

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ»  
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

НА ТЕМУ:

**«ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ  
СТАБІЛЬНОСТІ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ»**

**Виконав:**

здобувач освітнього ступеня «Магістр»  
освітньо-професійної програми  
«Агроінженерія» спеціальності  
208 «Агроінженерія»  
денної форми навчання

**ТАНАСЮК Олександр Валерійович**

**Керівник:**

канд. техн. наук, доцент

**ПУКАС Віталій Леонідович**

**Оцінка захисту:**

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів \_\_\_\_\_

Шкала ECTS \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025р.

**Допускається до захисту:**

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія»  
спеціальності 208 «Агроінженерія»,

кандидат технічних, доцент \_\_\_\_\_ **ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович**

м. Кам'янець-Подільський, 2025

## ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	5
АНОТАЦІЯ.....	6
РЕФЕРАТ.....	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. Аналіз відомих методів забезпечення функціональної стабільності показників динамічності та енергетичної ефективності автомобілів.....	11
1.1 Функціональна стабільність та її зв'язок з динамічними та енергоперетворюючими властивостями автомобіля.....	11
1.2 Динамічні характеристики та показники оцінки динамічних властивостей автомобілів.....	14
1.3 Методи оцінки енергетичної економічності та ККД автомобіля .....	16
1.4 Динамічні моделі ведучих коліс автомобіля.....	17
1.5 Аеродинамічні характеристики автомобіля та методи їх визначення.....	20
1.6 Методи та засоби покращення динамічних властивостей автомобіля в процесі експлуатації.....	21
Висновки до розділу та постановка завдань дослідження.....	23
РОЗДІЛ 2. Обґрунтування методів кваліметричного оцінювання функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобіля.....	25
2.1 Фактори, що впливають на функціональну стабільність автомобіля.....	25
2.2 Рівні реалізації управління функціональною стабільністю автомобіля.....	27
2.3 Загальний підхід до розв'язання задачі дослідження динаміки ведучого колеса автомобіля шляхом використання моделі багатокomпонентного складного руху.....	33

Висновки до розділу .....	37
РОЗДІЛ 3. Теоретичне дослідження функціональної стабільності і енергетичної економічності автомобіля.....	38
3.1 Визначення поняття й критерію оцінювання енергетичної економічності автомобіля .....	38
3.2 Вплив нерівномірності тягової сили на додаткові втрати енергії при усталеному русі автомобіля .....	43
3.6 Оцінка функціональної стабільності потужностних показників двигуна і ККД трансмісії за зміною показників динамічних властивостей автомобілів в процесі експлуатації.....	47
Висновки до розділу.....	53
РОЗДІЛ 4. Комп'ютерне моделювання впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів.....	60
4.1 3D моделювання автомобілів в рамках комп'ютерного експериментального дослідження їх аеродинамічних характеристик.....	60
4.2 Результати комп'ютерного моделювання процесу обтікання повітряним потоком легкових автомобілів, які рухаються з різною поздовжньою швидкістю.....	62
4.3 Результати комп'ютерного моделювання процесу впливу бічного повітряного потоку на легкові автомобілі.....	67
4.5 Оцінювання впливу на легкові автомобілі збуреного повітряного потоку внаслідок руху в паралельному напрямку з високою швидкістю великогабаритного транспортного засобу.....	74
Висновки до розділу.....	76
РОЗДІЛ 5. Кваліметричне оцінювання граничних динамічних показників легкових автомобілів .....	77
5.1 Граничні динамічні показники передньопривідних, задньопривідних (із класичним компонованням і задньомоторних) і повнопривідних легкових автомобілів.....	77
5.3 Граничні динамічні показники легкових автомобілів різних	

компонувальних схем з урахуванням підйомної аеродинамічної сили.....	83
5.4 Кваліметричне оцінювання динамічних властивостей автомобілів з використанням власного індексу динамічності.....	86
Висновки до розділу.....	94
РОЗДІЛ 6. Експериментальні дослідження впливу експлуатаційних чинників на динамічні властивості автомобілів .....	95
6.1 Оцінювання похибки показань акселерометра при вимірюванні прискорень автомобіля під час руху дорогою з поздовжнім ухилом.....	95
6.3 Удосконалення експериментального методу визначення маси автомобіля в процесі руху урахуванням кута поздовжнього ухилу дорожнього полотна.....	99
6.4 Експериментальне оцінювання зміни власного індексу динамічності, що характеризує динамічні властивості автомобіля в експлуатації при застосуванні бензинового і газового видів палива на прикладі ВАЗ-2110.....	101
6.5 Експериментальне оцінювання індивідуальної майстерності водіїв під час управління автомобілем при розгоні.....	106
Висновки до розділу.....	115
РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	117
7.1 Загальні відомості.....	117
7.2. Заходи безпеки при вантажно-розвантажувальних роботах і витягуванні застряглого автомобіля.....	118
Загальні висновки по роботі.....	120
Список використаних джерел.....	125
ДОДАТОК А.....	132
ДОДАТОК Б.....	134
ДОДАТОК В.....	140

## АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі магістра визначено додаткові витрати енергії, що обумовлені коливаннями тягової сили на ведучих колесах автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння; визначено, за рахунок використання фізичної моделі багатокомпонентного складного руху, взаємозв'язок між кінематичними та динамічними параметрами ведучого колеса при його русі у різних режимах, який у відмінності від відомих враховує коливання крутильного моменту; запропоновані нові показники – власні та індивідуальні індекси динамічності, які на відміну від відомих дозволили розробити метод порівняльного кваліметричного аналізу динамічних властивостей різних автомобілів та врахувати рівень кваліфікації водіїв.

Удосконалено метод визначення маси автомобіля у процесі його руху, що у відмінності від відомих враховує кут поздовжнього ухилу дороги.

## SUMMARY

The master's thesis identifies additional energy costs due to fluctuations in traction on the drive wheels of cars with internal combustion engines; determined, due to the use of a physical model of multicomponent complex motion, the relationship between the kinematic and dynamic parameters of the drive wheel during its movement in different modes, which, unlike the known ones, takes into account torque fluctuations; proposed new indicators - own and individual indices of dynamism, which, in contrast to the known allowed to develop a method of comparative qualimetric analysis of the dynamic properties of different cars and take into account the level of qualification of drivers.

The method of determining the mass of the car in the process of its movement has been improved, which, in contrast to the known ones, takes into account the angle of longitudinal slope of the road.

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на аркушах формату А4, яка вміщує 7 розділів 11 таблиць, 49 рисунків, 49 найменування використаних джерел і презентаційного матеріалу на 20 аркушах.

Метою роботи є розробка методів оцінювання та визначення шляхів покращення функціональної стабільності автомобіля за показниками динамічності та енергетичної ефективності.

В процесі виконання роботи використовувалось математичні методи розв'язання диференціальних рівнянь, енергетичний та ймовірнісні методи, частотний метод оцінки стійкості динамічних систем, методи дослідження складного руху механізмів та систем.

У результаті проведених досліджень запропонований власний і власний інтегральний відносний індекси динамічності автомобіля, які дозволяють здійснювати кваліметричне оцінювання його динамічних властивостей за ступенем реалізації зчіпних можливостей ведучих коліс автомобіля з дорогою, що є одним з елементів кваліметричного оцінювання технічного рівня автомобіля.

Проведені експериментальні дослідження показали можливість використання запропонованого методу оцінки динамічних властивостей автомобілів під керуванням конкретного водія з певними навичками водіння в експлуатації на будь-якому інтервалі швидкостей руху. Для автомобіля Hyundai i30 з пробігом 13780 км індивідуальний індекс динамічності  $q_i$  при русі зі швидкістю 10 м/с знижується відносно значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,76 до 0,72 (на 5 %), 0,65 (на 14 %) та 0,45 (на 41 %) при управлінні відповідно 3-м, 1-м та 2-м водіями. На інтервалі швидкостей руху 15 - 25 м/с індивідуальний інтегральний відносний індекс динамічності  $Q_i$  знизився щодо значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,66 до 0,53 (на 20 %); 0,46 (на 30 %); 0,44 (на 33 %) при управлінні відповідно 3-м, 2-м та 1-м водіями.

Ключові слова: ФУНКЦІОНАЛЬНА СТАБІЛЬНІСТЬ, ДИНАМІЧНА ВЛАСТИВІСТЬ, АВТОМОБІЛЬ, ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ, ПОКАЗНИКИ ПОТУЖНОСТІ, ТЯГОВІ РОЗРАХУНКИ.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток конструкцій автомобілів та впровадження високих технологій у останні десятиліття загострили конкуренцію між виробниками. Непродумані конструктивні зміни призводять до більш швидкого зниження експлуатаційних властивостей нових автомобілів порівняно з попередніми моделями.

Багато недоліків проявляються лише в процесі експлуатації, знижуючи безпеку руху та іноді потребуючи відкликання автомобілів виробниками. Причиною таких проблем є недосконалість конструкторських, технологічних та випробувальних процесів.

Хоча автомобілі проходять контрольні випробування на відповідність технічним умовам та надійність на етапі виробництва, в експлуатації переважно здійснюється лише діагностика окремих вузлів без оцінки комплексних динамічних властивостей автомобіля. У зв'язку з цим виникає потреба у систематичних контрольних випробуваннях функціональної стабільності динамічних та споживчих властивостей, що впливають на безпеку руху. Погіршення динамічних характеристик підвищує ризик аварій, у тому числі під час обгону, а також спричинює збільшення витрат пального.

Дослідження спрямоване на розробку рекомендацій щодо підвищення стабільності функціонування автотранспортних засобів з урахуванням їх динамічних властивостей. Досягнення суттєвих результатів можливе лише за комплексного підходу, що поєднує три напрямки: оцінювання динамічних властивостей на етапі проектування, врахування їх зміни під час експлуатації через зовнішні чинники та знос вузлів, а також моделювання багатокomпонентного руху для аналізу загальної динаміки транспортного потоку.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розробка методів оцінювання та визначення шляхів підвищення функціональної стабільності автомобіля за показниками динамічності та енергетичної ефективності. Для досягнення цієї мети поставлено наступні завдання:

- обґрунтувати методи кваліметричного оцінювання функціональної стабільності динамічних і енергоперетворюючих властивостей автомобіля;

- провести теоретичне дослідження функціональної стабільності та енергетичної економічності;

- моделювати динаміку ведучого колеса з використанням багатокомпонентної моделі руху;

- провести комп'ютерне моделювання впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів;

- здійснити кваліметричну оцінку граничних динамічних показників;

- провести експериментальні дослідження впливу експлуатаційних чинників на динамічні властивості автомобіля.

**Об'єкт дослідження:** динамічні процеси та енергетичні витрати автомобіля.

**Предмет дослідження:** методи підвищення функціональної стабільності за рахунок оптимізації динамічних та енергетичних характеристик.

**Методи дослідження.** Використано математичні методи розв'язання диференціальних рівнянь, енергетичні та ймовірнісні методи, частотний аналіз стійкості динамічних систем, а також методи дослідження складного руху механізмів і систем.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено методи розрахунково-експериментальної оцінки впливу нерівномірності крутильного моменту двигуна та характеристик трансмісії на енергетичну економічність; визначено функціональну стабільність потужності двигуна та ККД трансмісії під впливом змін динамічних характеристик; встановлено кінематичні параметри контакту колеса з дорогою в умовах експлуатації; розроблено метод оцінки граничних динамічних властивостей з урахуванням компоновки та поточної маси автомобіля; розроблено кваліметричні індекси динамічності та методи оцінки особливостей керування водіями при розгоні; проведено моделювання впливу додаткового обладнання на аеродинамічні характеристики та сили опору.

Результати використовуються в освітньому процесі Подільського

державного університету на дисципліні «Трактори і автомобілі» для студентів спеціальності «Агроінженерія».

*Апробація результатів.* Основні положення теоретичних та експериментальних досліджень обговорювались на кафедрі під час попереднього захисту кваліфікаційної роботи.

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

### **1.1 Функціональна стабільність та її зв'язок з динамічними та енергоперетворюючими властивостями автомобіля**

Головною умовою адекватного функціонування будь-якого механізму є його стабільність. Під стабільністю розуміють здатність системи тривалий час зберігати певний стан або рівень, функціонувати без змін власної структури та перебувати в рівновазі. Стабільний об'єкт характеризується стійкістю, постійністю та відносною незмінністю. Процес приведення об'єкта до стійкого стану називають стабілізацією.

Стабільність механічної системи забезпечується тоді, коли несуттєві зміни її параметрів не перешкоджають виконанню бажаних функцій. Втрата стабільності може виникати під дією зовнішніх факторів або через порушення цілісності конструкції. Стабільність системи можна оцінювати, прогнозувати та підтримувати. Стабілізовані об'єкти відрізняються наявністю коригуючих пристроїв, які за допомогою сервоприводів забезпечують підтримку стабільності при заданих параметрах.

Функціональна або параметрична нестабільність технічної системи визначається можливими відхиленнями її параметрів. У функціонально стабільній системі значення параметрів протягом визначеного періоду експлуатації не повинні виходити за допустимі межі. Ці межі встановлюються не лише для запобігання відмовам, а й для забезпечення необхідного рівня функціональних властивостей. У першому випадку їх досліджують у теорії надійності, у другому — у теорії функціональної стабільності, яка ґрунтується на принципах теорії чутливості.

Стійкість системи до механічних навантажень розглядається як стабільність у вузькому сенсі і часто має вирішальне значення для оцінки роботоздатності. Оцінка функціональної стабільності передбачає аналіз

динаміки процесів у системі. На функціональну стабільність і надійність виробу впливають як етапи проектування конструкції, так і експлуатаційні умови. Під час розробки формулюють функціональне призначення виробу, враховуючи умови його роботи та вимоги до надійності.

Для автомобілів стабільність експлуатаційних властивостей є необхідною умовою ефективного функціонування. Функціональна стабільність автомобіля відображає його якість та ефективність. Міжнародні стандарти, зокрема Правила СЕК ООН, вимагають підтримання заданих показників автомобіля у нормальних умовах експлуатації, незважаючи на старіння компонентів. Забезпечити стабільність експлуатаційних властивостей можна шляхом впровадження комплексу взаємопов'язаних заходів, які охоплюють всі стадії життєвого циклу автомобіля.

Виконавчі механізми автомобіля змінюють його динаміку, регулюючи розподіл рушійних та гальмівних сил, а також кути повороту коліс. Однак будь-яка система стабілізації має обмежену здатність до керування через технічні обмеження приводу та шин.

Стабільність динамічних характеристик транспортного засобу суттєво залежить від роботи підвіски, яка забезпечує два основні завдання: ізоляцію корпусу від впливу нерівностей дорожнього покриття та підтримання надійного контакту шин з дорогою для стабільності траєкторії. В умовах змінних експлуатаційних навантажень ці функції виконують адаптивні активні системи підвіски з пневматичними, магнітореологічними або гідравлічними приводами.

Дослідження включають аналіз діапазонів змін параметрів дій водія та динамічних властивостей автомобіля для подальшого комп'ютерного моделювання різних комбінацій шасі та водійських навичок у режимах, що виходять за межі «нормальних». Особлива увага приділяється змінам швидкості, динамічних властивостей, бічних та поздовжніх прискорень під час експлуатації.

Незважаючи на значну кількість досліджень у сфері функціональної стабільності, аналіз показав, що динамічним властивостям автомобілів приділяється недостатньо уваги.

## **1.2 Динамічні характеристики та показники оцінки динамічних властивостей автомобілів**

Технічний рівень автомобіля значною мірою визначається його динамічними властивостями, які характеризують здатність транспортного засобу переміщатися в різних умовах під дією прикладених сил, змінювати швидкість, прискорення та траєкторію руху. Високий рівень динамічних властивостей особливо важливий для руху в умовах інтенсивного міського транспортного потоку, оскільки від нього залежить маневреність та здатність автомобіля адекватно реагувати на керуючі впливи водія.

Динамічні властивості проявляються при:

розгоні та гальмуванні автомобіля;

русі по прямолінійних ділянках і поворотах;

роботі окремих вузлів автомобіля під дією прикладених сил.

Для комплексної оцінки технічного рівня автомобіля необхідно враховувати експлуатаційні та споживчі властивості. До основних експлуатаційних властивостей відносяться:

динамічні або тягово-швидкісні;

гальмівні;

керованість;

стійкість;

маневреність;

плавність ходу;

прохідність.

Споживчі властивості включають:

паливну економічність;

ергономічність;

надійність;

екологічну безпеку;

естетичність.

Керованість автомобіля характеризує точність зміни параметрів руху відповідно до дій водія. Вона є ключовим показником динамічних властивостей,

оскільки відображає здатність автомобіля адекватно реагувати на керуючі впливи.

Показники динамічності при розгоні включають:

прискорення – диференціальний або миттєвий показник;

шлях і час розгону до максимальної або заданої швидкості – інтегральні показники.

Значна частина потужності двигуна витрачається на розгін обертових мас двигуна, трансмісії та коліс, особливо на початкових передачах, що зумовлено високими значеннями приведенного моменту інерції обертових мас, приведенного до ведучих коліс.

Потужність, що витрачається на розгін автомобіля, визначається як різниця між потужністю, що подається до ведучих коліс від двигуна, та потужністю, витраченою на подолання сил опору руху. Ця різниця визначає запас потужності для розгону, величина якого залежить від режимів руху автомобіля. При проектуванні автомобіля для визначення необхідного запасу потужності двигуна враховуються режими руху, які характеризуються величинами прискорень на різних ділянках шляху.

### **1.3. Методи оцінки енергетичної економічності та ККД автомобіля**

Паливна економічність автомобіля визначається такими показниками як годинна витрата палива  $Q_t$  (маса палива, що витрачається за одну годину роботи двигуна), питома витрата палива  $g_e$  (маса палива, що витрачається за одну годину на одиницю виробленої двигуном потужності). Основним вимірником паливної економічності в більшості країн є витрата палива  $Q_s$  в літрах на 100 кілометрів пройденого шляху, а для оцінювання ефективності виконання транспортної роботи питомий показник  $Q_{Tr}$  (відношення фактичної витрати палива до виконаної транспортної роботи). Крім того, використовуються такі показники паливної економічності автомобіля:

Контрольна витрата палива (КВП);

Витрата палива в магістральному їздовому циклі (ВПМЦ);

Витрата палива в міському їздовому циклі (ВПМЦ);

Паливна характеристика усталеного руху (ПХ);

Паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі (ПШХ).

Перераховані показники не мають нормативних значень і застосовуються переважно для порівняльної оцінки рівня паливної економічності з аналогами та для оцінки технічного стану автомобіля.

Для оцінки впливу експлуатаційних факторів на витрату палива застосовується паливно-економічна характеристика автомобіля, що представляє собою залежність витрати палива на 100 км шляху від швидкості руху автомобіля при різних значеннях коефіцієнта сумарного опору.

Оцінювання енергетичної економічності автомобіля за витратою палива придатне для двигунів, що працюють на рідкому та газоподібному паливі. При цьому на витрату палива впливають як експлуатаційні (дорожні) умови, так і технічний стан автомобіля.

Проте загальноприйняті показники паливної економічності не дозволяють порівнювати енергетичну ефективність транспортних засобів, двигуни яких працюють на різних видах палива з різною теплотворною здатністю. Поява електромобілів, гібридних автомобілів та автомобілів з інерційними акумуляторами енергії потребує розробки нових критеріїв оцінки енергетичної ефективності.

## **1.4 Динамічні моделі ведучих коліс автомобіля**

### **1.4.1 Теоретичні дослідження, присвячені динаміці колеса автомобіля**

При дослідженні кочення деформованого колеса більшість авторів застосовують феноменологічний підхід. Суть цього підходу полягає у представленні об'єкта дослідження як «чорного ящика», поведінка та властивості якого визначаються лише його зовнішніми характеристиками.

У процесі аналізу кочення деформованого колеса широко використовується гіпотеза кріпа (псевдоковзання). Вперше явище псевдоковзання було виявлено у ремінній передачі та описано Н.Є. Жуковським.

В основі теорії кріпа лежать два ключові твердження:

Величина кріпа пропорційна поздовжній деформації периферії колеса в зоні контакту;

Сила, що виникає в поздовжньому напрямку внаслідок псевдоковзання, пропорційна поздовжній деформації колеса.

Для оцінювання впливу псевдоковзання на втрати швидкості поступального руху колеса у відомих роботах використовується показник відносного буксування колеса.

Ковзання колеса (буксування або юз) в зоні контакту є одним з параметрів, що характеризує його взаємодію з дорожньою поверхнею. Проте експериментальне визначення цього параметра пов'язане з низкою проблем:

Однією з основних проблем є визначення динамічного радіуса колеса, що змінюється внаслідок деформації шини в плямі контакту з дорогою.

У зоні контакту еластичного колеса з опорною поверхнею виникають швидкісні втрати через пружне ковзання, яке в літературі називають псевдоковзанням або явищем кріпа.

При експериментальних дослідженнях виникають складності з вимірюванням відносного буксування ведучих коліс, особливо при русі по деформованій поверхні.

Для вирішення цих проблем у дослідженнях застосовують кінематичний параметр  $K$ , що характеризує контакт коліс з дорогою і дозволяє враховувати вплив деформацій шини на динамічні характеристики колеса.

Відносне буксування колеса часто використовується як аргумент функції визначення реалізованого коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею  $\varphi_x = f(S_x)$ . На рисунку 1.1 наведена  $\varphi - S$  діаграма, отримана експериментальним шляхом на стенді з біговим барабаном. Експериментально визначено криву фактичного коефіцієнта зчеплення для колеса автомобіля ЗіЛ-4335 із шиною 11,0-R20 у режимі гальмування за таких вихідних параметрів: сила притискання колеса до бігового барабана – 2700 кг; початкова швидкість гальмування – 60 км/год; тиск у шині – 0,65 МПа; максимальний тиск у гальмівній камері – 0,8 МПа; час спрацьовування гальмівного крана – 0,18 с; час заповнення гальмівної камери від 0 до 0,8 МПа – 0,5 с.

$\varphi_x$

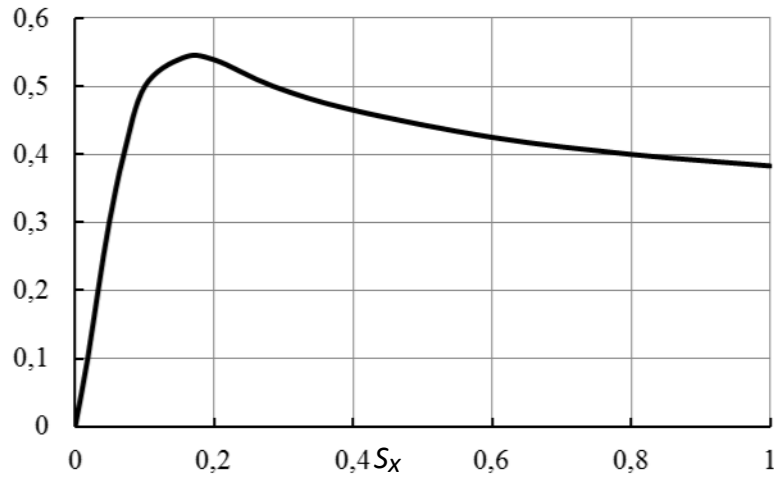


Рисунок 1.1 – Експериментально отримана  $\varphi_x - S_x$  діаграма для колеса автомобіля ЗіЛ-4335 з шиною 11,0-R20

При переході від гальмівного до тягового режиму величина відносного буксування колеса  $S_x$  в функції реалізуемого коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею  $\varphi_x$  змінює лише знак, що дозволяє говорити про ідентичність  $\varphi_x - S_x$  діаграм в гальмівному і тяговому режимах.

### 1.5 Аеродинамічні характеристики автомобіля

Аеродинаміка автомобіля пов'язана з усіма процесами впливу повітряних потоків на автомобіль і на простір, що оточує його. До тих аеродинамічних характеристик, які залежать від вибору конструкції автомобіля, можна віднести коефіцієнт аеродинамічного опору  $c_x$ , як показник якості зовнішньої форми автомобіля з точки зору аеродинаміки, і площа поперечного перерізу автомобіля.

На величину  $c_x$  можуть впливати окремі аеродинамічні фактори і конструктивні параметри. Проходження повітряного потоку через автомобіль, а також наявність закріплених на даху пристроїв, завжди будуть призводити до збільшення  $c_x$ . Оскільки вплив аеродинаміки проявляється при високих швидкостях руху, то основна увага приділяється вивченню і поліпшенню аеродинамічних характеристик швидкісних автотранспортних засобів.

На сьогодні спостерігається зростаючий інтерес до вивчення аеродинамічних характеристик автомобілів. Існує понад двадцять складних аеродинамічних комплексів, що функціонують у складі деяких автомобільних компаній або науково-технічних центрів, які займаються проектуванням і оптимізацією автомобілів. Вартість створення таких комплексів і проведення досліджень у них є значною.

Хоча передбачалося враховувати зміну коефіцієнта аеродинамічного опору залежно від швидкості руху, на практиці його часто вважають постійним для всього діапазону швидкостей. Це призводить до суттєвих помилок у розрахунках сили аеродинамічного опору, потужності двигуна, витраченої на його подолання, та нормативів витрати палива.

## **1.6 Методи та засоби покращення динамічних властивостей автомобіля в процесі експлуатації**

### **1.6.1 Аналіз шляхів забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей автомобіля**

Для підтримки функціональної стабільності експлуатаційних властивостей автомобіля необхідно забезпечити сталість параметрів, які безпосередньо на них впливають. Кожна експлуатаційна властивість залежить від багатьох параметрів, при цьому один параметр може впливати на декілька властивостей одночасно. Важливо встановити структурні зв'язки між показниками експлуатаційних властивостей, параметрами автомобіля та факторами, що їх формують.

Стабільність параметрів можна підтримувати різними способами та засобами, з різним рівнем участі людини: від ручного контролю до повністю

автоматизованого управління бортовими системами. Чим більше функцій автоматизовано, тим ефективніше забезпечується стабільність експлуатаційних властивостей.

Під час експлуатації зовнішні та внутрішні впливи знижують ефективність системи. Внутрішні зміни поділяються на дві категорії:

Зворотні (пружні) – зникають після припинення впливів і повинні бути мінімальними, щоб не знижувати ефективність системи.

Незворотні – зберігаються після зникнення впливу і з часом можуть призводити до параметричних та функціональних відмов.

Для компенсації цих змін застосовуються додаткові елементи, які реалізують зворотний зв'язок або регулювання за впливом зовнішніх факторів.

Актуальним завданням є визначення структурних зв'язків між факторами, що впливають на експлуатаційні властивості автомобіля, та показниками цих властивостей з урахуванням участі водія. Це потребує оцінки впливу багатьох факторів на параметри автомобіля та їхнього подальшого впливу на експлуатаційні властивості, а також поділу рівнів управління залежно від ступеня участі людини.

