bar{g}} \cdot g}{1,0} \quad 5.2$$

де, $C_n^{\bar{g}}$ – вартість палива, $C_n^{\bar{g}} = 50,00$ грн;

g – витрата палива (за пробігу 100 км), $g = 30,0$ л.

Тоді:

$$Z_n^{\bar{g}} = \frac{50,00 \times 30}{1,0} = 1500,00 \text{ грн./100 км}$$

А за несправного:

$$З_n^6 = \frac{C_n^d \cdot g_{\text{неспр.}}}{1,0}$$

де, $g_{\text{неспр.}}$ – витрата палива за несправного циліндра, $g_{\text{п.п}} = 33$ л/100 км.

Отже:

$$З_{\text{п}}^{\text{неспр.}} = \frac{50,00 \times 33}{1,0} = 1650,00 \text{ грн./100 км}$$

Розрахунки показують, що витрати на придбання палива для дослідного автомобіля (за неякісно працюючого циліндра), збільшилися на 150,00 грн./1000 км.

Дальше, визначаємо витрати на ТО трактора:

$$З_{\text{то}} = N_{\text{тр}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot 10^{-3} \text{ грн./га} \quad 5.4$$

де, $N_{\text{тр}}$ – витрати на автомобіль з справною і несправною системою, $N_{\text{тр}} = 55,1$ грн./км.

$$З_{\text{тр}} = 55,1 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,0551 \text{ грн./км}$$

Витрати на амортизаційні відрахування:

$$З_{\text{амор}} = \frac{Ц \cdot l_p \cdot A_{\text{в}}}{10^5} + \frac{Ц \cdot l_p \cdot A_{\text{кап.р}}}{10^5}, \text{ грн} \quad 5.5$$

де, $Ц$ – балансова вартість трактора, $Ц = 1200000$ грн.;

$A_{\text{в}}$ – нормативні амортизаційні відрахування, $A_{\text{в}} = 0,21$;

l_p – річне напруження, приймаємо $l_p = 50000$ км;

$A_{\text{кап.р}}$ – нормативні відрахування на капітальний ремонт, $A_{\text{кап.р}} = 0,23$

$$З_{\text{аморт}} = \frac{1200000 \times 50000 \times 0,21}{12 \times 10^5} + \frac{1200000 \times 50000 \times 0,23}{12 \times 10^5} = 10500 + 11000 = 21500,00 \text{ грн/рік.}$$

Згідно виразу (6.1), отримаємо:

- з справною системою

$$З = 1500 + 0,2 + 0,0551 + 0,21 + 0,7 + 20,00 = 1521,17 \text{ грн/100 км}$$

- з несправною

$$З = 1650 + 0,2 + 0,0551 + 0,21 + 0,7 + 20,00 = 1671,16 \text{ грн/100 км.}$$

А за річного напрацювання (приймаємо пробіг 50000 км), витрати будуть становити:

- з справною

$$З_{\text{д}} = 1500,00 \times 50000 / 100 = 750000,00 \text{ грн./рік};$$

- несправною

$$З_{\text{д}} = 1650,00 \times 50000 / 100 = 820005,00 \text{ грн./рік}.$$

Отже, річні експлуатаційні втрати від несправної системи, можуть складати:

$$E = 820005,00 - 750000,00 = 70005,00 \text{ грн./рік}$$

Висновки до розділу 5

Експлуатація вантажного автомобіля DAF Е 6 за умов частково незадовільної роботи шостого циліндра дизеля, спричинила додаткові річні економічні витрати.

Під час виконання операцій із перевезення вантажів (за річного пробігу 50000 км), їх величина становила близько 70005,00 грн./рік.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Підтверджено, що для дизельного двигуна, компресія є визначальним чинником працездатності.

Встановлено, що зниження тиску (в кінці такту стиснення) нижче критичного порогу (22–24 Бар), унеможливило досягнення температури самозаймання палива ($T_c < 500^\circ\text{C}$) при холодному пуску. Це доводить необхідність регулярного моніторингу стану ЦПГ (для забезпечення екологічних та паливних характеристик).

Доведено, що найбільш ефективний метод діагностики, який ми будемо використовувати - це метод відносної компресії (використання ПК і сканера та програмного продукту). Він дозволяє без розбирання двигуна, за 5–10 хвилин, виявити «проблемний» циліндр (з точністю до 90–95%) відносно механічних замірів.

Наведено методику визначення теплового балансу дизеля, за нормальною та зниженою компресією в циліндрах.

Виконано розрахунок максимального підйому впускного клапана, який становить приблизно 0,014 м.

Здійснено розрахунок клапанної пружини, за результатами якого встановлено, що сила інерції елементів клапанного механізму в кінці підйому клапану, дорівнює 0,00009011 МН.

Згідно з результатами розрахунку теплового балансу, частка ефективної теплоти Q_e становить 35%, що на 2 % менше, порівняно з показником 37% (за умови справної роботи всіх циліндрів двигуна). Основною причиною зниження несправності двигуна, є падіння компресії в шостому циліндрі.

Із застосуванням сучасного комп'ютерного діагностичного обладнання «Service ADVICOR EDL v2» та програмного забезпечення, проведено

дослідження зміни компресії в циліндрах дизеля, за пробігів автомобіля: 55000, 600000, 650000, 700000 та 750000 км.

У результаті встановлено:

- найбільші значення компресії зафіксовані у другому циліндрі, а найнижча - у шостому циліндрі, і становить 87 %, що відповідає тиску 24 бари (початкове значення — 28 бар). Такий рівень компресії у циліндрі, є критичним для двигуна (автомобіля DAF E6).

