



ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ

КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему:

**«Оцінка рівня зміни динамічних властивостей легкових
автомобілів в експлуатаційних умовах на ПП «Ковальов Авто»
с. Соколівське Кропивницького району Кіровоградської області»**

Виконав:

магістрант групи АТ-21М (1,4)

_____ Євген ТЕРЕШКО

Консультант:

к.т.н., доцент _____ Олег БЕВЗ

Керівник:

к.т.н., доцент _____ Сергій МАГОПЕЦЬ

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

к.т.н., доцент _____ Сергій МАГОПЕЦЬ

«__» _____ 2022 р.

Рецензент:

_____, _____
(наук. ст., вч. звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2022 р.

Кропивницький – 2022 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та
ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

ТЕРЕШКО Євген Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Оцінка рівня зміни динамічних властивостей легкових автомобілів в експлуатаційних умовах на ПП «Ковальов Авто» с. Соколівське Кропивницького району Кіровоградської області»

керівник роботи МАГОПЕЦЬ Сергій Олександрович, к.т.н, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові)

(науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 17 серпня 2022 року №29-13

2. Строк подання здобувачем роботи «30» листопада 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: встановити ступінь впливу зниження ефективних показників ДВЗ автомобілів та погіршення їх динамічних характеристик в експлуатаційних умовах

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1. Розділ 1. Аналіз виробничих потужностей підприємства та ефективності організації його виробничої діяльності. Встановити ступінь зміни ефективних показників ДВЗ автомобілів в експлуатаційних умовах; встановити основні причини погіршення технічного стану двигунів; сформулювати мету, об'єкт та предмет досліджень, встановити основні завдання, які потребують подальшого вирішення в роботі.

4.2. Розділ 2. Дослідити особливості оцінки динамічних властивостей автомобілів та визначити основні показники їх оцінки. Описати методику оцінки ефективних показників та динамічних властивостей ДВЗ легкових автомобілів.

4.3. Розділ 3. Розробити математичну модель оцінки зміни динамічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах, що враховує зниження динамічних характеристик ДВЗ.

4.4. Розділ 4. Визначити методику та особливості випробувань динамічних показників автомобілів та їх ДВЗ на динамометричних стендах із дотриманням безпечних виробничих умов. Описати практичну реалізацію результатів проведених в роботі наукових досліджень.

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

5.1. Особливості виробничої діяльності та SWOT-аналіз підприємства. 5.2. Обґрунтування актуальності наукових досліджень. Мета, об'єкт, предмет 5.3. Математичні моделі оцінки динамічних показників автомобілів. 5.4. Критерії оцінки ефективних та динамічних показників двигунів. 5.5. Результати оцінки динамічних характеристик ДВЗ автомобілів категорії М1. 5.6.-5.8. Результати дослідження зміни динамічних показників автомобілів категорії М1 в експлуатаційних умовах. 5.9. Результати визначення граничних значень коефіцієнтів динамічності автомобілів. 5.10. Загальні висновки по роботі.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Обґрунтування напрямку наукових досліджень	28.10.2022	
2	Розділ 2. Аналіз існуючих методик оцінки динамічних властивостей автомобілів	11.11.2022	
3	Розділ 3. Результати оцінки зміни динамічних властивостей автомобілів	18.11.2022	
4	Розділ 4. Організація випробувань ТЗ та використання результатів дослідження	25.11.2022	
5	Загальні висновки по роботі	28.11.2022	
6	Оформлення структурних елементів МР	28.11.2022	
7	Ілюстративний матеріал до МР	30.11.2022	

Магістрант

(підпис)

ТЕРЕШКО Є.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

МАГОПЕЦЬ С.О.

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Метою дослідження виступало встановлення впливу зміни ефективних показників двигуна та змінних експлуатаційних факторів на динамічні властивості автомобілів категорії М1.

В першому розділі роботи «Обґрунтування напрямку наукових досліджень» проведена оцінка виробничого потенціалу підприємства та виконаний «SWOT-аналіз» ефективності організації його діяльності; визначено суттєве зниження ефективних показників двигунів автомобілів, що є причиною зниження їх динамічних властивостей; обґрунтована актуальність наукових досліджень роботи; визначено мету, об'єкт і предмет досліджень та сформовані основні завдання, які потребують розв'язання у роботі.

Так *об'єктом дослідження* є динамічні властивості автомобілів категорії М1 в різних режимах руху, *а предметом* - виступають напрямки поліпшення динамічних властивостей автомобілів категорії М1 в експлуатаційних умовах.

Основними завданнями кваліфікаційної роботи є:

- проведення аналітичних досліджень з оцінки динамічних властивостей легкових автомобілів;
- визначення основних експлуатаційних факторів, що визначають рівень динамічних властивостей легкових автомобілів;
- розроблення практичних рекомендації щодо експериментального визначення та відновлення динамічних властивостей легкових автомобілів.

В другому розділі «Аналіз існуючих методик оцінки динамічних властивостей автомобілів» встановлені основні показники оцінки динамічних властивостей ТЗ та розроблена удосконалена математична модель визначення коефіцієнтів динамічності автомобілів, яка дозволяє провести аналіз динамічних показників при зміні ефективних показників роботи ДВЗ та змінних дорожніх умовах.

В третьому розділі «Результати оцінки зміни динамічних властивостей автомобілів» запропонована методика та проведені розрахунки коефіцієнтів формули С.Р. Лейдермана для побудови ЗШХ ДВЗ; розраховані зміни динамічних коефіцієнтів групи автомобілів категорії М1 при зниженні динамічних показників їх ДВЗ за ЗШХ; встановлені граничні значення коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ дослідної групи автомобілів.

В четвертому розділі «Організація випробувань ТЗ та використання результатів дослідження» визначені особливості використання динамометричних стендів для оцінки динамічних показників автомобілів; наведені умови, правила та порядок проведення випробувань двигунів із дотриманням безпеки виробничих процесів та зроблені обґрунтовані практичні рекомендації із використання отриманих наукових результатів під час сервісу автомобілів на підприємствах галузі.

Кваліфікаційна магістерська робота складається з вступу, 4 розділів, висновків; містить 67 сторінок тексту, 23 рисунки, 13 таблиць та 3 додатки.

ЗМІСТ

	стор.
РЕФЕРАТ	3
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1. Аналіз виробничих потужностей підприємства та ефективності організації його виробничої діяльності	8
1.2. Обґрунтування напрямку наукових досліджень кваліфікаційної магістерської роботи	15
1.3. Предмет та об’єкт дослідження. Мета та задачі дослідження	19
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК ОЦІНКИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ	20
2.1. Динамічні властивості ТЗ та показники їх оцінки	20
2.2. Методика оцінки ефективних показників та динамічних властивостей ДВЗ легкових автомобілів	32
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ОЦІНКИ ЗМІНИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ	39
3.1. Результати оцінки динамічних характеристик ДВЗ автомобілів категорії М1	39
3.2. Результати дослідження зміни динамічних показників автомобілів категорії М1 в експлуатаційних умовах	43
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ВИПРОБУВАНЬ ТЗ ТА ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.	53
4.1. Особливості використання динамометричних стендів для оцінки динамічних показників автомобілів	53
4.2. Умови, правила та порядок проведення випробувань двигунів на стенді	56
4.3. Створення безпечних умов при проведенні випробувань ТЗ	58
4.4. Практичне використання результатів проведених досліджень ...	59
ВИСНОВКИ	62
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	65
ДОДАТКИ	68

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання

ЗШХ - зовнішня швидкісна характеристика (двигуна)

ІК - інструментальний контроль

КВ – колінчастий вал

ККД – коефіцієнт корисної дії

КП – коробка передач

ТЗ - транспортний засіб

ТО - технічне обслуговування

ВСТУП

Загально відомо, що експлуатаційні витрати автомобіля є доволі вагомими й за певний період можуть бути порівняні із його початковою вартістю. Складаються ці витрати із витрат на паливо-мастильні матеріали, запасні частини та вартість проведення сервісних операцій, а визначаються - ступенем конструктивної досконалості автомобіля, дотриманими водієм режимів руху й навантажень, правильністю підтримки періодичності сервісних й ремонтних впливів, якістю запасних частин та технологічних рідин, ефективністю проведення сервісних та ремонтних операцій тощо.

В процесі роботи всіх систем і механізмів автомобіля відбуваються природні процеси їх зношення, які змінюють початкові характеристики та впливають на ефективність виконання ними функціональних призначень. При цьому, у разі відсутності поломок та переходу механізмів у непрацездатний стан, погіршення показників не призводить до зупинки автомобіля, а відбувається повільно й фактично не помітно для водія ТЗ.

Сьогодні автомобіль має практично кожна родина, інколи навіть не один; автомобільний парк нашої країни постійно збільшується, особливо в сегменті автомобілів категорії М1 – легкових автомобілів індивідуальних власників. Так, за офіційними даними в Україні кількість зареєстрованих ТЗ цієї категорії на початок 2022 р. складала приблизно 21 млн. автомобілів, а їх найбільш масова вікова група відповідала 23 рокам експлуатації. Слід зауважити, що, нажаль, більшість водіїв автомобілів не є фахівцями, які володіють ґрунтовними технічними знаннями з основ будови, принципів роботи вузлів та механізмів, й тим більше - особливостей підтримки ТЗ у працездатному стані, обсягів й переліку потрібних сервісних й ремонтних робіт.

Оцінка технічного стану ТЗ такими водіями (власниками) проводиться суб'єктивно: необхідність відновлення працездатного стану ТЗ обумовлюється головним чином потребою у проведенні саме ремонтних операцій; сервісні ж операції проводяться із суттєвими розбіжностями, що виражається у збільшенні міжсервісних інтервалів порівняно із регламентованими. Така ситуація є причиною відсутності в нашій країні, раніше діючої системи обов'язкового проходження планових періодичних технічних оглядів для власників

індивідуальних ТЗ; неможливість отримання допуску до експлуатації автомобіля на дорогах загального користування змушувала власників ТЗ проводити сервісні й ремонтні дії, відновлювати показники роботи систем і механізмів, підіймати контрольні значення властивостей автомобіля до рівня нормативних вимог.

Наслідком такої ситуації є збільшення експлуатаційних витрат; причому основним фактором є суттєве підвищення саме витрат палива – однієї із найбільш вагомих складових в групі експлуатаційних витрат. Підвищені показники витрати палива є наслідком намагання водіїв підтримувати обраний швидкісний режим руху ТЗ при знижених його динамічних показниках. Нажаль підвищені показники витрати палива негативним чином впливають й на екологію навколишнього середовища, збільшуючи рівень забруднення повітря шкідливими компонентами, що містяться у відпрацьованих газах ДВЗ.

Оцінка ступеня втрат показників динамічності автомобілів в експлуатаційних умовах є важливою комплексною технічною задачею, вирішення якої дозволить не тільки підтримати нормативний технічний стан ТЗ, а й скоротити експлуатаційні витрати та попередити появу ушкоджень та поломок, позитивно вплинути на параметри системи «автомобіль-водій-екосистема».

Проведені в роботі наукові дослідження дозволяють не тільки описати дійсний стан ДВЗ автомобіля за показниками його динамічності та економічності, а й розрахувати поточний ступінь погіршення цих показників. Порівняння значень коефіцієнтів динамічності автомобіля із обрахованими конкретно для даної марки та моделі граничними рівнями, дозволяє як спрогнозувати його динамічні якості під час руху в реальних дорожніх умовах, так й визначитися із тенденціями погіршення цих показників у найближчий експлуатаційний період.

Нажаль сервісна практика показує, що з огляду на доволі складний фінансовий стан власників ТЗ, що склався в нашій країні через ведення визвольних бойових дій, більшість з них намагаються відтермінувати проведення сервісних та ремонтних впливів, намагаючись зменшити рівень фінансових витрат на експлуатацію автомобіля. Лише доведення до власника ТЗ інформації, що витрати на споживання ДВЗ автомобіля більшої кількості палива, вже суттєво перебивають вартість проведення відновлювальних сервісних операцій, можуть стимулювати його до прийняття рішення про доцільність та необхідність виконання таких технічних дій.

Розділ 1.

ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз виробничих потужностей підприємства та ефективності організації його виробничої діяльності

Виробничі потужності з технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Ковальов-Авто» розташовані у селищі Соколівське Кіровоградського району, яке фактично є передмістям м. Кропивницький.

У відповідності до статуту підприємства його виробнича діяльність спрямована на одержання прибутку від провадження виробничої та науково-технічної діяльності в сфері технічного сервісу транспортних засобів (ТЗ) та сервісного обладнання, торгівлі запасними частинами тощо.

Підприємство відноситься до малих автосервісних підприємств та забезпечує повний цикл проведення сервісних послуг з діагностування, інструментального контролю (ІК), технічного обслуговування (ТО) та ремонту переважно автомобілів категорій М1 та М2 (рис. 1.1); має в своїй структурі спеціалізовані підрозділи (дільниці, зони й пости) (рис. 1.2 – рис. 1.4) та розрахована на організацію та проведення комплексних робіт з ТО і ремонту 1500 транспортних засобів (ТЗ) протягом календарного року.



Рисунок 1.1. – СТО ПП «Ковальов-Авто»



Рисунок 1.2. – Основна виробнича зона підприємства



Рисунок 1.3. – Пост зони інструментального контролю ТЗ



Рисунок 1.4 – Ділянка діагностування та сервісу двигунів автомобілів



Рисунок 1.5. – Малярна ділянка

Підприємство знаходиться у процесі постійного динамічного розвитку у відповідності до потреб ринку послуг: контролює рівень якості обслуговування, впроваджує сучасні методики та новітнє виробниче обладнання, підвищує кваліфікацію виробничого персоналу, розширює номенклатуру виробничих робіт та клієнтську базу. Результатом такої діяльності є збільшення власних виробничих потужностей та прибутку фактично на 25% лише за 2020-2022 рр.

Основні виробничі дільниці підприємства компактно розташовані у двох одноповерхових будівлях (рис. 1.5) з несучими стінами висотою 6 м, виконаних із цегли та залізобетонних панелей, в яких розміщені адміністративні приміщення прийому й видачі автомобілів та основні виробничі підрозділи; є окремі входи та в'їзди, оснащені автоматизованими ролетними воротами шириною 2,5 м. Внутрішня висота приміщень забезпечує можливість розташування двостійкових підйомників для зміни просторового положення ТЗ.

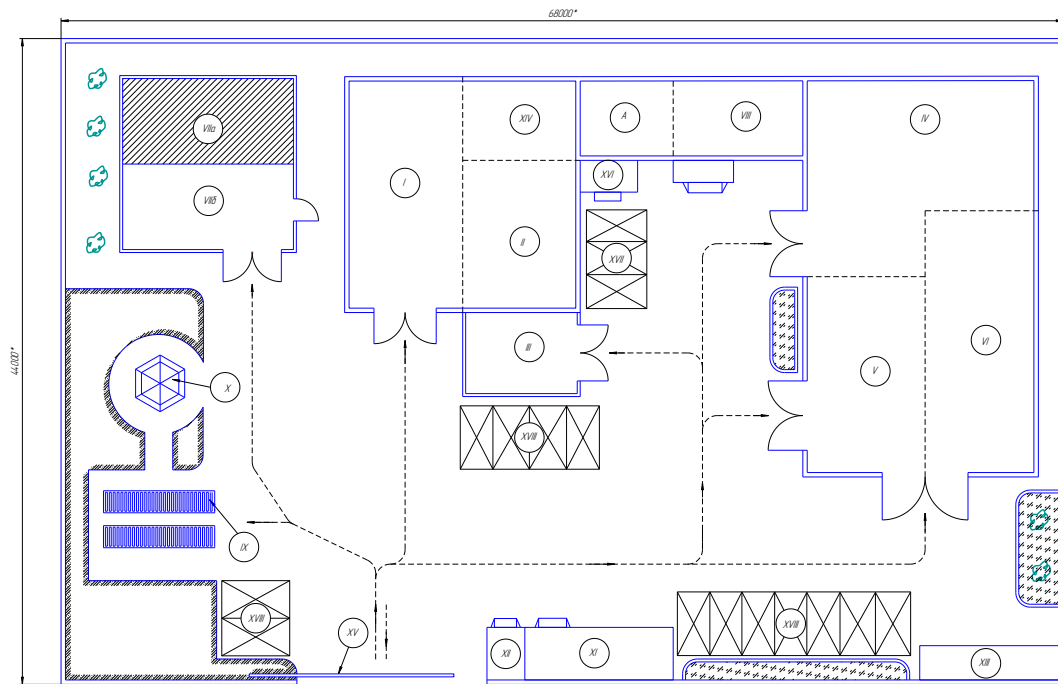


Рисунок 1.5 – Генеральний план СТО ПП «Ковальов-Авто»:

А - адміністративно-побутова частина; І - XVIII - виробнича частина: І - ділянка ТО і ПР рульових керувань; ІІ – зона інструментального контролю автомобілів; ІІІ - малярна ділянка; ІV - ділянка ТО і ремонту ходових частин; V - пост регулювання кутів встановлення керованих коліс; VI - ділянка ТО і ремонту електрообладнання; VIIа - дільниця діагностування та ТО двигунів легкових автомобілів; VIIб - дільниця ПР двигунів легкових автомобілів; VIII - ресторан; IX - відкрита естакада; X - бесідка; XI - магазин запасних частин; XII - контрольно-пропускний пункт; XIII - складські навіси; XIV - складські приміщення; XV - основні ворота; XVI - котельня; XVII - стоянка автомобілів працівників підприємства; XVIII - стоянка автомобілів клієнтів.

Підприємство ПП «Ковальов-Авто» не відноситься до спеціалізованих (фірмових) сервісних підприємств, разом з тим, завдяки високому рівню послуг, що надаються, та помірній ціновій політиці, має зростаючий попит на ринку послуг з діагностування, обслуговування та ремонту автомобілів серед власників ТЗ м. Кропивницький та Кіровоградської області «планової» та «випадкової» груп автомобілів категорій М1 та М2.

До планової групи входять ТЗ в більшості підприємств та організацій різних форм власності, які потребують проведення планових сервісних обслуговувань та капітальних ремонтів на визначений контрактний період. В цій групі превалюючим типом ТЗ є автомобілі категорії М2 (мікроавтобуси).

Випадкова група представлена широкою гамою марок і моделей ТЗ, власники яких виявили потребу у проведенні поточних (разових) технічних дій в більшості для проведення передпродажного діагностування, поточного або капітального ремонту систем, вузлів та механізмів автомобілів категорії М1.

Технічні дії з ТО для автомобілів цієї групи фактично є мінімальними.

Специфіка надання сервісних послуг підприємством у 2020-2022 рр. за кількістю машино-заїздів, представлена на рис. 1.6, дає можливість оцінити співвідношення автомобілів за визначеними групами ТЗ в загальній чисельності. Оцінюючи динаміку завантаженості підприємства слід визнати, що у 2021 р. середньомісячна кількості машино-заїздів автомобілів становила 85...90 автомобілів, в той час як за 10 місяців 2022 р., у зв'язку із дією воєнного стану, вона не тільки не зменшилася, а навіть збільшилася - до показників 93...98 машино-заїздів (рис. 1.7), що визначено суттєвим зростанням парку автомобілів регіону за рахунок ТЗ внутрішньо переміщених осіб. Аналіз наведеної на рис. 1.6 свідчить, що основною є випадкова група ТЗ із показником 88,1% кількості машино-заїздів, що фактично майже у 8 разів більше показників планової групи (11,9%).