#### 1.6.2 Шляхи вдосконалення систем запобігання зіткненням під час обгону

Динамічні властивості автомобіля безпосередньо впливають на безпеку руху, зокрема при виконанні маневру обгону. Для допомоги водію застосовуються різні бортові системи безпеки. Недоліки таких систем включають:

неврахування зниження максимальної потужності двигуна під час тривалої експлуатації;

ігнорування індивідуального стилю водіння та використання запасу потужності на розгін;

відсутність інформації про заборонені ділянки для обгону;

неповне інформування водія про безпечність виконання маневру.

1.6.3 Аналіз методів визначення маси автомобіля під час руху по дорозі з позовжнім ухилом

Для ефективної роботи інтелектуальних бортових систем автомобіля необхідно визначати його масу, яка може змінюватися під час експлуатації. Наприклад, повна маса легкового автомобіля може перевищувати споряджену більш ніж на 40 %.

Контроль маси особливо важливий при перевезенні вантажів, коли немає можливості провести зважування. Вимірювання повної маси дозволяє запобігти перевантаженню вузлів та агрегатів.

Хоча існує багато методів визначення завантаження автомобіля, більшість із них потребують додаткового часу та спеціального обладнання, яке не входить до складу стандартного бортового оснащення. Так, один із відомих способів передбачає вимірювання маси транспортного засобу під час вибігу у навантаженому та порожньому стані, що ускладнює його практичне застосування.

### **Висновки за розділом та постановка завдань дослідження**

Аналіз літературних джерел показав, що питання функціональної стабільності динамічних властивостей автомобілів наразі недостатньо досліджене. Виявлено, що відсутня комплексна концепція забезпечення стабільності динамічних та енерго-перетворюючих характеристик автомобілів на етапах проектування, виробництва та експлуатації. Крім того, відсутня єдина система оціночних параметрів, яка враховувала б вплив ключових експлуатаційних та конструктивних факторів на стабільність експлуатаційних властивостей. Існуючі загальноприйняті показники паливної економічності не дозволяють оцінювати енергетичну ефективність транспортних засобів, що використовують різні види палива або різні форми енергії (теплову, електричну).

На основі аналізу відомих методик дослідження динамічних властивостей та енергоефективності автомобілів сформульовані такі основні завдання дослідження:

- розробити методи оцінки функціональної стабільності динамічних і

енергоперетворюючих властивостей автомобіля;

- здійснити теоретичне дослідження функціональної стабільності та енергетичної економічності транспортного засобу;

- провести дослідження динаміки ведучого колеса з використанням моделі багатокомпонентного складного руху;

- виконати комп'ютерне моделювання впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів;

- здійснити кваліметричну оцінку граничних динамічних показників легкових автомобілів;

- провести експериментальні дослідження впливу експлуатаційних чинників на динамічні властивості автомобіля.

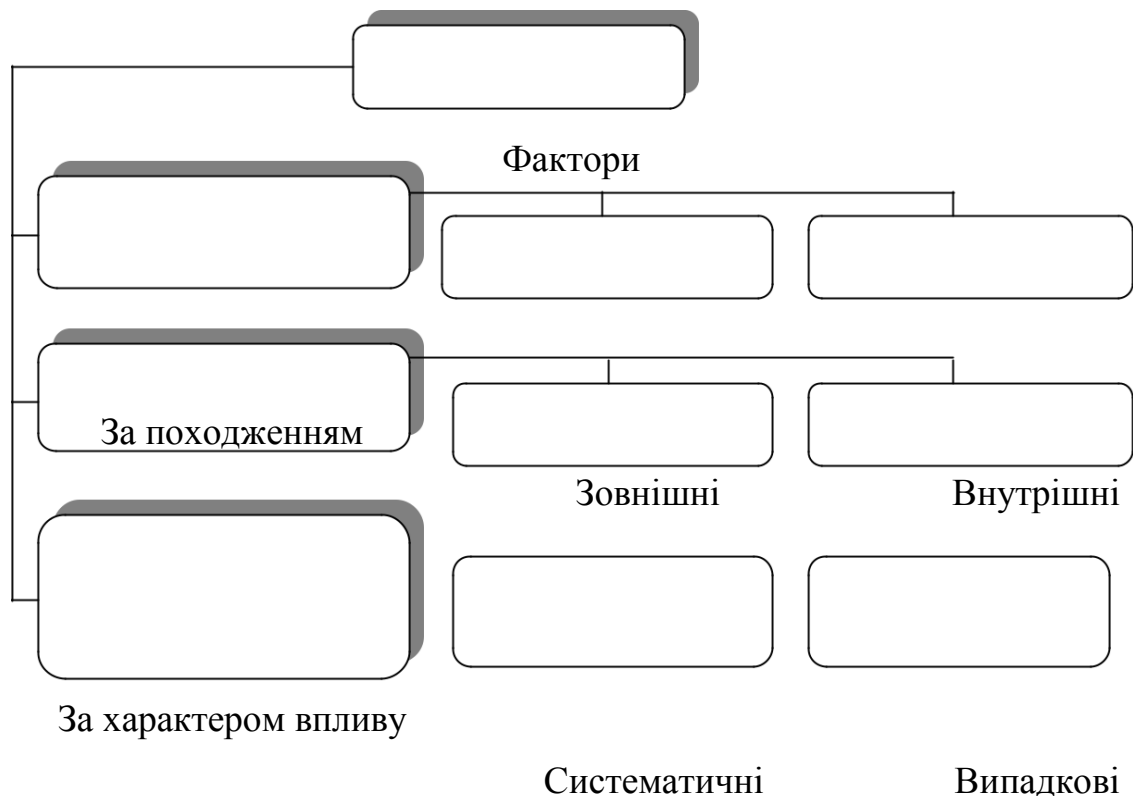
## РОЗДІЛ 2

# ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ КВАЛІМЕТРИЧНОГО ОЦІНЮВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

## 2.1 Фактори, що впливають на функціональну стабільність автомобіля

Для забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей автомобіля необхідно підтримувати стабільність тих параметрів транспортного засобу, які безпосередньо впливають на відповідну властивість. При цьому кожна експлуатаційна властивість визначається багатьма параметрами, а один параметр автомобіля може одночасно впливати на декілька властивостей.

На початковому етапі експлуатації параметри автомобіля відповідають номінальним значенням. Проте в процесі експлуатації вони змінюються під впливом різних чинників, які умовно можна поділити на зовнішні та внутрішні (див. рис. 2.1).



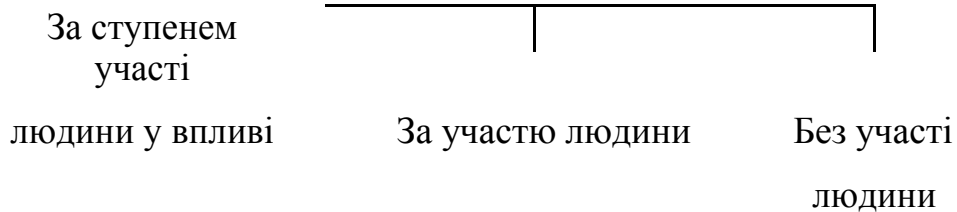
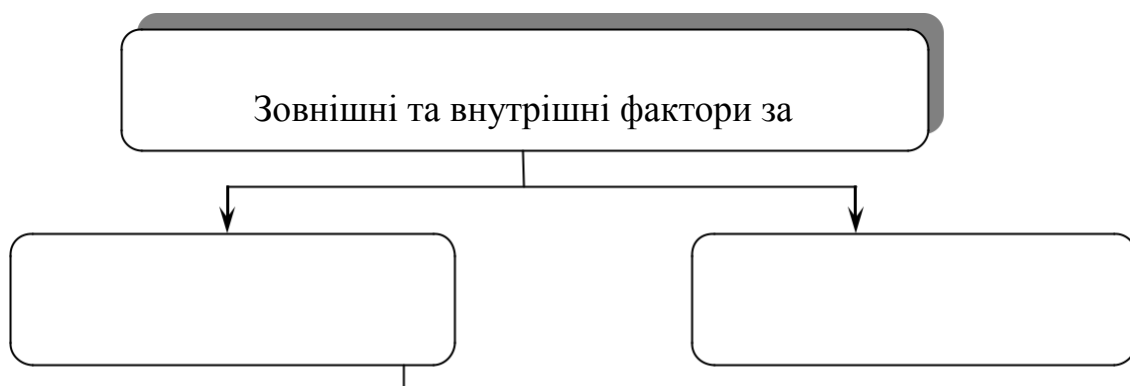


Рисунок 2.1 – Класифікація факторів, що впливають на параметри автомобіля в процесі експлуатації

До зовнішніх факторів відносять параметри, що характеризують умови експлуатації автомобіля. До внутрішніх факторів належать процеси зношування деталей, характеристики та кількість пально-мастильних матеріалів, якість гальмівних колодок та інших витратних матеріалів, а також ступінь завантаження транспортного засобу (рис. 2.2, 2.3). Зміни цих параметрів безпосередньо впливають на стабільність експлуатаційних властивостей автомобіля (рис. 2.4).



Рисунок 2.2 – Структурна схема зв'язків факторів, параметрів і експлуатаційних властивостей автомобіля



відношенням до  $j$ -го параметру автомобіля

Ті, що впливають на  $j$ -й

Ті, що не впливають на

параметр автомобіля

$j$ -й параметр автомобіля

Ті, що впливають тільки на

$j$ -й параметр автомобіля

Рисунок 2.3 – Класифікація факторів за відношенням до  $j$ -го

параметру автомобіля

Ті, що впливають також на інші параметри автомобіля

Усі параметри автомобіля можна класифікувати на ті, що безпосередньо впливають на конкретну експлуатаційну властивість, та ті, що не мають такого впливу. Контроль і регулювання параметрів, які впливають на властивість під час експлуатації, дозволяють підтримувати її стабільність або при необхідності здійснювати керовану зміну цієї властивості.

## **2.2. Рівні реалізації управління функціональною стабільністю автомобіля.**

Забезпечення стабільності параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості, може здійснюватися з різним ступенем участі водія. Залежно від рівня залученості людини в процес підтримки стабільності параметра та можливості його регулювання під час руху автомобіля, можна виділити 8 рівнів реалізації цього процесу (табл. 2.1).

Перший і найменш ефективний рівень передбачає, що водій самостійно під час зупинки автомобіля вимірює значення контрольованого параметра за допомогою додаткових, не вбудованих у автомобіль засобів, сам приймає рішення про необхідність його зміни та самостійно виконує коригування за допомогою зовнішніх пристроїв або механізмів (рівень 1, табл. 2.1).

Наприклад, для підтримки нормативного тиску в шинах автомобіля ВАЗ-2106 водій повинен регулярно перевіряти його за допомогою манометра і за потреби підкачувати шини насосом. Всі ці операції виконуються водієм поза салоном автомобіля під час його зупинки чи стоянки.

Таблиця 2.1 – Реалізація забезпечення стабільності величини параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості

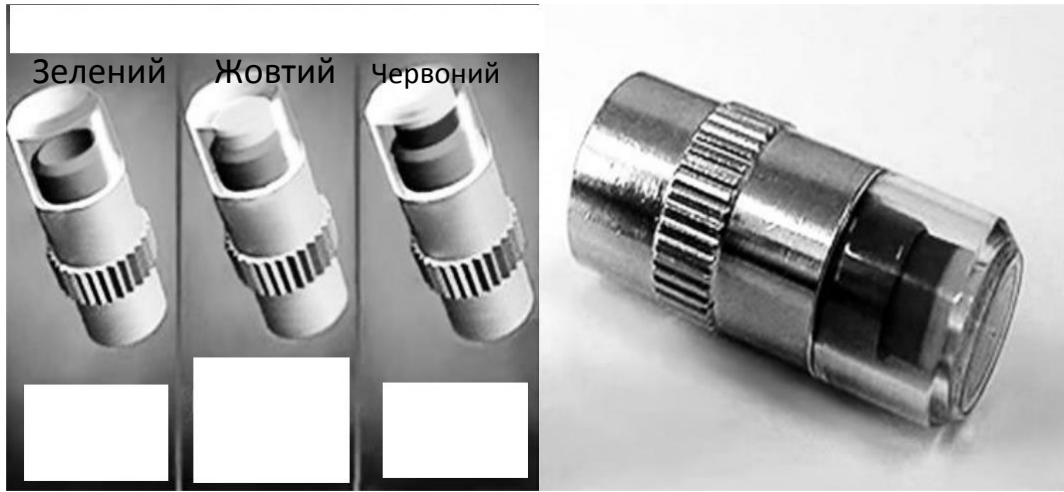
Рівень реалізації управління	Ступінь участі людини в процесі забезпечення стабільності величини параметра автомобіля		
	Визначення величини параметра	Прийняття рішення про необхідність коригуючого впливу	Здійснення коригуючого впливу
1-й рівень $P_{ci}=1$	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
2-й рівень $P_{ci}=2$	Людина під час руху автомобіля	Людина під час руху або зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
3-й рівень $P_{ci}=3$	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
4-й рівень $P_{ci}=4$	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
5-й рівень $P_{ci}=5$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля
6-й рівень $P_{ci}=6$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля
7-й рівень $P_{ci}=7$	Автоматична бортова система з «жорстким» програмним управлінням		
8-й рівень $P_{ci}=8$	Автоматична бортова система, що самонавчається, під управлінням штучного інтелекту		

Для підвищення ефективності контролю недостатнього тиску в шинах застосовуються спеціальні клапанні ковпачки, що сигналізують водієві про необхідність доведення тиску до нормативного рівня (рис. 2.5). При такому способі інформацію про стан тиску можна отримати лише після виходу з автомобіля під час його зупинки, що відповідає 3-му рівню реалізації управління (табл. 2.1).

Іншим підходом є використання систем моніторингу тиску та температури шин, що базуються на датчиках, встановлених на дисках коліс (рис. 2.6). Дані від датчиків передаються на контрольний модуль і відображаються на дисплеї у кабіні водія для кожного колеса. При виході одного з параметрів за допустимі межі система повідомляє водія звуковим сигналом і текстовим повідомленням на дисплеї.

Такі системи забезпечують реалізацію 4-го та 5-го рівнів підтримки стабільності параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості. На 4-му рівні прийняття рішення про необхідність коригуючого впливу здійснює водій, а на 5-му рівні — бортова система автоматично. При цьому коригування параметра виконується людиною під час зупинки автомобіля за допомогою зовнішніх пристроїв.

На 6-му рівні реалізації забезпечення стабільності параметра передбачено автоматичне визначення його значення, автоматичне прийняття рішення про необхідність коригування та виконання коригуючих дій людиною під час руху автомобіля за допомогою вбудованих бортових засобів. Прикладом такої системи є регулювання тиску в шинах тривісного автомобіля Mercedes G 63 AMG 6×6, що дозволяє підняти тиск з 0,5 до 1,8 бар за 20 секунд.



	Необхідна	
Тиск у	перевірка	їхати
нормі	тиску	небезпечно

Рисунок 2.5 – Ковпачки з колірними індикаторами, що сигналізують про падіння тиску в шинах зміною кольору

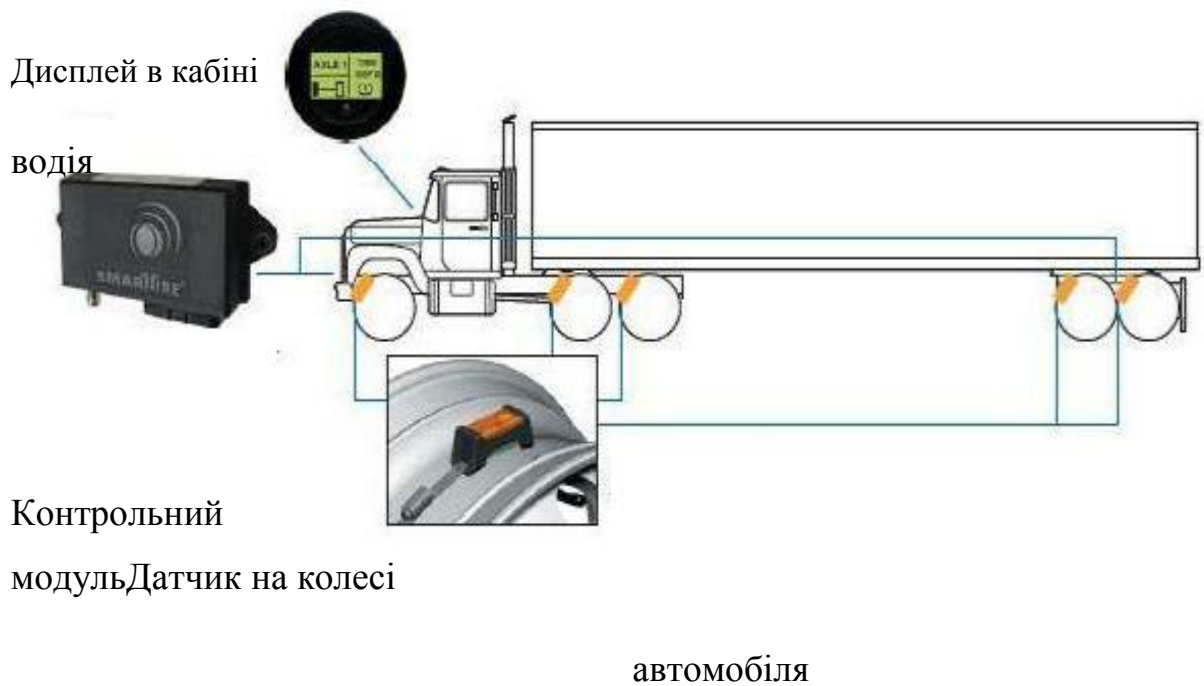
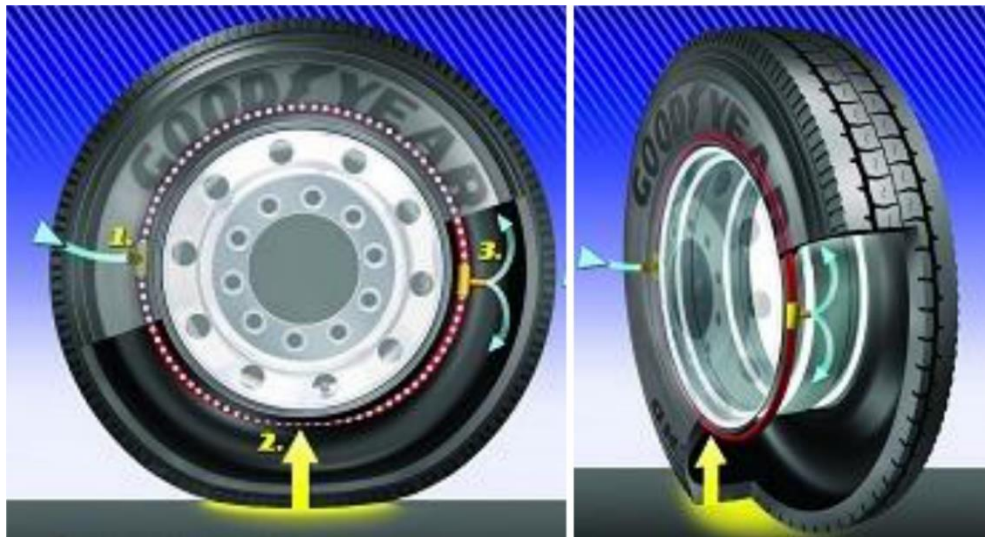


Рисунок 2.6 – Елементи системи інформування водія про тиск і температуру в шинах автомобіля

Повністю виключити участь людини у підтримці стабільності параметра автомобіля, який впливає на його експлуатаційні властивості, можливо при

досягненні 7-го рівня реалізації управління. У цьому випадку всі дії — визначення значення контрольованого параметра, прийняття рішення про необхідність коригування та саме коригування — виконуються бортовими системами в автоматичному режимі.

Прикладом такої технології є система автоматичного підтримання тиску в шинах Air Maintenance Technology (AMT) компанії Goodyear (рис. 2.7). Коли тиск у шинах падає нижче допустимого, внутрішній регулятор тиску відкривається, повітря надходить у спеціальну трубку, колесо обертається, трубка стискається, і повітря виштовхується в шину. Коли тиск досягає необхідного рівня, регулятор закривається, забезпечуючи підтримку оптимального тиску без участі водія.



1 – вхід повітря в спеціальну трубку;

2 – деформація трубки при коченні колеса;

3 – видавлювання повітря з трубки в шину

Рисунок 2.7 – Система самопідкачування шин Air Maintenance Technology

(AMT) від компанії Goodyear

Найвищий, 8-й рівень реалізації підтримки стабільності параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості, досягається шляхом використання елементів штучного інтелекту. Це дозволяє створити адаптивну систему з можливістю самонавчання. Наприклад, автоматичне підтримання

тиску в шинах на рекомендованому рівні допомагає зменшити витрату палива. Проте в певних умовах експлуатації, коли пріоритетною стає прохідність автомобіля, доцільніше тимчасово знизити тиск у шинах. У такому випадку витрата палива зростає, але підвищується прохідність транспортного засобу, що в конкретних умовах є більш ефективним рішенням.

Підтримка параметра на заданому рівні забезпечує функціональну стабільність конкретної експлуатаційної властивості. Водночас один параметр може впливати на декілька експлуатаційних властивостей одночасно, причому з різним ступенем та напрямком впливу. Наприклад, зменшення тиску в шинах автомобіля негативно впливає на витрату палива та керованість, але одночасно покращує гальмівні характеристики та прохідність.

Таблиця 2.2 – Реалізація забезпечення адаптивної зміни величини параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості

Рівень реалізації управління	Ступінь участі людини в процесі адаптивного управління величиною параметра автомобіля		
	Визначення величини параметра	Прийняття рішення про необхідність зміни величини параметра	Здійснення коригуючого впливу
1-й рівень $P_{yi} = 1$	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
2-й рівень $P_{yi} = 2$	Людина під час руху автомобіля	Людина під час руху або зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
3-й рівень $P_{yi} = 3$	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
4-й рівень $P_{yi} = 4$	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
5-й рівень $P_{yi} = 5$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля

6-й рівень $P_{yi}=6$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля
7-й рівень $P_{yi}=7$	Автоматична бортова система з «жорстким» програмним управлінням		
8-й рівень $P_{yi}=8$	Автоматична бортова система, що самонавчається, під управлінням штучного інтелекту		

Адаптивне управління параметром автомобіля може реалізовуватися різними способами з різним рівнем участі водія. Залежно від того, наскільки активно людина залучена у процес адаптивного керування та чи може воно виконуватися під час руху, виділяють 8 рівнів реалізації такого управління (табл. 2.2).

### **2.3. Загальний підхід до розв'язання задачі дослідження динаміки ведучого колеса автомобіля шляхом використання моделі багатокомпонентного складного руху**

Двигун внутрішнього згорання створює коливання крутильного моменту, що виникають внаслідок особливостей робочого циклу. Ці коливання передаються на ведучі колеса автомобіля. Навіть при усталеному русі транспортного засобу виникають коливання кутових та лінійних швидкостей ведучих коліс. Тому важливо дослідити, як амплітуда та частота коливань крутильного моменту впливають на кінематичні параметри ведучого колеса.

Система «колесо автомобіля – тверде дорожнє покриття» у загальному випадку є неголономною, оскільки рівняння кінематичного зв'язку, що її описує, не можна привести до форми без похідних від координат. Якщо ж розглядати рух жорсткого колеса без ковзання по твердому покриттю, у точці контакту формується голономний зв'язок, який накладає обмеження лише на координати точок системи. Рівняння цього зв'язку є геометричним і не містить похідних від координат. Узагальненою координатою може служити або кут повороту  $\varphi_k$  колеса в обертальному русі, або переміщення  $S_0$  осі колеса в поступальному русі.

Лінійна швидкість ковзання в точці контакту колеса з дорогою може бути визначена як

$$V_{ков} = (\omega_k - \omega_k^{nep}) \cdot r_0 . \quad (2.2)$$

Таким чином, з рівняння видно, що кутова швидкість  $\omega_k$  абсолютного руху колеса в даному випадку дорівнює сумі кутових швидкостей переносного  $\omega_k^{nep}$  і відносного  $\omega_k^{відн}$  рухів. Теоретична механіка розглядає механіку твердого тіла. Абсолютно твердим тілом вважається тіло, у якого відстань між будь-якими двома точками залишається незмінною. Еластичне колесо можна розглядати як систему, що складається з нескінченно великої кількості точок і має нескінченно велике число ступенів свободи. Підсумовуючи (інтегруючи) переміщення цих точок, можна виділити додатковий обертальний рух ободу колеса, який виникає через колову піддатливість шини.

Рух еластичного колеса без ковзання (в плямі контакту колеса з дорогою присутнє тільки пружне ковзання) також можна розглядати як складний. Кутова швидкість  $\omega_k^{nep}$  переносного руху також, як і для жорсткого колеса буде визначатися рівнянням, але з заміною в ньому вільного радіуса  $r_0$  динамічним радіусом  $r_d$ . Кутова швидкість  $\omega_k^{відн}$  відносного руху колеса буде визначатися додатковою кутовою швидкістю ободу колеса, обумовленою швидкістю окружної деформації периферійної частини шини.

При русі еластичного колеса автомобіля з ковзанням, кутова швидкість  $\omega_k^{відн}$  відносного руху буде включати два компоненти

$$\omega_k^{відн} = \omega_k^{відн_1} + \omega_k^{відн_2} , \quad (2.3)$$

де  $\omega_k^{відн_1}$  – компонента кутової швидкості відносного руху, що враховує ковзання в плямі контакту;

$\omega_k^{відн_2}$  – компонента кутової швидкості відносного руху, що враховує кутову податливість шини.

Таким чином, запропонований підхід може бути використаний при теоретичному дослідженні руху колеса автомобіля при різних режимах його навантаження.

За результатами аналізу матеріалів першого та другого розділів сформульовано перший загальний висновок дослідження. У третьому розділі проведено дослідження функціональної стабільності та енергетичної

економічності автомобіля, зокрема: запропоновано показник енергетичної ефективності – енергетична економічність – та критерії її оцінювання; за допомогою моделі багатокомпонентного складного руху визначено додаткові витрати енергії, що виникають через коливання тягової сили на ведучих колесах автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння; оцінено вплив поздовжньої податливості ходової частини на додаткові втрати енергії при усталеному русі; розроблено розрахунково-експериментальний метод визначення змін потужності двигуна під час експлуатації на основі показників динамічних властивостей автомобілів. За підсумками третього розділу сформульовано другий-п'ятий загальні висновки.

У четвертому розділі проведено комп'ютерне експериментальне дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів, які безпосередньо впливають на їх динамічні властивості. Зокрема, виконано моделювання процесу обтікання автомобілів повітряним потоком при різних поздовжніх швидкостях, оцінено вплив бічного потоку повітря, проаналізовано зміни аеродинамічних характеристик у зв'язку з встановленням додаткових багажних боксів, а також розроблено частотний метод оцінки бокової стійкості автомобіля при русі паралельними смугами з високошвидкісними великогабаритними транспортними засобами.