Розроблено комплекс заходів, спрямованих на підвищення рівня безпеки та охорони праці під час проведення комп'ютерної діагностики автомобіля.

Створено модель потенційно небезпечних ситуацій, які можуть виникнути під час дистанційного діагностування транспортних засобів.

Надано перелік вимог пожежної безпеки для приміщень, де виконуються експериментальні та діагностичні роботи.

Обґрунтовано та детально викладено організаційно-технічні рекомендації, яких слід дотримуватися під час проведення технічної і комп'ютерної діагностики автомобілів.

Експлуатація вантажного автомобіля DAF E 6 за умов частково незадовільної роботи шостого циліндра дизеля, спричинила додаткові річні економічні витрати (за річного пробігу 50000 км), близько 70005,00 грн./рік.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бороденко Ю.М., Гнатов А.В., Аргун Щ.В. Мехатронні системи автомобіля. Част. 1. Силовий привід: підручник. Харків: ХНАДУ, 2023. 300 с.
2. Бороденко Ю.М., Гнатов А.В., Аргун Щ.В. Мехатронні системи автомобіля. Част. 2. Ходова частина: підручник. Харків: ХНАДУ, 2024. 226 с.
3. Гутаревич Ю. Ф. Зеркалов Д.В., Говорун А.Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. К.: Арістей. 2006, 292 с.
4. Гряник І. М., Лахман С.Д. та інші Охорона праці: Київ.: Урожай. 1994, 187 с.
5. Кашканов А. А., Кужель В. П., Грисюк О. Г. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту: Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2010. – 230 с.
6. Клименко Л. П., Прищепов О.Ф., Андрєєв В. І., Голдун В. Ю. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами : [навч. посібник]. Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2013. 132 с.
7. Кисликов В., Лищук В. Будова і експлуатація автомобілів/ Вид. Либідь. К.: 2018, 400 с.
8. Мазепа С.С., Куцик А.С. Електрообладнання автомобіля. / Львів: Видавництво НУЛП, 2004, 168 с.
9. Розрахунок економічної ефективності механізму / Електронний ресурс, режим доступу: <https://www.google.com/url>.
10. Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Ч.2. Електрообладнання / Навчальний посібник .Вища школа, 2001. 180с.
11. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник). Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016, 236 с.
12. Грицук І.В., Вербовський В.С., Володарець М.В., Краснокутська З.І., Погорлецький Д.С., Бородін С.І. Особливості розробки циклу теплової

підготовки транспортного двигуна за допомогою теплового акумулятора / Матеріали V міжнародної науково-технічної інтернет 33 конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології», 20-21 листопада 2017 р ХНАДУ, Харків, 2017, С. 25 – 27.

13. Двигуни внутрішнього згоряння : [підручник]: у 6 т. / [за редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова].:Т. 2 : Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків : Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004, 367 с.

14. Сажко В. А. Електрообладнання автомобілів і тракторів: Підручник. К.: Каравела, 2009, 400с.

15. Навчальне середовище «Electude». Електронний ресурс, режим доступу: <https://lnau.electude.eu>.

16. Войтов В. А., Чепурний Ю.В. Метод віброакустичного дослідження клапанного механізму двигуна внутрішнього згорання. Збірник наукових праць. 2020. N 2. Р.72. <https://doi.org/10.36074/24.04.2020.v2.20>.

17. Яценко К.Г., Блещенко М.О., Коростильов Г.Л., Чепурний Ю.В. Експериментальне дослідження віброакустичним методом клапанного механізму двигуна внутрішнього згоряння. Системи озброєння і військова техніка. 2020. N 1(61). С. 177-182. <https://doi.org/10.30748/soivt.2020.61.21>.

18. Бороденко Ю.М., Гнатов А. В., Щ.В. Аргун Щ. В. Б83 Мехатронні системи автомобіля. Частина 1. Силовий привід: підручник. Харків : ХНАДУ, 2023. 300 с.

19. Клименко Л. П., Прищепов О. Ф., Андреев В. І., Голдун В. Ю. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами: навч. посіб. для студентів ВУЗів. Миколаїв : Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2013, 132 с.

20. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія. Навчальний посібник К.: Арістей, 2007, 288 с.

21. Максимов В.Г. Загальні принципи діагностування електронних систем автомобіля. Наука і техніка, 2012, 392с.

22. Оборський Г.О., Максимов В.Г., Ніцевич О.Д. та інші. Засоби та методи діагностування систем автомобіля в умовах станції технічного обслуговування (базовий прилад - комплекс FSA-740) : метод. посіб., за ред. М.Б. Копитчука: Наука і техніка, 2012, 188с.

23. Максимов В.Г., Ніцевич О.Д., Дрома І. А. Основи методів діагностування електронних систем керування автомобілем. Праці Одеського політехнічного університету, 2013. Вип.3(42), с. 60-65.

24. Клименко Л. П., Прищепов О. Ф., Андрєєв В. І., Голдун В. Ю. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами: навч. посіб. для студентів ВУЗів. Миколаїв : Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2013. 132 с.

25. Бороденко Ю.М., Гнатов А.В., Аргун Щ.В. Мехатронні системи автомобіля. Частина 2 «Ходова частина», підручник. Харків: ХНАДУ, 2024. – 226 с.

26. Кашканов А. А., Кужель В.П., Грисюк О.Г. Інформаційні комп'ютерні системи автомоб. транспорту: навчальний посібник, Вінниця: ВНТУ, 2010. 230 с.

27. Солтис А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.