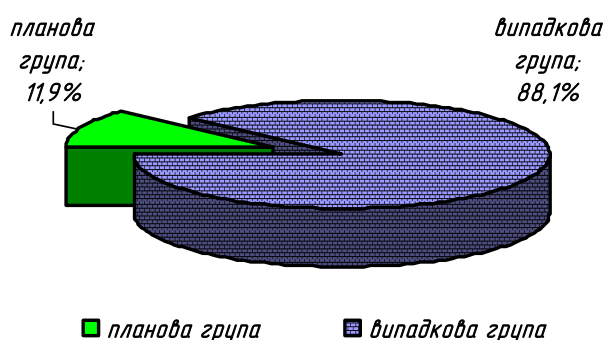


Рисунок 1.6 – Розподіл обсягів з надання послуг за групами ТЗ

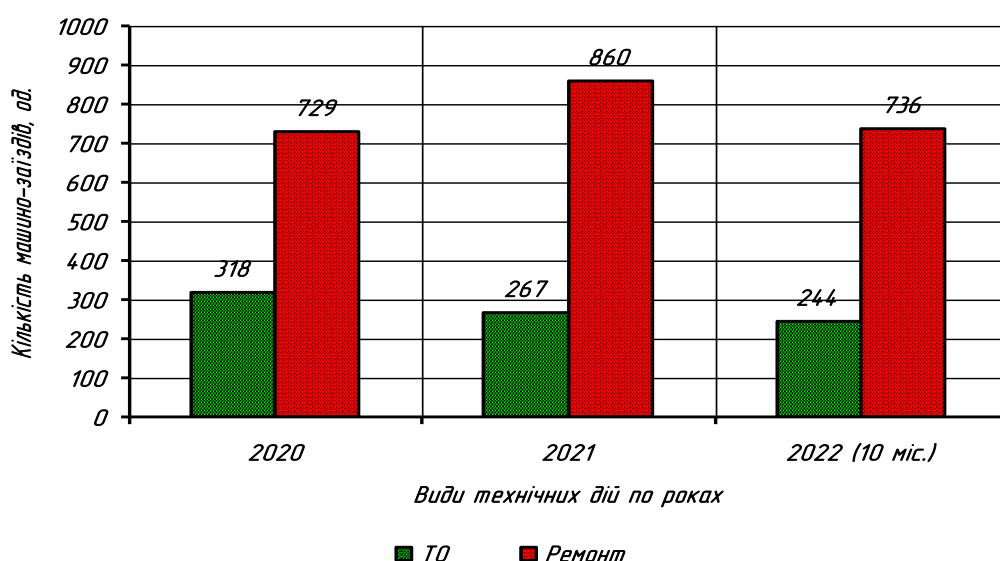


Рисунок 1.7 – Аналіз кількості ТЗ, що обслуговувалися на підприємстві у 2020-2022 роках (за машино-заїздами та видами технічних дій)

Більш детальний розподіл виконаних фахівцями підприємства видів технічних дій при обслуговуванні ТЗ у 2020-2022 рр. за визначеними групами представлений на рис. 1.8. Вплив приналежності ТЗ до вікових груп (від 0 до 5 років, від 5 до 10 років, від 10 до 15 років та понад 15 років експлуатації) представлений на рис. 1.9.

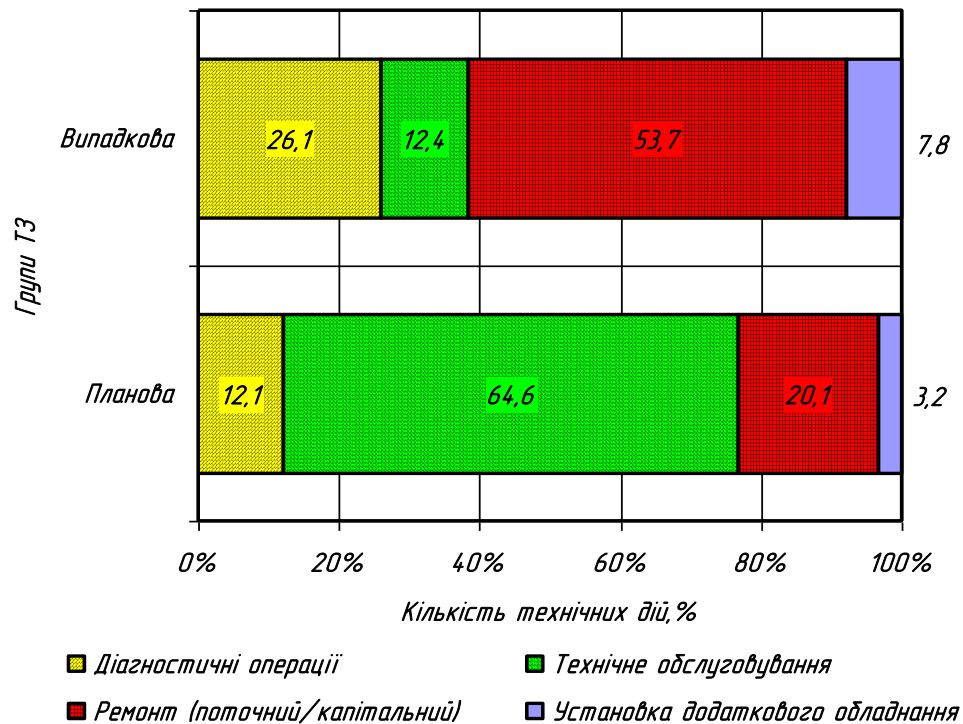


Рисунок 1.8 – Специфіка виконання технічних дій при обслуговуванні ТЗ категорій М1 та М2 різних груп

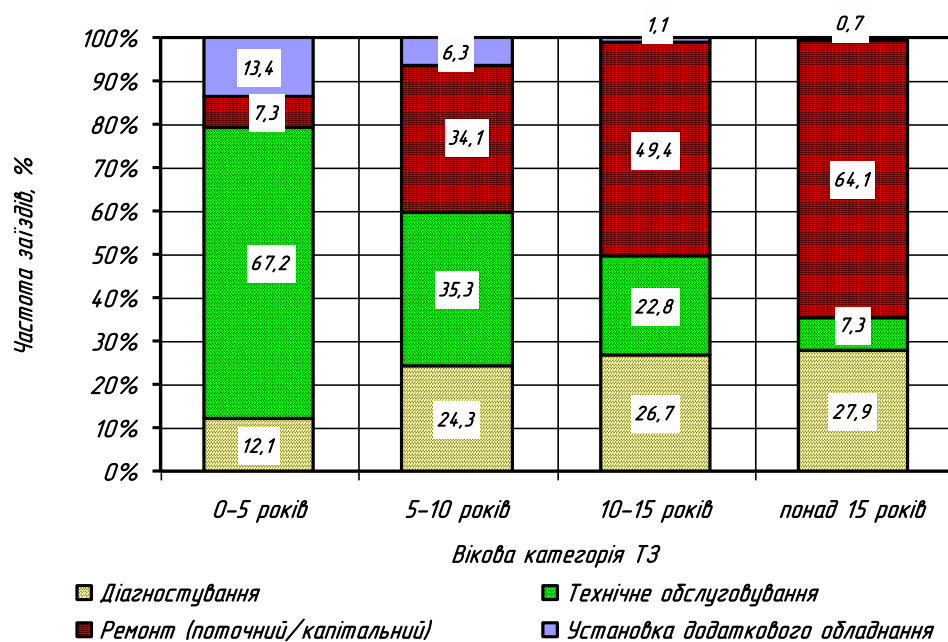


Рисунок 1.9 – Особливості виконання технічних дій при обслуговуванні автомобілів різних вікових груп у 2020-2022 роках

Аналіз представлених на рис. 1.8 та рис. 1.9 діаграм дозволяє оцінити не тільки кількісні показники завантаженості підприємства, а й оцінити динаміку зміни основних видів робіт. Так, спостерігаються як звичайні так й дуже несподівані тенденції. До звичайних можна віднести зменшення обсягів робіт із ТО автомобілів та збільшення з ремонту із переходом ТЗ до старших вікових категорій. Несподіваними виявилися зростаючі потреби у проведенні діагностичних операцій: збільшення термінів експлуатації автомобілів залишає попит стабільним на рівні 25...28%. Поясненням такої ситуації можна вважати як наявність у легкових автомобілів, які мають терміни експлуатації 15...25 років та були виготовлені у 90-х роках минулого сторіччя, систем діагностики (в більшості ДВЗ) так й розумінням власників таких ТЗ важливості правильної оцінки реального технічного стану найбільш відповідальних систем і механізмів автомобіля. Не менш важливим фактором тут виступає й наявність на підприємстві ділянки проведення інструментального контролю автомобілів, яку було введено в експлуатацію у 2020 році (рис. 1.10) та укомплектовано сучасним діагностичним обладнанням відомих світових виробників.

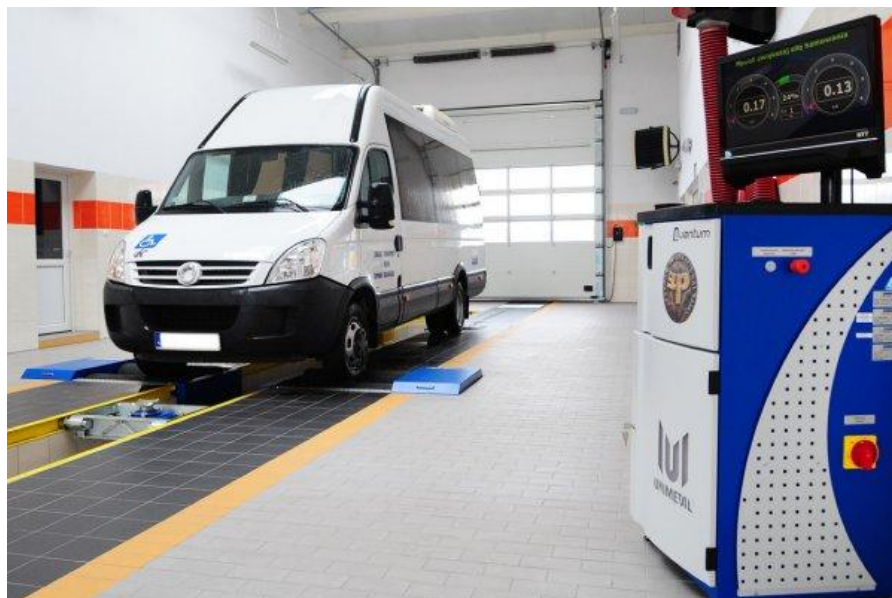


Рисунок 1.10 – Зона інструментального контролю автомобілів
СТО ПП «Ковальов-Авто»

Проведений SWOT-АНАЛІЗ підприємства дозволив порівняти сильні й слабкі сторони у організації його виробничої діяльності та при вивченні основних факторів груп ризику (загроз) спрогнозувати реалізацію потенційних можливостей на найближчі роки (таблиця. 1.1).

Таблиця 1.1 - SWOT-АНАЛІЗ СТО ПП «Ковальов-Авто» (Україна, 25006, Кіровоградська область, Кіровоградський р-н, с. Соколівське, пров. Гаражний, 2а)

Сильні сторони	Слабкі сторони
1. Зручне місце знаходження виробничих потужностей фактично в межах м. Кропивницький за 100 м від основної дороги та 50 м від стоянки автомобілів індивідуальних власників гаражного типу. 2. Достатньо широка відомість в регіоні. 3. Менші у порівнянні з конкурентами вартість 1 нормо-години проведення сервісних та/або ремонтних робіт. 4. Наявність сучасної зони інструментального контролю автомобілів. 5. Функціонування власної служби постачання запасних частин. 6. Ефективна менеджерська політика керівництва спрямована на сталий розвиток підприємства та підвищення якісних показників провадження виробничих процесів.	1. Малі виробничі потужності обмежені фіксованою виробничою площею без можливості її розширення. 2. Нагальна необхідність модернізації та реконструювання більшості виробничих підрозділів. 3. Спрямованість на обслуговування автомобілів категорії М1 в основному А та В класів. 4. Відсутність дилерської підтримки та контрактів на сервісне обслуговування автомобілів конкретних марок та стажування виробничого персоналу. 5. Використання лише універсального технологічного обладнання. 6. Збільшена тривалість знаходження ТЗ в стадії очікування початку виконання робіт.
Можливості	Загрози
1. Ідентифікація існуючих проблем та напрямів їх вирішення. 2. Збільшення обсягів виконаних робіт із діагностування ТЗ, обслуговування та ремонту їх двигунів. 3. Організація нових структурних підрозділів для виконання робіт, які користуються підвищеним попитом в регіоні за недостатніх ринкових пропозицій. 4. Достатній довід роботи на ринку послуг для формування взаємовідносин із дилерами відомих брендів. 5. Розширення обсягів за умови залучення інших категорій ТЗ на обслуговування.	1. Висока залежність обсягів виробництва від вподобань власників ТЗ випадкової групи. 2. Високі ризики кадрових міграційних процесів обумовлених відносно не високим рівнем заробітної плати виробничих працівників. 3. Висока конкуренція на ринку послуг. 4. Можлива втрата замовлень з-за високої завантаженості виробництва особливо при проведенні ремонтних робіт. 5. Відсутність автономної мережі електро- та водо-забезпечення. 6. Форсмажорні обставини.

1.2 Обґрунтування напрямку наукових досліджень кваліфікаційної магістерської роботи

Проведений аналіз статистичних даних зібраних маркетинговою службою підприємства щодо причин звернень власників ТЗ різних марок за 2020-2022 рр. дозволив встановити причинно-наслідковий характер відмов основних систем легкових автомобілів (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 – Необхідність проведення ремонтних дій для автомобілів категорії М1 різних марок при поточному ремонті основних систем на підприємстві у 2020-2022 рр. (за даними ПП «Ковальов-Авто» с. Соколівське)

Назва системи	Кількість проведених технічних при ремонті ..., машино-заїздів / %								Усереднене значення відмови системи, %
	ЗАЗ (Daewoo)	ВАЗ	Kia, Hyundai	Audi, VW, Skoda	Mazda, Toyota, Honda	Chevrolet, Opel	Ford, Renault, Peugeot	Інші марки	
1. Підвіска	281/ 30,2%	77/ 18,3%	33/ 16,7%	53/ 23,2%	24/ 20,7%	65/ 26,9%	14/ 16,5%	12/ 19,7%	21,5%
2. ДВЗ	218/ 23,4%	121/ 28,8%	73/ 36,9%	66/ 28,9%	20/ 17,2%	57/ 23,6%	11/ 12,9%	8/ 13,1%	23,1%
3. Електронні та електричні системи	63/ 6,8%	28/ 6,7%	38/ 19,2%	26/ 11,4%	14/ 12,1%	31/ 12,8%	15/ 17,6%	7/ 11,5%	12,3%
4. Механізми керування	163/ 17,5%	92/ 21,9%	22/ 11,1%	39/ 17,1%	29/ 25,0%	34/ 14,0%	20/ 23,5%	13/ 21,3%	18,9%
5. Трансмісія	122/ 13,1%	68/ 16,2%	14/ 7,1%	26/ 11,4%	12/ 10,3%	28/ 11,6%	16/ 18,8%	11/ 18,0%	13,3%
6. Несуча система	67/ 7,2%	29/ 6,9%	7/ 3,5%	14/ 6,2%	14/ 12,1%	16/ 6,6%	7/ 8,3%	9/ 14,8%	8,2%
7. Інші системи	16/ 1,8%	5/ 1,2%	11/ 5,5%	4/ 1,8%	3/ 2,6%	11/ 4,5%	2/ 2,4%	1/ 1,6%	2,7%
РАЗОМ	930/ 100%	420/ 100%	198/ 100%	228/ 100%	116/ 100%	242/ 100%	85/ 100%	61/ 100%	2325 100,0%

За даними таблиці 1.2 найменш надійними в експлуатаційних умовах із середнім показником 23,1% виявилися двигуни автомобілів; причому у окремих марок цей показник є ще більшим й фактично складає 37%.

Суттєве зниження показників надійності двигунів обумовлюється групою причин, серед яких в першу чергу можна виділити низьку якість палива та мастильних матеріалів, підвищену інтенсивність руху та несвоєчасність проведення сервісних й ремонтних дій.

В наслідок тривалої дії зазначених факторів виникають порушення в роботі

систем та механізмів ТЗ, серед яких найбільш часто були зафіксовані у автомобілів із бензиновими силовими агрегатами:

- порушення роботи систем іскроутворення та запалення;
- зниження ефективності роботи систем живлення;
- підвищені температурні показники роботи двигунів;
- погіршення характеристик або вихід з ладу систем випуску, приладів нейтралізації шкідливих компонентів у відпрацьованих газах.

В дизельних ДВЗ характерними несправностями виступали:

- зниження ефективності роботи систем паливоподачі: зниження параметрів роботи паливо підкачувальних насосів, насосів високого тиску (ПНВТ) та форсунок;
- підвищення показники сажоутворення, погіршення ефективності роботи та забиття сажових фільтрів.

В експлуатаційних умовах це приводить до:

- втрати потужності ДВЗ й, як наслідок, зниженні динамічних показників автомобілів;
- нестабільної роботи ДВЗ в режимі холостого ходу та на навантажувальних режимах;
- погіршені пускових характеристик двигунів;
- підвищенні витрат палива тощо.

Попередніми дослідженнями встановлено, що зниження показників динамічності автомобілів обумовлених зниженням величин потужності ДВЗ є характерним для більшості автомобілів. При цьому жодних візуальних ознак такого явища може й не бути - двигуни втрачають потужність поступово. Лише при появі явних ознак порушень та несправностей, які описані вище, активації індикації системи самодіагностики сигналом «Check engine» (у сучасних автомобілів) власники ТЗ вимушені провести сервісні дії.

Фактично же падіння потужності двигунів в експлуатаційних умовах відбувається настільки поступово, що власник ТЗ не в змозі як виявити, так й коректно оцінити ступінь погіршення показників. Намагаючись підтримувати динаміку руху автомобіля, водій збільшує швидкісні та навантажувальні режими

роботи ДВЗ, що неминуче спричиняє підвищені рівні витрат палива.

В таблицю 1.3 зведені дані величин дійсних потужностей двигунів автомобілів, встановлені під час проведення діагностичних операцій у ПП «Ковальов-Авто» у жовтні 2022 року (під час проходження науково-дослідної практики).

Таблиця 1.3 – Оціночні показники величин потужностей двигунів автомобілів категорії М1 (за даними ПП «Ковальов-Авто»)

Марка (модель) автомобіля	Рік початку експлуатації	Пробіг з початку експлуатації, км	Модель двигуна/літраж	Потужність двигуна при кількості обертів, кВт/об/хв		Відносна зміна потужності, %
				номінальна паспортна	максимальна виміряна	
Opel Astra H	2010	226 110	L4/1,6	75/5200	67/4680	-11,9
Skoda Octavia	2007	212 890	BSE MPI/1,6	85/5240	80/5470	-6,3
Skoda Octavia A5	2010	263 400	16V TFSI RS/2,0	140/6160	130/6110	-7,3
VW Passat B5	2011	171 300	TSI AXA /2,0	112/6000	102/6010	-9,8
Opel Astra G	2012	183 245	TSI/1,4	92/5250	86/5210	-7,0
Renault Duster	2011	157 750	K4M 1,6 16V	102/5150	93/5150	-8,5
Ford Focus III	2008	271 426	Duratec HE/2,0	107/6120	101/5960	-5,4
Skoda Superb 4	2013	193 367	BDL/3,2	170/6350	163/6290	-6,1
Renault Megane	2012	211 428	TDI/1,4	52/3850	48/4790	-8,3
Skoda Rapid	2014	176 222	MPI/1,2	77/5100	71/5070	-7,8

Тестування динамічних показників легкових автомобілів проводили за стандартною методикою із використанням однакового вимірювального обладнання. Порівняння вимірних показників потужності із нормативними значеннями показують, що всі без виключення ДВЗ автомобілів мають падіння значень в діапазоні 5,4%...11,9%, що є доволі суттєвим.

На рис. 1.11 наведений так званий «ідеальний» розподіл потужності ДВЗ легкового автомобіля, який здійснює руху в міських експлуатаційних умовах, за даними Агентства охорони навколишнього середовища США, у відповідності до якого лише 1/8 частина енергії, що генерується – передається до рушія (коліс).

Зниження потужності ДВЗ в експлуатаційних умовах та ще й додаткове зниження ефективності передачі цієї потужності в системі «двигун – трансмісія – ведучі колеса» через: зниження ККД трансмісії, обумовлене процесами тертя та зношення в механізмах; погіршення ефективності роботи гальмівних механізмів, які «підгальмовують» колеса в результаті заклинювання поршнів в робочих

гальмівних циліндрах або напрямних гальмівних супортів; зниженому тиску газового середовища (повітря або іншого газу) в шинах автомобільних коліс з-за наявності «повільних» проколів або несвоєчасно контролю з боку водія, в дорожніх умовах, під дією змінних сил опору руху, автомобілі будуть мати суттєво знижені динамічні характеристики та вимагатимуть від водія більших зусиль задля підтримки обраних режимів руху при погіршенні паливо-економічних показників.