У п'ятому розділі запропоновано метод оцінки гранично досяжних тягово-швидкісних показників автомобілів, що враховують зчеплення ведучих коліс з дорогою, різні варіанти приводу та підйомну аеродинамічну силу. Розроблено метод порівняльного кваліметричного аналізу динамічних властивостей різних автомобілів та рівня кваліфікації водіїв, що дозволяє оцінювати зміну динамічних властивостей під час експлуатації з використанням нових показників – власних та індивідуальних індексів динамічності; приклади експериментального застосування цього методу наведені у шостому розділі.

Шостий розділ присвячено результатам дорожніх експериментальних досліджень впливу експлуатаційних чинників на функціональну стабільність динамічних властивостей автомобілів. Зокрема, проведено оцінку похибки показань акселерометра при вимірюванні прискорень автомобіля на дорозі з поздовжнім ухилом; наведено результати визначення поздовжнього ухилу

дороги під час руху з використанням GPS/GLONASS-приймача; вдосконалено експериментальний метод визначення маси автомобіля у русі з урахуванням кута позовжнього ухилу дорожнього полотна; представлені результати оцінки зміни власних та індивідуальних індексів динамічності автомобіля під час експлуатації, при використанні бензинового та газового палива, а також за керування автомобілем водіями різного рівня кваліфікації.

### **Висновки за розділом**

Визначення структурного взаємозв'язку між факторами, що впливають на експлуатацію автомобіля, його параметрами та показниками експлуатаційних властивостей, дає змогу точніше оцінити параметричні зв'язки між ними. Поділ процесу управління зміною параметрів автомобіля на рівні реалізації дозволяє в подальшому проводити кваліметричну оцінку ефективності забезпечення функціональної стабільності його експлуатаційних властивостей.

## РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ І ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

### 3.1 Визначення поняття й критерію оцінювання енергетичної економічності автомобіля

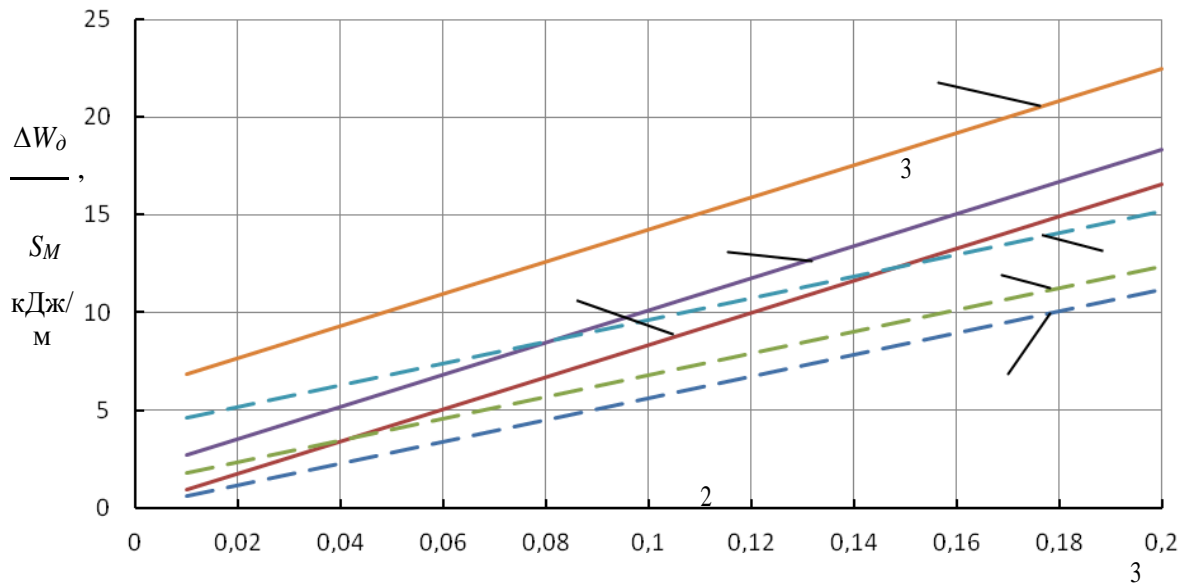
Ефективність роботи будь-якої рухомої машини з двигуном внутрішнього згоряння насамперед визначається її тягово-швидкісними характеристиками та паливною економічністю, яка відображає витрати нафтових палив. Рівень витрат палива прямо залежить від технічного стану автомобіля та його складових. Енергія, що витрачається на рух транспортного засобу, включає витрати на подолання опору дороги та аеродинамічного опору.

З появою нових альтернативних силових установок (електродвигунів, водневих ДВЗ, гібридних систем) та джерел енергії (акумуляторів, маховиків) виникла потреба у перегляді критеріїв, що характеризують енергетичну ефективність автомобіля.

Поняття «паливна економічність» доцільно розширити, включивши до нього витрати не лише теплової енергії палива, а й інших видів енергії — електричної та механічної.

Критерієм оцінки енергетичної економічності автомобіля може слугувати величина витраченої енергії джерела за час проходження певної ділянки шляху. Альтернативним показником є відстань, яку автомобіль здатний подолати при використанні певної кількості енергії джерела. При цьому частина енергії витрачається на подолання сумарного опору дороги та аеродинамічного опору.

На рис. 3.1, рис. 3.2 наведені графіки залежності  $\frac{\Delta W_{\partial}}{S_M}(\psi)$  і  $\frac{S}{\Delta W_{\partial}}(\psi)$ , побудовані для бензинових і дизельних двигунів умовного автомобіля при різних швидкостях руху  $V$  й коефіцієнтах опору повітря  $k_x$ .

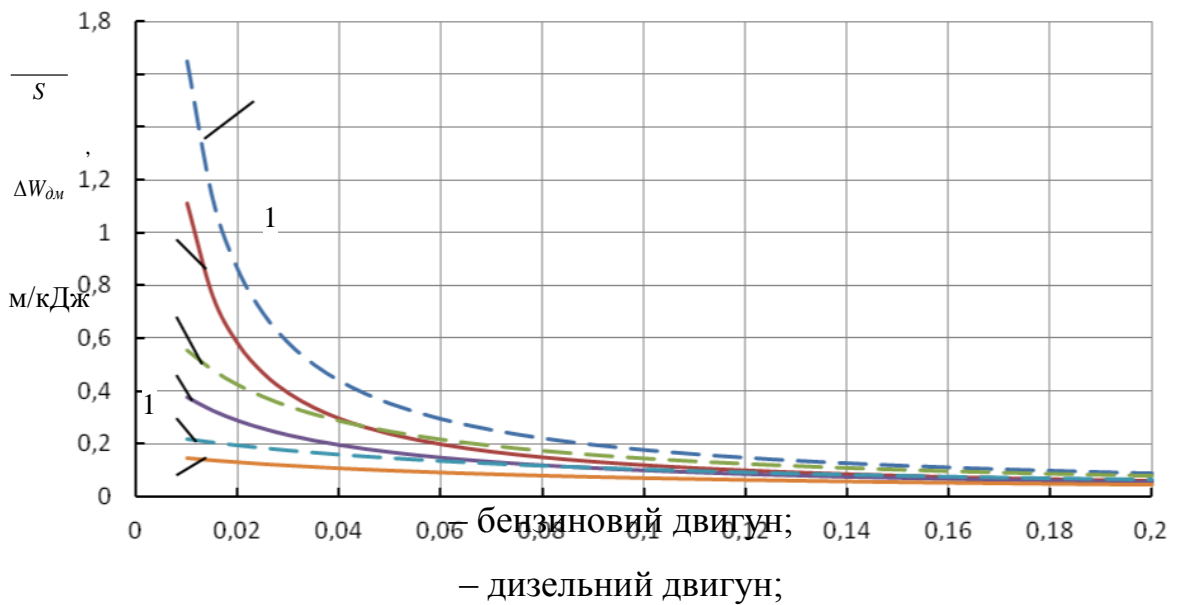


— бензиновий двигун;

— дизельний двигун;

1 – при швидкості руху  $V = 5$  м/с; 2 – при  $V = 25$  м/с; 3 – при  $V = 45$  м/с

Рисунок 3.1 – Залежність відношення зміни енергії до довжини вимірної ділянки від коефіцієнта сумарного дорожнього опору

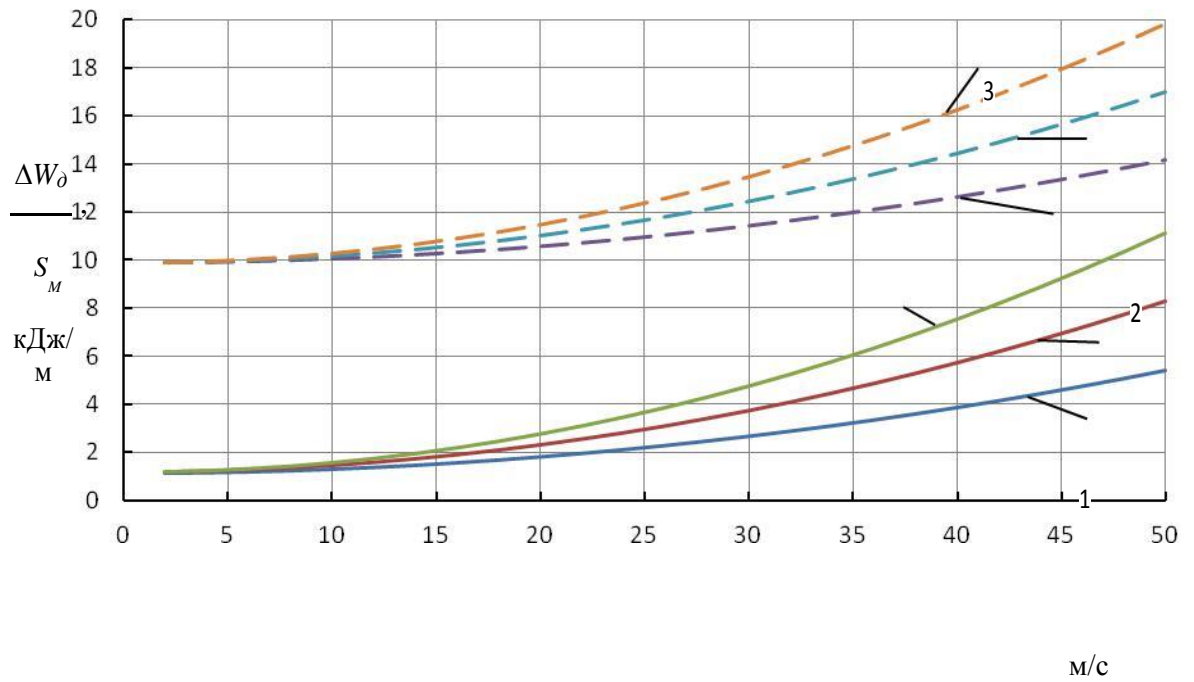


— бензиновий двигун;

— дизельний двигун;

1 – при швидкості руху  $V = 5$  м/с; 2 – при  $V = 25$  м/с; 3 – при  $V = 45$  м/с

Рисунок 3.2 – Залежність відношення довжини вимірної ділянки до зміни енергії від коефіцієнта сумарного дорожнього опору



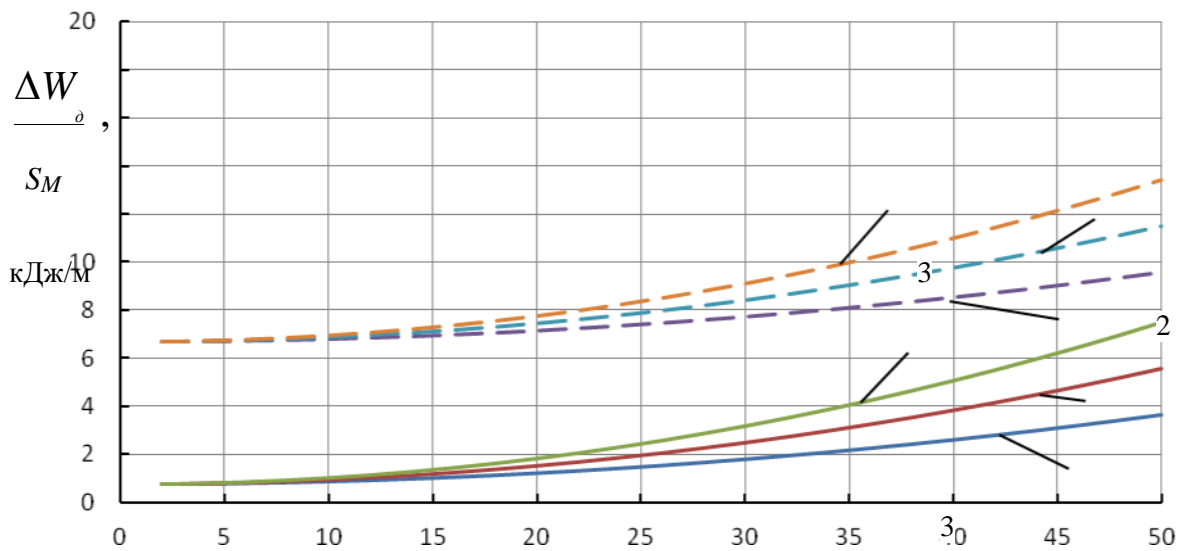
— при  $\psi = \psi_{min} = 0,014$ ;

- - - при  $\psi = \psi_{max} = 0,12$ ;

1 – при коефіцієнті обтічності автомобіля  $k_x = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;

2 – при  $k_x = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ; 3 – при  $k_x = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

Рисунок 3.3 – Залежність відношення зміни енергії до довжини вимірної ділянки від усталеної швидкості руху автомобіля з бензиновим двигуном



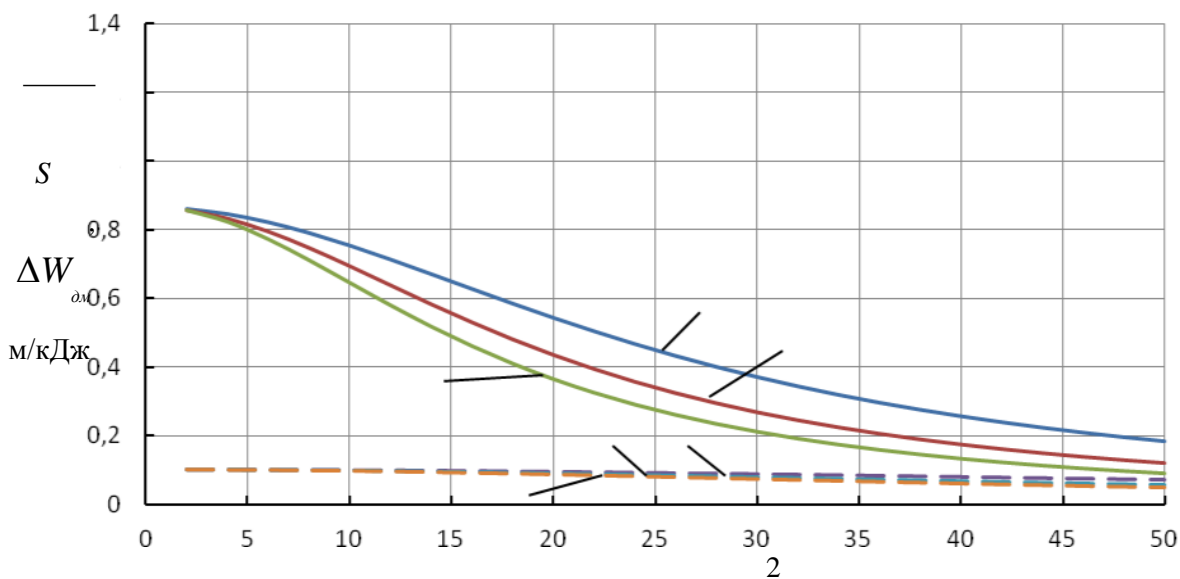
— при  $\psi = \psi_{min} = 0,014$ ;

- - - при  $\psi = \psi_{max} = 0,12$ ;

1 – при коефіцієнті обтічності автомобіля  $k_x = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;

2 – при  $k_x = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ; 3 – при  $k_x = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

Рисунок 3.4 – Залежність відношення зміни енергії до довжини вимірної ділянки від усталеної швидкості руху автомобіля з дизельним двигуном



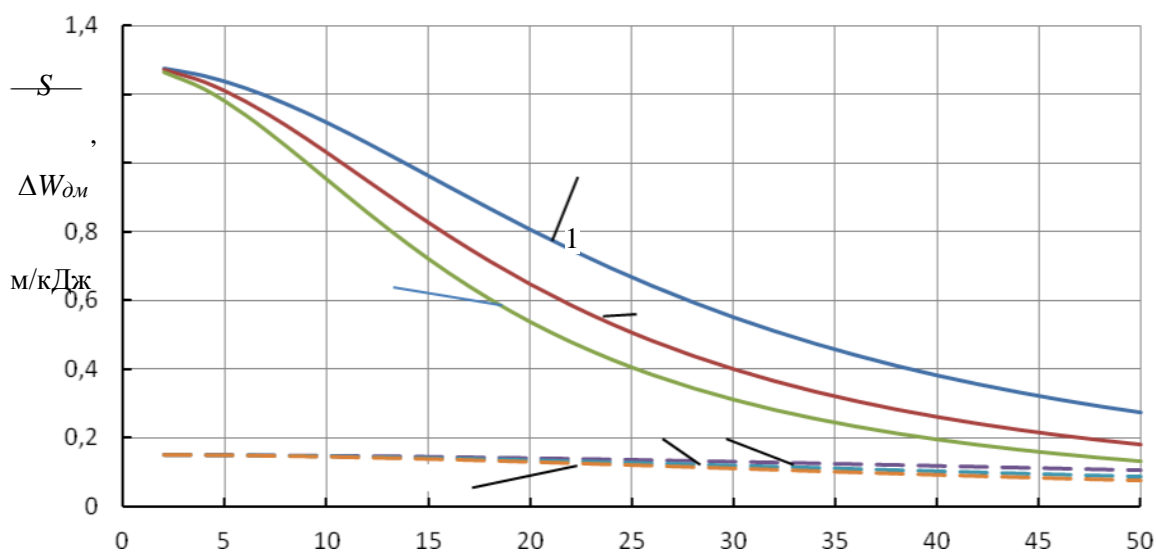
— при  $\psi = \psi_{min} = 0,014$ ;

— при  $\psi = \psi_{max} = 0,12$ ;

1 – при коефіцієнті обтічності автомобіля  $k_x = 0,15 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;

2 – при  $k_x = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ; 3 – при  $k_x = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$

Рисунок 3.5 – Залежність відношення довжини вимірної ділянки до зміни енергії від усталеної швидкості руху автомобіля з бензиновим двигуном



### 3.2 Вплив нерівномірності тягової сили на додаткові втрати енергії при усталеному русі автомобіля

При усталеному русі колісних машин виникають додаткові втрати енергії, оскільки зазначений рух супроводжується появою поздовжніх лінійних прискорень, що викликає коливання лінійної швидкості машини щодо свого середнього значення. Усталений рух транспортно-тягової машини відбувається при постійному значенні середньої швидкості, а рівномірний – при постійному значенні миттєвої швидкості руху.

При рівномірному русі, здійснюваному при постійній миттєвій швидкості колісних машин, енергія двигуна витрачається на подолання сил опору руху. У цьому випадку тягова сила на ведучих колесах у будь-який момент часу дорівнює сумі сил опору руху, а прискорення машини дорівнює нулю в будь-який момент часу. При усталеному русі машини рівновага (на відміну від рівномірного руху) є не статична, а динамічна. Це обумовлено періодичною зміною як тягової сили, так і сил опору руху й призводить до появи лінійних прискорень, що призводять до періодичної (коливальної) зміни лінійної швидкості транспортно-тягової машини. Очевидно, що будь-які зміни швидкості призводять до додаткової витрати енергії машини. Транспортні роботи виконуються колісними машинами (автотранспортними засобами і тракторами) на дорогах із твердим покриттям. У цьому випадку амплітуда коливання величини сил опору руху незначні в порівнянні з амплітудою коливань тягової сили машини.

Сумарна тягова сила на ведучих колесах, з огляду на нерівномірність крутильного моменту двигуна, змінюється за періодичним законом. Тому можна також прийняти гармонійний закон для моделювання сумарної тягової сили на ведучих колесах.

На рис. 3.9 наведені графіки функцій  $P_k(t)$  і  $V(t)$ . Аналіз цих кривих показує, що коливання лінійної швидкості  $V$  машини по фазі зсунені щодо

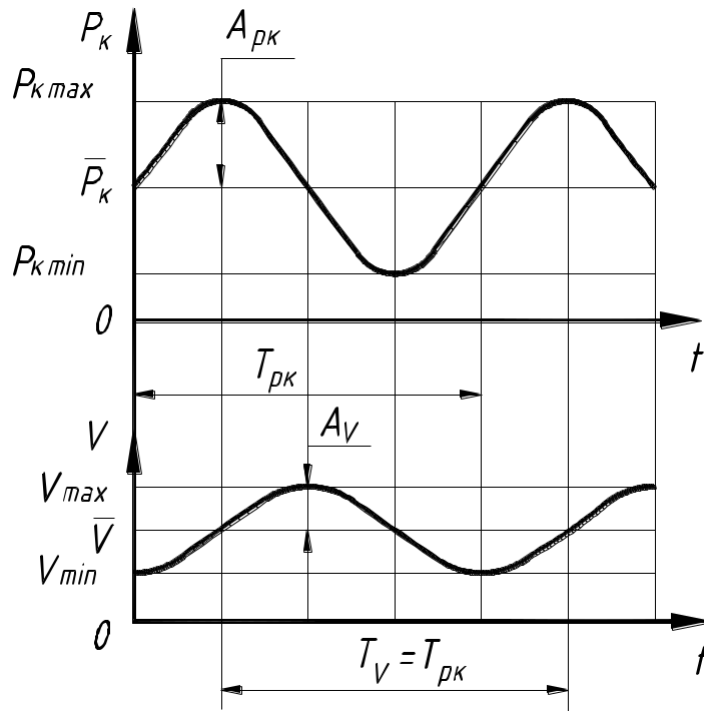


Рисунок 3.9 – Залежності  $P_k(t)$  і  $V(t)$  при усталеному режимі руху машини

де  $A_V$  – амплітуда коливань лінійної швидкості машини,

$\bar{V}$  – середня лінійна швидкість машини,

Таким чином, при усталеному русі машини на транспортних операціях (при  $P_{c\Sigma} = \text{const}$ ) додаткова витрата енергії пропорційна пройденому шляху й амплітуді коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах

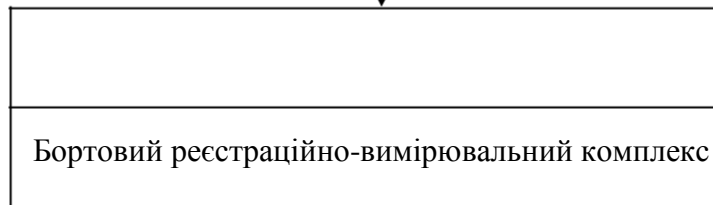
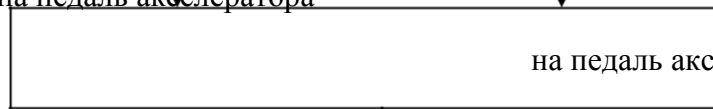
### 3.6. Оцінка функціональної стабільності потужностних показників двигуна і ККД трансмісії за зміною показників динамічних властивостей автомобілів в процесі експлуатації

Метою підрозділу є визначення змін потужності, що передається на ведучі колеса автомобіля під час його руху в реальних умовах експлуатації, шляхом вимірювання лінійної швидкості та прискорення автомобіля на початковому етапі експлуатації та після тривалого пробігу при незмінній масі транспортного засобу. Поставлене завдання вирішується шляхом проведення інтенсивного розгону з місця спорядженого автомобіля з водієм загальною масою  $m_a$  на горизонтальній ділянці дороги при повному натисканні на педаль акселератора в початковий період експлуатації автомобіля і після тривалого пробігу (рис. 3.11).



ділянці дороги при повному  
 натисканні на педаль акселератора

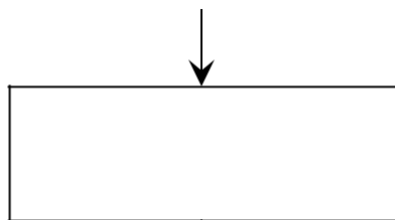
ділянці дороги при повному натисканні



на базі трьохосьових лінійних акселерометрів

Прискорення автомобіля  $V_{a1}$  масою  $m_a$  при розгоні  
 в початковий період експлуатації

Прискорення автомобіля  $V_{a2}$  масою  $m_a$  при розгоні  
 після тривалого пробігу



Визначення

зміни потужності  $\Delta N$  на ведучих колесах  
 автомобіля за час експлуатації

$$\Delta N = m_a \cdot V_a \cdot (V_{a1} - V_{a2})$$

Рисунок 3.11 – Структурна схема методу визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації

При цьому поздовжні лінійні швидкості і прискорення автомобіля  $V_{a1}$ ,  $V_{a1}$  у початковий період експлуатації та  $V_{a2}$ ,  $V_{a2}$  після тривалого пробігу реєструються за допомогою бортового реєстраційно-вимірювального комплексу на базі тривісних лінійних акселерометрів. Потужність на колесах автомобіля при русі горизонтальною ділянкою дороги

$$N_e \cdot \eta_{mp} = m_a \cdot g \cdot f \cdot V_a + \rho \cdot \frac{c_x}{2} \cdot F \cdot V_a^3 + m_a \cdot V_a \cdot V_a,$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна автомобіля;  $V_a$  – лінійна швидкість автомобіля;

$V_a$  – лінійне прискорення автомобіля.

Аналіз показує, що потужність, яка передається на колеса автомобіля для подолання дорожнього та аеродинамічного опору при русі з постійною швидкістю, визначається як потужність на ведучих колесах. Зміни цієї потужності під час розгону автомобіля в процесі тривалої експлуатації оцінюються при однаковій швидкості руху ( $V_a = V_{a1} = V_{a2}$ ) буде визначатися за формулою

$$\Delta N = m_a \cdot V_a \cdot (V_{a1} - V_{a2}),$$

де  $V_{a1}$ ,  $V_{a2}$  – лінійне прискорення автомобіля при розгоні відповідно в початковий період експлуатації й після тривалого пробігу.

Отже, застосування запропонованого методу дозволяє оцінювати зміну потужності на ведучих колесах автомобіля без необхідності проведення вимірювань у стаціонарних умовах на сервісних станціях. Це відкриває можливість використання отриманих даних у роботі бортових систем, що підтримують водія під час керування автомобілем. Для підтвердження ефективності запропонованого підходу було проведено експериментальні дослідження функціональної стабільності потужностних характеристик автомобіля залежно від його пробігу.

Експериментальні дослідження зміни динамічних властивостей автомобілів залежно від їх пробігу проводилися на вантажних автомобілях категорії N2 ГАЗ-3309.

Під час досліджень здійснювалося вимірювання та реєстрація лінійних прискорень і швидкості руху автомобілів із застосуванням акселерометрів та GPS/GLONASS приймача, схема встановлення яких наведена на рис. 3.12.

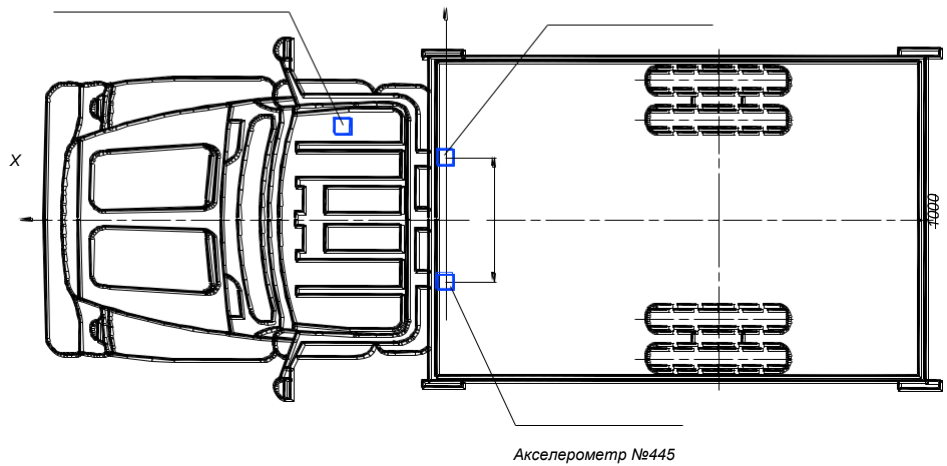
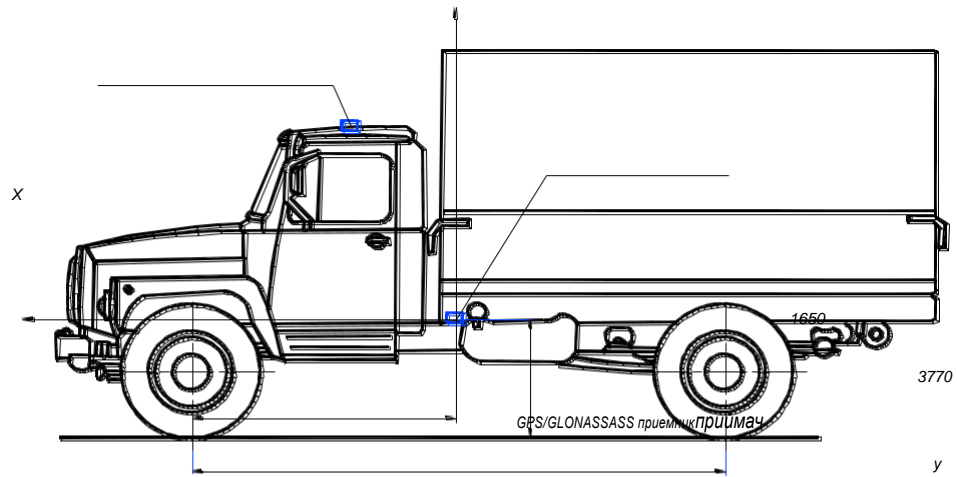
Матеріально-технічна база експерименту включала:

- вантажні автомобілі ГАЗ-3309 з різним пробігом (5 одиниць);
- комплекс ВРКВММ 4-001;
- рулетку сталеву Р50УЗК (ДСТУ 4179-2003);
- фотокамеру Olympus С 500 ZOOM.

Експериментальні дослідження виконувалися командою з трьох науково-дослідних співробітників.

Під час експерименту кожен автомобіль здійснював максимально інтенсивний розгін до 80 км/год із послідовним перемиканням передач і максимальним натисканням на педаль акселератора.

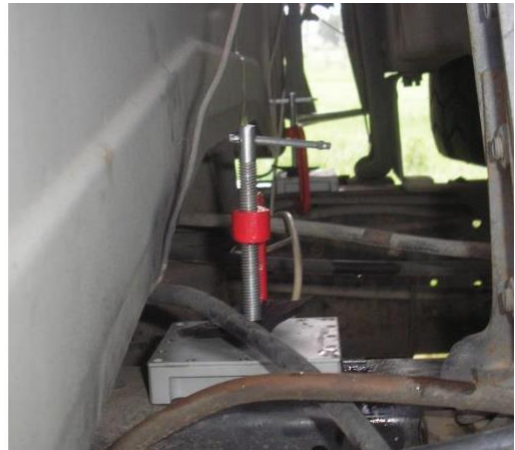
Результати дорожніх випробувань дозволили оцінити функціональну стабільність тягових властивостей автомобіля в залежності від пробігу. Встановлено, що для автомобіля ГАЗ-3309 з пробігом 150 тис. км падіння потужності на ведучих колесах склало 14,5 кВт, що відповідає 17 % від максимальної ефективної потужності двигуна (дані отримані при розгоні на 5-й передачі та швидкості 20 м/с). Це призвело до зменшення максимального прискорення автомобіля на 35 % – з 0,611 м/с<sup>2</sup> до 0,394 м/с<sup>2</sup>. Зі зростанням пробігу автомобіля тенденція падіння потужності на ведучих колесах зберігається.



а



б



в

а – схема розташування датчиків на автомобіль; б – кріплення GPS/GLONASS приймача з використанням вбудованого магніту;

– кріплення акселерометрів струбцинами до рами

Рисунок 3.12 – Кріплення датчиків на автомобілях під час проведення експериментальних досліджень

За результатами експериментального дослідження отримано графіки залежності зміни максимального прискорення при розгоні  $V_a$  та зміни падіння потужності  $\Delta N$  на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 від їх пробігу  $S$  з використанням залежності, наведені на рис. 3.13, 3.14.

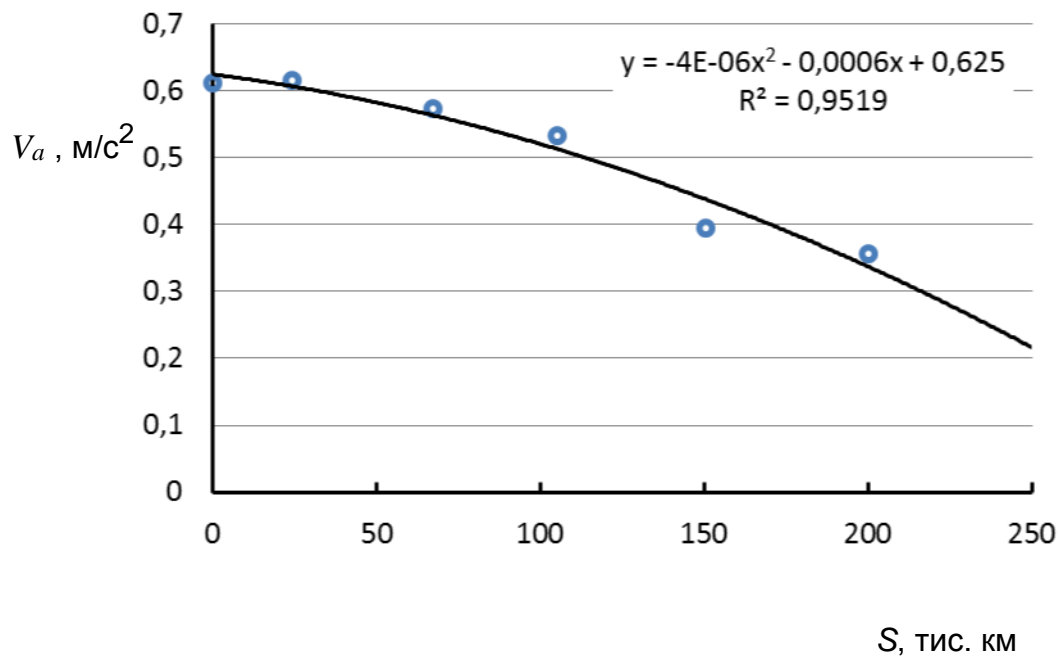


Рисунок 3.13 – Падіння максимального прискорення автомобілів ГАЗ-3309 в експлуатації при розгоні на 5-й передачі (швидкість руху 20 м/с)

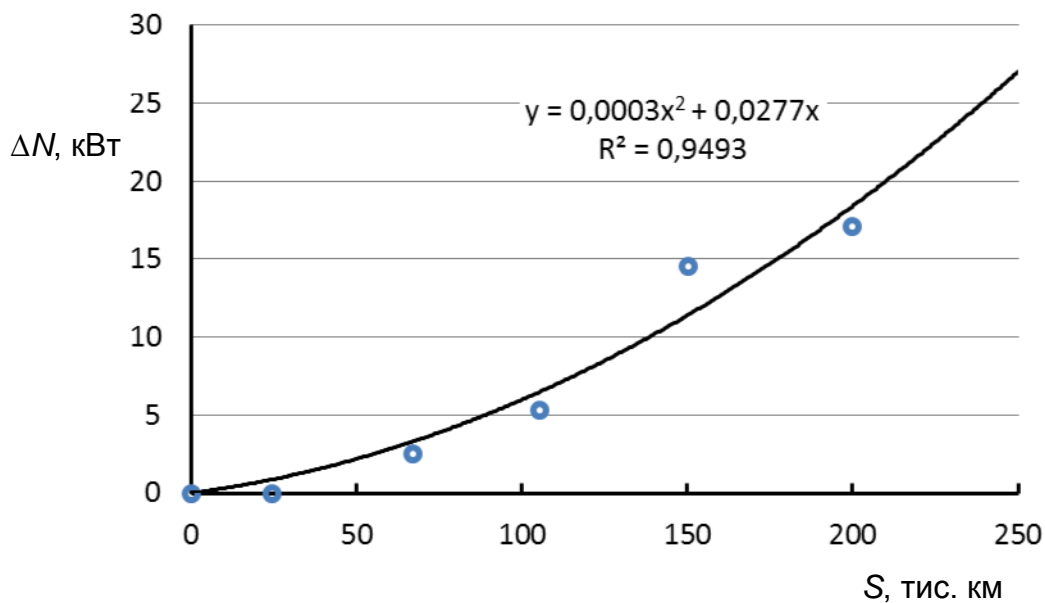


Рисунок 3.14 – Падіння потужності в експлуатації на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 за результатами експерименту (швидкість руху 20 м/с)

На рис. 3.15 наведено графік залежності коефіцієнта падіння потужності  $K_n$  на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 від їх пробігу.

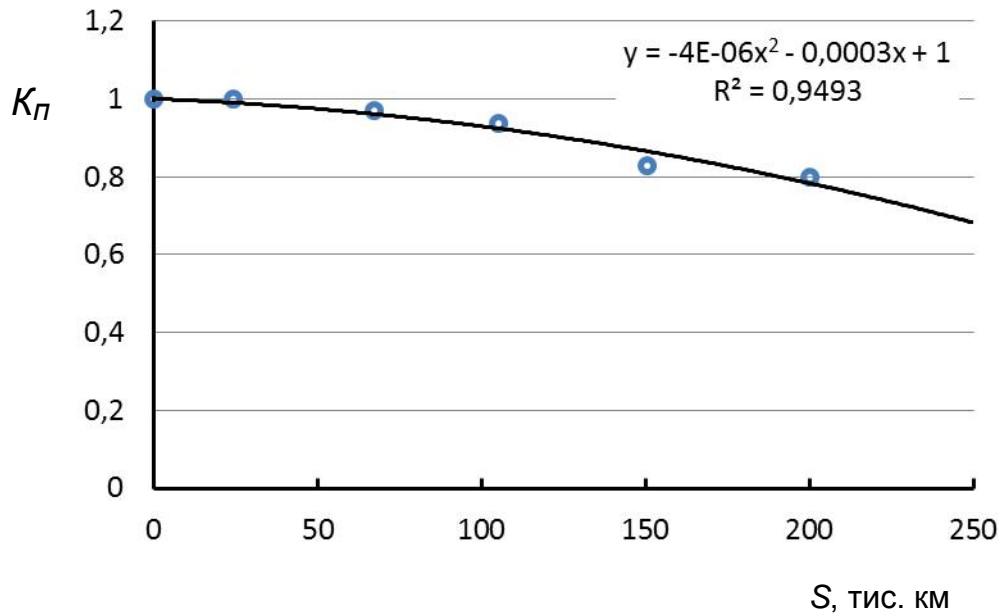


Рисунок 3.15 – Зміна в експлуатації коефіцієнта падіння потужності на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 (швидкість руху 20 м/с)

Падіння потужності на ведучих колесах автомобіля під час тривалої експлуатації враховуватиметься у алгоритмах роботи бортових систем (наприклад, при визначенні запасу потужності автомобіля для виконання маневру обгону) через коефіцієнт падіння потужності  $K_n$ . Встановлено, що для автомобіля ГАЗ-3309 з пробігом 150 тис. км коефіцієнт падіння потужності на ведучих колесах склав  $K_n = 0,83$ .

### Висновки за розділом

У зв'язку з розвитком електромобілів, гібридних автомобілів і автомобілів з інерційними акумуляторами енергії термін «паливна економічність» застарів і не відповідає своєму призначенню. Для більш об'єктивної оцінки енергетичних витрат доцільно використовувати вираз «енергетична економічність автомобіля». Отримані аналітичні вирази можуть послужити основою для оцінювання енергетичної економічності автомобілів при русі як в усталеному, так і несталому режимах. При русі зі швидкістю 30 м/с горизонтальною ділянкою дороги з коефіцієнтом сумарного дорожнього опору  $\psi = 0,014$  умовного легкового автомобіля з коефіцієнтом опору повітря  $k_x = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ , оснащеного бензиновим двигуном, витрата енергії на одиницю довжини шляху склала 3,71 кДж/м; оснащеного дизельним двигуном - 2,53 кДж/м.

У результаті проведеного дослідження встановлено взаємозв'язок між нерівномірністю крутильного моменту двигуна та додатковими витратами енергії на рух транспортного засобу. Було введено нове поняття коефіцієнта корисної дії транспортного засобу, що враховує нерівномірність крутильного моменту двигуна, і отримано аналітичний вираз для його визначення.

Результати показали, що збільшення числа циліндрів ДВЗ призводить до зменшення додаткових витрат енергії, пов'язаних із нерівномірністю тягової сили на ведучих колесах. У випадку електроприводу ведучих коліс такі втрати відсутні.

Поздовжня податливість ходової частини автомобіля під час коливань тягової сили на колесах збільшує додаткові витрати енергії. Ці витрати зростають у міру наближення частоти коливань крутильного моменту ДВЗ до частоти власних поздовжніх коливань ходової частини автомобіля.

На основі величини зміни потужності на ведучих колесах під час розгону за тривалої експлуатації можна оцінювати функціональну стабільність потужностних показників двигуна та ККД трансмісії.

Дорожні експериментальні дослідження підтвердили можливість оцінювання функціональної стабільності тягових властивостей автомобіля в експлуатації. Так, для автомобіля ГАЗ-3309 при розгоні на 5-й передачі та швидкості 20 м/с падіння потужності на ведучих колесах після пробігу 150 тис. км становило 17 % (14,5 кВт), що спричинило зменшення максимального прискорення на 35 % – з 0,611 м/с<sup>2</sup> до 0,394 м/с<sup>2</sup>.

Врахувати пробіг при визначенні запасу потужності двигуна автомобіля під час виконання маневру обгону та при визначенні власного індексу динамічності автомобілів дозволяє залежність зміни коефіцієнта падіння потужності  $K_n$  на ведучих колесах автомобілів. Визначено, що коефіцієнт падіння потужності на ведучих колесах автомобіля ГАЗ-3309 склав  $K_n = 0,83$  вже при пробігу 150 тис. км. Зі збільшенням пробігу тенденція падіння потужності на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 зберігається.

**РОЗДІЛ 4**  
**КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА**  
**ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА АЕРОДИНАМІЧНІ**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ**

**4.1 3D моделювання автомобілів в рамках комп'ютерного експериментального дослідження їх аеродинамічних характеристик**

Для проведення комп'ютерного моделювання аеродинамічних характеристик були створені 3D-моделі легкових автомобілів різних класів (А–Е) із кузовами типу хетчбек, ліфтбек, універсал, а також моделей позашляховиків. Розміри твердотільних моделей кузовів відповідають габаритам автомобілів-прототипів (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Габаритні розміри автомобілів-прототипів твердотільних 3-D моделей

Клас автомобіля-прототипу	Марка автомобіля-прототипу	Тип	Габарити		
		кузова	Ширина, м	Висота, м	Довжина, м
А	Daewoo Matiz	хетчбек	1,495	1,495	3,495
В	Honda Jazz	хетчбек	1,695	1,525	3,9
С	Hyundai i30	хетчбек	1,78	1,48	4,3
Д	Opel Signum	хетчбек	1,798	1,46	4,636
Е	Audi A7 Sportback	ліфтбек	2,14	1,42	4,97
Е	Audi S6 Avant	універсал	2,086	1,445	4,934
Позашляховик	Mitsubishi Pajero	SUV	1,875	1,87	4,9
	Wagon				

Під час експлуатації автомобілі іноді оснащуються додатковими багажними відсіками, що встановлюються на даху. Незважаючи на їхню аеродинамічну форму, монтаж таких багажників-боксів негативно впливає на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів.

Для оцінки впливу дахового боксу на аеродинаміку легкового автомобіля були створені тривимірні моделі: автомобіля класу А з кузовом хетчбек з боксом на даху (прототип – Daewoo Matiz, бокс Thule Motion M (200)) та позашляховика з боксом (прототип – Mitsubishi Pajero Wagon, бокс Thule Motion XXL (900)). Розміри боксу-прототипів наведені в таблиці 4.2.

На автомобіль в процесі руху впливають не лише сили аеродинамічного опору та підйомна сила, що формуються в результаті його руху, а й додаткові аеродинамічні ефекти: сили, спричинені потоками повітря під різними кутами відносно поздовжньої осі автомобіля, а також так звану «повітряною хвилею», яка виникає при русі великогабаритного транспорту на високій швидкості в попутному або зустрічному напрямку.

Для оцінки аеродинамічного впливу великогабаритного транспорту на легкові автомобілі різних класів була створена тривимірна модель автобуса Neoplan-N116 з габаритами: довжина – 12,9 м, ширина – 2,5 м, висота – 3,55 м.

Таблиця 4.2 – Габаритні розміри боксів-прототипів, які використані в процесі моделювання

Марка автомобіля-прототипу	Марка боксу-	Вантажо-підйомність, кг	Габарити		
	прототипу		Ширина, м	Висота, м	Довжина, м
Daewoo Matiz	Thule Motion M (200)	50	0,86	0,46	1,75
Mitsubishi Pajero Wagon	Thule Motion XXL (900)	75	0,94	0,47	2,35

Комп'ютерне моделювання аеродинамічного впливу на автомобіль під час руху виконувалося із застосуванням програмного забезпечення Autodesk

Simulation CFD (ліцензія № 900-63010820), яке включає інструменти для моделювання потоків рідин і газів, а також теплових процесів.

Програма використовує методи побудови оптимізованої сітки у поєднанні з методом кінцевих елементів. При налаштуванні параметрів розрахунку навколо 3D-моделі автомобіля формувалася розрахункова область — аналог аеродинамічної труби, габарити якої задавалися таким чином, щоб виключити виникнення крайових ефектів. Граничні умови включали задану швидкість повітряного потоку на вході в об'єм, рівну швидкості руху автомобіля, та нульовий тиск на виході. Для моделювання зміщення автомобіля відносно дороги задавалася швидкість зміщення нижньої грані розрахункової області, що дорівнювала швидкості руху транспортного засобу.

Після визначення граничних умов виконувалося автоматичне накладення сітки на модель автомобіля та створений зовнішній об'єм. Для підвищення точності розрахунків задавалася область уточнення сітки безпосередньо навколо моделі автомобіля з розміром осередку, зменшеним на порядок. Розрахунок здійснювався не менш ніж 300 ітерацій, що забезпечувало високу достовірність отриманих результатів.

При моделюванні впливу бічного повітряного потоку, спрямованого під кутом  $90^\circ$  до поздовжньої осі автомобіля в горизонтальній площині, граничні умови задавалися аналогічно, за винятком того, що нижня грань розрахункової області в напрямку руху повітряного потоку залишалася нерухомою. Це дозволяло врахувати відсутність переміщення автомобіля відносно дорожнього полотна в поперечному напрямку.

#### **4.2 Результати комп'ютерного моделювання процесу обтікання повітряним потоком легкових автомобілів, які рухаються з різною поздовжньою швидкістю**

На відміну від експериментів в аеродинамічній трубі або дорожніх випробувань, комп'ютерне моделювання в Autodesk Simulation CFD дозволяє не лише визначати, але й візуалізувати вектори абсолютної швидкості повітря навколо автомобіля, що рухається з заданою швидкістю. При цьому можливо отримати компоненти цих векторів у поздовжній, поперечній, вертикальній та горизонтальній площинах.

Трасування повітряного потоку навколо моделі автомобіля дає змогу проаналізувати вплив окремих елементів кузова на зміну характеру руху повітря та виявити місця відшарування або «зриву» потоку. На рисунку 4.1 представлені результати трасування повітряного потоку навколо моделі позашляховика Mitsubishi Pajero Wagon з кузовом SUV при моделюванні руху з заданою швидкістю.

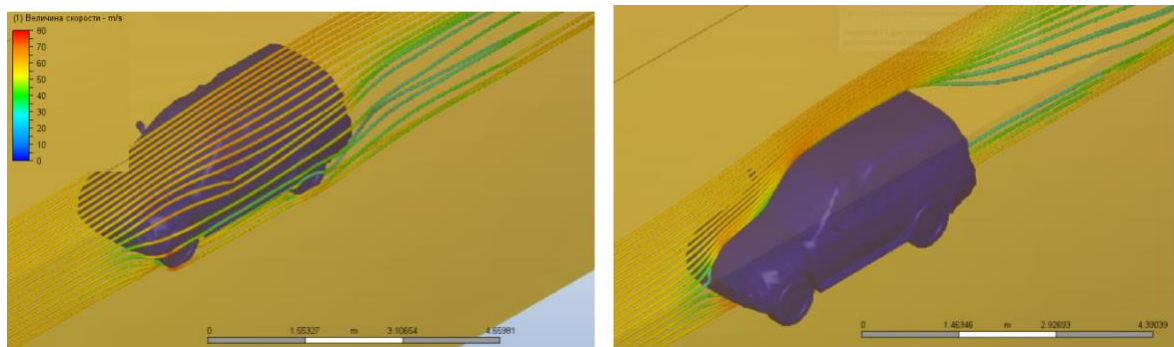


Рисунок 4.1 – Трасування повітряного потоку при обтіканні моделі автомобіля Mitsubishi Pajero Wagon

Ще однією перевагою комп'ютерного моделювання є можливість визначення величини тиску повітряного потоку на будь-яку ділянку поверхні автомобіля при його русі з різними швидкостями у широкому діапазоні. Це дозволяє ідентифікувати елементи кузова, на яких тиск досягає максимальних або мінімальних значень, а також може бути від'ємним.

Одним з головних результатів комп'ютерного моделювання процесу руху автомобіля з заданою швидкістю є визначення величини сила еродинамічного опору – поздовжньої  $F_{wx}$  та підйомної  $F_{wz}$  сил. Для створених моделей легкових автомобілів класів А–Е та позашляховика визначено величини зазначених аеродинамічних сил у результаті моделювання руху зі швидкостями від 10 м/с до 70 м/с із кроком 10 м/с. Дані значення наведені в таблиці 4.3. Варто зазначити, що у випадку, коли вертикальна складова аеродинамічної сили набуває від'ємного значення, її слід розглядати не як підйомну, а як притиску силу, яка додатково збільшує притиск автомобіля до дорожнього полотна.

На основі результатів комп'ютерного моделювання побудовано графіки залежності аеродинамічних сил від швидкості руху для моделей автомобілів різних класів, що наведені на рис. 4.2–4.3.

Аналізуючи графіки на рис. 4.2, можна зробити наступні висновки. Для моделей автомобілів класу E з кузовами універсал та ліфтбек (прототипи Audi S6 Avant та Audi A7 Sportback відповідно) поздовжня аеродинамічна сила опору при однаковій швидкості руху змінюється незначно у всьому діапазоні швидкостей. У той же час вертикальна аеродинамічна сила демонструє суттєву різницю: для моделі ліфтбек вона є підйомною, тоді як для універсала – притискною. Аналогічно, вертикальна складова аеродинамічної сили є притискною для автомобілів класу B з кузовом хетчбек (прототип Honda Jazz) та для позашляховика з кузовом SUV (прототип Mitsubishi Pajero Wagon).

Серед переваг комп'ютерного моделювання порівняно з дослідженнями в аеродинамічній трубі або дорожніми випробуваннями – можливість оцінювати параметри повітряного потоку не лише біля поверхні кузова, а й на визначеній відстані від нього. Використання програми Autodesk Simulation CFD дозволяє визначати зміну абсолютної швидкості повітря навколо моделей автомобілів залежно від відстані від поверхні кузова та проекцій вектора швидкості на поздовжню, поперечну і вертикальну осі. Крім того, моделювання забезпечує визначення розподілу тиску повітря, що дозволяє локалізувати зони з розрідженим повітрям. Всі ці величини визначаються по лініях перетину відповідних січних площин.