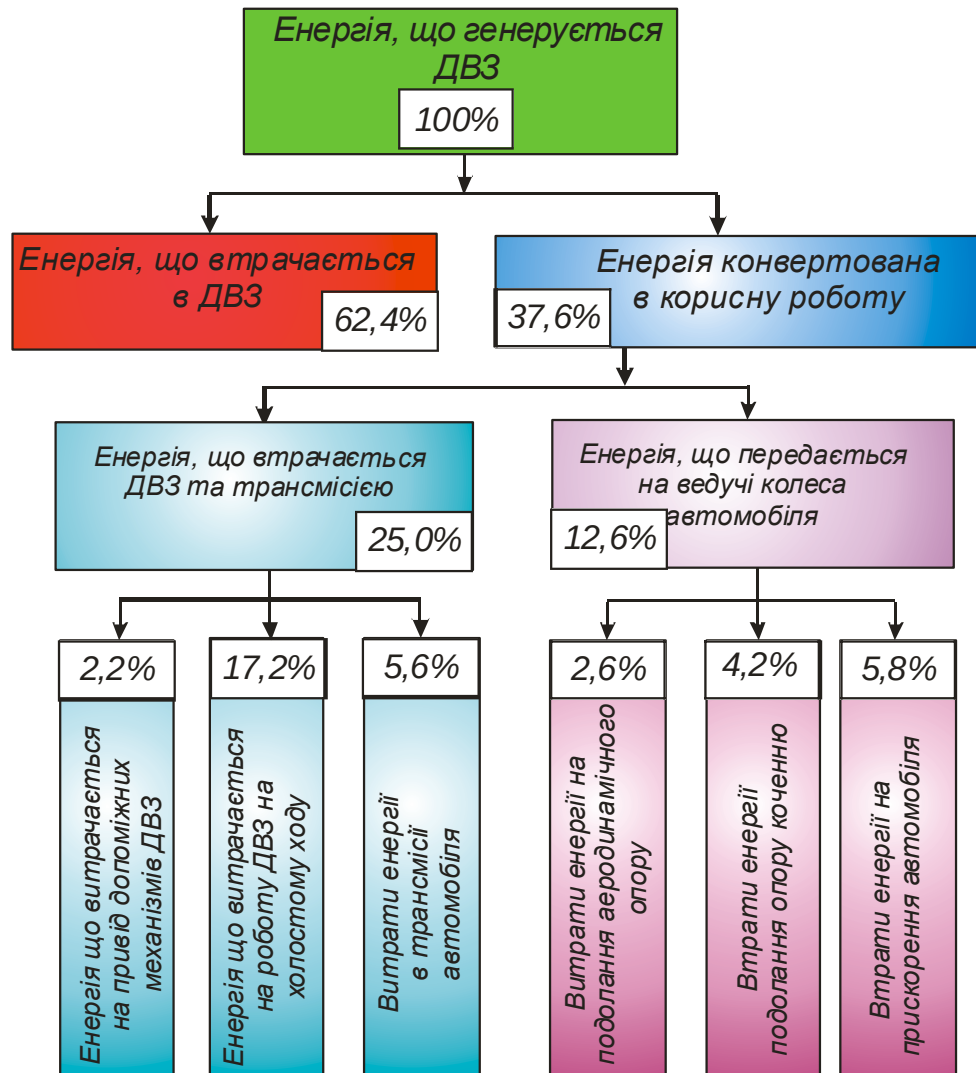


Рисунок 1.11 – Напрямки витрат потужності, що генерується ДВЗ легкового автомобіля та передається на рушій

Саме тому, оцінка допустимих змін динамічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах та визначення найбільш впливових факторів впливу є актуальною науковою задачею.

1.3 Предмет та об'єкт дослідження. Мета та задачі дослідження

Динамічна характеристика автомобіля або просто – динамічність, є однією з найбільш важливих експлуатаційних властивостей автомобіля, яка забезпечує реалізацію середніх швидкостей руху, обумовлює показники економічності та екологічності ТЗ, впливає на психофізіологічний стан водія та визначає безпекові показники [1]. «Динамічні властивості автомобіля виражаються у можливості досягнення максимальних швидкостей прямолінійного руху автомобіля в різних дорожніх умовах, здатністю швидко збільшувати або зменшувати швидкість руху [2]».

Загальновідомо, що «динамічні властивості автомобіля формуються на стадії його проектування і в першу чергу визначаються показниками потужності його двигуна та величиною опору руху з боку дороги [3]».

Найбільш об'єктивну оцінку динамічних властивостей автомобільного двигуна можна отримати при аналізі його зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) [4, 5]. Вона представляє собою залежність показників роботи двигуна (потужності, крутного моменту, коефіцієнта наповнення циліндрів, питомої ефективної витрати палива та ін.) від частоти обертання колінчастого валу (КВ) при незмінному положенні органу керування, що забезпечує максимальну подачу палива в циліндри [4, 5].

Отже, *об'єктом дослідження* є динамічні властивості автомобілів категорії М1 в різних режимах руху.

Предметом дослідження виступають напрямки поліпшення динамічних властивостей автомобілів категорії М1 в експлуатаційних умовах.

Метою дослідження є встановлення впливу зміни ефективних показників двигуна та змінних експлуатаційних факторів на динамічні властивості автомобілів категорії М1.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні *задачі*:

- провести аналітичні дослідження з оцінки динамічних властивостей легкових автомобілів;
- визначити основні експлуатаційні фактори, що визначають рівень динамічних властивостей легкових автомобілів;
- розробити практичні рекомендації щодо експериментального визначення та відновлення динамічних властивостей легкових автомобілів.

Розділ 2.

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК ОЦІНКИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ

2.1 Динамічні властивості ТЗ та показники їх оцінки

Динамічні властивості визначаються здатністю автотранспортних засобів рухатися по заданому закону під дією прикладених сил. Один із варіантів схеми сил, прикладених до легкового автомобіля під час його руху, який відповідає руху ТЗ із швидкістю V_a на підйом з ухилом α із прискоренням j , представлений на рис. 2.1.

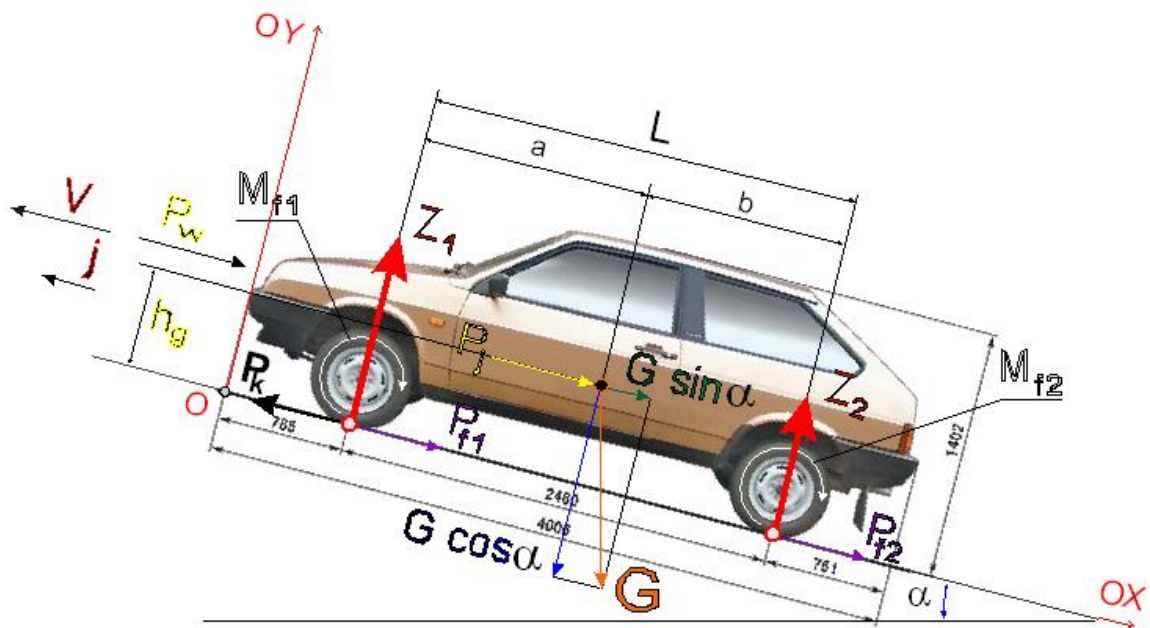


Рисунок 2.1 – Схема сил, прикладених до легкового автомобіля під час його руху із прискоренням j на підйом з кутom α

де P_k - колова сила на ведучих колесах автомобіля;

P_f - сила опору кочення;

P_w - сила опору повітря;

P_i - сила опору підйому;

P_j - сила інерції поступального руху автомобіля.

Прийнято вважати, що під час сталого руху автомобіля із незмінними за величинами та напрямками їх дії силами, технічна система «автомобіль» знаходиться в стані умовної динамічної рівноваги або у так званому балансі.

Вперше таке рівняння балансу, яке отримало назву силового або тягового,

описано й запропоновано в роботі професора Є.А. Чудакова [6]:

$$P_{\kappa} = P_f + P_w \pm P_i \pm P_j, \quad (2.1)$$

Окремі складові цього балансу, а саме - сила опору підйому P_i та сила інерції поступального руху автомобіля P_j можуть або збільшувати колову силу P_{κ} або зменшувати її, в залежності від руху автомобіля на спуск або підйом (для сили P_i) та із сповільненням або прискоренням (для сили P_j).

В наведеній залежності існує одна сила, до якої тривалий час у науковців є різний підхід, а саме P_j - сила інерції поступального руху автомобіля (за Чудаковим Є.А.). Так, у роботі М.А. Яковлева [7] ця сила названа «силою опору розгону», що узгоджується й з позицією провідних закордонних видань, які визначають цю силу як одну з «сил опору руху» [8].

Відомий український науковець М.А. Подригало у своїх роботах [9, 10] обґрунтовано доводить, спираючись на положення класичної механіки, що сила інерції P_j - це фіктивна сила й рушійною силою вони бути не може.

Він вважає, що «застосовуючи метод д'Аламбера, варто мати на увазі – він як й основний закон динаміки, належить до руху, розглянутому стосовно інерційної системи відліку. При цьому на точку механічної системи, рух якої вивчається, діють тільки зовнішні й внутрішні сили, що виникають у результаті взаємодії точок системи один з одним і із точками, що не входять у систему. Під дією цих сил точки системи й рухаються з відповідними прискореннями. Сили ж інерції, про які говориться в принципі д'Аламбера, на точки, що рухаються, не діють, інакше ці точки перебували б у спокої або рухалися без прискорень і тоді б не було й самих сил інерції. Введення сил інерції - це лише прийом, що дозволяє вирішити рівняння динаміки за допомогою більше простих методів статки [10].

«Таким чином, хоча відомі рівняння тягового балансу дозволяють визначати діючі на автомобіль сили, але при цьому зникає фізичний зміст рівнянь динаміки машин [10]».

На його думку, твердження прийняті більшістю дослідників про те, що сила інерції автомобіля повинна сприйматися як активна сила, не враховують той факт, що фіктивна сила інерції по суті є силою реактивною [10]. Він вважає доцільним

рівняння тягової динаміки ТЗ записувати у вигляді:

$$m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} = P_k - P_f - P_w \pm P_i, \quad (2.2)$$

де m_a – повна маса автомобіля, кг;

$\frac{dV_a}{dt}$ – лінійне прискорення автомобіля, м/с².

Обґрунтовуючи власну позицію, він посиляється на те, що тяговий (силовий) баланс автомобіля можливий лише під час руху із постійною швидкістю; при незначній зміні будь-якого компонента рівняння (2.2) рівноваги порушується й система розбалансовується. Тому, сила інерції в балансі не повинна враховуватися й силовий баланс (2.1) адекватно описує знаходження системи «автомобіль» або у стані спокою, або ж за рівномірного прямолінійного руху [9, 10].

Рівняння динаміки автотранспортного засобу в інтерпретації Тарасова Ю.В. в розширеному вигляді виглядає так [11]:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\delta_{об}} \left(P_k - m_a \cdot g \cdot \psi - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 \right), \quad (2.3)$$

де V_a - лінійна швидкість автомобіля, м/с;

$\frac{dV_a}{dt}$ - лінійне прискорення автомобіля, м/с²;

$\delta_{об}$ □ – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії і двигуна;

P_k – тягова сила автомобіля, Н;

m_a – маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

ψ □ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору,

Силовий або тяговий баланс автомобіля для наочності прийнято представляти у вигляді графіків (рис. 2.2), які визначають залежність колової сили P_k при встановленому русі ТЗ при всіх передаточних відношеннях трансмісії (на всіх передачах), сил опору дороги ($P_{\psi} = P_i + P_f$) й повітря P_w - від швидкості руху автомобіля V_a , яка в свою чергу визначається залежністю швидкісних режимів роботи ДВЗ (кількістю обертів колінчастого вала), радіусом кочення колеса r_k та

відповідним передаточним числом трансмісії автомобіля:

$$V_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{u_k \cdot u_0}, \quad (2.4)$$

де n_e - кількість обертів двигуна, об/хв.;

r_k - радіус кочення автомобільного колеса, м;

u_k - поточне передаточне число коробки передач;

u_0 - передаточне число головної передачі.

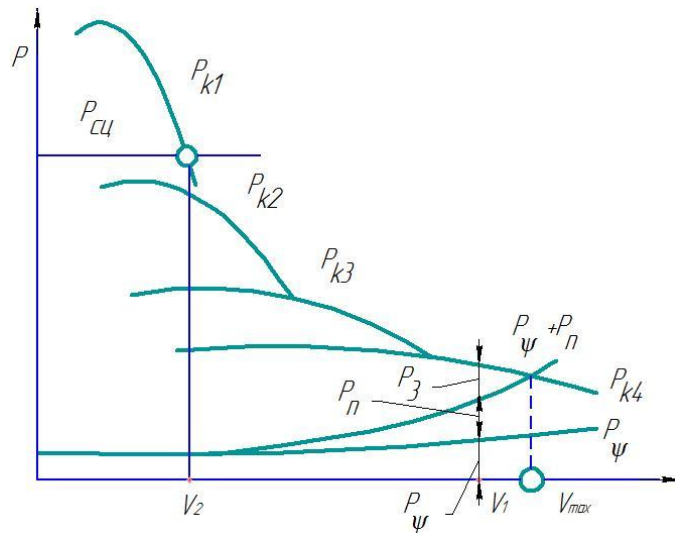


Рисунок 2.2 - Графіки тягового балансу автомобіля:

P_ψ - сила опору дороги; P_n - сила опору повітря; P_k - колова сила на ведучих колесах; P_3 - неореалізована частина (запас) колової сили;

$P_{сч}$ - сила зчеплення.

«Для побудови тягового балансу автомобіля, спочатку будують тягову характеристику автомобіля. У нижній частині графіка наносять криву сили опору дороги P_ψ . Значення сили опору повітря P_n відкладають нагору від відповідних значень сили опору дороги P_ψ . Крива сумарного опору дороги і повітря $P_\psi + P_n$ визначає колову силу, необхідну для руху автомобіля з постійною швидкістю. Якщо крива колової сили P_k ($P_{k1} \dots P_{k4}$ в залежності від числа передач) проходить вище кривої опору дороги і повітря $P_\psi + P_n$, то відрізки P_3 , розташовані між цими кривими, являють собою неореалізовану частину (запас) колової сили, яку можна використовувати для подолання підвищеного опору дороги або для розгону автомобіля [2]».

Більш наглядно відображає характер витрати потужності, що генерується ДВЗ автомобіля, не силовий баланс, а баланс потужностей при прямолінійному

русі (рис. 2.3) [1-3], який в Декартовій системі координат відображає «графіки зміни ефективної потужності двигуна N_e , потужності, що витрачається в трансмісії N_{mp} , потужності підведеної до ведучих коліс автомобіля N_k , потужності опору дороги N_ψ й потужності опору повітря N_w від швидкості руху автомобіля V_a на всіх передачах [1]».

За таким графіком, на якому наносяться потужності N_e та N_k для всіх передаточних чисел коробки передач автомобіля, визначають наявний запас потужності N_z , що може бути використаний для подолання підвищеного опору кочення або для розгону автомобіля; зміна передаточного числа коробки передач u_k змінює лише швидкість автомобіля V_a , величини ж потужностей N_e та N_k , фактично залишаються без змін. При цьому оціночним параметром є ступінь використання потужності I , що визначає відношення потужності, необхідної для рівномірного прямолінійного руху автомобіля, до потужності, яку може розвивати ДВЗ при повному навантаженні [5]:

$$I = \frac{N_\psi + N_n}{\eta_{mp} \cdot N_e} = \frac{N_\psi + N_n}{N_k}. \quad (2.5)$$

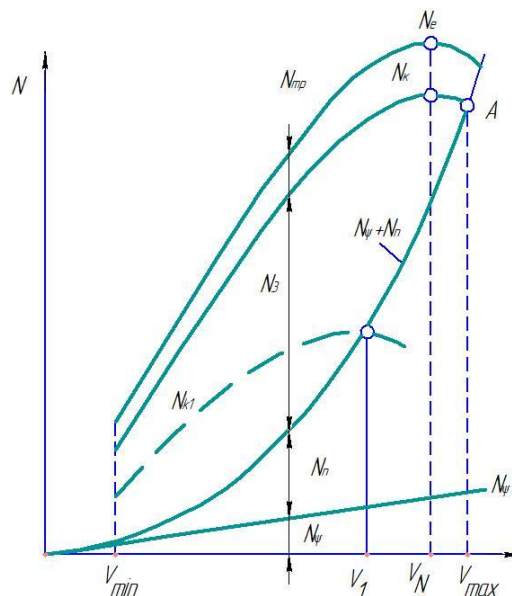


Рисунок 2.3 - Графіки балансу потужності автомобіля:

N_e - ефективна потужність двигуна; N_{mp} - потужність, що витрачається на подолання тертя в трансмісії, N_k - потужність, що підводиться до ведучих коліс; N_ψ - потужність, що витрачається на подолання опору дороги; N_w - потужність, що витрачається на подолання опору повітря; v_{max} і v_{min} - найбільша і найменша швидкості автомобіля; v_N - швидкість автомобіля при найбільшій потужності двигуна.

Зменшення значення цього коефіцієнту відображає менш ефективне використання потужності N_e двигуна при зменшенні коефіцієнту опору дороги й швидкість автомобіля та при збільшенні передаточного числа $u_{mp} = u_k \cdot u_0$ трансмісії.

Практичне використання силового балансу і балансу потужності автомобіля ускладнене, тому що для різних значень коефіцієнтів опору дороги ψ на графіках потрібно наносити декілька кривих P_f та P_n або N_f та N_n . Оцінка динамічності автомобілів, що мають різні маси, також при цьому не можлива тому що при їх русі в однакових умовах сила й потужність для подолання опорів дороги є різними. Від цих недоліків вільний метод рішення рівняння за допомогою *динамічної характеристики*, яку будують використовуючи динамічні фактори автомобіля D_i .

Фізична сутність динамічного фактора визначається відношенням вільної сили тяги, яка є різницею колової сили на колесах автомобіля P_k та сили опору повітря P_w до повної ваги автомобіля G_a [1-3, 6]:

$$D = \frac{P_k - P_w}{m_a \cdot g}. \quad (2.6)$$

Динамічний фактор має подвійне значення, по-перше, він визначає здатність ТЗ до подолання максимального опору дороги; а по-друге, обумовлює можливість генерування максимального розгінного прискорення [11]:

$$D = \psi + \delta_{\sigma\sigma} \cdot \frac{dV_a}{dt}. \quad (2.7)$$

Величина динамічного фактора D кожного автомобіля є його індивідуальною характеристикою, яка визначається лише конструктивними параметрами ТЗ. Величина динамічного фактору збільшується під час руху автомобіля на понижених передачах за рахунок збільшення колової сили P_k на ведучих колесах та зменшення сили опору повітря P_w .

Прийнявши за основу залежність (2.6) запишемо її в розширеному вигляді із врахуванням основних змінних факторів що входять до чисельника - P_k та P_w , так як знаменник є величиною *const* з огляду на те, що в процесі пуху маса m_a

автомобіля залишається незмінною.

В розширеному вигляді за рекомендаціями [9] із врахуванням моментів інерції обертових мас двигуна та ведучих коліс автомобіля, колова сила на ведучих колесах складе:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} \left[1 - \frac{dV_a}{M_e} \left(\frac{\sum J_e}{r_k} \cdot u_0 \cdot u_k + \frac{\sum J_k}{r_k \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}} \right) \right], \quad (2.8)$$

де M_e - ефективний крутний момент ДВЗ, Нм;

$\sum J_e$ - сумарний момент інерції обертових мас двигуна та трансмісії, Нм;

$\sum J_k$ - сумарний момент інерції всіх коліс, Нм.

η_{mp} - сумарний (статичний, кінематичний та динамічний) ККД трансмісії.

Нехтуючи втратами колової сили на розгін маховика двигуна й пов'язаними із ним деталями трансмісії та коліс автомобіля, визначити колову силу на ведучих колесах автомобіля доцільно наступною залежністю:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k}. \quad (2.9)$$

На практиці для визначення величини крутного моменту доцільно використовувати вираз:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (2.10)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

ω_e – кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна, рад/с.:

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_e}{30}, \quad (2.11)$$

де n_e - кількість обертів двигуна, об/хв.

Втрати в трансмісії автомобіля в загальному випадку виражаються:

- механічними втратами викликаними тертям в зачепленнях шестерень, в карданних з'єднаннях шарнірів приводів ведучих коліс, в підшипниках тощо;
- гідравлічними втратами, що обумовлюються перемішуванням та розбризкуванням масла в агрегатах й втратами на тертя в сальниках.

«Втрати енергії на подолання тертя в зубчастих зачепленнях і шарнірах пропорційні моменту, що передається трансмісією; вони не залежать від частоти обертання деталей. Гідравлічні втрати майже не залежать від моменту, що передається, але змінюються із зміною кутової швидкості, в'язкості й кількості оливи, залитої в картери. ККД механічних трансмісій практично всіх автомобілів приймається в межах $\eta_{mp} = 0,80...0,92$ [1]».

В теорії автомобіля для спрощення розрахунків елементарні сили опору повітря замінюють сконцентрованою силою опору повітря, яка визначається залежністю [1-3, 6-9]:

$$P_{нов} = K_n \cdot F_n \cdot V_a^2, \quad (2.12)$$

де K_n - коефіцієнт опору повітря (коефіцієнт обтічності), що залежить від форми і якості поверхні автомобіля; для більшості легкових автомобілів він змінюється в інтервалі від 0,15 до 0,30 Н·с²/м⁴;

F_n - лобова площа автомобіля (площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі), м²;

V_a – лінійна швидкість руху автомобіля, м/с.

Підставляючи вирази (2.9) та (2.12) у формулу (2.6) отримаємо розширений вираз для оцінки характеру зміни величини динамічного фактора автомобіля в експлуатаційних умовах:

$$D = \frac{\frac{30 \cdot N_e}{\pi \cdot n_e} \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k} - \frac{K_n \cdot F_n \cdot V_a^2}{m_a \cdot g}. \quad (2.13)$$

Загально відомо, що в експлуатаційних умовах показники динамічних властивостей ТЗ постійно знижуються. Так, в роботі [12] науковцями проведені дослідження погіршення показників коллової потужності автомобіля в експлуатаційних умовах, які встановили зниження її величин у вибірковій групі ТЗ на 10%...20%. Основними причинами було визначено: погіршення технічного стану ДВЗ, підвищення втрат у трансмісіях та ходових частинах автомобілів [12].

Зважаючи на те, що в експлуатаційних умовах більшість величин, що входять до залежності (2.13) є незмінними, так як визначаються конструктивними

особливостями автомобілів (наприклад, передаточні числа трансмісії, коефіцієнт обтічності або радіус колеса тощо), то основним фактором впливу на динамічний фактор виступає зміна ефективної потужності двигуна N_e .

Проведеними нами під час проходження науково-дослідної практики дослідженнями встановлено, що зниження величини ефективної потужності ДВЗ в експлуатаційних умовах відбувається в наслідок:

- значного погіршення параметрів роботи їх систем запалення;
- порушення в роботі елементів системи паливоподачі (паливних насосів, форсунок та фільтруючих елементів);
- підвищених температурних режимах роботи ДВЗ, які обумовлені як погіршенням функціонування систем охолодження, так й використання низькоякісного палива із залізовміщуючими домішками, які утворюють горючі суміші із підвищеними температурами згорання;
- підвищення протитиску у випускних системах, який заважає відпрацьованим газам виходити з циліндрів двигуна; підвищує температурні показники каталітичних нейтралізаторів та спричиняє їх часткове або повне руйнування.

На практиці, використання виразу (2.13) не завжди дозволяє провести адекватну оцінку впливу на динамічність автомобіля всіх експлуатаційних факторів (наприклад, змінного опору дороги) та встановити гранично допустимий в умовах експлуатації рівень зниження ефективної (або питомої) потужності двигунів. Тому в роботі [13] запропонований новий оціночний показник - коефіцієнт динамічності $K_{дин}$, який автор визначає як співвідношення тягової сили автомобіля P_k до сумарної сили опору руху ТЗ:

$$K_{дин} = \frac{P_k}{\sum P_{он}} = \frac{P_k \cdot V_a}{\sum P_{он} \cdot V_a} = \frac{N_{тяг}}{\sum N_{опору}}, \quad (2.14)$$

де $\sum P_{он}$ - сумарна сила опору руху автомобіля, що за рекомендаціями автора повинна включати опір руху з боку дороги та опір повітря - $\sum P_c = P_{\psi} + P_w$;

$\sum N_{опору}$ - сумарна потужність, що витрачається на подолання сил опору руху автомобіля - $\sum N_{опору} = N_{\psi} + N_w$.

Автор зазначає, що «фізична сутність означеного коефіцієнту полягає у здатності автомобіля до прискореного або рівномірного руху. Так, якщо значення зазначеного коефіцієнта більше одиниці ($K_{дин} > 1$), то автомобіль має властивість до розгону; при рівних одиниці значеннях ($K_{дин} = 1$) автомобіль може рухатися рівномірно; якщо ж $K_{дин} < 1$ - то рух автомобіля нестійкий, оскільки або недостатня потужність на тягових колесах, або тягові колеса пробуксовують через недостатню зчіпну вагу [13]».

Для отримання розширеного виразу, який полегшує проведення розрахунків та дозволяє оцінити ступінь залежності динамічного коефіцієнту $K_{дин}$ від всіх складових величин, визначимо складові потужностей, що входять до аналітичного виразу (2.14) за загально прийнятими аналітичними виразами.

Так, потужність, підведена від ДВЗ до ведучих коліс автомобіля визначається залежністю [1, 2, 6]:

$$N_{тяг} = N_e \cdot \eta_{тр}. \quad (2.15)$$

Потужність, що витрачається на подолання сил опору руху автомобіля, що рухається на підйом, визначається залежністю:

$$N_{опору} = N_f + N_W + N_i + N_j, \quad (2.16)$$

де N_f - потужність двигуна, що витрачається на подолання опору коченню коліс при прямолінійному русі автомобіля на підйом:

$$N_f = P_f \cdot V_a = f_0 \left(1 + \frac{V_a^2}{1500} \right) \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot V_a, \quad (2.17)$$

де V_a - лінійна швидкість руху автомобіля, м/с;

f_0 - коефіцієнт опору кочення при русі автомобіля із малою швидкістю

V_a ;

m_a - маса автомобіля, кг;

α - кут повздовжнього ухилу дороги, град.;

N_W - потужність двигуна, що витрачається на подолання опору повітря:

$$N_W = P_W \cdot V_a = K_n \cdot F_n \cdot V_a^3, \quad (2.18)$$

де K_n - коефіцієнт обтічності автомобіля;

F_n - площа лобового опору автомобіля, м²;

N_i - потужність двигуна, що витрачається подолання опору підйому:

$$N_i = P_i \cdot V_a = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V_a, \quad (2.19)$$

N_j - потужність двигуна, що витрачається на прискорення автомобіля:

$$N_j = P_j \cdot V_a = \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot V_a, \quad (2.20)$$

де δ – коефіцієнт обертових мас автомобіля;

$\frac{dV_a}{dt}$ - прискорення автомобіля, м/с².

Для визначення коефіцієнта обертових мас автомобіля δ використовуємо емпіричну залежність:

$$\delta = 1 + \delta_1 + \delta_2 \cdot U_{mp}^2, \quad (2.21)$$

де δ_1 – коефіцієнт, що враховує інерцію при підвищенні кутової швидкості обертання коліс автомобіля;

δ_2 - коефіцієнт, що враховує інерцію розгону маховика ДВЗ разом із деталями трансмісії;

U_{mp} - поточне передаточне число трансмісії автомобіля.

Діапазон зміни інерційних коефіцієнтів обертових мас знаходиться в діапазонах: для $\delta_1 = 0,03...0,05$, а для $\delta_2 = 0,04...0,06$; менші значення відповідають характеристикам автомобілів категорії М1 та М2, а більші – N1 та N2.

Підстановка виразів (2.17) – (2.21) в формулу (2.14) встановлює розширений варіант оцінки коефіцієнту динамічності автомобіля в експлуатаційних умовах:

$$K_{дин} = \frac{N_e \cdot \eta_{mp}}{f_0 \left(1 + \frac{V_a^2}{1500} \right) \cdot m_a \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot V + K_n \cdot F_n \cdot V + m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot V + \delta \cdot m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} \cdot V}. \quad (2.22)$$

Наведена вище залежність коефіцієнту динамічності автомобіля (2.22) не є кінцевим виразом, який включає всі існуючі фактори впливу й може бути доповнена й розширена.

Є наукові дослідження, які обґрунтовано доводять необхідність врахування енергетичних втрат, тобто втрат потужності, що генерується ДВЗ та передається

на колеса автомобіля, які виникають в механізмах керування та підвісці автомобіля. Так, наприклад, підгальмовування колеса з-за постійного притискання гальмівних колодок до гальмівних дисків (барабанів), що є наслідком заклинювання елементів колісного гальмівного механізму, безумовно збільшує опір коченню колеса; збільшення цього опору може бути й наслідком виходу з ладу підшипника колеса; колесо, яке встановлене із неправильними кутами розвалу й сходження (при неякісному або несвоєчасному ТО автомобіля, ударних деформаціях напрямних елементів підвіски або несучої системи автомобіля в експлуатаційних умовах) може прослизати в плямі контакту із поверхнею дороги й також формувати підвищений опір коченню.

Такі дослідження з визначення характеру впливу зміни характеристик ходових частини та механізмів керування автомобілів на їх динамічні властивості описані в роботах [14-19].

Дуже цікава, але більш складна, методика оцінки динамічних властивостей автомобілів на базі енергетичних показників ефективності їх руху представлена в роботах групи авторів, серед яких слід виділити в першу чергу представників наукової школи проф. М.А. Подригало, який запропонував [20] оцінювати технічний стан за зміною витрат енергії на рух автомобіля; проведеними ними дослідженнями здійснено оцінку енергетичних змін характеристик підвіски під впливом дисбалансу коліс автомобіля [19] та вплив коливань напрямних коліс автомобіля в горизонтальній площині на витрати енергії двигуна [21].

2.2 Методика оцінки ефективних показників та динамічних властивостей ДВЗ легкових автомобілів

Найбільша ефективна потужність, яку ДВЗ автомобіля може розвивати на всіх швидкісних режимах, обмежена зовнішньою швидкісною характеристикою (ЗШХ), яка визначає залежність від частоти обертання n колінчастого валу двигуна ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_e , питомої ефективної q_e та погодинної G витрат палива (рис. 2.4) й по суті є паспортом двигуна [4, 5]. Обов'язковими умовами отримання таких характеристик при

випробуваннях є: повністю відкрита дросельна заслінка у бензинових ДВЗ та максимальна паливоподача у дизелів [4, 5].

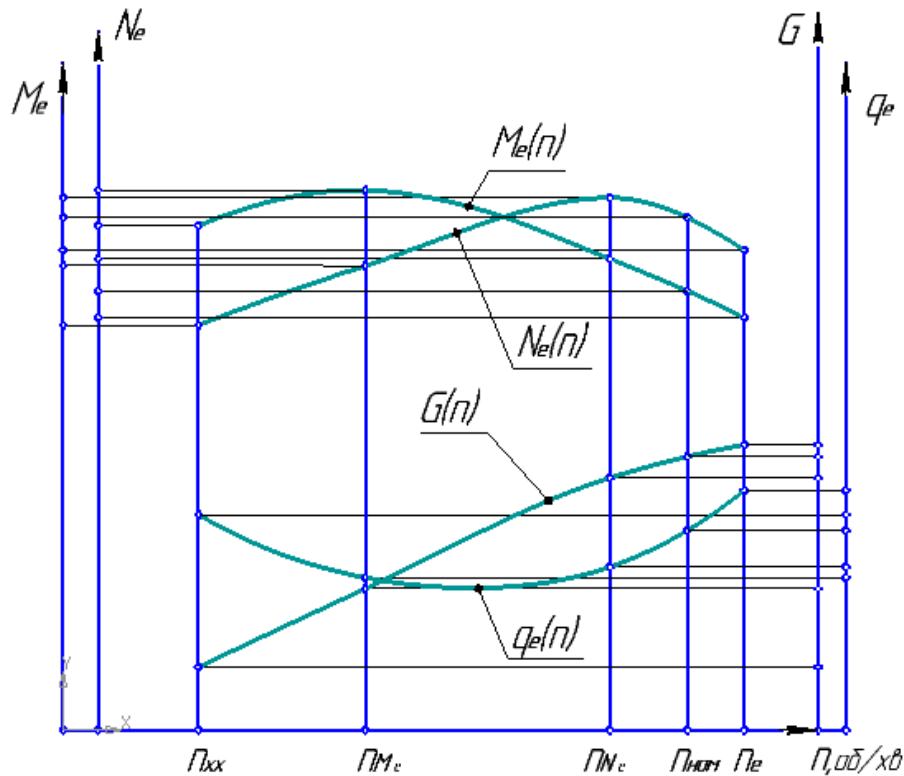


Рисунок 2.4 – Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ

На зовнішній швидкісній характеристиці розрізняють наступні швидкісні режими [4] за частотою обертання колінчастого валу (об/хв):

- n_{min} - режим, при якому двигун працює стійко при повному відкритті дросельної заслінки;
- n_{Me} - режим, що відповідає максимальному крутному моменту;
- n_{qe} - режим, на якому питома ефективна витрата палива мінімальна;
- $n_{ном}$ - режим, що відповідає номінальній ефективній потужності;
- n_e - режим, що відповідає максимальній ефективній потужності ДВЗ;
- $n_{розносу}$ - режим (для дизелів), що відповідає максимальній частоті обертання на якій вся індикаторна потужність витрачається на тертя.

Використовуючи отриману ЗШХ двигуна можна оцінити ступінь ефективності його роботи за величиною коефіцієнту пристосованості k , значення якого визначається відношенням максимального крутного моменту $M_{кр\max}$ до

номінального крутного моменту $M_{крном}$, що розвивається двигуном на номінальній потужності $N_{еном}$ при номінальній частоті обертання $n_{ном}$ колінчастого валу.

Значення цього параметру характеризує запас потужності двигуна на подолання раптових опорів руху, наприклад у випадку подолання автомобілем крутих підйомів. Чим більше значення k , тим більший опір руху може подолати автомобіль без підвищення передаточного числа трансмісії (без перемикання передач в КП на понижені). Важливе значення при цьому має й діапазон зміни частоти обертання колінчастого валу, в якому ДВЗ стійко працює: чим більший цей діапазон, тим кращими динамічними якостями буде володіти автомобіль й тим більша «еластичність» або «прийомистість» ДВЗ та зручність керування двигуном [22].

Швидкісний діапазон стійкої роботи двигуна оцінюється швидкісним коефіцієнтом k_c , що представляє собою відношення частоти обертання колінчастого валу при максимальному крутному моменту n_{m_e} до номінальної частоти обертання $n_{ном}$; тому, що чим більш тривалий діапазон стійкої роботи двигуна, тим менше значення k_c . Це означає, що в експлуатаційних умовах автомобіль, двигун якого характеризується меншим значенням k_c має динамічні переваги.

Аналіз показує, що за останні два десятиріччя коефіцієнт пристосованості k в середньому зменшився на 20...25% й для більшості сучасних бензинових ДВЗ автомобілів категорії М1 складає $k = 1,028...1,333$, а для дизелів відповідно $k = 1,100...1,344$. Пояснюється це тим, що сучасні легкові автомобілі призначені в більшості для руху із високими швидкостями, отже їх двигуни мають відповідні налаштування. Такі конструктивні властивості дозволяють застосовувати в трансмісіях цих автомобілів автоматичні КП та нівелює проблему своєчасної зміни передаточного числа при збільшенні опору руху для водія. Для дизельних же ДВЗ тенденція передбачає підвищення нижньої та верхньої меж діапазону обертів до значень більших за відповідні для бензинових ДВЗ, що стало результатом застосування новітніх технологій паливоподачі типу Common Rail,

підвищення тисків впорскування палива та застосуванню регульованої геометрії турбіни, що надуває повітря або декількох турбін у конфігурація B-Turbo та Twin-Turbo.

Значення швидкісного коефіцієнту у бензинових ДВЗ знаходиться в діапазоні $k_c=0,345...0,800$, а для дизельних відповідно становить $k_c=0,364...0,620$. Порівнюючи ці показники можна констатувати, що на поточний момент як для бензинових, так й для дизельних ДВЗ, конструкторам вдалося реалізувати фактично однакове розширення швидкісного діапазону стійкої роботи й тому сучасні дизелі автомобілів категорії М1 за своїми динамічними якостями фактично не поступаються бензиновим ДВЗ.

В таблицях 2.1 та 2.2 представлені розрахункові значення k та k_c , автомобілів декількох європейських автовиробників.

Таблиця 2.1 - Показники динамічних властивостей k та k_c автомобілів категорії М1 оснащених бензиновими ДВЗ

Вироб- ник	Марка і модель автомобіля	Марка двигуна	Номинальна потужність двигуна при кількості обертів, кВт/об/хв	Максимальний крутний момент двигуна при кількості обертів, Нм/об/хв	Величина коефіці- єнту k	Величина коефіці- єнту k_c
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
AUDI	A4	ADR1,8	92/5800	173/3950	1,142	0,681
	A6	ACE2,0	103/5900	185/4500	1,110	0,763
	CC	ABC2,6	110/5750	225/3500	1,232	0,609
	Q5	AAN2,8	128/5500	245/3000	1,102	0,545
	Q6	ACK2,8	142/6000	280/3200	1,239	0,533
	TT	AAN2,2	169/5500	350/1900	1,194	0,345
BMW	316i	M43	75/5500	150/3900	1,152	0,709
	31 8i	M43	85/5500	168/3900	1,138	0,709
	320i	M52	110/5900	190/4200	1,070	0,712
	325i	M50	141/5900	245/4700	1,074	0,797
	328i	M52	142/5300	280/3950	1,094	0,745
Mercedes	E200	111.945	100/5500	190/3700	1,094	0,673
	E240	112.911	125/5900	225/3000	1,112	0,508
	E280	112.921	150/5700	270/3000	1,074	0,526
	E320	112.941	165/5600	315/3000	1,120	0,536
	E430	113.940	205/5750	400/3900	1,175	0,678
	E55 AMG	113.980	260/5500	530/3000	1,174	0,545

Продовження таблиці 2.1

-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
VW	Passat	AAM1.8	55/5000	140/2500	1,333	0,500
		AFT 1,6	74 / 5800	140/3500	1,149	0,605
		ADY2.0	85/5400	166/3200	1,104	0,593
		ABF2.0	110/6000	180/4800	1,028	0,800
	Passat VR6	AAA2,8	128/5800	235/4200	1,115	0,724
		ABV2,9	135/5800	245/4200	1,102	0,724

Таблиця 1.2 - Показники динамічних властивостей автомобілів категорії М1 оснащених дизельними ДВЗ

Вироб-ник	Марка і модель автомобіля	Марка двигуна	Номинальна потужність двигуна при кількості обертів, кВт/об/хв	Максимальний крутний момент двигуна при кількості обертів, Нм/об/хв	Величина коефіцієнту k	Величина коефіцієнту k_c
AUDI	A4, A6, 100	1.9TDI	66/4000	202/1900	1,282	0,475
		1.9TDI	81/4150	225/1700	1,207	0,41
		2.4 D	60/4400	164/2400	1,259	0,54
		2.5 TDI	103/4000	290/1900	1,179	0,475
BMW	318tds	M41	66/4400	190/2000	1,327	0,455
	325td	M51	85/4800	222/1900	1,313	0,396
	325tds	M51	105/4800	260/2200	1,245	0,458
Mercedes	Limousine, T-Modell	E220 Diesel	70/5000	150/3100	1,122	0,62
		E290 Turbo-D	95/4000	300/1800	1,323	0,45
		E300 Diesel	100/5000	210/2200	1,100	0,44
		E300 Turbo-D	130/4400	330/1600	1,170	0,364
VW	Passat	1Y1.9	48/4400	140/2200	1,344	0,500
		AAZ1.9	55/4200	140/2200	1,200	0,524
		RA/SB1.6	59/4500	155/2600	1,241	0,578
		1Z1.9	66/4000	202/1900	1,282	0,475
		AFN1.9	81/4150	235/1900	1,261	0,458

Для розрахунків коефіцієнту пристосованості k та швидкісного коефіцієнту k_c на базі отриманих індикаторних діаграм використовуються наступні залежності:

$$\text{- для коефіцієнту пристосованості - } k = \frac{M_{max}}{M_{ном}}; \quad (2.23)$$

$$\text{- для швидкісного коефіцієнту - } k_c = \frac{n_{M_{max}}}{n_{M_{ном}}}, \quad (2.24)$$

де M_{max} - максимальний крутний момент ДВЗ, Нм;

$M_{ном}$ - номінальний крутний момент ДВЗ, Нм;

$n_{M_{max}}$ - кількість обертів, що відповідає максимальному крутному моменту ДВЗ, об/хв.;

$n_{M_{ном}}$ - кількість обертів, що відповідає максимальній потужності ДВЗ, об/хв.