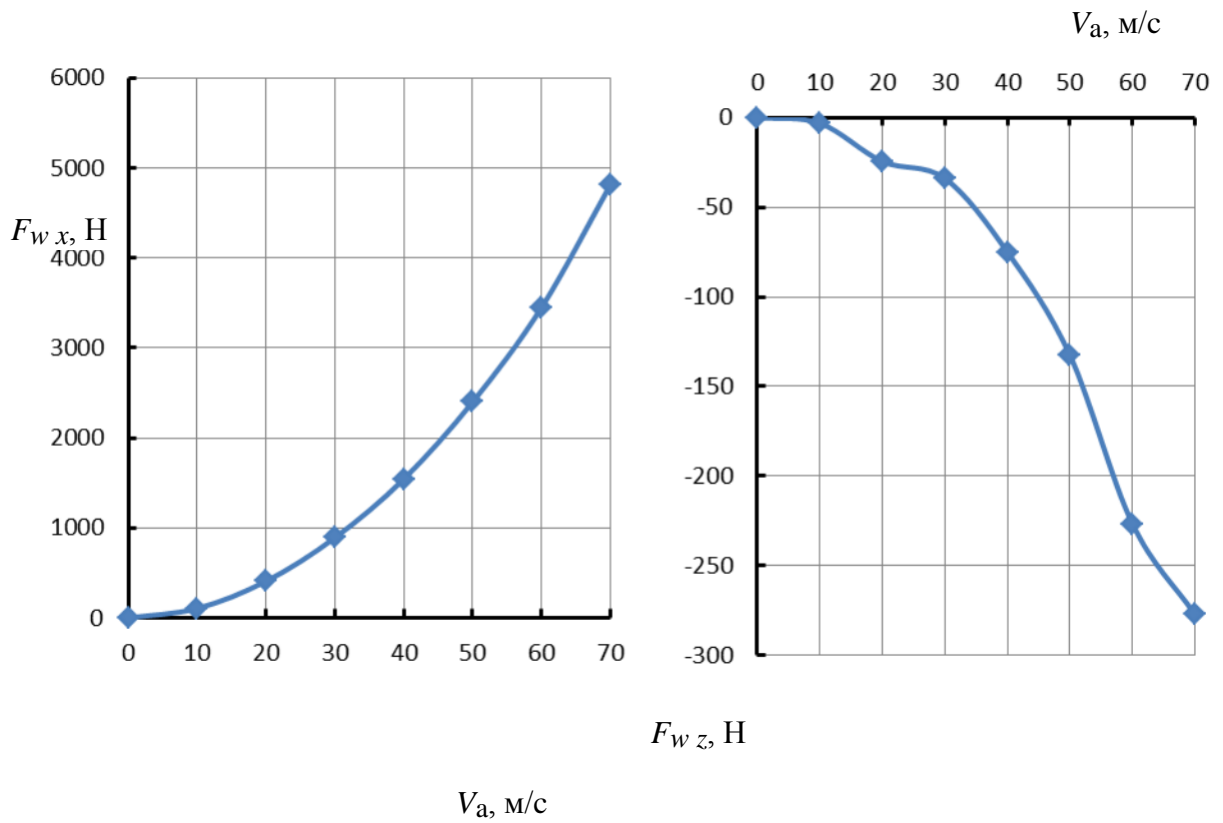


Рисунок 4.2 – Графіки зміни величини аеродинамічних сил від швидкості за результатами комп'ютерного моделювання руху моделі позашляховика з кузовом SUV

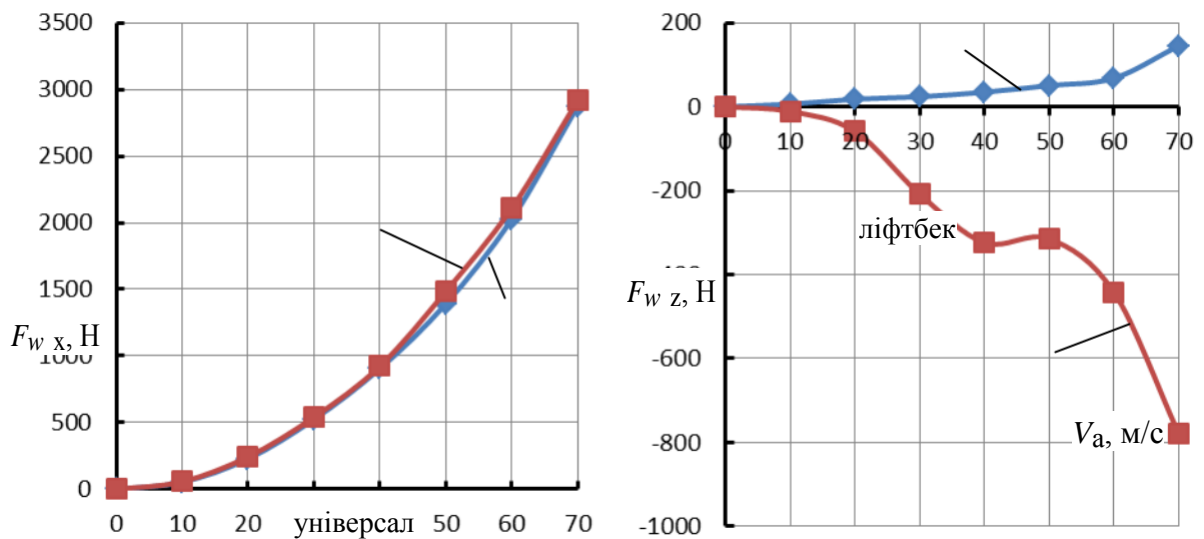


Рисунок 4.3 – Порівняння зміни величини аеродинамічних сил від швидкості за результатами комп'ютерного моделювання руху моделі автомобіля класу E з кузовом ліфтбек (прототип Audi A7 Sportback) і моделі автомобіля класу E з кузовом універсал (прототип Audi S6 Avant)

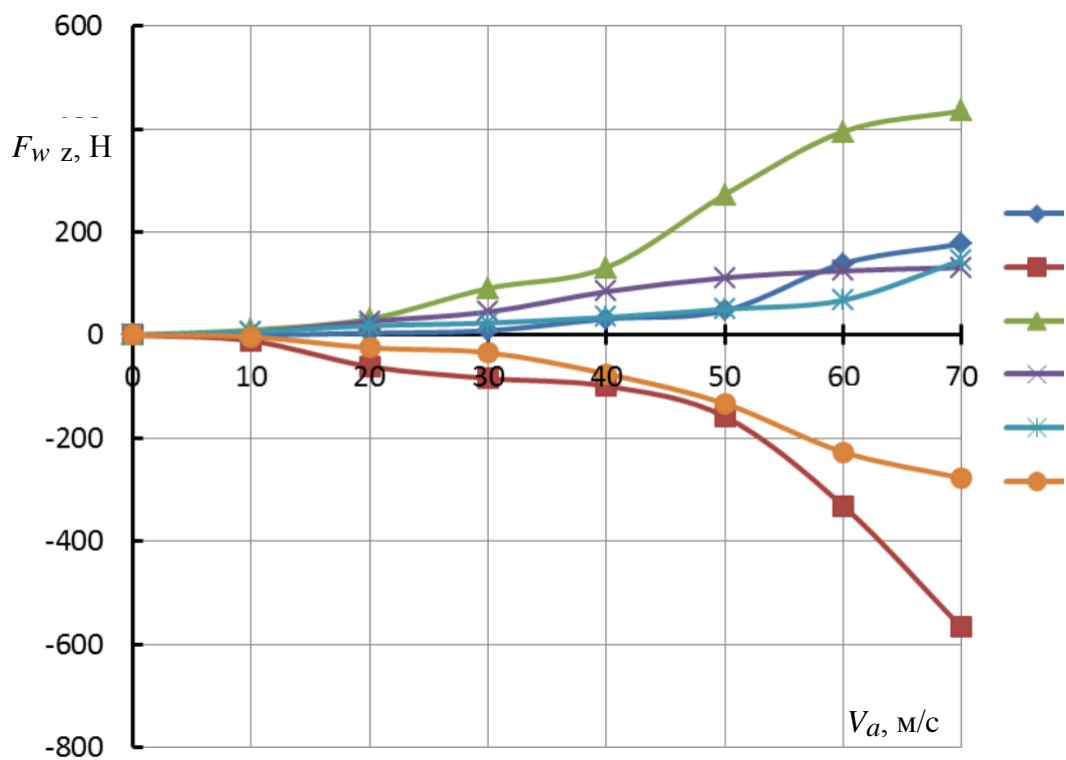
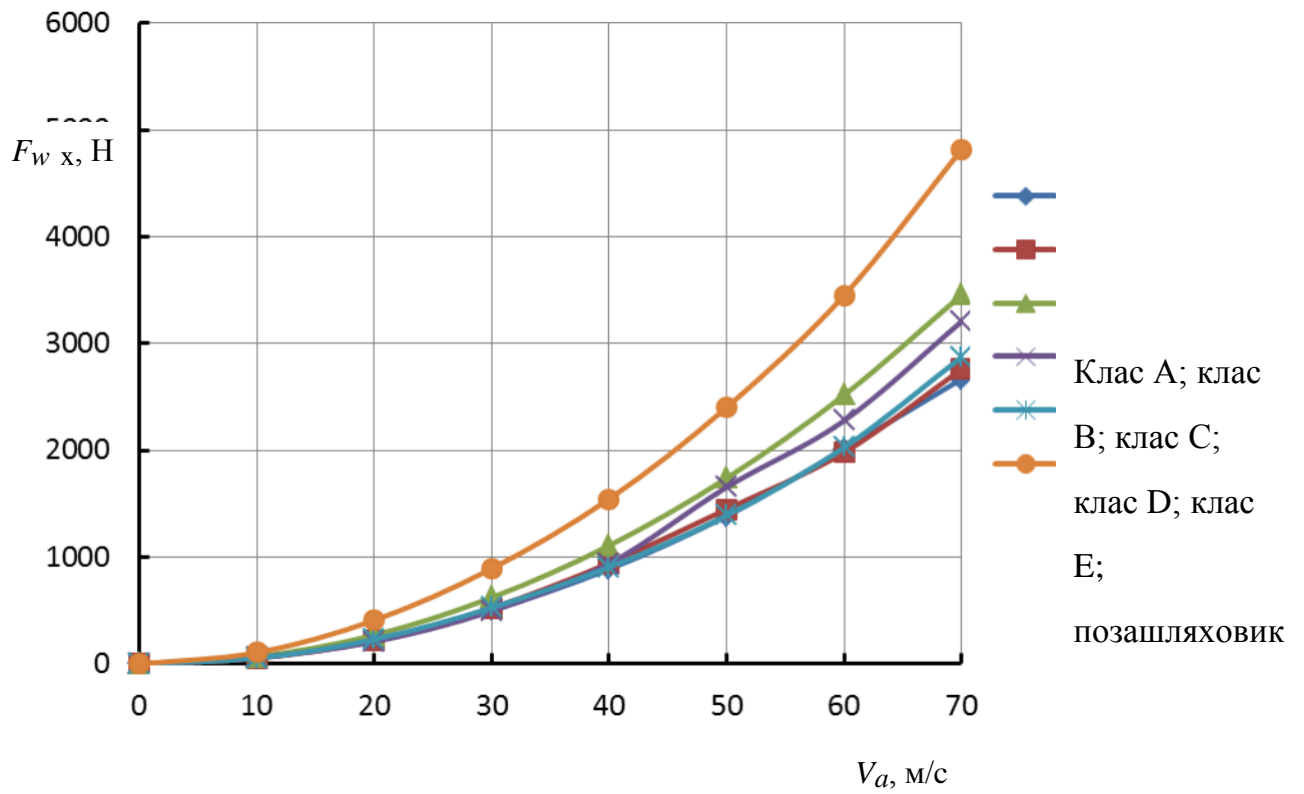
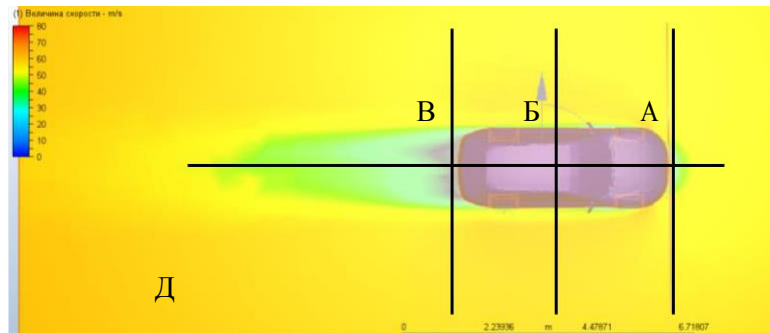
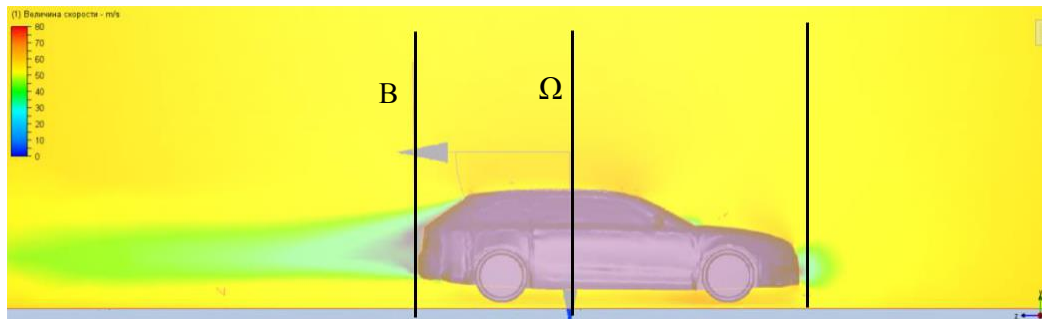


Рисунок 4.4 – Графіки зміни величини аеродинамічних сил від швидкості руху моделей легкових автомобілів різних класів за результатами комп'ютерного моделювання

Розташування таких січних площин відносно моделі автомобіля Audi S6 Avant наведено на рис. 4.5.



а



б

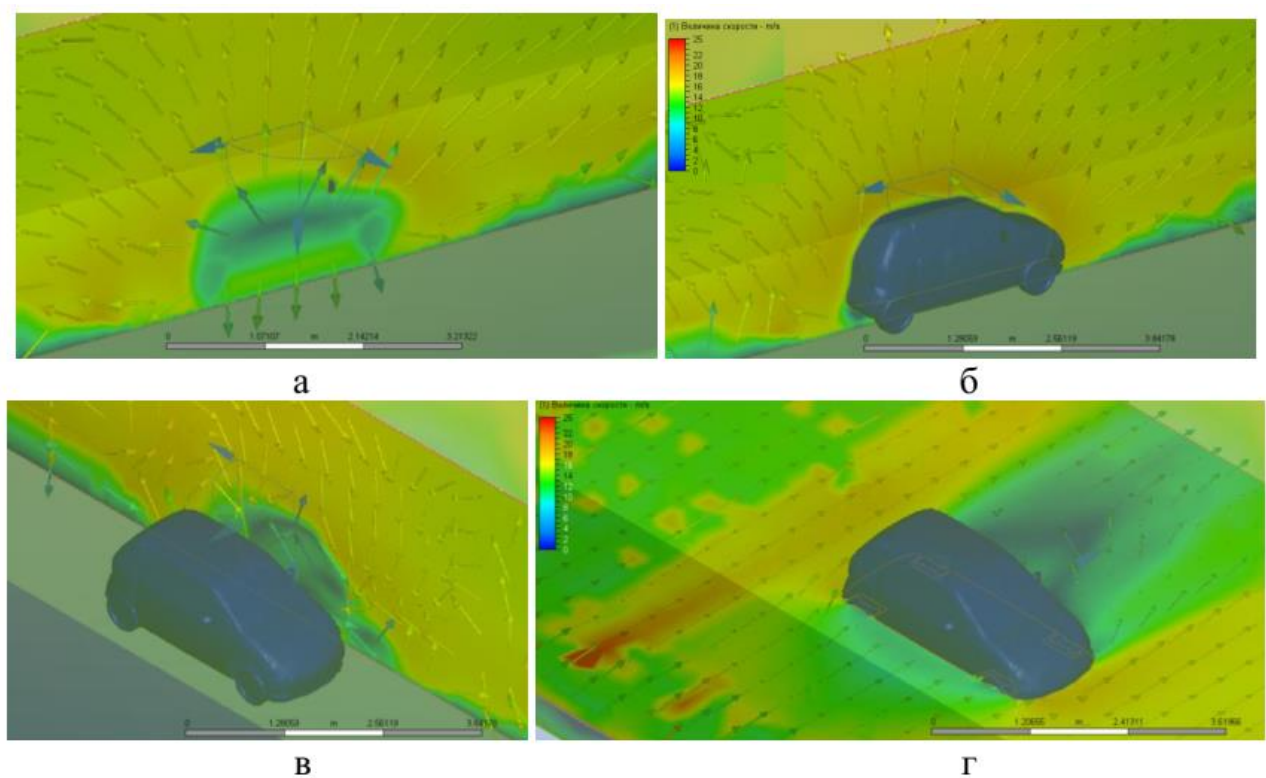
а – січна площина  $\Sigma$  горизонтальна; б –  $\Omega$  вертикальна поздовжня  
Рисунок 4.5 – Розташування січних площин відносно моделі автомобіля Audi S6 Avant при визначенні величини показників, що характеризують процес обтікання потоком повітря при русі

### 4.3 Результати комп'ютерного моделювання процесу впливу бічного повітряного потоку на легкові автомобілі

Під час руху на автомобіль, крім зустрічного повітряного потоку, впливає також бічний вітер, який може істотно впливати на стійкість руху транспортного засобу. Визначення аеродинамічних сил, що виникають під дією бічного повітряного потоку, у аеродинамічній трубі або на дорозі ускладнюється через великі габаритні розміри об'єктів дослідження. У цьому контексті доцільним є застосування комп'ютерного моделювання.

Було проведено комп'ютерне експериментальне дослідження впливу бічного повітряного потоку зі швидкістю від 5 м/с до 20 м/с на моделі автомобілів класів А–Е та позашляховика. Результати для автомобіля класу А з кузовом хетчбек (прототип Daewoo Matiz) представлені на рис. 4.6–4.8.

На рис. 4.6 показано зміну величини та напрямку векторів швидкості повітря відносно моделі автомобіля при впливі бічного потоку зі швидкістю 15 м/с. Результати трасування повітряного потоку навколо моделі Daewoo Matiz наведені на рис. 4.7. Крім того, моделювання дозволило визначити розподіл тиску повітряного потоку на поверхні кузова при дії бічного вітру зі швидкістю 15 м/с, візуалізація якого представлена на рис. 4.8. При цьому максимальне значення тиску на окремих ділянках кузова склало 190 Па, а мінімальне – -450 Па.



а-в – компоненти векторів швидкості в поздовжніх вертикальних січних площинах; г – компоненти векторів в поздовжній горизонтальній січній площині

Рисунок 4.6 – Зміна величини і напрямку векторів швидкості повітря відносно моделі автомобіля Daewoo Matiz (швидкість бічного вітру 15 м/с)

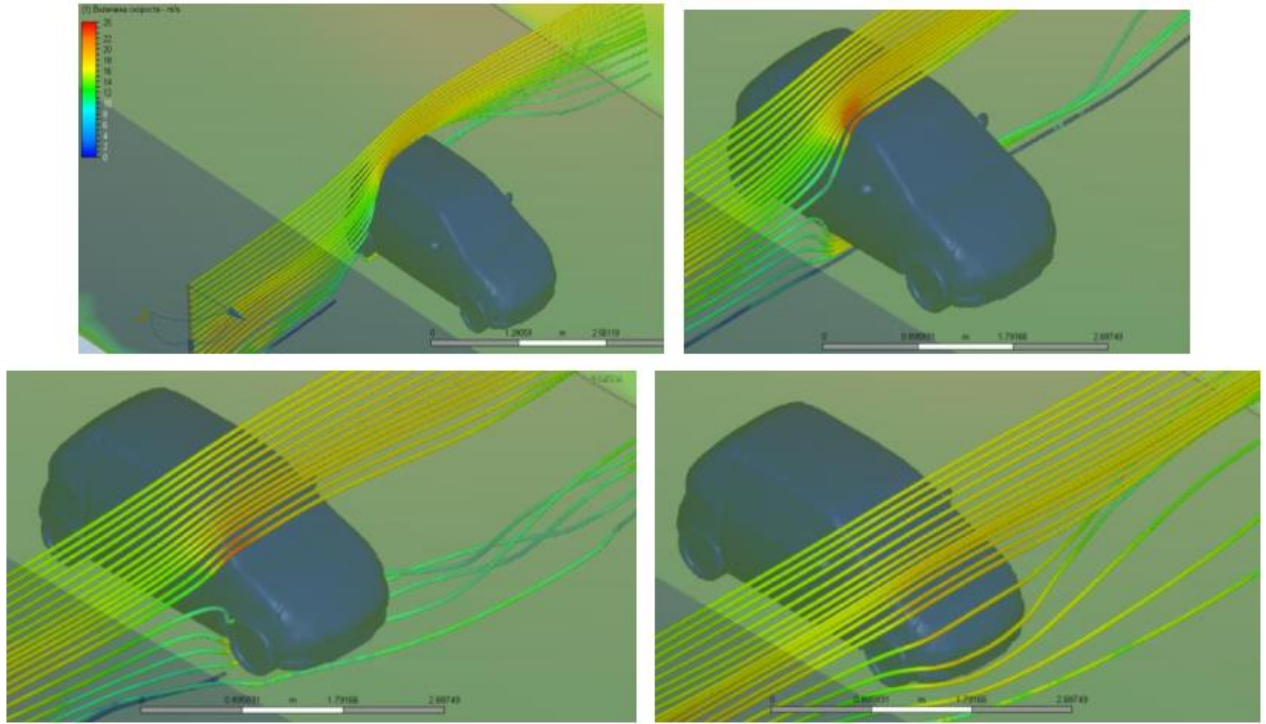
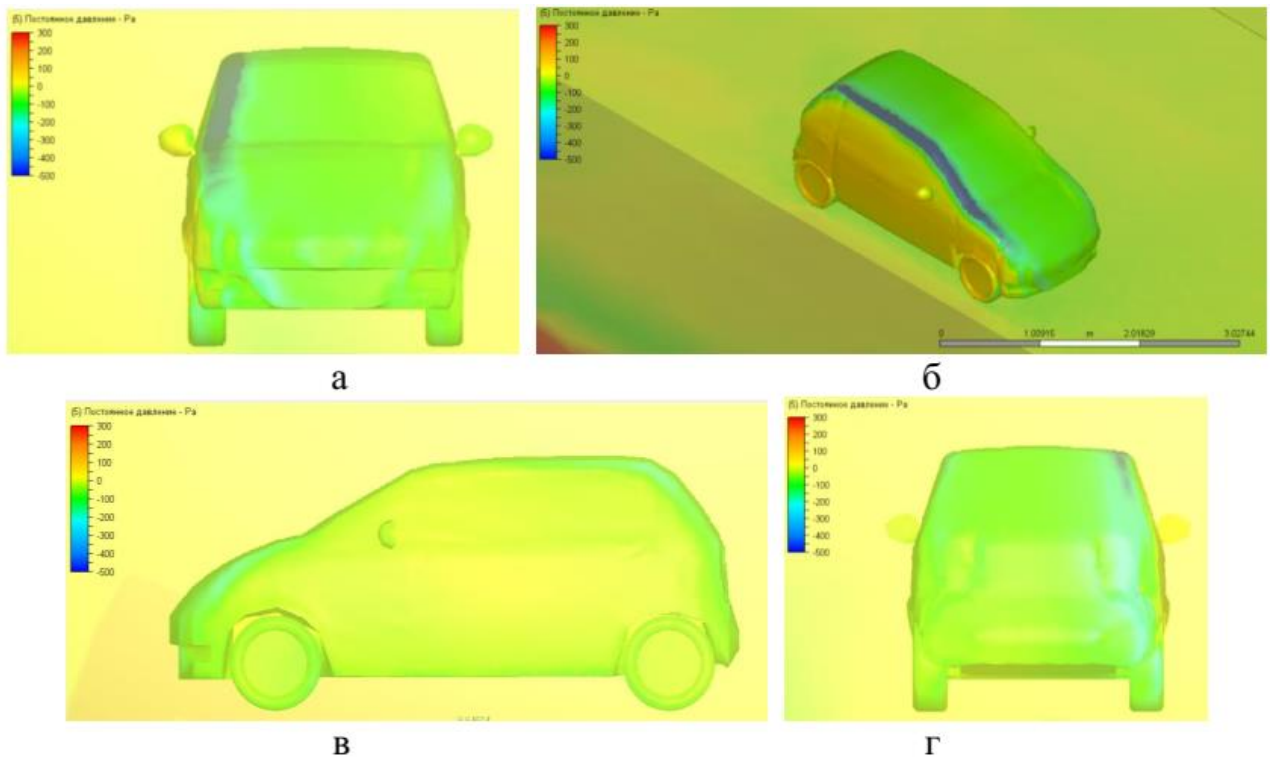


Рисунок 4.7 – Трасування повітряного потоку при обтіканні моделі автомобіля Daewoo Matiz бічним вітром



а – на лобову поверхню автомобіля; б – на бічну поверхню автомобіля з навітряного боку; в – на бічну поверхню автомобіля з підвітряного боку; г – на задню поверхню автомобіля

Рисунок 4.8 – Розподіл тиску повітряного потоку на поверхню моделі автомобіля Daewoo Matiz (швидкість бічного вітру 15 м/с)

Для створених моделей легкових автомобілів класів А-Д з кузовами хетчбек (прототипами яких є автомобілі Daewoo Matiz, Honda Jazz, Hyundai i30, Opel Signum) та класу Е з кузовами універсал і ліфтбек, (прототипами яких є автомобілі Audi S6 Avant та Audi A7 Sportback) та позашляховика (прототипом якого є автомобіль Mitsubishi Pajero Wagon) отримані величини поперечної  $F_{wy}$  та підйомної  $F_{wz}$  аеродинамічних сил за результатами моделювання впливу бічного повітряного потоку зі швидкостями від 5 м/с до 20 м/с з кроком у 5 м/с. Величини цих сил наведено у таблиці 4.3. За результатами комп'ютерного моделювання побудовані графіки зміни аеродинамічних сил від швидкості бічного вітру для моделей автомобілів різних класів, які наведені на рис. 4.9-4.11.