Ще одним важливим показником, який достатньо часто застосовується для оцінки динамічних властивостей автомобілів є прийомистість. Під прийомистістю як правило розуміють час розгону автомобіля з місця до швидкості 100 км/год [1-3]. Цей показник багато в чому визначається значеннями k та k_c , але крім того він залежить від співвідношення номінальної потужності двигуна $N_{ном}$ й маси автомобіля m_a : із зменшенням маси автомобіля, що припадає на одиницю номінальної потужності ДВЗ, автомобілю потрібно менше часу для досягнення потрібної швидкості руху.

Коефіцієнт прийомистості автомобіля [23] або коефіцієнт корисної дії легкового автомобіля [9] визначається залежністю:

$$\eta_a = \frac{N_{on}}{N_e} = \frac{N_e - V_a \cdot \sum \frac{P_{on}}{\eta_{mp}}}{N_e} = 1 - \frac{V_a \cdot \sum P_{on}}{N_e \cdot \eta_{mp}}. \quad (2.25)$$

Так як величина $\frac{N_e \cdot \eta_{mp}}{V_a \cdot \sum P_{on}}$ є нічим іншим, як коефіцієнтом динамічності автомобіля $K_{дин}$ (див. залежність (2.14)), то відповідно, коефіцієнт прийомистості η_a й коефіцієнт динамічності $K_{дин}$ є безпосередньо взаємопов'язаними величинами:

$$\eta_a = 1 - \frac{1}{K_{дин}}. \quad (2.26)$$

Аналіз наведеної залежності (2.26) справедливо дозволяє зробити висновок про те, що із збільшенням $K_{дин}$ відбувається й збільшення величини коефіцієнту прийомистості η_a автомобіля.

Для покращення наведених вище параметрів k , k_c та η_a автомобільних двигунів при їх проектуванні виконуються, як окремо так й комбіновано, наступні основні заходи:

- здійснюється підбір найбільш ефективних фаз газорозподілу;
- використовуються хвильові та інерційні явища у впускній та випускній системах з метою організації ефективного наповнення циліндрів та їх очищення при проведенні робочого циклу ДВЗ, особливо на швидкісних режимах, що відповідають максимальному крутному моменту;
- оптимізується тиск наддуву повітря на впуску для двигунів із турбінним та/або компресорним наддувом;
- збільшується циклова подача палива із оптимізацією наповнення циліндра при роботі дизельного двигуна за швидкісною характеристикою в зоні максимального крутного моменту та ін.

Слід відмітити, що кожний з перелічених заходів в тій чи іншій мірі ускладнює конструкцію двигуна, погіршує його масо-габаритні показники й збільшує вартість. Тим не менш, автовиробники для підвищення конкурентноздатності власної продукції часто йдуть на збільшення витрат та вважають їх виправданими.

В експлуатаційних умовах ситуація реалізується в іншому контексті. Тут діє негласне правило, яке говорить про те, що із збільшенням конструктивної складності будь-якої технічної системи (в нашому випадку ДВЗ), збільшуються ризики порушень її нормальної роботи, потребується більше часу на сервісні та ремонтні операції, збільшується вартість цих операцій та падають показники надійності [24, 25]. Саме тому, дослідження впливу зниження потужності ДВЗ на динамічні характеристики автомобілів є актуальною науковою задачею, метою якої є визначення критичних значень величин падіння потужності двигунів в експлуатаційних умовах при забезпеченні динамічних характеристик автомобілів в нормативних межах.

Розділ 3.

РЕЗУЛЬТАТИ ОЦІНКИ ЗМІНИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ

3.1 Результати оцінки динамічних характеристик ДВЗ автомобілів категорії М1

Першим етапом наступних досліджень виступало експериментальне визначення дійсних величин коефіцієнтів пристосованості двигуна k (значення якого визначається відношенням максимального крутного моменту до номінального крутного моменту, що розвивається двигуном на номінальній потужності при номінальній частоті обертання КВ) та швидкісного коефіцієнту k_c (значення якого є відношенням частоти обертання КВ при максимальному крутному моменті до номінальної частоти обертання КВ).

Дослідження проводили на сучасному діагностичному обладнанні ПП СТО «Ковальов-Авто» у відповідності до нормативних методик оцінки ефективних показників роботи ДВЗ [26, 27] дослідної групи автомобілів представленої у таблиці 1.3 п. 1.2. Розрахунки проводили використовуючи наведені в п. 2.2 залежності (2.23) та (2.24). Результати розрахунків наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Величини коефіцієнтів k та k_c обчислені на основі експериментально визначених величин крутних моментів M_{max} та $M_{ном}$ бензинових ДВЗ вибіркової групи автомобілів категорії М1

Марка і модель автомобіля	Тип двигуна, робочий об'єм (л)	Крутний момент двигуна при кількості обертів, Нм/об/хв				Величина коефіцієнту	
		паспортний		дійсний		k (паспорт /дійсна)	k_c (паспорт /дійсна)
		M_{max}	$M_{ном}$	M_{max}	$M_{ном}$		
Opel Astra H	L4/1,6	178/3850	155/5210	165/3920	143/5100	1,15/1,14	0,74/0,77
Skoda Octavia A5	BSE MPI/1,6	152/4240	146/5240	148/4200	143/5200	1,04/1,038	0,80/0,81
Skoda Octavia A5	16V TFSI RS/2,0	220/4850	197/6000	208/4920	189/5910	1,12/1,10	0,81/0,83
VW Passat B5	TSI AXA /2,0	185/4850	165/6350	171/4900	156/6450	1,12/1,09	0,76/0,74
Opel Astra G	TSI/1,4	135/3560	121/5250	122/3640	115/5270	1,11/1,06	0,68/0,69
Renault Duster	K4M 1,6 16V	165/4150	147/5350	161/4200	144/5350	1,12/1,11	0,78/0,78
Ford Focus III	Duratec HE 145	195/4650	176/6120	185/4250	169/5200	1,11/1,09	0,80/0,81
Skoda Superb 4	BDL/3,2	336/4400	280/6350	331/4400	276/6290	1,20/1,20	0,69/0,70
Renault Megane	TDI/1,4	280/2500	252/3850	276/2510	248/3900	1,11/1,11	0,65/0,65
Skoda Rapid	MPI/1,2	115/4450	96/5100	112/4430	94/4980	1,19/1,19	0,87/0,88

Аналізуючи дані таблиці 3.1 щодо зміни оціночних коефіцієнтів k та k_c в експлуатаційних умовах можна зробити висновок про погіршення динамічних показників більшості ДВЗ автомобілів (понад 80%), про що свідчить порівняльний аналіз обрахованих паспортних та дійсних величин коефіцієнтів, який показує, що коефіцієнт k має тенденцію до зменшення абсолютної величини, в той час як коефіцієнт k_c навпаки не суттєво, але зростає.

Для проведення подальшого аналізу впливу зниження показників ДВЗ на динамічні властивості ТЗ потрібно в першу чергу визначитися із аналітичною оцінкою характеру зміни таких показників двигунів як ефективна потужність N_e та ефективний крутний момент M_e . В теорії ДВЗ ці величини при змінних швидкісних режимах прийнято визначати за формулами С.Р. Лейдермана [28]. Так, для ефективної потужності ДВЗ використовується залежність:

$$N_{\omega} = N_e \cdot \frac{\omega}{\omega_e} \cdot \left[a + b \cdot \frac{\omega}{\omega_e} - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 \right], \quad (3.1)$$

де N_{ω} - поточна величина потужності двигуна, кВт;

N_e - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ω - поточна частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

ω_e - частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальній ефективній потужності ДВЗ, хв.⁻¹;

a, b, c - емпіричні коефіцієнти, що визначаються типом та конструктивними особливостями ДВЗ.

Величини емпіричних коефіцієнтів a, b, c для окремих типів двигунів наведено в таблиці 3.2 [28].

Таблиця 3.2 - Величини коефіцієнтів a, b, c для розрахунку N_e та M_e при побудові ЗШХ ДВЗ [28]

Коефіцієнт	Тип двигуна ТЗ			
	карбюраторний		дизельний	
	категорій М1-М3	категорій N1-N3	категорій М1-М2	категорій М3, N1-N3
a	0,9	1,0	0,8	0,7
b	1,1	1,0	1,2	1,3
c	1,0	1,0	1,0	1,0

Величина крутного моменту M_e визначається подібним чином [28]:

$$M_{\omega} = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot \left[a + b \cdot \frac{\omega}{\omega_e} - c \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_e} \right)^2 \right]. \quad (3.2)$$

Аналізуючи дані таблиці 3.2 слід зазначити, що значення коефіцієнтів a, b, c наведені в цій таблиці, характеризуються суттєвими розбіжностями без обґрунтованості фізичної сутності. Пошуковий аналіз виявив два основні шляхи вирішення цієї проблеми.

Так, в роботі [29] І.М. Хоменком встановлений зв'язок між означеними коефіцієнтами a, b, c та оціночними коефіцієнтами k та k_c ДВЗ з урахуванням умови $a - b + c = 1$:

$$a = \frac{1 + k \cdot k_c \cdot (k_{\omega} - 2)}{(1 - k_c)^2} \quad b = \frac{2 \cdot k_c \cdot (k - 1)}{(1 - k_c)^2} \quad c = \frac{k_c^2 \cdot (k - 1)}{(1 - k_c)^2} \quad (3.3)$$

Отримані автором значення коефіцієнтів відповідають діапазонам 1,25...1,35 для бензинових ДВЗ та 1,05...1,15 – для дизелів.

Іншим варіантом слід вважати метод апроксимації отриманих експериментальним шляхом даних цих коефіцієнтів a, b, c поліноміальною функцією третього ступеню. Експериментальні дані визначались із графіків потужності N_e та крутного моменту M_e знятих при випробуваннях автомобілів на тяговому стенді та порівняних із технічною документацією. Випробування проводили на ДВЗ автомобілів наведених в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Основні технічні характеристики ДВЗ автомобілів

№	Марка і модель автомобіля	Тип двигуна/ робочий об'єм (л)	Потуж- ність, кВт	Кількість циліндрів /клапанів	Ступінь стиску	Особливості ГРМ та системи впуску
1	Skoda Octavia A5	BSE MPI/1,6	75,0	4/8	10,5	регульовані фази газорозподілення на впуску
2	Skoda Octavia A5	16V TFSI RS/2,0	140,0	4/16	10,0	регульовані фази газорозподілення на впуску й випуску
3	VW Passat B5	TSI AXA /2,0	112,0	4/8	10,3	
4	Renault Duster	K4M 16V/1,6	102,0	4/16	10,0	
5	Ford Focus III	Duratec HE/2,0	107,0	4/16	10,8	регульовані фази газорозподілення на впуску й випуску
6	Skoda Superb 4	BDL/3,2	170,0	6/24	11,25	

Для прикладу на рис. 3.1 наведена ЗШХ двигуна Duratec HE автомобіля Ford Focus III (2,0 л, 107,0 кВт) отримана під час експериментальних замірів.

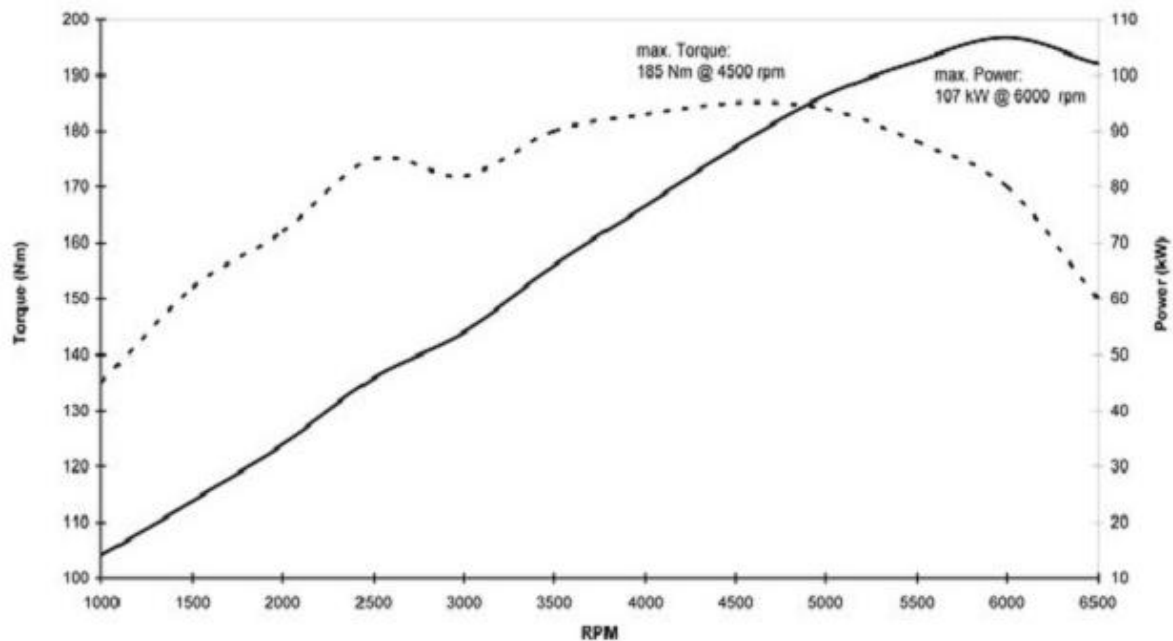


Рисунок 3.1 – Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ автомобіля Ford Focus III (2,0 л, Duratec HE, 107 кВт)

В таблиці 2.4, для прикладу, представлені результати теоретичних розрахунків та експериментально отриманих величин ефективних потужностей N_e та крутного моменту M_e ДВЗ автомобіля Skoda Octavia A5 для побудови його ЗШХ.

Таблиця 3.4 - Ефективні потужності N_e та крутні моменти M_e ДВЗ автомобіля Skoda Octavia A5 (поз. 2 у таблиці 3.3)

Швидкісний режим КВ, об/хв.	Ефективна потужність, кВт			Ефективний крутний момент, Нм		
	дослідна $N_{едосл}$	теоретична		дослідний $M_{едосл}$	теоретичний	
		$N_{е теор1}$	$N_{е теор2}$		$M_{е теор1}$	$M_{е теор2}$
1000	11,8	14,1	11,2	106,2	133,1	104,6
1500	18,8	22,4	18,5	121,7	142,9	117,6
2000	26,6	31,0	26,8	128,3	147,9	129,8
2500	33,6	38,2	36,0	136,6	151,8	137,5
3000	43,7	48,1	44,8	142,9	153,1	143,3
3500	51,6	56,1	52,4	145,3	152,9	144,8
4000	56,6	60,2	57,8	146,8	151,0	146,4
4500	66,6	68,3	67,1	144,7	145,1	143,5
5000	71,7	72,2	71,9	137,4	138,2	137,9
5500	74,8	74,3	74,7	129,5	130,0	129,4
6000	74,0	74,6	74,6	118,1	119,2	119,0

Відмінність в отриманих значеннях величин $N_{е теор(i)}$ та $M_{е теор(i)}$ з індексами 1 та 2 полягає у застосуванні різних значень a, b, c під час обчислення

за аналітичними виразами (3.1) та (3.2). Так, в першому випадку при обчисленнях підставляли значення a, b, c наведені в таблиці 3.2 ($a_1 = 0,9; b_1 = 1,1; c_1 = 1,0$), а у другому – розрахованих за тими ж виразами шляхом апроксимації експериментальних даних ($a_2 = 0,55; b_2 = 1,78; c_2 = 1,33$).

При обчисленні величин крутних моментів $M_{теор(i)}$ підставлялися відповідні значення ефективних потужностей $N_{теор1}$ та $N_{теор2}$.

Основною задачею проведених досліджень виступало визначення дійсних величин коефіцієнтів a, b, c , які дозволяють отримати адекватні технічному стану ДВЗ автомобіля ЗШХ. Більш детально та поетапно ця процедура описана в додатку А. Результати визначення дійсних значень коефіцієнтів a, b, c для ДВЗ всіх автомобілів, що приймали участь в дослідженнях представлені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Дійсні значення коефіцієнтів a, b, c для побудови кривих N_e та M_e ЗШХ інжекторних бензинових ДВЗ автомобілів категорії М1

Марка і модель автомобіля	Тип двигуна/ робочий об'єм (л)	Максимальна потужність при кількості обертів, кВт/об/хв	Максимальний крутний момент при кількості обертів, Нм/об/хв	Розраховані значення коефіцієнтів формули С.Р. Лейдермана		
				a	b	c
Skoda Octavia A5	BSE MPI/1,6	75,0/5200	152/4240	0,55	1,78	1,33
Skoda Octavia A5	16V TFSI RS/2,0	140,0/6160	220/4850	0,59	1,78	1,37
VW Passat B5	TSI AXA /2,0	112,0/6000	185/4850	0,60	1,79	1,39
Renault Duster	K4M 16V/1,6	102,0/5350	165/4150	0,54	1,78	1,33
Ford Focus III	Duratec HE/2,0	107,0/6120	195/4650	0,59	1,78	1,37
Skoda Superb 4	BDL/3,2	170,0/6350	336/4400	0,50	1,78	1,28

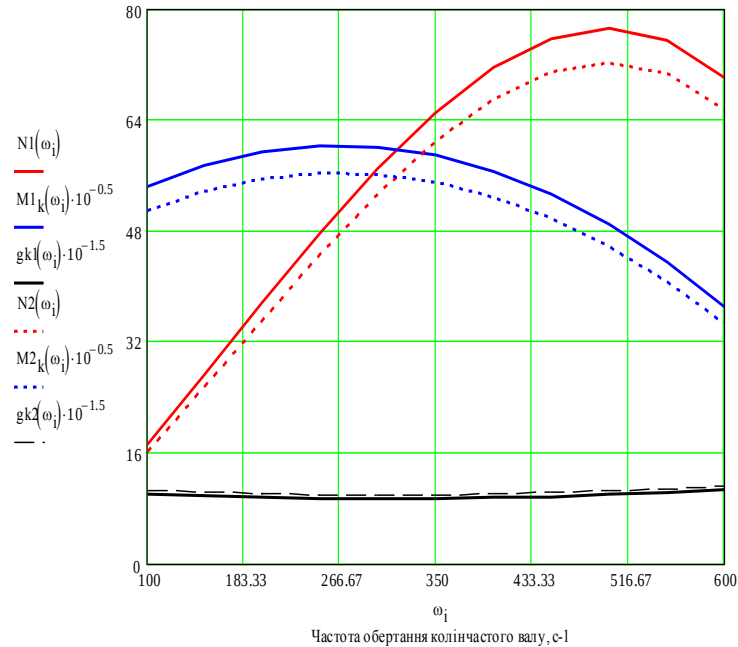
3.2 Результати дослідження зміни динамічних показників автомобілів категорії М1 в експлуатаційних умовах

На цьому етапі досліджень, використовуючи вище наведені залежності (2.9) – (2.13) (див. п. 2.1), в середовищі MathCad 2001, були проведені теоретичні дослідження із визначення впливу падіння показників потужності ДВЗ на динамічні показники легкового автомобіля.

Дослідження проводилися на прикладі автомобіля Skoda Rapid MPI 2014 р. випуску з об'ємом двигуна 1,2 л номінальною потужністю 77,0 кВт. Падіння

потужності двигуна цього автомобіля в експлуатаційних умовах склало 6,0 кВт (7,8%) (див. таблицю 1.3 п. 1.2).

Методика розрахунків в розширеному вигляді наведена в додатку Б, а основні результати представлені на рис. 3.2 - рис. 3.5.



Примітка - на ЗШХ суцільними лініями показані характеристики для двигуна потужністю 77,0 кВт, а пунктиром - для двигуна із зниженою до 72,0 кВт потужністю

Рисунок 3.2 – Зовнішні швидкісні характеристики двигуна Skoda Rapid MPI 1,2 л при різних потужностях N_e двигуна

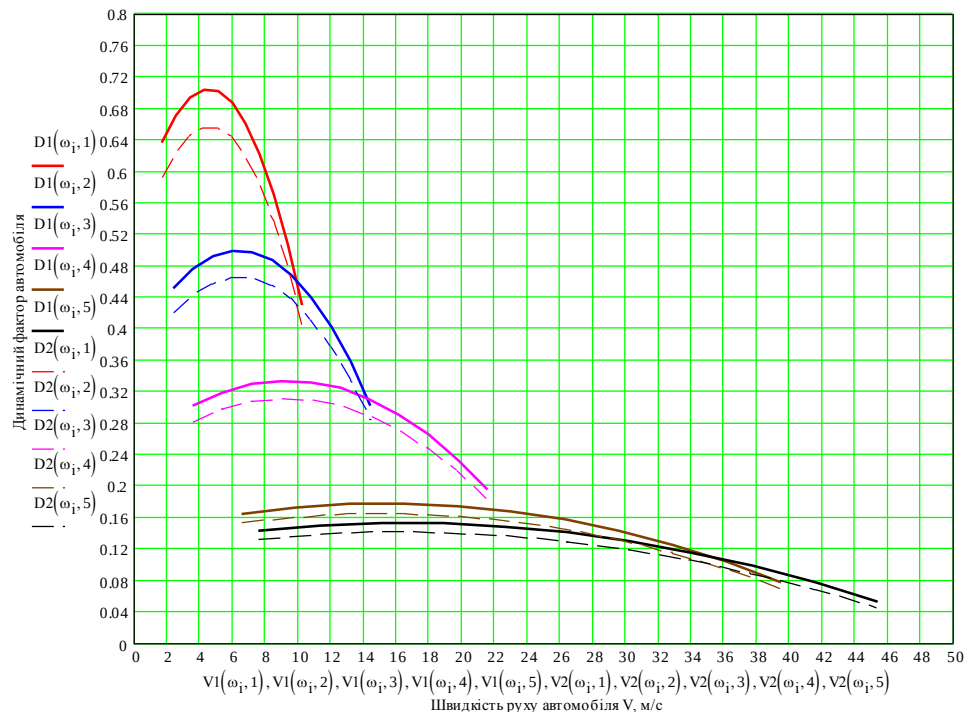
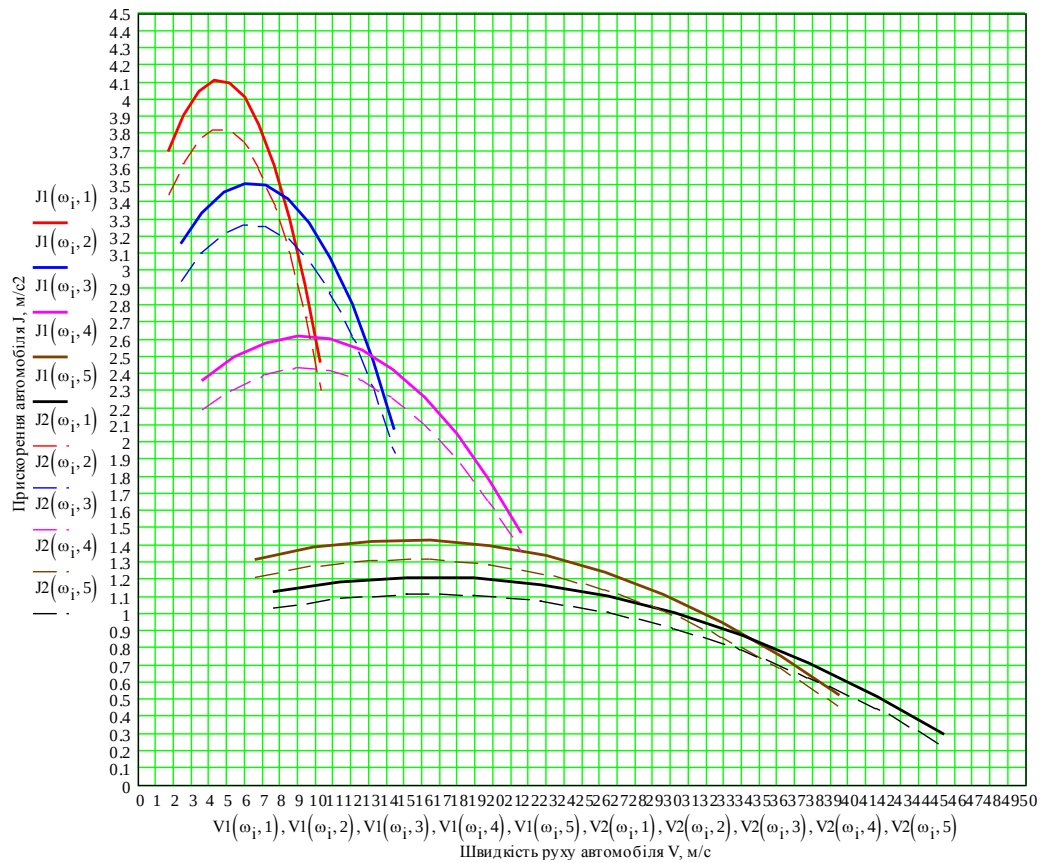
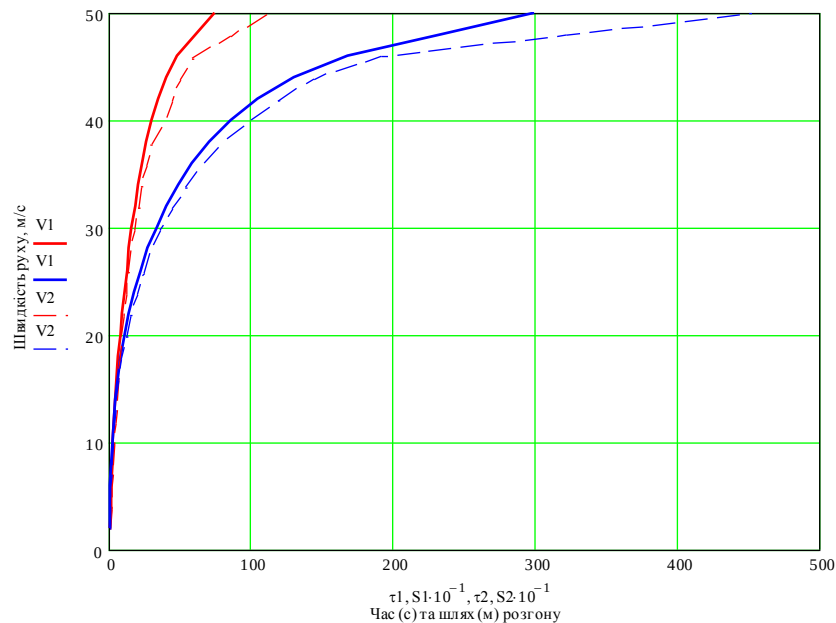


Рисунок 3.3 – Графіки зміни динамічних характеристик автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при різних потужностях N_e двигуна



Примітка - на графіках суцільними лініями показані характеристики для двигуна потужністю 77,0 кВт, а пунктиром - для двигуна із зниженою до 72,0 кВт потужністю

Рисунок 3.4 – Графіки зміни прискорень автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при різних потужностях N_e двигуна



Примітка - на графіках суцільними лініями показані характеристики для двигуна потужністю 77 кВт, а пунктиром - для двигуна із зниженою до 72 кВт потужністю

Рисунок 3.5 – Графіки зміни швидкісних характеристик розгону автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при різних потужностях N_e двигуна

Проведені теоретичні розрахунки показали, що падіння потужності двигуна N_e в межах лише 6,5% суттєво погіршує динамічні характеристики автомобіля знижуючи їх в залежності від передаточного числа передачі, на якій відбувається рух автомобіля на 5,7% - 11,7% (див. рис. 3.6); при цьому також спостерігається зниження інтенсивності прискорень автомобіля Skoda Rapid MPI на 6,9% - 8,3% (рис. 3.7) та погіршення швидкісної характеристики розгону автомобіля в середньому на 7,12% при досягненні швидкості перших 100 км/год та на 33,2% при досягненні максимальної швидкості (див. рис. 3.5) (при коефіцієнті опору дороги $\psi = 0,02$).

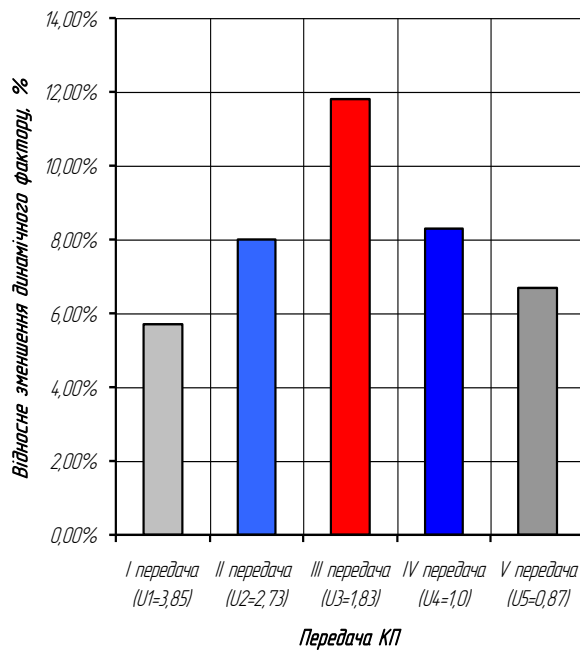


Рисунок 3.6 – Відносне зниження величин динамічних характеристик автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 під час руху на різних передачах при $\psi = 0,02$

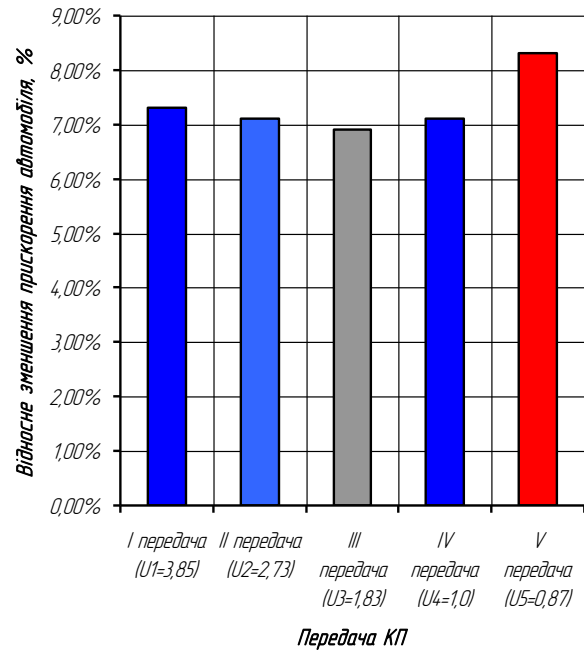


Рисунок 3.7 – Відносне зниження величин прискорень автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 під час руху на різних передачах при $\psi = 0,02$

Разом з тим, за наведеними оціночними параметрами динамічності автомобіля вкрай важко визначити гранично допустимий рівень зниження потужності ДВЗ автомобіля. Саме тому, на другому етапі оцінювання динамічності автомобіля проводилося за його коефіцієнтом динамічності $K_{дин}$, що являє собою відношення тягової сили автомобіля до суми сил опору руху. Так, якщо значення зазначеного коефіцієнта більше одиниці ($K_{дин} > 1$), то автомобіль здатний до розгону; при рівних одиниці значеннях ($K_{дин} = 1$) автомобіль може рухатися рівномірно; якщо ж $K_{дин} < 1$ - то рух автомобіля нестійкий, оскільки або

недостатня потужність на тягових колесах, або тягові колеса пробуксовують через недостатню зчіпну вагу. Розрахунки зміни коефіцієнта динамічності $K_{дин}$ легкового автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при зміні потужності його двигуна, кута підйому дороги та її опору наведені в додатку В, а результати представлені на рис. 3.6 – рис. 3.8.

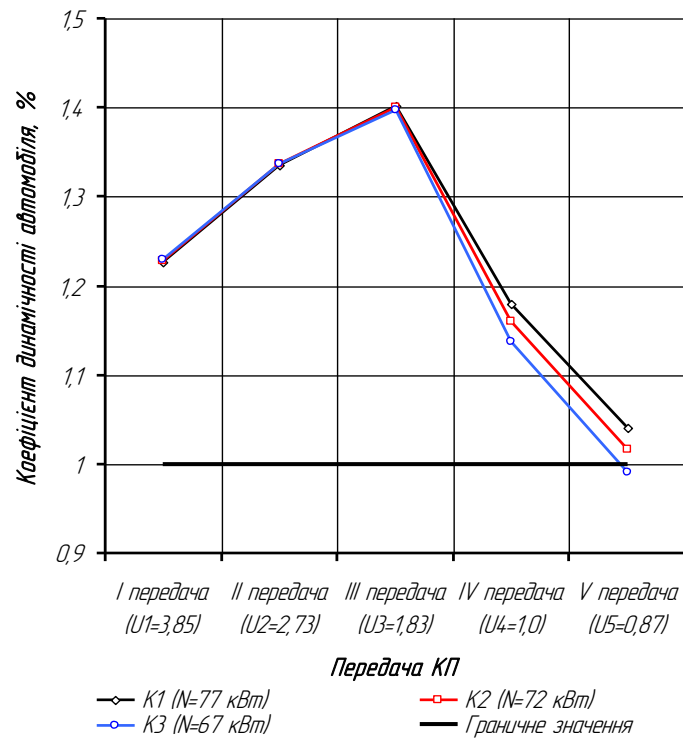
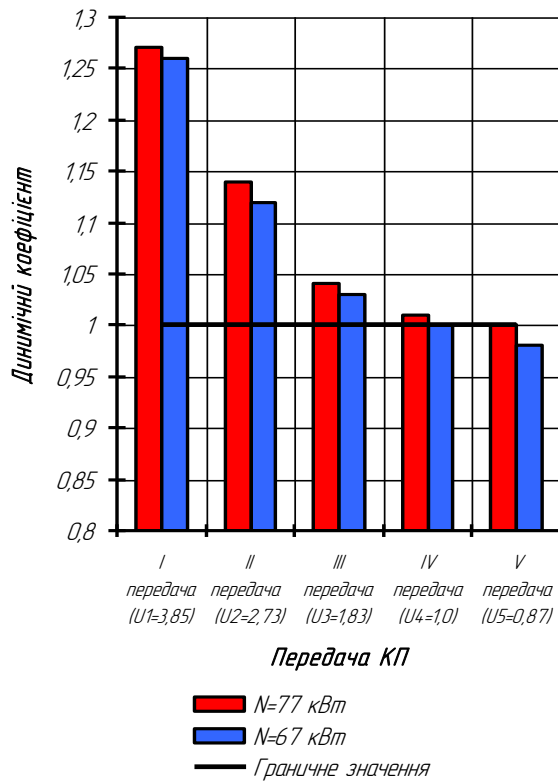


Рисунок 3.6 – Зміна коефіцієнта динамічності автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при різних значеннях номінальної потужності на різних передачах КП на горизонтальній ділянці дороги

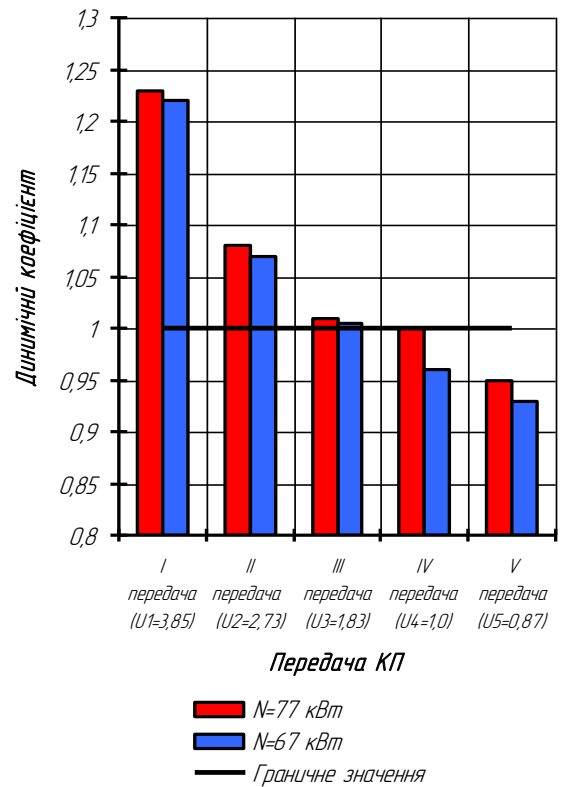
Аналіз наведених на рис. 3.6 графічних залежностей показує, що при зниженні номінальної потужності двигуна автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 на 6,5% (до значення 72,0 кВт) не приводить до критичного зниження коефіцієнту динамічності $K_{дин}$. На всіх 5-ти передачах його значення є більшими за 1,0 (одиницю), що все ж таки дозволяє автомобілю мати достатню розгінну динаміку. Разом з тим, подальші дослідження показали, що критичною величиною для двигуна літровим об'ємом 1,2 л цього автомобіля є 13,0% зниження потужності (до значення 67,0 кВт). При цьому спостерігається зниження коефіцієнта динамічності на 5-ій передачі до значення $K_{дин} = 0,99$, що вже є меншим за 1,0 (одиницю).

При збільшенні кута повздовжнього нахилу дороги зростають й величини сил опору дороги, що відповідно призводить до збільшення витрат потужності ДВЗ

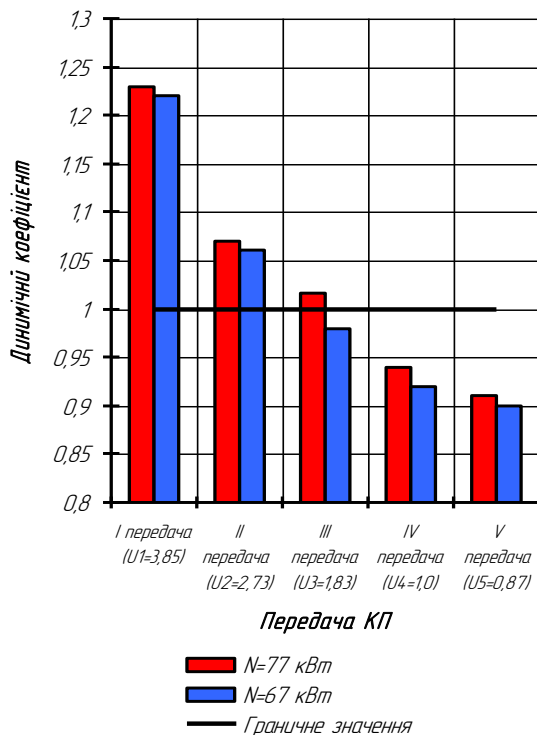
на подолання цього опору й, безумовно, відбувається зниження коефіцієнта динамічності (див. рис. 3.7).