Таблиця 4.3 – Величини аеродинамічних сил від дії бічного вітру, визначені за результатами комп'ютерного моделювання обтікання повітрям моделей легкових автомобілів різних класів

Модель автомобіля	Параметр, що визначається	Швидкість бічного вітру, м/с			
		5	10	15	20
Клас А (прототип – Daewoo Matiz)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	54	216	414	733
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	7	38	177	293
Клас В (прототип – Honda Jazz)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	53	205	453	784
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	30	113	242	502
Клас С (прототип – Hyundai i30)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	47	205	464	830
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	19	64	175	277
Клас D (прототип – Opel Signum)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	53	219	519	921
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	28	107	285	420
Клас Е (прототип – Audi A7 Sportback)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	55	223	465	849
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	43	180	353	717
Клас Е (прототип – Audi S6 Avant)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	82	299	805	1222
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	8	37	71	135
Позашляховик (прототип – Mitsubishi Pajero Wagon)	Сила аеродинамічного впливу $F_{wy}$ , Н	82	330	742	1493
	Підйомна сила $F_{wz}$ , Н	40	164	416	799

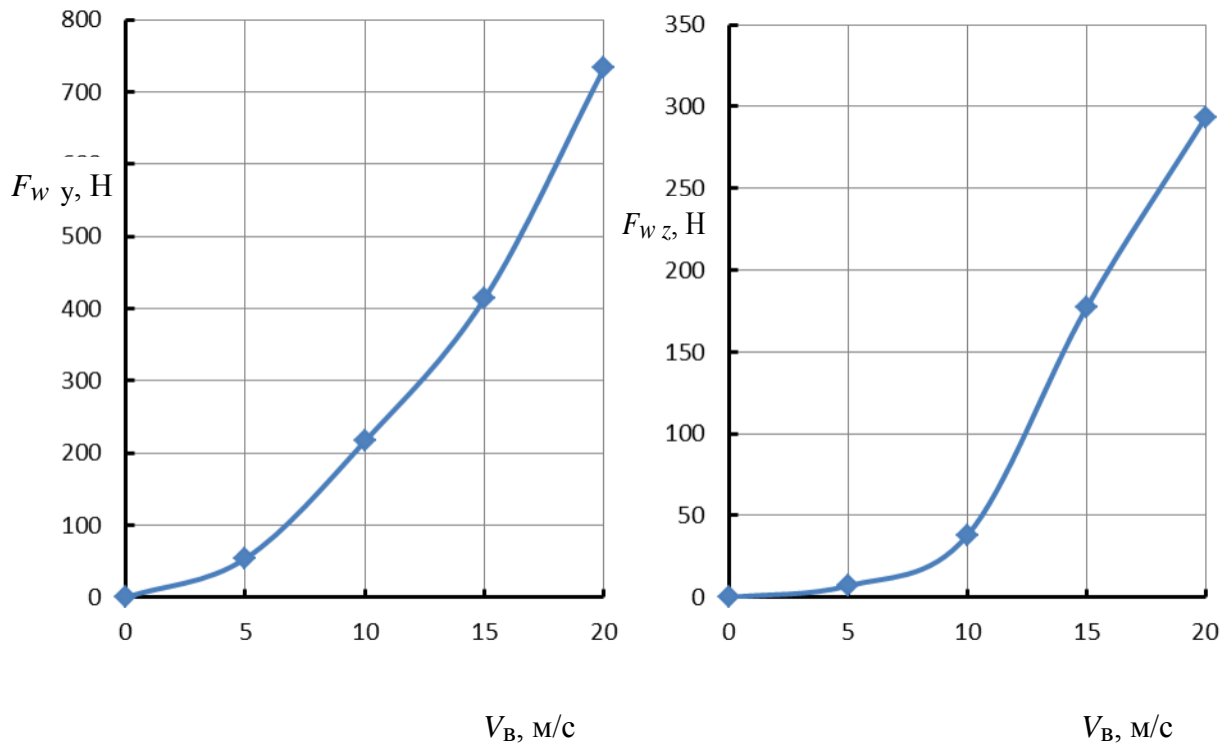


Рисунок 4.9 – Графіки зміни величини аеродинамічних сил від швидкості бічного вітру за результатами комп'ютерного моделювання обтікання повітрям моделі автомобіля класу А з кузовом хетчбек

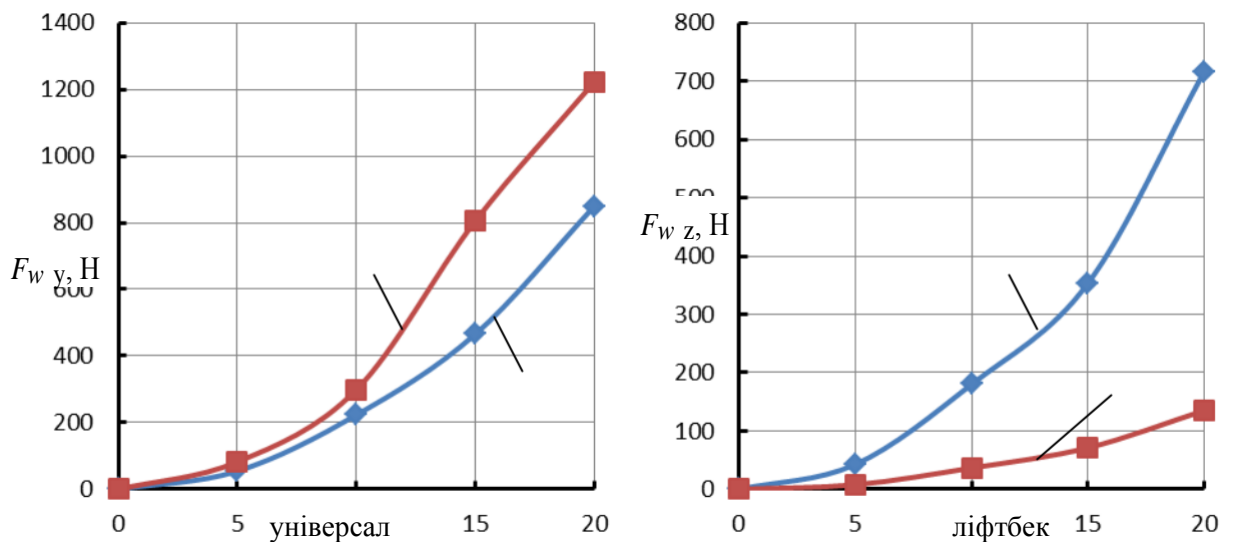


Рисунок 4.10 – Порівняння зміни величини аеродинамічних сил від швидкості бічного вітру за результатами комп'ютерного моделювання обтікання повітрям моделі автомобіля класу Е з кузовом ліфтбек (прототип Audi A7 Sportback) і моделі автомобіля класу Е з кузовом універсал (прототип Audi S6 Avant)

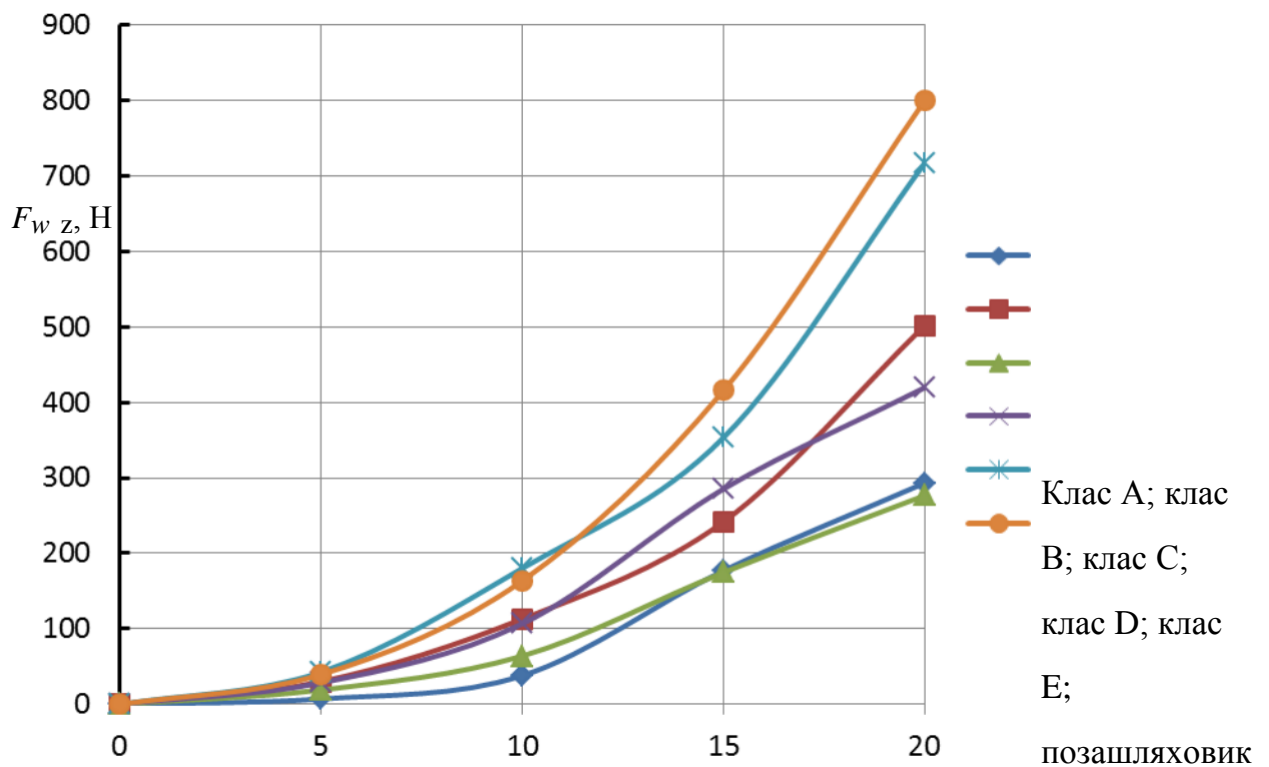
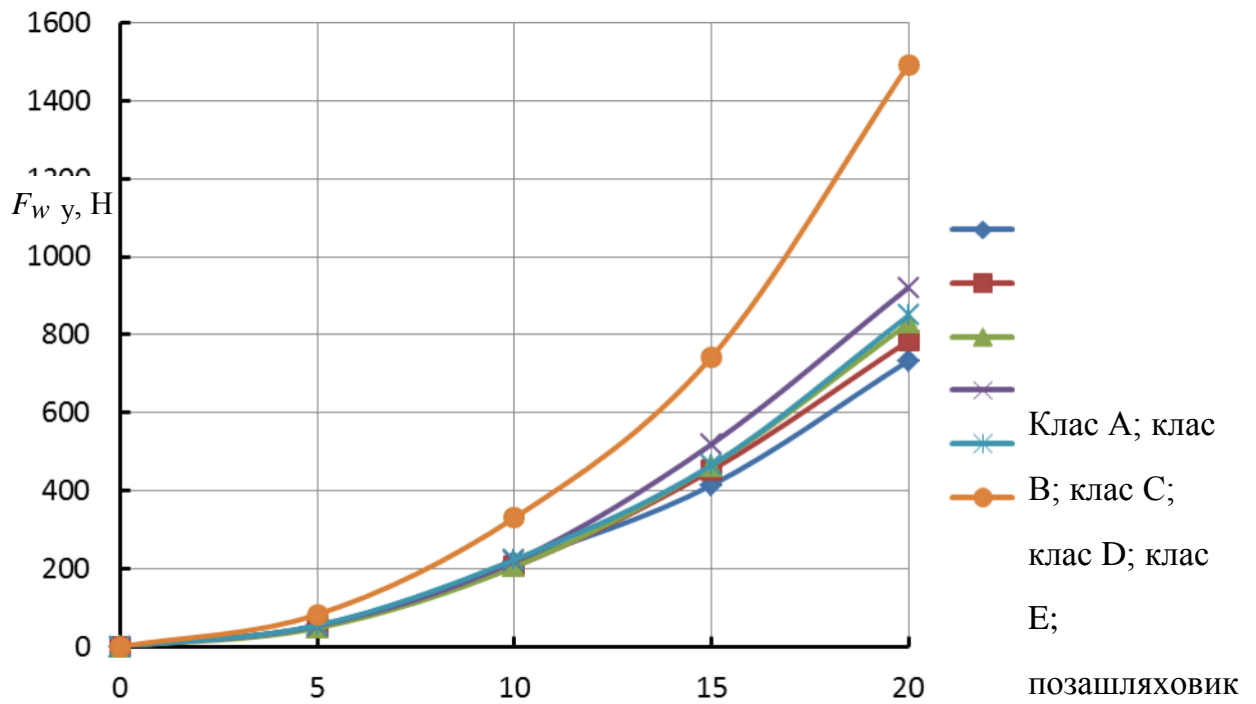
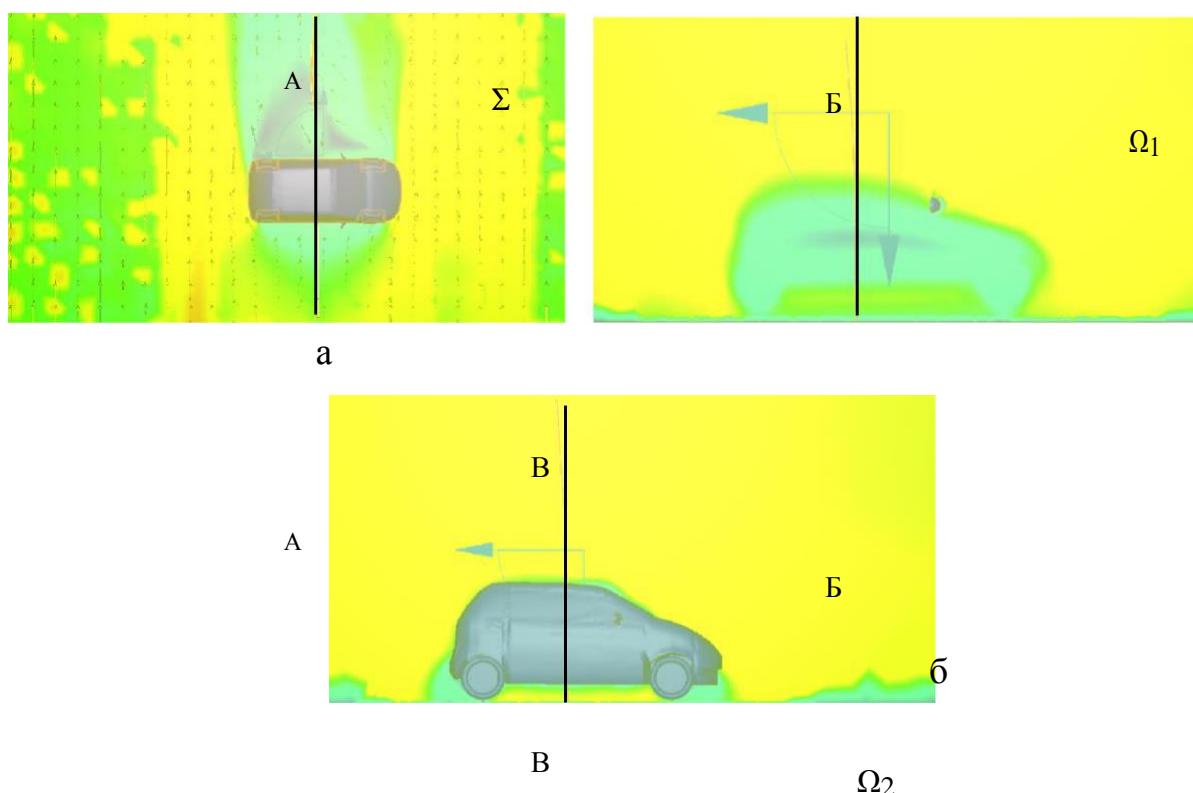


Рисунок 4.11 – Графіки зміни величини аеродинамічних сил від швидкості бічного вітру за результатами комп'ютерного моделювання обтікання повітрям моделей легкових автомобілів різних класів

Для моделей автомобілів класу Е з кузовом універсал та ліфтбек (прототипи Audi S6 Avant та Audi A7 Sportback відповідно) поперечна аеродинамічна сила при дії бічного вітру істотно відрізняється. При швидкості бічного вітру 15 м/с ця сила у моделі універсал виявилася у 1,73 раза більшою, ніж у моделі ліфтбек. У той же час вертикальна аеродинамічна сила виявилася більшою у моделі ліфтбек — при тій самій швидкості вітру вона перевищує силу на моделі універсал у 4,97 раза.

Для всіх досліджених моделей вертикальна аеродинамічна сила, що виникає внаслідок бічного вітру, є підйомною.

Для визначення змін абсолютної швидкості та величини тиску повітря навколо моделей автомобілів від дії бічного вітру були задані відповідні січні площини, розташування яких відносно моделі Daewoo Matiz наведено на рис. 4.12.



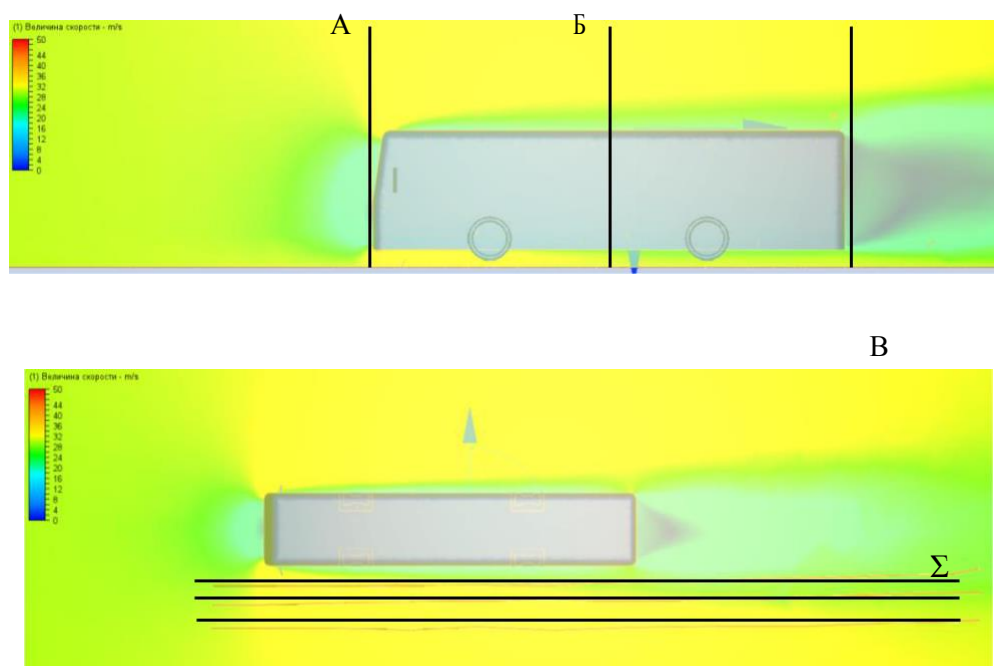
а – січна площина  $\Sigma$  горизонтальна; б, в –  $\Omega_1$  і  $\Omega_2$  вертикальні поздовжні відповідно з навітряного і підвітряного боків  
 Рисунок 4.12 – Розташування січних площин відносно моделі автомобіля Daewoo Matiz при визначенні величини показників, що характеризують процес обтікання потоком повітря при бічному вітрі

#### 4.5 Оцінювання впливу на легкові автомобілі збуреного повітряного потоку внаслідок руху в паралельному напрямку з високою швидкістю великогабаритного транспортного засобу

Під час руху трасою з високою швидкістю великогабаритні транспортні засоби, такі як фури та автобуси, створюють значні збурення повітряного потоку. Ці збурення впливають як на автомобілі, що рухаються в попутному напрямку, так і на зустрічні транспортні засоби.

Для оцінки впливу таких повітряних потоків на автомобілі проведено комп'ютерне експериментальне дослідження. Для імітації руху великогабаритного транспорту була обрана модель автобуса Neoplan (рис. 4.13).

У процесі комп'ютерного моделювання швидкість руху моделі автобуса була прийнята рівною 30 м/с. За результатами моделювання в пакеті Autodesk Simulation CFD визначено абсолютні значення векторів швидкості повітря навколо моделі, а також величини проєкцій цих векторів на поздовжню, поперечну та вертикальну осі.



б

а – січна площина  $\Omega$  вертикальна поздовжня; б –  $\Sigma$  горизонтальна  
Рисунок 4.13 – Розташування січних площин відносно моделі автобуса Neoplan при визначенні величини показників, що характеризують процес обтікання потоком повітря при русі

При паралельному русі легкового автомобіля та великогабаритного транспортного засобу на відстані близько 1,75 м максимальна швидкість збурених повітряних потоків у поперечному напрямку становить 3,43 м/с, а мінімальна – -1,9 м/с. У поздовжньому напрямку максимальна швидкість досягає 1,2 м/с, а мінімальна – -2,8 м/с. Як наслідок, на легковий автомобіль, наприклад позашляховик з боксом (прототип Mitsubishi Pajero Wagon), діятиме сила в поперечному напрямку в межах від 385 Н до -45 Н.

Характер зміни швидкості цих потоків у поперечному напрямку є знакозмінним, тобто повітряні потоки прагнуть розгойдувати автомобіль у поперечній площині. Якщо частота цих впливів співпадає з власною частотою коливань автомобіля в поперечній площині дороги, можлива поява резонансного явища, що загрожує різким зниженням стійкості транспортного засобу.

Вимушені коливання автомобіля будуть відбуватися з частотою дії збурюючої сили, яка змінюється при русі легкового автомобіля уздовж великогабаритного транспорту. У цьому випадку період вимушених коливань визначається співвідношенням:

$$T = \frac{1,3l}{V_{вг} + V_a},$$

де  $l$  – довжина великогабаритного транспортного засобу;

$V_{вг}$  – лінійна швидкість руху великогабаритного транспортного засобу;

$V_a$  – лінійна швидкість автомобіля, на який діють збурені повітряні потоки від великогабаритного транспортного засобу.

## Висновки за розділом

Визначення аеродинамічних характеристик автомобілів за допомогою комп'ютерного моделювання впливу повітряного потоку на рухомий автомобіль має низку переваг порівняно з дослідженнями в аеродинамічній трубі. До основних переваг відносяться: значно менші витрати на проведення досліджень, відсутність необхідності у використанні громіздкого спеціалізованого обладнання, можливість більш точно відтворювати умови реальної експлуатації, визначати більшу кількість параметрів та отримувати високоякісну візуалізацію результатів.

Аналіз показав, що зі збільшенням класу легкових автомобілів (від класу А до позашляховиків) із кузовами типу «хетчбек» чітких закономірностей у зміні їх аеродинамічних характеристик виявити не вдається. Основним фактором, що впливає на ці характеристики, є рівень опрацювання дизайну автомобіля виробником.

Зокрема, при однакових швидкостях руху сила поздовжнього аеродинамічного опору моделі автомобіля класу Е (прототип Audi A7 Sportback) виявилася меншою, ніж у моделях класу С (прототип Hyundai i30) та D (прототип Opel Signum).

Установка багажного боксу на даху легкового автомобіля класу А призводить до збільшення поздовжньої сили аеродинамічного опору на 23 % при швидкості 40 м/с. Для позашляховика додавання боксу на даху змінює поздовжню силу опору незначно.

Крім того, при зустрічному русі великогабаритного транспортного засобу, наприклад автобуса, на автомобіль діють додаткові повітряні потоки. Величини швидкості цих потоків у поздовжньому напрямку змінюються від 9 м/с до -5 м/с, а в поперечному – від 9 м/с до -3 м/с. Для позашляховика з боксом (прототип Mitsubishi Pajero Wagon) це відповідає впливу поперечної сили у межах від 385 Н до -45 Н.

РОЗДІЛ 5  
КВАЛІМЕТРИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ГРАНИЧНИХ ДИНАМІЧНИХ  
ПОКАЗНИКІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

**5.1. Граничні динамічні показники передньопривідних, задньопривідних (із класичним компонованням і задньомоторних) і повнопривідних легкових автомобілів**

5.1.1 Граничні динамічні показники передньопривідних легкових автомобілів.

На рисунку 5.1 представлено схему сил, що діють на передньопривідний автомобіль під час розгону. У якості прикладу показано компоновання автомобіля Renault із переднім розташуванням двигуна та ведучими передніми колесами.

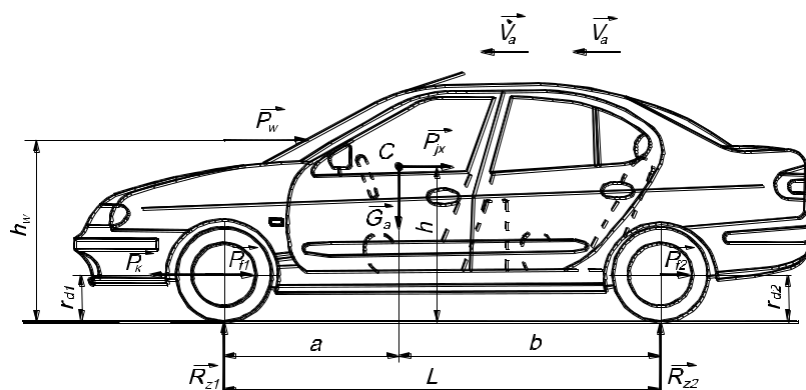


Рисунок 5.1 – Схема сил, що діють на передньопривідний автомобіль у тяговому режимі руху (при розгоні)

Передньопривідні автомобілі з переднім розташуванням двигуна традиційно приваблюють конструкторів двома основними перевагами: компактністю силового агрегату та вираженою недостатньою оберталістю, що робить керування автомобіля на високих швидкостях більш стабільною та безпечною. Проте під час розгону відбувається зменшення нормальних реакцій на передніх ведучих колесах, що негативно впливає на граничні динамічні характеристики автомобіля.

Рівняння поступального руху передньопривідного автомобіля (рівняння тягової динаміки) можна записати у вигляді:

$$m_a \cdot V_a = P_k - P_f - P_w, \quad (5.1)$$

де  $P_k$  – тягова сила автомобіля;

$P_f$  – сумарна сила опору коченню всіх коліс автомобіля

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = G_a \cdot f = m_a \cdot g \cdot f; \quad (5.2)$$

$P_{f1}; P_{f2}$  – сумарні сили опору коченню коліс передньої і задньої осей  
втомобіля, відповідно;

$G_a$  – загальна вага автомобіля;

$P_w$  – сила аеродинамічного опору,

Сумарна нормальна реакція дороги на колесах передньої осі  
визначається з умови рівності нулю суми моментів сил, що діють відносно осі  
задніх коліс

$$R_{z1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h - r_{d2}}{L} - P_w \cdot \frac{h_w - r_{d2}}{L} + (P_k - P_{f1}) \cdot \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L},$$

де  $b$  – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через цю вісь;

$L$  – поздовжня колісна база автомобіля;

$h$  – висота центру мас автомобіля;

$h_w$  – висота центру парусності автомобіля відносно опорної поверхні;

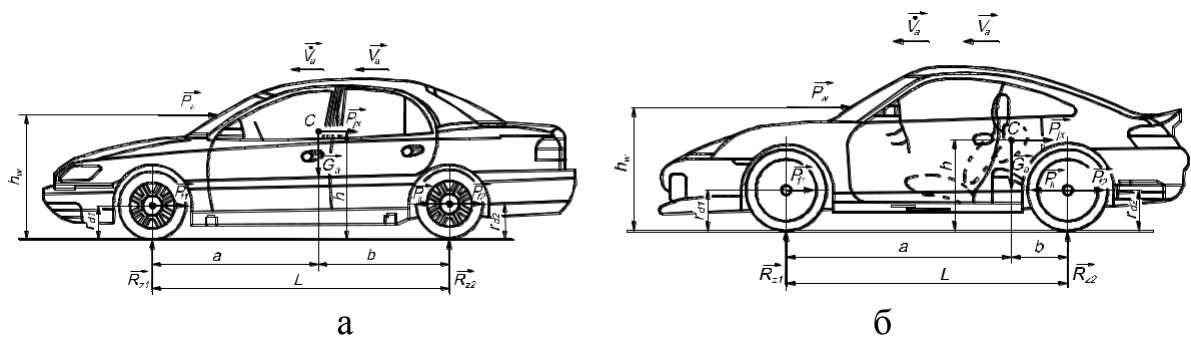
$r_{d1}$  – динамічний радіус передніх (ведучих) коліс;

$r_{d2}$  – динамічний радіус задніх (ведених) коліс;

$P_{jx}$  – сила інерції поступального руху автомобіля.

### 5.1.2 Граничні динамічні показники задньопривідних легкових автомобілів.

На рис. 5.2 представлено схему сил, які діють на задньопривідний автомобіль під час руху в тяговому режимі. На першій схемі (рис. 5.2а) показано приклад класичного передньомоторного компоновання на автомобілі Opel Omega-B, тоді як на другій схемі (рис. 5.2б) наведено приклад задньомоторного компоновання на автомобілі Porsche 995 Turbo.



а – класичного передньомоторного компоновання;

б – задньомоторного компоновання

Рисунок 5.2 – Схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль у тяговому режимі руху (при розгоні)

На рис. 5.2 наведені графіки залежності коефіцієнта  $k$  з від швидкості для задньопривідного автомобіля Opel Omega-B класичного компоновання,

що має  $L = 2,73$  м;  $k_x = 0,23$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $r_{\partial l} = 0,305$  м,  $F = 2,584$  м<sup>2</sup> і параметри при частковому завантаженні (один водій)  $m_a = 1685$  кг;  $a/L = 0,51$ ;  $v/L = 0,49$ ;  $h/L = 0,18$ . У повністю завантаженому стані  $m_a = 2115$  кг;  $a/L = 0,53$ ;  $v/L = 0,47$ ;  $h/L = 0,17$ . Прийнято  $f = 0,014$ .