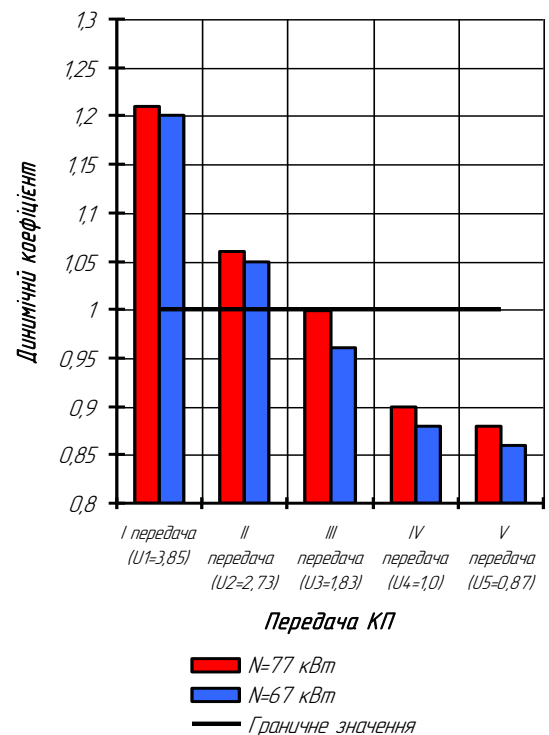
а) при $\alpha = 0$ град.



б) при $\alpha = 10$ град.



в) при $\alpha = 20$ град.



г) при $\alpha = 30$ град.

Рисунок 3.7. – Зміна коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ автомобіля Skoda Rapid MPI при русі на різних передачах при зміні повздовжнього кута нахилу дороги

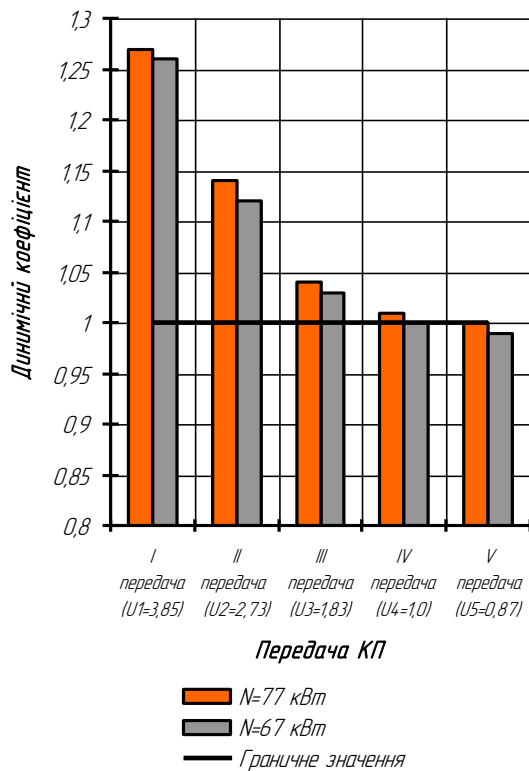
Аналіз представлених на рис. 3.7 графічних залежностей показує, що при збільшенні кута нахилу дороги в повздовжньому напрямку із зменшенням потужності двигуна автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 із нормативних 77,0 кВт до граничних 67,0 кВт потребує від водія переходу на III-ю передачу вже при $\alpha = 10 \text{ град}$. При збільшенні кута до $\alpha = 30 \text{ град}$. водій зазначеного автомобіля при зниженні потужності ДВЗ може здійснювати рух лише на II-ій передачі в той час, як на технічно справному автомобілі можливий, хоча й без прискорення, рух на III-ій передачі.

При зміні типу й стану покриття дороги, змінюється й опір коченню коліс автомобіля (таблиця 3.6); збільшення опору дороги спричиняє зростання витрат потужності N_e двигуна на подолання цього опору й визначає необхідність переходу на понижену передачу (із збільшеним передаточним числом).

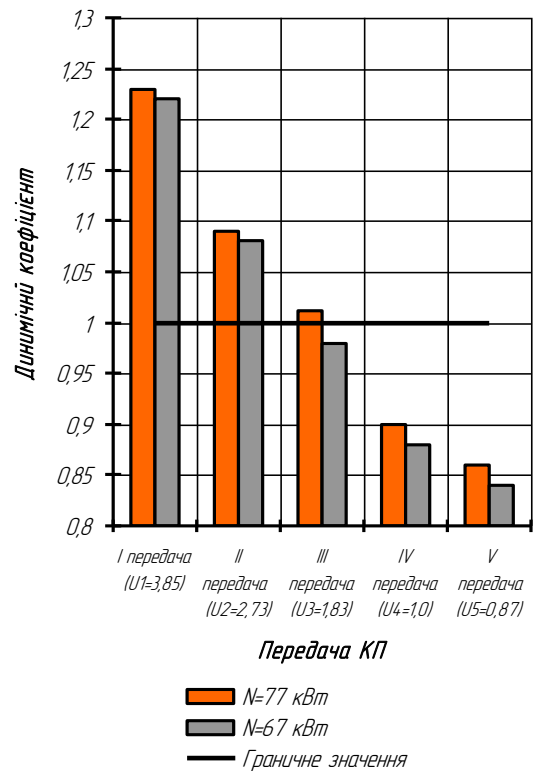
Таблиця 3.6 - Інтервали зміни величин коефіцієнтів опору коченню в залежності від типу й стану покриття дороги [2]

Вид дорожнього покриття та його стан	Коефіцієнт f_0
Асфальтобетонне покриття в хорошому стані	0,014--0,018
Лід	0,018--0,020
Асфальтобетонне покриття в задовільному стані	0,018--0,022
Брущатка	0,020--0,025
Щебінь, гравій, оброблений в'язкими матеріалами в хорошому стані	0,020--0,025
Снігова дорога	0,025--0,030
Щебінь, гравій без обробки, з невеликими вибоїнами	0,030--0,040
Бульжник	0,035--0,045
Грунт рівний, сухий	0,030--0,060
Грунт нерівний із залишками бруду	0,050--0,100
Пісок вологий	0,080--0,100
Пісок сухий	0,150--0,300

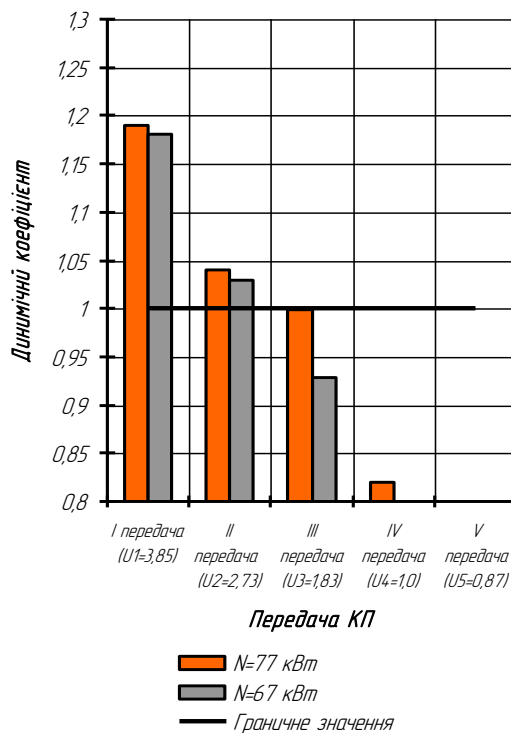
При зниженні потужності N_e двигуна автомобіля в експлуатаційних умовах перехід на понижену передачу при погіршенні дорожнього покриття і збільшенні опору коченню коліс необхідно здійснювати раніше, що наглядно ілюструють графіки наведені на рис. 3.8.



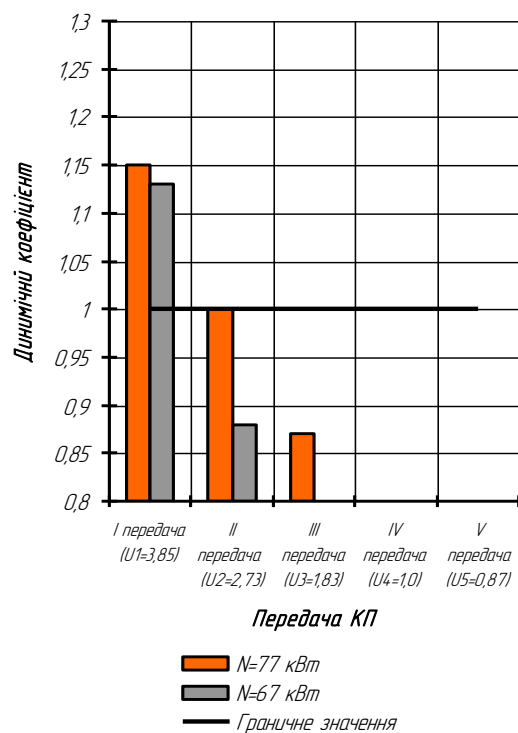
а) при $f_0 = 0,01$



б) при $f_0 = 0,03$



в) при $f_0 = 0,06$



г) при $f_0 = 0,09$

Рисунок 3.8. – Зміна динамічних коефіцієнтів автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2 при русі на різних передачах та збільшенні опору коченню коліс

Аналіз представлених на рис. 3.8 графічних залежностей дає підстави для аналогічного попередньому висновку: із збільшенням опору коченню коліс з боку

дороги та при зменшенні потужності N_e двигуна автомобіля Skoda Rapid MPI 1,2, виникає необхідність більш раннього переходу на понижену передачу, що супроводжується погіршенням показників динамічності автомобіля, збільшенням часу й шляху розгону та, відповідно, зростанням витрат палива.

Аналітичні дослідження розгінної динаміки були проведені для всіх автомобілів, що представлені в таблиці 3.1. Всі автомобілі мають різні літрові об'єми ДВЗ й відповідно різні максимальні ефективні потужності, як за паспортом ДВЗ, так й визначені у експлуатаційних умовах. У кожного ДВЗ, як вже було відмічено у таблиці 1.3 п. 1.2, зафіксовано зниження показників потужності в експлуатаційних умовах на різні величини – від 5,4% до 11,9%. Для визначення критичності наявного зниження були проведені розрахунки зміни коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ кожного автомобіля за описаною вище методикою. Оціночним параметром при цьому виступало зниження значення $K_{дин}$ менше 1,0 (одиниці) на вищій передачі. Результати досліджень наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Мінімальні значення коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ автомобілів

Марка (модель) автомобіля	Модель двигуна/літраж	Потужність двигуна при кількості обертів, кВт/об/хв		Зафіксована зміна потужності, %	Розраховане значення $K_{дин}$	Критична величина потужності ДВЗ кВт (падіння у %) *
		паспортна	виміряна			
Opel Astra H	L4/1,6	75/5200	67/4680	-11,9	0,981	68,9 (-8,1%)
Skoda Octavia A5	BSE MPI/1,6	85/5240	80/5470	-6,3	1,118	72,8 (-14,3%)
Skoda Octavia A5	16V TFSI RS/2,0	140/6160	130/6110	-7,3	1,336	109,6 (-21,7%)
VW Passat B5	TSI AXA /2,0	112/6000	102/6010	-9,8	1,245	99,1 (-11,5%)
Opel Astra G	TSI/1,4	92/5250	86/5210	-7,0	1,103	82,1 (-10,8%)
Renault Duster	K4M 1,6 16V	102/5150	93/5150	-8,5	1,187	89,3 (-12,5%)
Ford Focus III	Duratec HE/2,0	107/6120	101/5960	-5,4	1,211	92,9 (-13,1%)
Skoda Superb 4	BDL/3,2	170/6350	163/6290	-6,1	1,456	138,0 (-18,8%)
Renault Megane	TDI/1,4	52/3850	48/4790	-8,3	0,987	47,7 (-8,2%)
Skoda Rapid	MPI/1,2	77/5100	71/5070	-7,8	1,016	67,0 (13,0%)

*Примітка: * критична величина зниження потужності ДВЗ визначалася умовою зниження коефіцієнта динамічності автомобіля менше за 1,0.*

Аналіз результатів розрахунків, наведених в таблиці 3.7 показав, що у більшості ТЗ динамічні показники в даний час залишаються в допустимих межах. Разом з тим, є два автомобілі, які вже на тепер потребують виконання технічних дій із виявлення

несправностей, що є причинами погіршення ефективних показників ДВЗ (в першу чергу потужності N_e) та проведення заходів із їх відновлення (підвищення):

- автомобіль Opel Astra H, дійсна величина ефективної потужності ДВЗ якого 67,0 кВт забезпечує значення показника динамічності $K_{дин} = 0,981 < 1,0$;

- автомобіль Renault Megane, дійсна величина ефективної потужності ДВЗ якого 48,0 кВт забезпечує значення показника динамічності $K_{дин} = 0,987 < 1,0$.

Крім цього, слід також відмітити, що в таблиці є група автомобілів, які фактично наближаються до критичного технічного стану; рівень допустимих значень зниження ефективної потужності їх ДВЗ наближається до критичних:

- автомобіль VW Passat B5, дійсна величина ефективної потужності ДВЗ якого складає 102,0 кВт при критичному значенні $N_e = 99,1 \text{ кВт}$;

- автомобіль Renault Duster, дійсна величина ефективної потужності ДВЗ якого складає 93,0 кВт при критичному значенні $N_e = 89,3 \text{ кВт}$;

- автомобіль Skoda Rapid, дійсна величина ефективної потужності ДВЗ якого складає 71,0 кВт при критичному значенні $N_e = 67,0 \text{ кВт}$.

РОЗДІЛ 4.

ОРГАНІЗАЦІЯ ВИПРОБУВАНЬ ТЗ ТА ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Особливості використання динамометричних стендів для оцінки динамічних показників автомобілів

Динамометричні стенди або стенди для визначення тягових властивостей автомобілів, відтворюють потрібні швидкісні й навантажувальні експлуатаційні режими руху автомобілів й дозволяють визначати дійсні значення ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_e , витрати палива $q_e(G)$ ДВЗ та отримувати додаткову інформацію щодо: ККД трансмісії ТЗ, технічного стану основних агрегатів й систем, таких як: зчеплення, карданної передачі, головної передачі, спідометра автомобіля тощо) [30].

На практиці застосовують один з двох діагностичних варіантів випробування автомобіля на стенді створюючи або розгінний, або ж постійний режими його руху, які відповідно відтворюються різними типами діагностичного обладнання - інерційними або силовими навантажувальними стендами [30]. В основу розгінного режиму діагностування покладено оцінку кутових прискорень автомобіля, часу та/або шляху розгону коліс автомобіля (барабанів стенду); при цьому визначення показників потужності проводиться при забезпеченні надходження в ДВЗ максимальної кількості паливо-повітряної суміші (максимальному натисканні педалі акселератора) або максимальній паливоподачі (для дизелів) у визначеному діапазоні зміни швидкостей руху на «прямій» (передаточне число $i = 1,0$) передачі КП. При оцінці показників витрати палива відтворюється один із трьох потрібних режимів: при імітуванні розгону, під час руху на сталій швидкості під дією навантаження й на режимі так званого «холостого ходу» двигуна. Вибіг автомобіля із заданої швидкості руху при відсутності передачі крутного моменту від ДВЗ до ведучих коліс забезпечують можливість визначення величин опорів в трансмісії та оцінки значень її ККД [30].

Застосування постійних режимів випробувань автомобіля під час руху на «прямій» передачі при встановлених сталих навантажувальних й швидкісних режимах, дозволяє встановити дійсні значення сили тяги на ведучих колесах ТЗ,

оцінити швидкість обертання цих коліс, визначити втрати у трансмісії та показники економічності двигуна [30]. Такі випробування проводять для двох швидкісних режимів ДВЗ: режиму максимального крутного моменту M_{emax} та режиму N_{emax} - максимальної потужності двигуна [30].

Конструктивно основою більшості силових стендів є «бігові» барабани, які з'єднані із привідним й навантажувальним механізмом. До комплекту стенду обов'язково входить комплект вимірювальної апаратури, фіксуючі автомобіль пристосування й система обдуву автомобіля, що створює за рахунок роботи вентилятора повітряні потоки для забезпечення ефективного охолодження двигуна автомобіля під час випробувань, газоаналізатор й димомір тощо. Додатково стенди укомплектовуються системами автоматизованого створення тестових режимів, аналізу та обробки експериментальних даних, визначення та передачі показників [30].

Можливі два варіанти виконання стендів: із барабанами для розміщення автомобіля лише однією (ведучою) віссю або із встановленням автомобіля колесами обох осей на барабани. При цьому, у другому варіанті виконання не всі барабани зв'язані із навантажувальним пристроєм, а лише на одній осі ТЗ; інші – використовуються лише в якості додаткової опори для коліс осі автомобіля, яка в даний час не задіяна у випробуваннях [30].

Для забезпечення заїзду автомобіля на стенд та з'їзду зі стенду, використовуються гальмівні механізми та підйомники бігових барабанів, які розміщуються між барабанами під колесами ТЗ.

Основою стенду є навантажувальний механізм, який моделює навантаження для відтворення, аналогічних дорожнім, режимів руху автомобіля застосовуючи прискорення та/або гальмування барабанів гальмом (на сучасних стендах в більшості електромагнітного типу), які обертаються при обертанні коліс автомобіля. Результати вимірів в реальному часі передаються на комп'ютерну стійку керування стендом й відображаються на моніторі оператора.

Наявний на СТО ПП «Ковальов-Авто» сучасний силовий стенд дозволяє провести:

- 1) вимірювання та оцінку динамічних характеристик автомобіля;

- 2) пошук несправностей систем та механізмів при силовому навантаженні;
- 3) відтворити потрібні швидкісні й навантажувальні режими руху ТЗ;
- 4) оптимізацію роботи ДВЗ та автоматичних трансмісій ТЗ під навантаженням;
- 5) оцінку економічних та екологічних характеристик ДВЗ;
- 6) графічне й цифрове відображення та друк таких характеристик як: ЗШХ двигуна за стандартами DIN, EEC ISO, JIS, SAE; втрат потужності у трансмісії; зміни величини крутного моменту за швидкістю тощо.

Основні технічні характеристики стенду наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Основні технічні характеристики стенду МАНА (країна виробник - Німеччина) моделі LPS 3000

Параметр	Значення параметру
Граничне навантаження на вісь, т	2,5
Потужність навантажувального й гальмівного механізму, кВт	260,0
Розміри роликової платформи, мм	3345×110×625
Довжина роликів, мм	750
Діаметр роликів, мм	318,0
Відстань між осями роликів, мм	540,0
Колія автомобіля, мм min max	800,0 2300,0
Мінімально допустимий типорозмір колеса автомобіля, дюйми	12,0
Максимальна швидкість автомобіля, км/год	260,0
Граничне значення сили тяги на ведучих колесах, кН	6,0
Точність вимірів (похибка стенду), %	±2,0

4.2 Умови, правила та порядок проведення випробувань двигунів на стенді

Умови, методи та правила випробувань ДВЗ регламентуються ГОСТ 14846-81 «Двигуни автомобільні. Методи стендових випробувань». Цим стандартом передбачено, що проведення випробувань можливе лише за умови забезпечення:

- відповідності марки палива, охолоджувальної рідини, оливи в ДВЗ та

вузлах трансмісії (КП, роздавальних коробках, редукторах ведучих мостів), інших технологічних рідин, що використовуються при проведенні випробувань, вимогам технічних умов на ТЗ;

- температурних режимів роботи технологічних рідин механізмів і систем автомобіля, які відповідають нормативним експлуатаційним: температури охолоджувальної рідини та оливи ДВЗ межах $90 \pm 5^{\circ}\text{C}$;

- дотримання значень атмосферного тиску, температури й вологості навколишнього середовища в межах визначених технічними умовами стандарту;

- фіксації оціночних показників повинні лише при сталому швидкісному режимі роботи ДВЗ та отриманих показниках усіх діагностичних приладів задіяних у даному випробуванні;

- одночасного визначення значень потужності, крутного моменту, частоти обертання й витрати палива.

Перед початком виконання діагностичних операцій потрібно перевірити ТЗ та обладнання стенду та виконати такі підготовчі операції:

- здійснити візуальний огляд та контроль стенду на наявність можливих поломок, витоків технічних рідин, пошкоджень електричної мережі, присутності сторонніх предметів тощо;

- провести перевірку коректності роботи діагностичної програми;

- прогріти двигун та трансмісію автомобіля до робочих температурних показників в режимі руху;

- виконати контрольний огляд ТЗ, максимальну увагу приділивши стану ДВЗ, трансмісії, коліс та шин автомобіля;

- проконтролювати й за необхідності забезпечити відповідність показників тиску в шинах коліс всіх осей нормативним для автомобіля значенням.

Загальна технологічна послідовність виконання діагностичних робіт на стенді наступна:

1. Встановити автомобіль на стенд колесами ведучої осі на силові барабани.
2. Провести фіксацію автомобіля спеціальними фіксуючими пристосуваннями з комплекту стенду.
3. Під'єднати вимірювальну апаратуру стенду, в тому числі й до

діагностичного роз'єму автомобіля.

4. Під'єднати до випускної системи автомобіля шланг відведення відпрацьованих газів.

5. Запустити двигун в режимі «холостого ходу» для оцінки акустичної картини його роботи; впевнитися у відсутності сторонніх шумів та стуків.

6. З'єднати ДВЗ з трансмісією та провести звукову оцінку роботи елементів трансмісії на всіх передачах та режимах на відсутність сторонніх шумів та стуків.

7. Увімкнути вентилятор обудуву автомобіля та перевірити ефективність його роботи.

8. Увімкнути систему примусової вентиляції повітря приміщення.

9. Запустити програму випробувань та виконати діагностичні операції у відповідності до встановлених нею параметрів й режимів.

10. Провести оцінку та аналіз діагностичних показників на моніторі стенду.

10. Роздрукувати результати вимірів та занести їх до бази даних стенду.

11. Від'єднати від автомобіля вимірювальну апаратуру, шланг відведення відпрацьованих газів.

12. Зняти фіксацію автомобіля, встановити підйомники бігових барабанів у положення призначене для з'їзду та здійснити безпечний з'їзд автомобіля зі стенду.

4.3 Створення безпечних умов при проведенні випробувань ТЗ

Загальні положення з безпеки проведення випробувальних робіт на стенді передбачають дотримання таких заходів [31]:

- «до роботи на стенді не допускаються особи молодші 18 років та не мають відповідних медичних обмежень, пройшли інструктаж та стажування на робочому місці й мають першу групу допуску з електробезпеки [31]»;

- «виконання випробувальних операцій передбачає відсутність сторонніх осіб в приміщенні на всіх етапах включно із підготовчими [31]»;

- «всі контрольні роботи з оцінки технічного стану стенду, в першу чергу силових механізмів та роликів, потрібно проводити лише за умови відсутності обертальних рухів та вимкненому головному електричному вимикачу стенду [31]»;

- «не дозволяється розміщення автомобіля на роликах стенду віссю, що не є ведучою та із нейтральною передачею КП (на механічній КП) або в будь-якому

режимі, за виключенням режиму «Р» (паркінгу на автоматичних трансмісіях) [31]»;

- «не допускається початок з'їзду автомобіля зі стану без попередньої активації підйомників бігових барабанів, які забезпечують відповідне для з'їзду їх положення [31]»;

- «при пошкодженні елементів силового стану в процесі проведення випробувальних робіт для термінового з'їзду автомобіля з роликів використовується аварійний режим роботи стану [31]»;

- «забороняється продовження випробувальних операцій при вимкненні силового вентилятора стану, системи вентиляції приміщення, порушеннях фіксації автомобіля, зміщенні автомобіля з роликів та розгерметизації шлангу відведення відпрацьованих газів [31]»;

- «при виникненні аварійних ситуацій в роботі будь-якої системи автомобіля в процесі виконання підготовчих або випробувальних операцій, технологічний процес потрібно негайно зупинити із дотриманням заходів безпеки й виробничого травматизму [31]»;

- «під час виконання з'їзду зі стану слід впевнитися у відсутності перешкод для руху автомобіля заднім ходом та відкритих воротах приміщення, у разі потреби – скористатися послугами другої особи [31]».

Проведення випробувальних операцій на стані передбачає суттєві силові, динамічні та температурні навантаження як автомобіля, так й силового стану, що може викликати появу аварійних ситуацій. В такому разі необхідно:

- «у разі виникнення аварійної ситуації, що може загрожувати здоров'ю та життю виробничого персоналу, потрібно терміново припинити виконання всіх робіт та проінформувати керівника підприємства про позаштатну подію й в подальшому виконувати дії у відповідності до його вказівок [31]»;

- «при виникненні нещасного випадку (травмуванні, отруєнні випарами палива та/або відпрацьованих газів), виявлені ознак наявності у робітника захворювання слід негайно повідомити про це безпосереднього керівника та в найкоротші терміни надати потерпілому першу до медичну допомогу й якнайшвидше доставити до закладу охорони здоров'я [31]»;

- «при ураженні електричним струмом, негайно звільнити потерпілого від

впливу струму дотримуючись всіх передбачених в таких випадках запобіжних заходів, вимкнути струм на силовому вимикачі дільниці [31]»;

- «при виявленні ознак пожежі: видимого задимлення приміщення, відкритих осередків горіння, появи запаху гару - негайно зупинити всі дії, терміново запровадити евакуаційні заходи з приміщення та повідомити про подію безпосередньому керівнику; уповноважені особи повинні приступити до гасіння пожежі, а керівник викликати рятувальну службу [31]».

4.4 Практичне використання результатів проведених досліджень

Розроблена методика визначення величин коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ враховує зміну більшості вагомих експлуатаційних факторів таких як: падіння потужності ДВЗ, збільшення витрат в трансмісії, підвищення опору дороги, опору повітря та завантаженості ТЗ й визначає характер потрібних дій водія при керуванні автомобілем.

Використовуючи розроблену методику та програмне забезпечення можна встановити для кожної марки та моделі автомобіля (будь-якого виробника), в залежності від особливостей його комплектації (типу ДВЗ, потужності двигуна, передаточних чисел КП та головної передачі, ККД трансмісії, типорозміру коліс тощо) на основі оцінки значень динамічного фактору D , прискорень j , коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$ - граничні рівні зниження основних динамічних показників двигуна: ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_e . Така база даних, дозволить доволі просто при проведенні випробування автомобіля на стенді, на основі оцінки дійсних показників за знятими ЗПХ та порівняння їх із гранично допустимими для даної моделі автомобіля, визначити доцільність, необхідність та головне – терміновість проведення сервісних операцій з відновлення динамічних показників.

Практична реалізація наукових доробок кваліфікаційної роботи у виробничий процес підприємства дозволить:

- 1) створити нормативну базу даних для автомобілів категорій М1-М2 за граничними значеннями показників їх динамічності;
- 2) на основі визначених стендовими випробуваннями дійсних значень

ефективної потужності N_e та ефективного крутного моменту M_e двигуна автомобіля, розрахувати поточні дійсні значення показників їх динамічності та шляхом співставлення їх граничними для даного автомобіля значеннями провести об'єктивну оцінку технічного стану ДВЗ та трансмісії ТЗ;

3) обґрунтовано довести до власника ТЗ інформацію про вже наявну потребу проведення втручань в ту чи іншу систему (механізм) автомобіля або таку необхідність, яка виникне у найближчий експлуатаційний період. Витрати на проведення таких дій будуть багатократно компенсовані зменшенням рівня споживання пального двигуном автомобіля, відновленням динаміки прискорень та підвищенням рівня комфортності при керуванні автомобілем.

Разом з тим, доцільним є продовження наукових досліджень розробленої математичної моделі оцінки динамічних показників ТЗ в напрямках:

- визначення та оцінки такого показника як прийомистість η_a ;
- врахування втрат потужності в системі випуску самого ДВЗ при підвищенні внутрішнього опору випускних каналів руху відпрацьованих газів, в першу чергу з-за забиття каталітичного нейтралізатора та/або сажового фільтра (у дизелів);
- визначення можливих додаткових витрат потужності ДВЗ на компенсацію збільшених втрат у таких системах автомобілів як: рульове керування, ходові частини та, особливо – робочі гальмівні механізми коліс;
- проведення економічних розрахунків з оцінки підвищення рівня фінансових витрат власника ТЗ на паливо, що додатково споживається ДВЗ при зниженні динамічних показників автомобіля під час руху в різних експлуатаційних режимах (наприклад: в міських та трасових експлуатаційних умовах, при коливаннях температурних показників навколишнього середовища обумовлених зміною пори року, при зміні навантаження на ДВЗ автомобіля, що виникає при транспортуванні ТЗ причепів та ін.);
- оцінка екологічних показників роботи ДВЗ автомобіля при знижених значеннях його ефективних показників (N_e та M_e), підвищених втратах в системі «двигун – колеса» та з урахуванням змінних факторів дорожньої обстановки (типу й стану покриття дороги, наявності повздовжніх та поперечних ухилів дороги, напрямку та швидкості вітру, завантаженості ТЗ, обраного водієм динамічного режиму руху та ін.).

ВИСНОВКИ

Основний фокус магістерської роботи був спрямований на визначення та оцінку впливу зміни ефективних характеристик автомобільних ДВЗ, що визначалися умовами експлуатації, на зміну динамічних властивостей автомобілів категорії М1. Основною задачею наукових досліджень було визначення граничного рівня падіння показників потужності N_e та крутного моменту M_e двигунів в контексті зниження рівня динамічних властивостей автомобіля до значень, які визначали необхідність зміни параметрів процесу керування автомобілем з боку водія.

Перший розділ роботи містить інформацію щодо оцінки виробничого спрямування, особливостей організації виробничого процесу, слабких та сильних сторін діяльності ПП СТО «Ковальов-Авто», яке надає сервісні й ремонтні послуги при обслуговуванні автомобілів категорій М1 та М2. Оцінка марочного й модельного складу ТЗ, та причин їх звернень на підприємство дозволили визначитися із системою автомобілів, яка в більшій мірі втрачає ефективність своєї роботи в експлуатаційних умовах. Такою системою визнано двигуни автомобілів, які потребували сервісних дій фактично у 23,1% випадків при максимальних значеннях відмов 37,0%. Проведена оцінка втрат динамічних показників ДВЗ проведена у вибірковій групі автомобілів, виявила падіння значень ефективних потужностей від 5,4% до 11,9% порівняно із нормативними значеннями, що безумовно є доволі суттєвою проблемою так як саме двигуни в першу чергу визначають динамічні властивості автомобілів.

Отже, *об'єктом дослідження* було визначено зміну динамічних властивостей автомобілів категорії М1 в різних режимах руху, а основною метою досліджень - встановлення впливу зниження ефективних показників двигуна та змінних експлуатаційних факторів на динамічні властивості автомобілів (на прикладі автомобілів категорії М1).

Дослідження другого розділу роботи були спрямовані на визначення основних величин, що використовуються для оцінки динамічних властивостей як загалом ТЗ так й їх силових установок – двигунів внутрішнього згорання. Встановлено, що значний внесок у дослідження даної проблематики внесли такі

наші співвітчизники як: М.А. Подригало, Тарасов Ю.В., Гацько В.И., Файст В.Л., Клец Д.М. Д.В. Абрамов, Тесля В.О., Мазін О.С. та ін., які в якості оціночних факторів динаміки руху ТЗ приймали величини динамічних факторів D , прискорень j та сповільнень, прийомистоті η_a та коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$. Кожен з них досліджував вплив того чи іншого експлуатаційного фактора, наприклад опору повітря, опору коченню, завантаженості ТЗ на рівень динамічності, але більшість досліджень були проведенні для визначення параметрів та підбору ДВЗ нових автомобілів. Разом з тим, залишається малодослідженою проблема зміни динамічних показників із зниженням потужності ДВЗ та збільшенням втрат в трансмісії автомобілів в експлуатації. Дослідженнями цього розділу було отримаємо розширений вираз для оцінки характеру зміни величини коефіцієнта динамічності автомобіля $K_{дин}$ в експлуатаційних умовах, що враховує як його конструктивні параметри, так й залежить від ефективних показників ДВЗ, рівень зниження яких доцільно визначати за показниками їх динамічних властивостей k та k_c .

В третьому розділі для групи автомобілів були проведені дослідження зміни динамічних характеристик їх ДВЗ в експлуатаційних умовах. Дослідженнями було охоплено 10 легкових автомобілів різних марок й моделей, які відносилися до категорій А, В та С; мали різні пробіги з початку експлуатації; були оснащені різними типами ДВЗ з різними показниками потужності N_e та крутного моменту M_e . Проведеними дослідженнями було виявлено погіршення динамічних показників фактично у понад 80% двигунів досліджуваних автомобілів. Подальші аналітичні дослідження, проведені в середовищі MathCad 2001, дозволили провести оцінку характеру залежності зміни динамічних показників $K_{дин}$ легкового автомобіля із зниженням показників потужності його ДВЗ. Дослідження проводилися для автомобіля Skoda Rapid MPI із об'ємом двигуна 1,2 л, номінальною потужністю 77,0 кВт, зафіксоване зниження потужності ДВЗ якого в експлуатаційних умовах склало 6,0 кВт або 7,8% від паспортних даних. Проведені розрахунки показали, що падіння потужності двигуна цього автомобіля вже на 6,5% суттєво погіршує динамічні характеристики автомобіля знижуючи їх

в залежності від передаточного числа передачі, на якій відбувається рух автомобіля на 5,7% - 11,7%; при цьому спостерігається зниження інтенсивності прискорень самого автомобіля на 6,9...8,3% та погіршення швидкісної характеристики розгону автомобіля в середньому на 7,12% при досягненні швидкості перших 100 км/год та на 33,2% при досягненні максимальної швидкості. Встановлено, що критичною величиною для двигуна 1,2 л данного автомобіля є 13,0% зниження потужності (до значення 67,0 кВт), при яком спостерігається зниження коефіцієнта динамічності на 5-ій передачі до значення $K_{дин} = 0,99$, що є меншим за гранично допустимий рівень 1,0 (одиницю) та змушує водія раніше перемикає передачі та більш інтенсивно натискати на педаль акселератора, погіршуючи економічні показники автомобіля. За запропонованою методикою із урахуванням допустимих значень коефіцієнтів динамічності $K_{дин}$, були проведені аналогічні дослідження для всіх автомобілів групи, які дозволили встановити критичні для кожного їх ДВЗ величини зниження ефективної потужності N_e (кВт) в експлуатаційних умовах. Експлуатація автомобілів, із показниками потужності нижче за визначений граничний рівень, призведе до таких негативних наслідків як: втрата розгінної динаміки, ускладнення керування ТЗ, підвищеного рівня споживання палива та погіршення показників екологічності, що є недоцільним та не припустимим.

Дослідженнями 4-го розділу визначена методика та особливості проведення процесу оцінки динамічних показників легкових автомобілів категорії М1 на динамометричних стендах; наведені правила та порядок проведення випробувань із дотриманням безпечних умов їх виконання. Завершальним блоком виступають сформовані обґрунтовані рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження в умовах провадження виробничого процесу автосервісних підприємств.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. – К.: Арістей, 2006. – 176 с.
2. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. – К.: В-во: "КВІЦ", 2004.
3. В.Волков, Г.Вильський Теорія руху автомобіля. – В-во «Універсальна книга», 2010. – 320 с.
4. Складов В.М. Автомобільні двигуни. Особливості конструкції. – Харків: ЗНАДУ, 2011. – 384 с.
5. Ф.І. Абрамчук та ін. Автомобільні двигуни. Підручник. – К.: В-во «Арістей», 2009. – 476 с.
6. Г.О. Ковальчук, В.П. Сахно. Основи конструкції автомобіля. Навчальний посібник в електронному вигляді. – К.: В-во: "КВІЦ", 2011. - 805 с.
7. Сирота, В.І. Автомобілі. Основи конструкції, теорія. (Навчальний посібник. – 2 – ге видання, виправлене та доповнене). [Текст] / В. І. Сирота, В.П. Сахно; – К.: Арістей, 2008. –288 с.
8. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: [навч. посібник] / В.П. Волков. – Харків: ЗНАДУ, 2004. – 292 с.
9. Рациональна динамічна характеристика автомобіля / [Р.Л. Кайданов, М.А. Подригало] Вісник машинобудування та транспорту, №2(6),– Вінниця, ВНТУ: 2017. – С.78-85.
10. М.А. Подригало. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів / [М.А. Подригало, В.В. Шелудченко] – Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015.– 213 с.
11. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації: дис. докт. техн. наук: 05.22.02/ Тарасов Юрій Володимирович – Х., 2021. –354 с.
12. Потапов М.М., Абдулгасіс А.У., Абрамов Д.В., Артьомов М.П., Гацько В.І., Забелишенський З.У., Клец Д.М., Назарько О.О., Подригало М.А., Полянський О.С., Файст В.Л. Динаміка колеса автомобіля: Монографія / за ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. Х. : ХНАДУ, 2019. - 199 с.
13. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових

автомобілів: дис. канд. техн. наук: 05.22.20/ Файст Валерій Львович – Х., 2012. –169 с.

14. Стабільність експлуатаційних властивостей колісних машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.А.Карпенко, Е.М.Гецович, А.А.Бобошко, В.М.Єфімчук, А.Н.Матирін]; під ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. – 403 с.

15. Клец Д.М. Вплив різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс на стійкість автомобіля проти заносу / Клец Д.М., Дубінін Є.О., Слинченко І.В., Полянський О.С. Вісник Харківського НТУ. Наукове видання. – Харків, 2019. – С.118-129.

16. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів / [Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А.Подригало, О.С. Полянський, В.Л. Файст]; під ред. М.А. Подригало і О.С. Полянського. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.

17. Тесля В.О. Підвищення безпеки використання автомобілів шляхом удосконалення методів оцінювання динамічних і енергетичних характеристик: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня кандидата техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Тесля Володимир Олегович. –Х., 2015. – 21 с.

18. Бобошко А.О. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: дис. доктора техн. наук: 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / Бобошко Олександр Андрійович. – Х., 2019. –325 с.

19. Мазін О.С. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних витрат енергії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня кандидата техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Мазін Олексій Сергійович. –Х., 2020. – 20 с.

20. Подригало М. Аналіз впливу розподілу крутних моментів між осями на енергетичну ефективність двовісного автомобіля / М. Подригало, Р. Кайданов, В. Омельченко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: ЛНТУ. – №2, 2022. – С.174–181.

21. Молодан А.О. Наукові основи забезпечення надійності і функціональної стабільності колісних машин в режимі відключення частини циліндрів. Дисертація на здобуття наук. ступ. докт. наук: 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / Молодан Андрій Олександрович – Х., 2021. – 366 с.

21. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореф. дис. на

здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Абрамов Дмитрій Володимирович. –Х., 2018. – 40 с.

22. Транспортні енергетичні установки: навчальний посібник / О.М. Артюр, О.В. Дударенко, В.В. Кузьмін та ін. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.

23. Осетров О.О., Чучуменко Б.С. Моделювання впливу параметрів легкового автомобіля на процес його розгону// Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, Вип. 20, 2021 – С.45-53.

24. Чабанний В.Я., Осипов І.М. Технічна експлуатація автомобілів. Навчальний посібник. – Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2009. – 553 с.

25. Практикум з експлуатації легкових автомобілів : навч. посіб. / Чабанний В.Я. та ін.; за ред. Чабанного В.Я. - Кіровоград: КП «Центрально-Українське видавництво», 2012. - 622 с.

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

27. Біліченко, В.В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навчальний посібник / Біліченко В.В., Кременецький В.Л., Кукурудзяк Ю.Ю., Цимбал С.В. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 118 с.

28. Сирота В. І., Сахно В. П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія : навчальний посібник. К. : Арістей, 2011. – 356 с.

29. Хоменко І. М. Про побудову зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна розрахунковим методом. Вісник Чернігівського державного технологічного університету, №2 (73), 2014. – С.93-99.
<https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiOgpehsfv7AhXn87sIHRNaAHsQFnoECAgQAQ&url=http%3A%2F%2Ffir.stu.cn.ua%2Fbitstream%2Fhandle%2F123456789%2F7443%2F1293.pdf&usg=AOvVaw1m3-MH79oaulKoyp61-JpI>

30. Практикум з експлуатації легкових автомобілів : навч. посіб. / Чабанний В.Я. та ін.; за ред. Чабанного В.Я. Кіровоград: КП "Центрально-Українське видавництво", 2012. - 622 с.

31. Правила охорони праці на автомобільному транспорті. Державний нормативний акт про охорону праці. ДНАОП 0.00-1.28-97. К.: Держнаглядохоронпраці, 1997. - 328 с.

32. Методичні вказівки для виконання випускної кваліфікаційної роботи для здобувачів за освітньо-професійної програми «Автомобільний транспорт» другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» денної та заочної форми навчання / уклад.: С.О. Магопець, Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз, М.В. Красота, Д.В. Голуб, А.С. Максименко; під заг. редакцією к.т.н., доц. Магопця С.О. - Кропивницький: ЦНТУ, 2022. – 46 с.