5.1.3 Граничні динамічні показники повнопривідних легкових автомобілів.

На рис. 5.3 наведена схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль при розгоні.

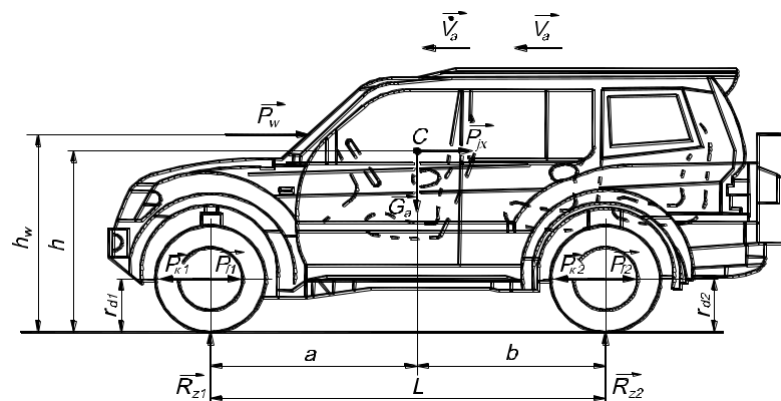
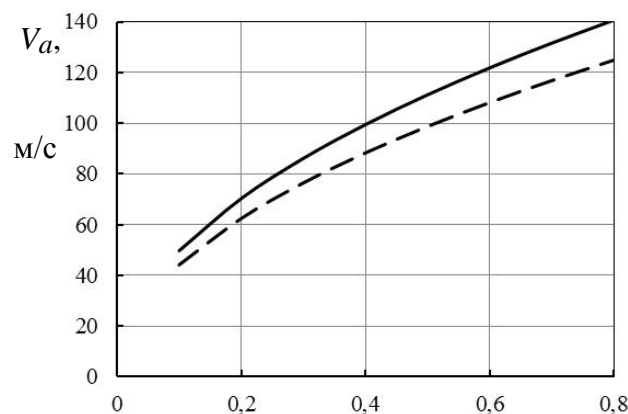


Рисунок 5.3 – Схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль у тяговому режимі руху (при розгоні)

Рівняння динаміки автомобіля відповідає виразу (5.1) з врахуванням того, що  $P_k$  – сумарна тягова сила автомобіля,

$$P_k = P_{k1} + P_{k2}, \quad (5.24)$$

де  $P_{k1}$ ;  $P_{k2}$  – сумарні тягові сили на передніх і задніх колесах.



--- при частковому завантаженні; — при повному завантаженні

Рисунок 5.4 – Залежність  $V_a$   $_{гран}(\varphi_{хmax})$  для повнопривідного легкового автомобіля Mitsubishi Pajero

Ефективна потужність двигуна, що витрачається на рух повнопривідного автомобіля при реалізації граничної за зчепленням сумарної тягової сили урахуванням поздовжнього відносного буксування ведучих коліс гранична швидкість автомобіля буде дорівнювати

$$V_{a \text{ гран}} = (1 - S_x) \cdot \omega_k \cdot r_d .$$

Приймаючи допущення того, що в повнопривідного автомобіля кутові швидкості передніх і задніх ведучих коліс узгоджені, ухвалюємо що відносне буксування передніх і задніх коліс однакове ( $S_{x1} = S_{x2} = S_x$ ). При реалізації граничних зчіпних можливостей автомобіля відносне буксування  $S_x$  дорівнює критичному  $S_{xкр}$ .

На рис. 5.5 наведені графіки залежності граничної питомої потужності автомобіля при  $V_a = V_{a \text{ гран}}$ , яка реалізується на дорогах з різним покриттям (різним  $\varphi_{x\max}$  і  $f$ ) при  $S_{xкр} = 0,2$  і  $\eta^{mp}_{заг} = 0,9$  від параметра  $k_x \cdot F/m_a$ .

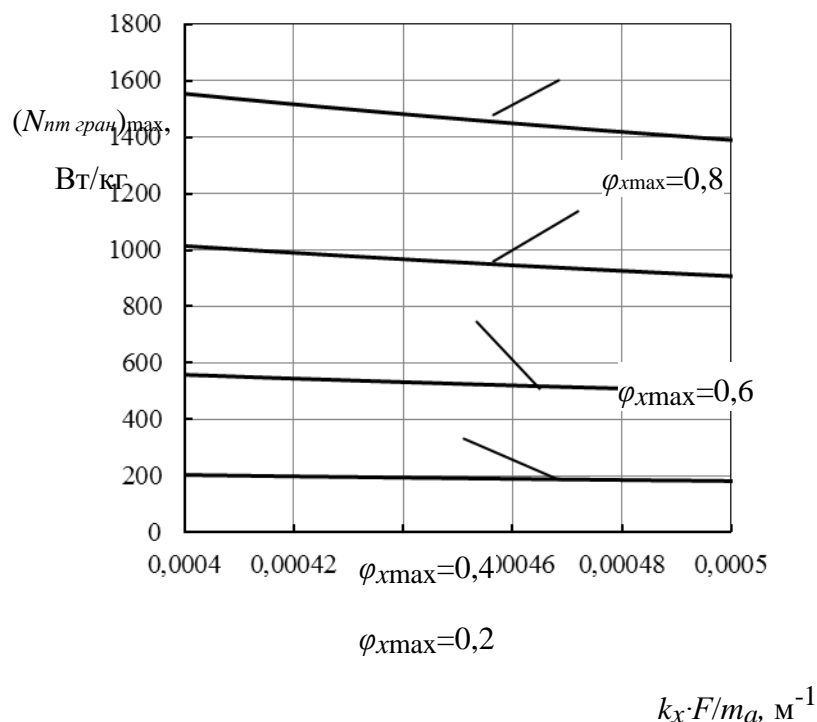


Рисунок 5.5 – Графік залежності  $(N_{ит \text{ гран}})_{\max} = F(k_x \cdot F/m_a)$

при різних значеннях  $\varphi_x \text{ max}$

5.1.4 Порівняння граничних динамічних показників передньо- і задньопривідних легкових автомобілів.

Під час проведення аналізу зроблено припущення, що параметри передньопривідного та задньопривідного автомобілів однакові. Водночас геометричні характеристики автомобілів із різними схемами приводу відрізняються. На основі обробки статистичних даних визначено координати центрів мас автомобілів різних компоновок при частковому та повному завантаженні (табл. 5.1).

При розгляді випадку часткового завантаження, підставляючи в ліву частину нерівності значення параметрів передньопривідного автомобіля, а в праву – автомобіля класичного (задньопривідного) компонування, отримуємо  $0,534 > 0,511$ , тобто умова виконується.

Таблиця 5.1 – Координати центрів мас легкових автомобілів різних компоновальних схем

Компонувальна схема автомобіля	Повне завантаження автомобіля			Часткове завантаження автомобіля		
	$a/L$	$b/L$	$h/L$	$a/L$	$b/L$	$h/L$
Передньопривідна	0,45	0,55	0,24	0,41	0,59	0,24
Класична	0,50	0,50	0,17	0,50	0,50	0,18
Задньомоторна	0,60	0,40	0,26	0,58	0,42	0,27

Таким чином, за умовами зчеплення ведучих коліс із дорожнім покриттям, передньопривідні легкові автомобілі демонструють вищі динамічні показники порівняно з автомобілями класичного компоновання при частковому завантаженні. Водночас при повному завантаженні їх динамічні характеристики виявляються нижчими за відповідні показники автомобілів класичної схеми приводу ( $\varphi_{max} = 0,8$ ;  $f = 0,014$ ;  $r_0/L = 0,13$ ).

Порівнюючи передньопривідні та задньомоторні (задньопривідні) автомобілі при частковому завантаженні, після підстановки значень із таблиці 5.1 у нерівність отримуємо: ліва частина – 0,534, права – 0,646, тобто умова не виконується. При повному завантаженні ліва частина дорівнює 0,497, а права – 0,663, і умова також не виконується. Це свідчить про те, що автомобілі задньомоторного компоновання здатні забезпечити вищі граничні значення прискорення, обмежені зчепленням ведучих коліс, порівняно як із передньопривідними, так і з автомобілями класичного компоновання.

### 5.3 Граничні динамічні показники легкових автомобілів різних компоновальних схем з урахуванням підйомної аеродинамічної сили

5.3.1 Граничні динамічні показники передньопривідних легкових автомобілів з урахуванням підйомної аеродинамічної сили.

На рис. 5.6 наведена схема сил, що діють на передньопривідний автомобіль, що рухається в режимі розгону з урахуванням дії підйомної аеродинамічної сили.

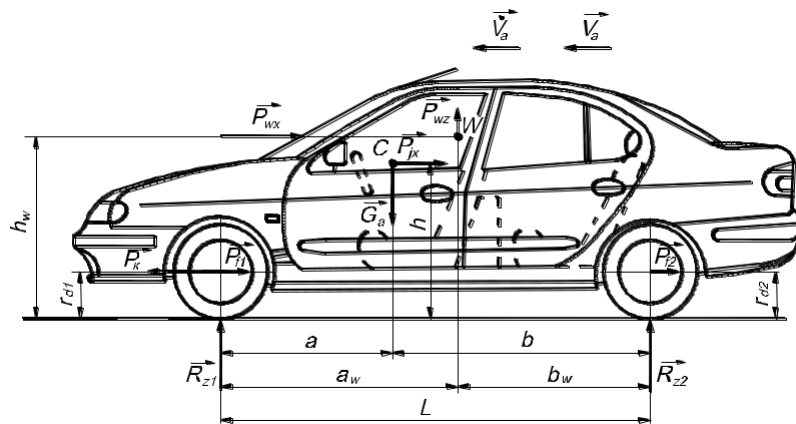


Рисунок 5.6 – Схема сил, що діють на передньопривідний автомобіль у тяговому режимі руху (при розгоні) з урахуванням підйомної аеродинамічної сили

### 5.3.2 Граничні динамічні показники повнопривідних легкових автомобілів з урахуванням підйомної аеродинамічної сили

На рис. 5.10 наведена схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль при розгоні з урахуванням дії підйомної аеродинамічної сили

Для автомобіля з повним приводом визначення сумарної тягової сили здійснюється через аналіз взаємодії коліс з дорожнім покриттям. Сумарні нормальні реакції дороги на передню та задню осі автомобіля, з урахуванням впливу підйомної аеродинамічної сили, визначаються виходячи з умови рівності нулю суми моментів усіх сил відносно обох осей.

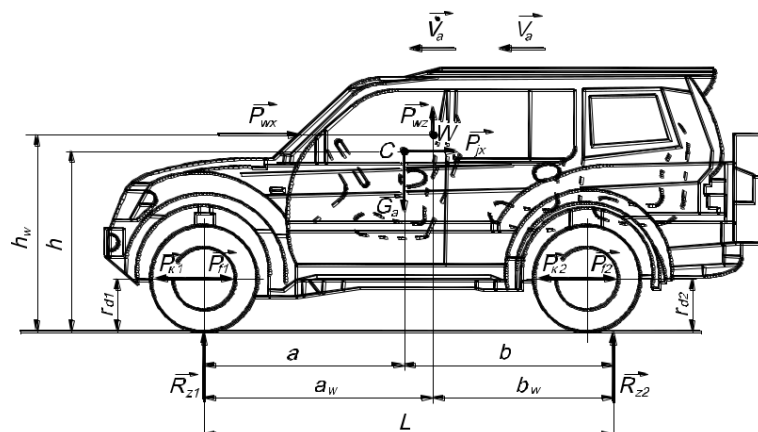


Рисунок 5.10 – Схема сил, що діють на повнопривідний автомобіль у тяговому режимі руху (при розгоні) з урахуванням підйомної аеродинамічної сили

#### **5.4. Кваліметричне оцінювання динамічних властивостей автомобіля з використанням власного індексу динамічності**

Кваліметричне оцінювання динамічних властивостей автомобіля можна проводити через аналіз ступеня реалізації його зчепних властивостей під час розгону. Для цього пропонується використовувати параметр, що отримав назву власний індекс динамічності автомобіля, який визначається як відношення граничного прискорення, що визначається потужністю двигуна, до граничного прискорення, обумовленого зчепленням ведучих коліс з дорожнім покриттям.

Власні індекси динамічності дозволяють оцінити, наскільки потенційні динамічні властивості автомобіля реалізуються під час рушання з місця та руху з будь-якою швидкістю  $V$ . Водночас виникає потреба у розробці узагальненого критерію, що дозволяє оцінювати реалізацію динамічних властивостей на широкому діапазоні швидкостей за одним інтегрованим показником.

Для цього необхідно знати:

максимальне прискорення автомобіля, обмежене зчепленням ведучих коліс з дорогою;

максимальне прискорення, що визначається потужністю двигуна залежно від швидкості руху.

Згідно з попередніми дослідженнями, граничні прискорення за умовами зчеплення ведучих коліс визначаються окремо для:

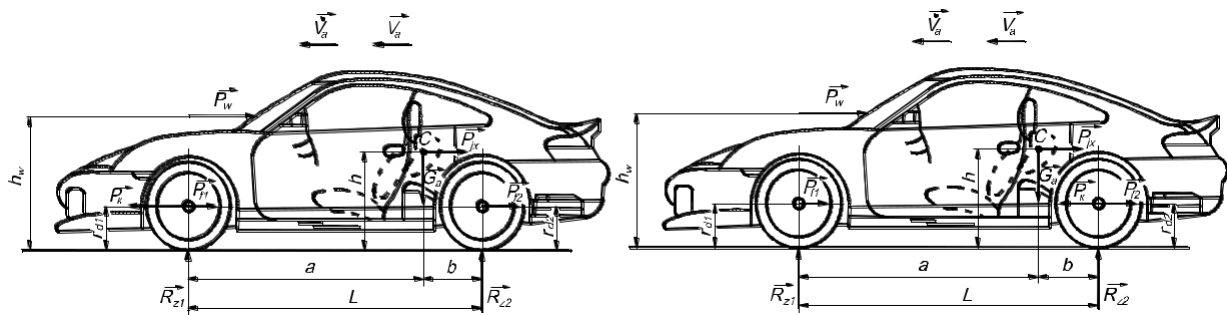
передньопривідних автомобілів (рис. 5.11 а);

задньопривідних автомобілів (рис. 5.11 б);

повнопривідних автомобілів (рис. 5.11 в).

На рис. 5.12 представлені графіки залежності граничного прискорення, що обумовлене зчепленням ведучих коліс з дорогою, від швидкості автомобіля для різних конфігурацій Porsche 995 Turbo з урахуванням їх габаритних, вагових та аеродинамічних характеристик.

Граничне прискорення автомобіля, обумовлене потужністю його двигуна, незалежно від компонування, визначається за графіком прискорень, отриманим в результаті стандартного тягово-швидкісного розрахунку автомобіля.



б – задньопривідний автомобіль; в – повнопривідний автомобіль

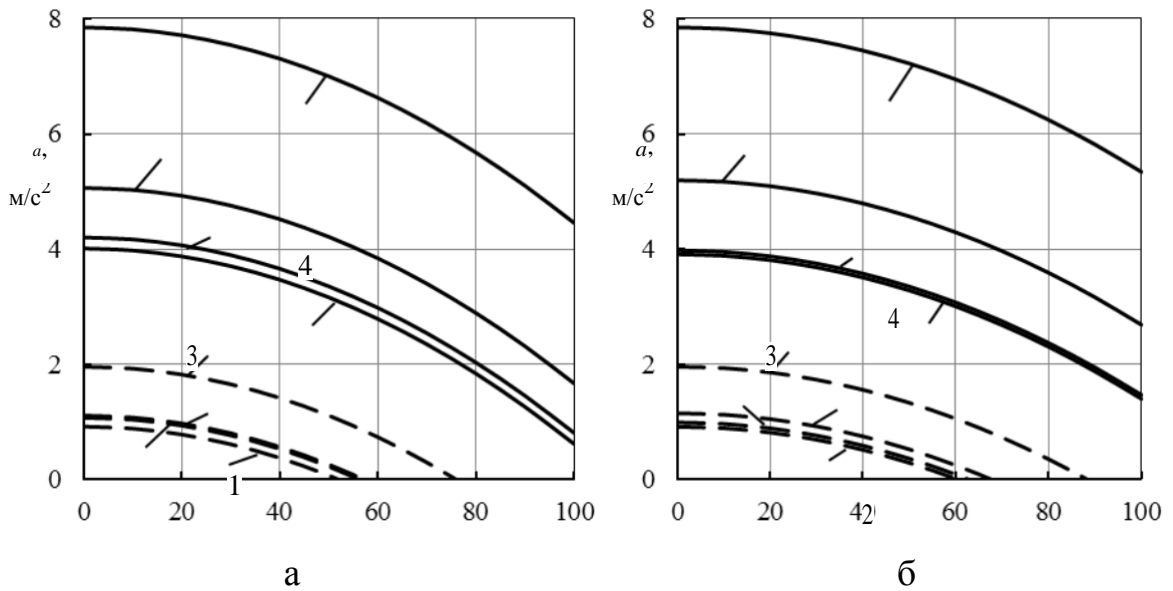
Рисунок 5.11 – Схеми сил, які діють на автомобіль,

що рухається в режимі розгону

Отримати замкнений аналітичний вираз для залежності граничного прискорення автомобіля, що визначається потужністю його двигуна, від швидкості руху без урахування вибору передачі є доволі складно. Це пов'язано з тим, що значення максимального прискорення на кожен момент руху досягається лише на тій передачі, яка забезпечує найвищу тягову силу при відповідній швидкості.

Тому під час визначення граничного прискорення автомобіля необхідно враховувати умову вибору оптимальної передачі, на якій забезпечується максимальне прискорення при поточній швидкості руху. У зв'язку з цим криву граничного прискорення розбивають на окремі ділянки, кожна з яких відповідає режиму руху на певній передачі, що забезпечує найвищу динамічність розгону (рис. 5.12).

Для спрощення подальших розрахунків криву максимального прискорення, обмеженого потужністю двигуна, було апроксимовано поліномом. У таблиці 5.2 наведені значення коефіцієнтів полінома  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , які описують цю залежність для всього діапазону швидкостей автомобіля Porsche 996.



1 – передньопривідний автомобіль; 2 – задньопривідний автомобіль класичного компонування; 3 – задньопривідний автомобіль задньомоторного компонування; 4 – повнопривідний автомобіль

\_\_\_\_\_ при  $\varphi_x = 0,8$ ; \_\_\_\_\_ при  $\varphi_x = 0,2$ ;

а – при частковому завантаженні; б – при повному завантаженні

Рисунок 5.12 – Залежності  $a_{\text{гран}}(V_a)$  при різних компоувальних схемах автомобіля

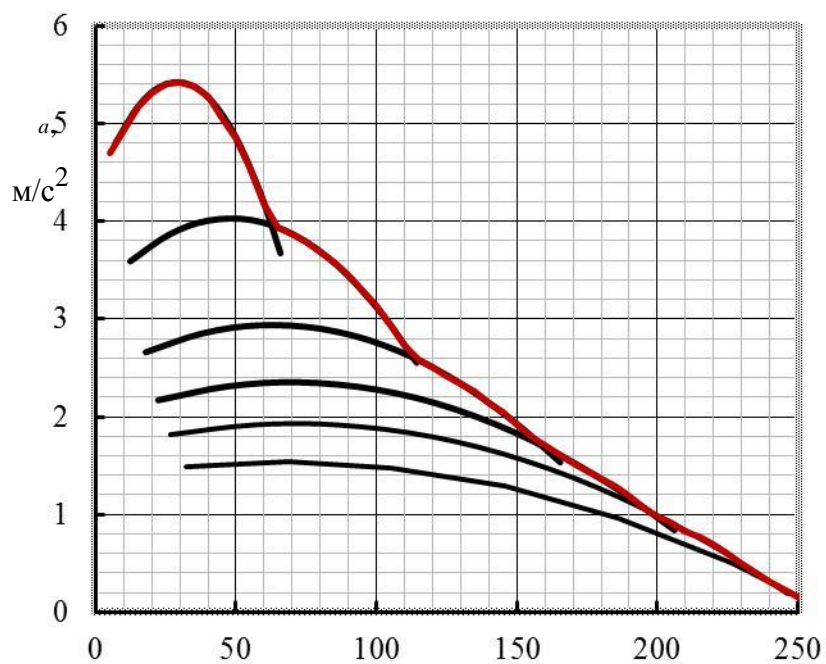
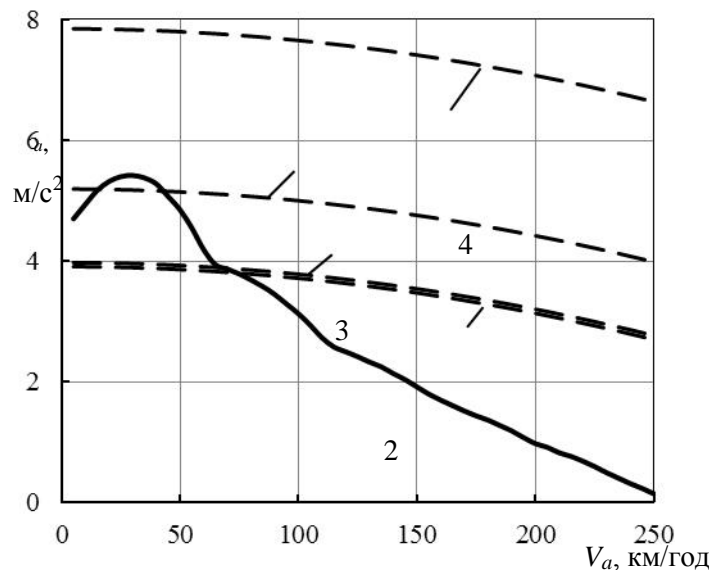


Рисунок 5.13 – Визначення граничного прискорення автомобіля Porsche 996, обумовленого потужністю його двигуна, при різних швидкостях руху

Таблиця 5.2 – Коефіцієнти апроксимуючого полінома кривої граничного прискорення, обумовленого максимальною потужністю двигуна автомобіля Porsche 996

Лінійна швидкість руху автомобіля $V_a$ , км/год	Коефіцієнти		
	$a$	$b$	$c$
7-62	-0,0013	0,0753	4,3326
62-113	-0,0003	0,0329	3,237
113-158	-0,0001	0,0171	2,3989
158-196	-0,00008	0,0113	1,9583
196-240	-0,00005	0,0081	1,6436
240-250	-0,00004	0,0055	1,3478

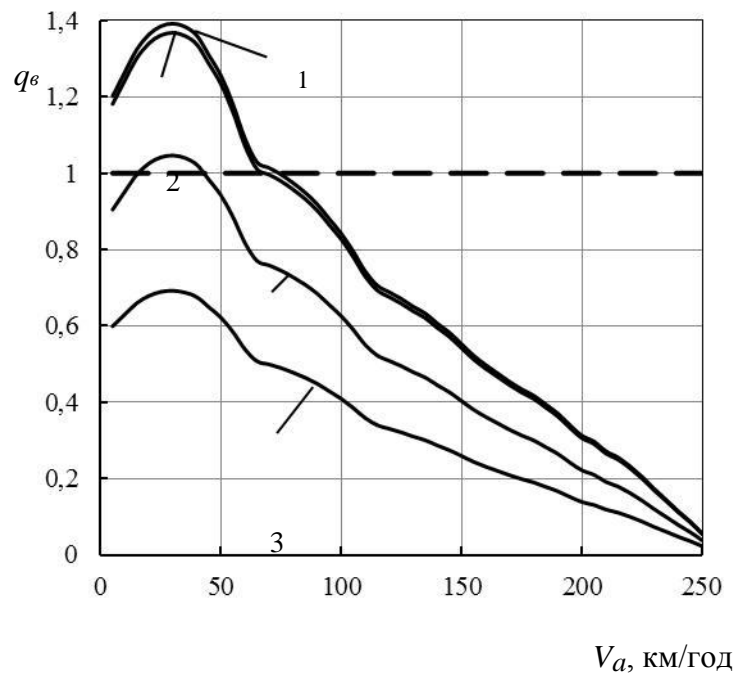
На рис. 5.14 наведені графіки залежностей граничного прискорення автомобілів різного компоновання, обумовленого зчепленням коліс із дорогою й обумовленого потужністю двигуна, від швидкості руху.



1 – передньопривідний автомобіль; 2 – задньопривідний автомобіль класичного компоновання; 3 – задньопривідний автомобіль задньомоторного компоновання; 4 – повнопривідний автомобіль  
 ————— максимальне прискорення автомобіля за умовою зчеплення коліс з дорогою при  $\varphi_x = 0,8$ ; ————— максимальне прискорення автомобіля за результатами тягового розрахунку

Рисунок 5.14 – Залежності  $a_{гран} = F(V_a)$  при різних компоновальних схемах автомобіля

На основі проведених розрахунків було сформовано графік, який ілюструє, як власний індекс динамічності змінюється зі збільшенням швидкості руху. Такий графік побудовано для трьох варіантів трансмісій — передньопривідної, задньопривідної та повнопривідної — за умови, що всі інші параметри автомобіля є однаковими (рис. 5.15).



1 – передньопривідний автомобіль; 2 – задньопривідний автомобіль класичного компоновання; 3 – задньопривідний автомобіль задньомоторного компоновання; 4 – повнопривідний автомобіль

Рисунок 5.15 – Залежності власного індексу динамічності  $q_v$  від швидкості  $V_a$  при різних компоновальних схемах автомобіля

За результатами аналізу отриманих графіків необхідно відзначити складну форму отриманих кривих. В інтервалі лінійних швидкостей автомобіля, коли власний індекс динамічності перевищує 1 ( $q_v > 1$ ) буде спостерігатися буксування ведучих коліс автомобіля.

Для більш коректної та узагальненої оцінки того, наскільки ефективно автомобіль реалізує свої потенційні динамічні можливості, запропоновано використовувати інтегральний відносний показник динамічності.

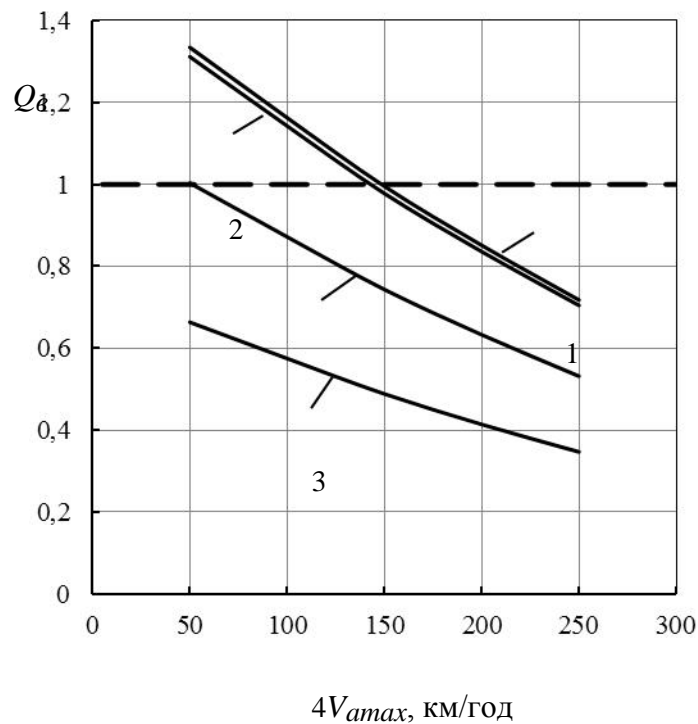
Цей показник, який також називають власним інтегральним відносним індексом динамічності, визначають як відношення площі під графіком власного індексу динамічності до величини діапазону швидкостей, в межах якого цю площу обчислюють.

Такий підхід дозволяє оцінити динамічні якості автомобіля не в окремих точках швидкості, а комплексно — з урахуванням поведінки автомобіля на всьому інтервалі його руху

$$Q_n = \frac{\int_{V_{a \min}}^{V_{a \max}} q_n \cdot dV}{V_{a \max} - V_{a \min}},$$

де  $V_{amin}$ ,  $V_{amax}$  – відповідно мінімальна і максимальна границі інтервалу швидкостей руху автомобіля.

На рис. 5.16 наведені графіки залежностей власного інтегрального відносного індексу динамічності  $Q_{\dot{v}}$  від верхньої границі інтервалу швидкостей руху автомобілів  $V_{amax}$  різного компоновання.



1 – передньопривідний автомобіль; 2 – задньопривідний автомобіль класичного компоновання; 3 – задньопривідний автомобіль задньомоторного компоновання; 4 – повнопривідний автомобіль

Рисунок 5.16 – Залежності власного інтегрального відносного індексу динамічності  $Q_{\dot{v}}$  від швидкості  $V_{amax}$  при різних компоновальних схемах автомобіля

Отже, отримане значення власного інтегрального відносного індексу динамічності дає можливість об'єктивно порівнювати граничні динамічні характеристики різних автомобілів у будь-якому вибраному діапазоні швидкостей. Це забезпечує можливість їх комплексного кваліметричного оцінювання та дозволяє визначати, наскільки повно кожен автомобіль реалізує свій потенціал динамічних властивостей під час розгону.

## Висновки за розділом

Отримані аналітичні залежності дають можливість виконувати оцінювання граничних динамічних характеристик легкових автомобілів різних компоувальних схем, обмежених умовою зчеплення ведучих коліс із дорожньою поверхнею.

Для задньопривідних легкових автомобілів при збільшенні завантаження відбувається збільшення як коефіцієнта впливу швидкості руху на граничне прискорення  $k_z$ , так і величини граничного прискорення  $a_{гран}$  на всьому протязі інтервалу зміни швидкості руху  $V_a$ , що не спостерігається для передньопривідних легкових автомобілів, у яких вплив завантаження неоднозначний. Задньомоторні (задньопривідні) автомобілі демонструють найбільші значення граничних прискорень як при частковому, так і при повному завантаженні, випереджаючи транспортні засоби інших компоувальних схем (за винятком повнопривідних авто). Натомість передньопривідні легковики за критерієм зчеплення ведучих коліс із дорогою характеризуються найнижчими граничними прискореннями порівняно з іншими типами компоування. Додатково врахування того факту, що точки прикладення тягових зусиль і сил опору коченню розташовані на осях коліс, не змінило граничні зчіпні показники повнопривідного автомобіля — зокрема значення граничного прискорення, швидкості та ефективної потужності двигуна залишилися незмінними. Визначення точок прикладення зазначених сил на осі коліс дозволило уточнити необхідний розподіл тягових сил між передніми й задніми колесами при відсутності буксування  $S_x$ . Отримані аналітичні залежності створюють основу для подальшого визначення оптимального розподілу тягових сил у режимах граничної реалізації зчіпних властивостей автомобіля. При цьому можуть бути враховані динамічні радіуси коліс, величина відносного поздовжнього буксування, характеристики дорожнього покриття, маса та геометричні параметри транспортного засобу.

Запропоновані власний та індивідуальний індекси динамічності дають змогу проводити кваліметричне оцінювання як динамічних можливостей

автомобіля, так і рівня підготовки водія під час розгону. Оцінювання здійснюється за показником ефективності використання зчіпних властивостей ведучих коліс із дорогою, що є важливою складовою інтегральної кваліметричної оцінки технічного рівня автомобіля.

## РОЗДІЛ 6

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ

### 6.1 Оцінювання похибки показань акселерометра при вимірюванні прискорень автомобіля під час руху дорогою з поздовжнім ухилом

Акселерометри призначені для вимірювання складових удаваного лінійного прискорення рухомих об'єктів уздовж осі чутливості приладу

$$\bar{a} = \bar{w} - \bar{g}, \quad (6.3)$$

де  $\bar{a}$  – удаване прискорення (спричинене дією сил негравітаційної природи);

$\bar{w}$  – вектор абсолютного прискорення;

$\bar{g}$  – вектор інтенсивності гравітаційного поля в місці знаходження акселерометра.

Чутливим компонентом акселерометра є інерційна маса, на яку під час прискореного руху корпусу приладу впливають як інерційні, так і гравітаційні сили.

Цей вимірювальний комплекс застосовується під час дорожніх експериментальних досліджень автомобілів. Під час установа акселерометра його орієнтують так, щоб вісь чутливості  $X$  збігалася з поздовжньою віссю транспортного засобу. За звичайних умов випробування проводять на рівних ділянках дороги, де вплив складової гравітаційного прискорення на показання приладу практично відсутній.

У реальних же умовах експлуатації автомобіль переважно рухається дорогами з поздовжнім ухилом. Через це показання акселерометра по осі  $X$  відрізнятимуться від істинного поздовжнього прискорення, оскільки на чутливий елемент додатково діятиме проекція сили тяжіння. Тому важливим завданням є визначення та мінімізація похибки вимірювання поздовжнього лінійного прискорення автомобіля при русі по дорогах з ухилом.

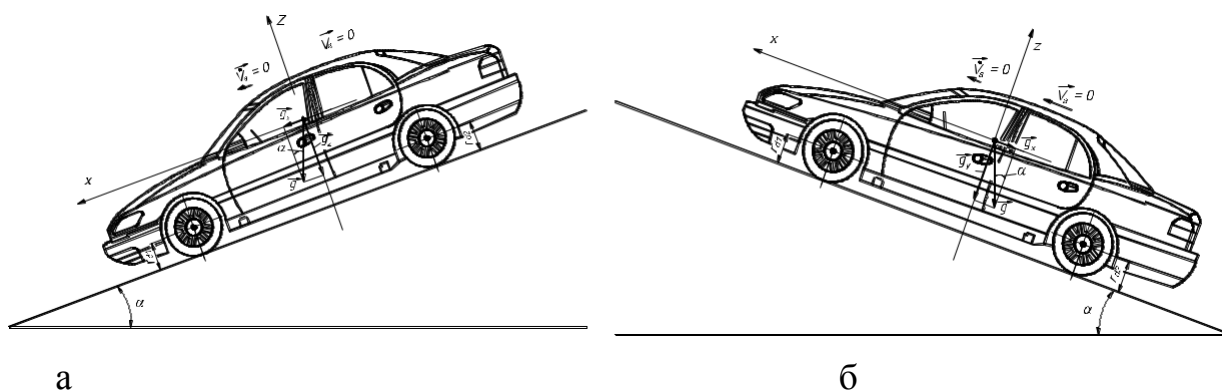
Під час розгону інерційна сила, що впливає на чутливу масу акселерометра, спрямована у бік, протилежний руху автомобіля. У результаті

прилад реєструє додатні значення прискорення вздовж осі X під час розгону та від'ємні – у фазі гальмування.

Розглянемо показання акселерометра уздовж осі чутливості X при повній зупинці автомобіля ( $V_a = 0$ ) на горизонтальній ділянці дороги і на ділянці дороги з ухилом. На горизонтальній ділянці дороги при  $V_a = 0$  акселерометр показуватиме прискорення, що дорівнює нулю, тому що інерційна сила відсутня, а вектор гравітаційного поля спрямований під кутом  $90^0$  до осі чутливості X, що нівелює його вплив. На ділянці дороги, що має ухил під кутом  $\alpha$  (рис. 6.1), при  $V_a = 0$  інерційна сила також відсутня і чутливий елемент акселерометра уздовж осі X буде фіксувати лише вплив гравітаційного поля. Тоді показання складуть

$$a_x = g \cdot \sin \alpha, \quad (6.2)$$

при цьому в світлі принципу дії акселерометра, значення  $a_x$  буде позитивним при ухилі дороги вгору ( $\alpha > 0$ ), і негативним при ухилі дороги вниз ( $\alpha < 0$ ).



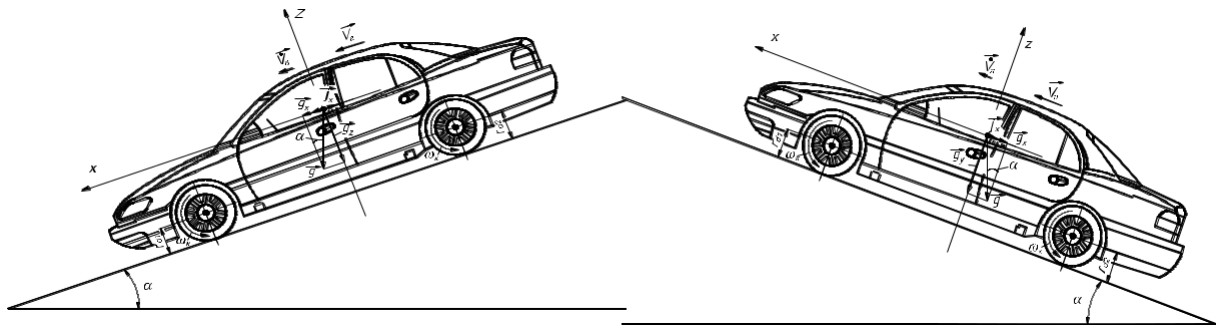
а – ухил вниз ( $\alpha < 0$ ); б – ухил вгору ( $\alpha > 0$ )

Рисунок 6.1 – Схеми прискорень, що реєструються чутливим елементом акселерометра уздовж осі X при зупинці автомобіля на ухилі

При прискореному русі автомобіля ділянкою дороги з поздовжнім ухилом  $\alpha$  (рис. 6.2), чутливий елемент акселерометра буде зазнавати впливу як сили гравітаційного поля, так і інерційної сили, спрямованої уздовж площини дороги, а отже, уздовж осі чутливості X. У цьому випадку акселерометр буде реєструвати величину прискорення, що дорівнює

$$a_x = V + g \cdot \sin \alpha, \quad (6.3)$$

де  $V_a$  – поздовжнє в площині дороги лінійне прискорення автомобіля.

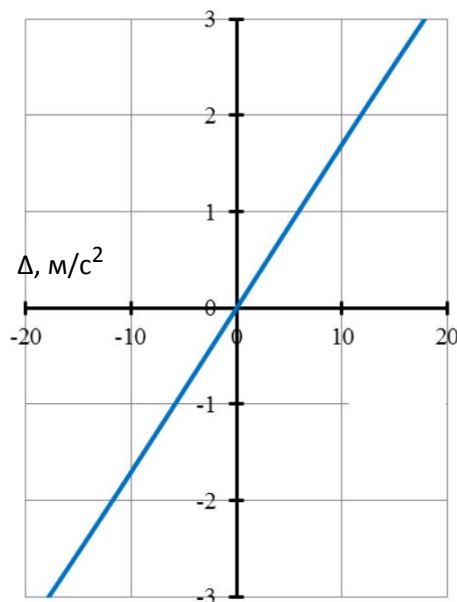


а

б

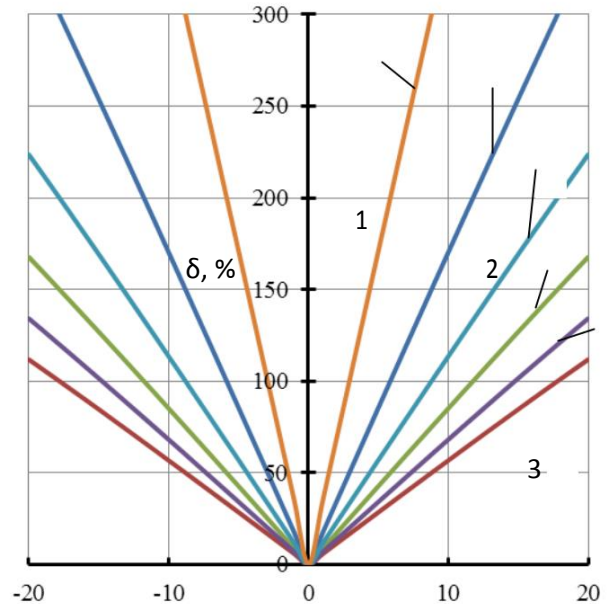
а – ухил вниз ( $\alpha < 0$ ); б – ухил вгору ( $\alpha > 0$ )

Рисунок 6.2 – Схеми прискорень, що реєструються чутливим елементом акселерометра уздовж осі X при прискореному русі автомобіля дорогою з поздовжнім ухилом



а, град

а



4

б

а – графік зміни абсолютної похибки; б – графік зміни відносної похибки; 1 - б – при  $V_a$ , що відповідно дорівнює  $\pm 0,5 \text{ м/с}^2$ ;  $\pm 1 \text{ м/с}^2$ ;  $\pm 1,5 \text{ м/с}^2$ ;  $\pm 2 \text{ м/с}^2$ ;  $\pm 2,5 \text{ м/с}^2$ ;  $\pm 3 \text{ м/с}^2$

Рисунок 6.3 – Графіки залежності абсолютної і відносної похибок визначення акселерометрами поздовжнього лінійного прискорення автомобіля при прискореному русі ділянкою дороги з поздовжнім ухилом від кута ухилу  $\alpha$  і величини фактичного прискорення  $V_a$

Навіть при куті поздовжнього ухилу дороги  $\alpha = 3^0$  і тому ж, досить високому, значенні фактичного поздовжнього лінійного прискорення автомобіля  $V_a = \pm 3 \text{ м/с}^2$ , абсолютна похибка вимірювання складе  $= \pm 0,5 \text{ м/с}^2$ , а відносна похибка –  $\delta_{\max} = 17 \%$ .

Для інтелектуальних систем управління оцінка позиції автомобіля вимагає не лише високоточних даних про його місцезнаходження, але й стабільного та надійного інформаційного забезпечення. Щоб визначити величину корекції показань акселерометра по осі чутливості X, необхідно знати кут поздовжнього нахилу дороги в кожен момент часу під час руху автомобіля. Одним із способів отримання цієї інформації є метод визначення ухилу дороги під час руху з використанням комбінованого приймача GPS/GLONASS. Системи глобального позиціонування (GPS) з відносно низькою вартістю широко застосовуються у звичайних автомобільних додатках, проте для підвищення точності, надійності та безперервності даних про місцезнаходження, а також для зменшення похибок GPS, використовуються байєсівські фільтри, які працюють на основі алгоритмів інтеграції даних від різних сенсорів.

**Експериментальне дослідження методу визначення поздовжнього ухилу дороги в процесі руху автомобіля з використанням GPS / GLONASS приймача приводиться у додатку Б.**

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У роботі узагальнено методи оцінки взаємозв'язку між динамічними та енергоперетворюючими характеристиками автомобіля, що дало змогу сформуванню концепцію вирішення наукової задачі підвищення функціональної стабільності транспортного засобу. Це, у свою чергу, дозволило отримати нові наукові результати та сформулювати практичні рекомендації.

Аналіз відомих досліджень показав відсутність сучасного системного підходу до оцінювання енергоперетворюючих властивостей автомобілів та їх взаємозв'язку з динамічними характеристиками. У контексті розвитку електромобілів, гібридних автомобілів та машин із інерційними акумуляторами енергії, термін «паливна економічність» втратив актуальність і вже не відображає сучасні потреби оцінювання енергоспоживання.

Впровадження рівнів реалізації забезпечення стабільності параметрів автомобіля, що визначають його експлуатаційні властивості, та можливість їх адаптивного коригування дає змогу здійснювати кваліметричну оцінку ступеня забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних характеристик транспортного засобу. Для більш об'єктивного оцінювання енергоперетворюючих властивостей автомобілів доцільно застосовувати показник енергетичної економічності, який визначається як відношення витрат енергії двигуна до величини нормованого шляху автомобіля. Зворотне значення цього показника відображає відстань, яку автомобіль може подолати за витрати одиниці енергії двигуна.

Нерівномірність крутильного моменту двигуна внутрішнього згорання призводить до додаткових витрат енергії під час руху автомобіля. Ці додаткові витрати пропорційні амплітуді коливань тягової сили на ведучих колесах та пройденому шляху. У роботі запропоновано нову інтерпретацію коефіцієнта корисної дії транспортного засобу, яка враховує нерівномірність крутильного моменту двигуна, та отримано аналітичний вираз для його розрахунку.

Поздовжня податливість ходової частини автомобіля під час коливань тягової сили на колесах спричиняє збільшення додаткових витрат енергії. Ці витрати зростають у міру наближення частоти коливань крутильного моменту

двигуна до частоти власних коливань ходової частини автомобіля в поздовжньому напрямку.

При проектуванні автомобілів необхідно прагнути того, щоб трансмісія автомобіля працювала в дорезонансній зоні, зі значним перевищенням частоти власних коливань  $k$  трансмісії над частотою вимушених  $\Omega_M$  коливань крутильного моменту. При відношенні  $\Omega_M^k > 4$  відношення додаткових витрат енергії  $\Delta W_s$  до витрат енергії  $W_s$  при рівномірному русі становить 0,2, при  $\Omega_M^k > 6$  – не перевищує 0,1.

Величина зміни потужності на ведучих колесах автомобіля під час розгону дозволяє оцінювати функціональну стабільність показників потужності двигуна та ККД трансмісії протягом тривалого періоду експлуатації. Експериментальні дослідження, проведені з використанням запропонованого методу визначення змін потужності на ведучих колесах, дозволили оцінити функціональну стабільність тягових характеристик автомобіля. Встановлено, що під час розгону на п'ятій передачі при швидкості 20 м/с у автомобілів ГАЗ-3309 падіння потужності на ведучих колесах склало 17 % (14,5 кВт) при пробігу 150 тис. км, що призвело до зменшення максимального прискорення з 0,611 м/с<sup>2</sup> до 0,394 м/с<sup>2</sup> (на 35 %). Для зазначеного пробігу коефіцієнт падіння потужності на ведучих колесах склав  $K_p = 0,83$ . При подальшому збільшенні пробігу спостерігається збереження тенденції до падіння потужності.

Використання методу багатоконпонентного складного руху дало змогу визначити кінематичні та динамічні параметри ведучого колеса (жорсткого та еластичного) під дією постійних та гармонійно змінних крутильних моментів. Отримані аналітичні залежності дозволяють оцінювати вплив вібраційних характеристик крутильного моменту та пружних властивостей шин на стійкість поступального руху автомобіля. При наближенні частоти колових коливань крутильного моменту до власної частоти коливань шини відбувається різке зростання відносного буксування та величини поздовжнього коефіцієнта зчеплення, що може призвести до втрати стійкості поступального руху.

Застосування кінематичного показника  $K$  контакту коліс з дорогою спрощує оцінювання втрат швидкості автомобіля, обумовлених ковзанням шини та її деформаціями в радіальному та дотичному напрямках. Виявлені залежності

коефіцієнта зчеплення від кінематичного параметра  $K$  дозволяють спростити аналіз динаміки кочення колеса. Параметр радіальної деформації колеса  $\lambda_z$ , що враховується при розрахунку кінематичного параметра  $K$ , для більшості шин нормального профілю коливається в межах від 0 до 0,4.

За результатами комп'ютерного моделювання впливу повітряного потоку на автомобіль, що рухається, встановлено, що зі збільшенням класу легкових автомобілів (від класу А до позашляховиків) із кузовом типу «хетчбек» не виявляється чітких тенденцій у зміні аеродинамічних характеристик. Вони насамперед залежать від дизайну, опрацьованого виробником. Наприклад, при однаковій швидкості руху модель автомобіля класу Е (Audi A7 Sportback) має меншу поздовжню силу аеродинамічного опору, ніж автомобілі класів С (Hyundai i30) і D (Opel Signum). Встановлення боксу на даху легкового автомобіля класу А збільшує поздовжню силу аеродинамічного опору у 1,23 раза при швидкості 40 м/с, тоді як у позашляховика цей вплив незначний.

Під час руху назустріч великогабаритному транспортному засобу (наприклад, автобусу) на автомобіль додатково впливають повітряні потоки. Їх швидкість у поздовжньому напрямку змінюється від 9 м/с до -5 м/с, у поперечному — від 9 м/с до -3 м/с. На позашляховик з боксом (Mitsubishi Pajero Wagon) поперечна сила коливається в діапазоні від 385 Н до -45 Н.

Використання частотного методу оцінювання бокової стійкості автомобіля під час руху паралельними смугами зі швидкісними великогабаритними транспортними засобами дозволило визначити умову відсутності резонансу коливань у площині дороги під дією збурених повітряних потоків. Це дає змогу запобігти потенційній загрозі «затягування» автомобіля під великий транспортний засіб.

Результати дослідження граничних динамічних показників легкових автомобілів, що враховують вплив підйомної складової аеродинамічної сили на зчеплення ведучих коліс, показали: задньомоторні автомобілі мають найвищі значення граничних прискорень як при частковому, так і при повному завантаженні; передньопривідні — найнижчі; на граничне прискорення впливають швидкість руху та завантаження: для задньопривідних автомобілів ефект більший,

для передньопривідних — менший; у повнопривідних автомобілів раціональний розподіл тягових сил між осями з урахуванням динамічних радіусів, поздовжнього буксування ведучих коліс, характеристик дороги, маси та геометрії забезпечує оптимальне використання граничних зчіпних можливостей.

Запропоновані власний та інтегральний відносний індекси динамічності автомобіля дозволяють проводити кваліметричну оцінку його динамічних властивостей за ступенем реалізації зчіпних можливостей ведучих коліс, що є складовою частиною оцінки технічного рівня транспортного засобу.

Проведені експериментальні дослідження показали можливість використання запропонованого методу оцінки динамічних властивостей автомобілів під керуванням конкретного водія з певними навичками водіння в експлуатації на будь-якому інтервалі швидкостей руху. Для автомобіля Hyundai i30 з пробігом 13780 км індивідуальний індекс динамічності  $q_i$  при русі зі швидкістю 10 м/с знижується відносно значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,76 до 0,72 (на 5 %), 0,65 (на 14 %) та 0,45 (на 41 %) при управлінні відповідно 3-м, 1-м та 2-м водіями. На інтервалі швидкостей руху 15 - 25 м/с індивідуальний інтегральний відносний індекс динамічності  $Q_i$  знизився щодо значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,66 до 0,53 (на 20 %); 0,46 (на 30 %); 0,44 (на 33 %) при управлінні відповідно 3-м, 2-м та 1-м водіями.

При проведенні дорожніх експериментальних досліджень і для забезпечення роботи бортових систем контролю технічного стану необхідно визначати масу автомобіля та поздовжній кут дорожнього полотна. Удосконалені методи оцінки цих параметрів дозволили суттєво знизити похибку їх визначення. Так, при використанні запропонованих методів, при куті ухилу дороги  $\alpha = 3^\circ$  і значенні фактичного поздовжнього лінійного прискорення автомобіля  $V_a = \pm 3 \text{ м/с}^2$ , абсолютна й відносна похибки вимірювання зменшаться у 7 разів з  $\Delta = \pm 0,5 \text{ м/с}^2$  до  $\Delta_{x\max} = \pm 0,0719 \text{ м/с}^2$  і з  $\delta_{\max} = 17 \%$  до  $\delta_{x\max} = 2,4 \%$ .

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Подригало М. А. Кваліметрія, стандартизація і уніфікація тормозного управління колісних машин: монографія / М. А. Подригало, П. Волков, Д. В. Абрамов і ін. – Харків: В-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.
2. Абрамов Д. В. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів: монографія / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало та ін. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.
3. Абрамов Д. В. Покращення тактико-технічних властивостей засобів транспорту при русі в колоні: монографія / Д. В. Абрамов, М. А. Подригало, О. С. Полянський та ін. – Х.: Національна академія НГУ, 2016. – 281 с.
4. Подригало М. А. Обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних характеристик автомобілів та бойових машин Національної гвардії України: монографія за редакцією М. А. Подригало, О. С. Полянського / М. А. Подригало, С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.
5. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2016. – №2 (28). – С. 16 - 21.
6. Подригало М. А. Аналіз і класифікація засобів вимірювання витрати палива автотракторною технікою в умовах експлуатації / А. Подригало, Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. Серія: машинобудування та транспорт. – 2011. – Вип. 122. – С. 73 - 77.
7. Подригало М. А. Определение параметров выбега автомобиля, применяемых при дальнейшем расчете мощности двигателя в процессе его движения / М. А. Подригало, Д. М. Клец, Д. В. Абрамов [та ін.] // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2011. – Вип. 29. – С. 6 - 8.
8. Абрамов Д. В. Визначення доцільності проведення позапланового технічного обслуговування автомобілів за критерієм витрат на паливо

вексплуатації / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – Вип. 25. – С 286 - 290.

9. Подригало М. А. Рациональне шиккування автомобільних колон внутрішніх військ за критерієм динамічності / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, І. Нікорчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – 2013. – Вип. 2(22). – С. 61 - 67.

10. Подригало М. А. Підвищення маневреності автомобільних колон / А. Подригало, Д. В. Абрамов, А. І. Нікорчук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник наукових праць. – 2014. – Вип. 46. – С. 416 - 420.

11. Подригало М. А. Шиккування автомобільних колон за інтегральним критерієм динамічності / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, С. А. Соколовський, А. І. Нікорчук // Системи озброєння і військова техніка: науковий журнал. – 2014. – №2 (38). – С. 130 - 136.

12. Абрамов Д. В. Визначення поточної маси автомобіля в процесі руху / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2013. – Вип. 40. – С. 41 - 43.

13. Подригало М. А. Розробка способу та бортових засобів запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону / М. А. Подригало, В. Абрамов, В. О. Тесля // Автомобільний транспорт: збірник наукових праць. – 2013. – Вип. 33. – С. 29 - 35.

14. Подригало М. А. Визначення необхідного запасу потужності двигуна в момент розгону автомобіля, що здійснює обгін / М. А. Подригало, В. Абрамов, В. О. Тесля // Вестник Харьковського Національного автомобільно-дорожного університету. Сборник научных трудов. – 2015. – Вип. 71. – С. 7 - 12.

15. Абрамов Д. В. Визначення акселерометрами абсолютного лінійного прискорення автомобіля при русі дорогою з поздовжнім ухилом / Д. В. Абрамов. Наукове забезпечення службово-бойової діяльності національної вардії України. Секція 2. Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки. Тези доповідей на VII науково-практичній конференції від 31 березня 2016 року, м. Харків: НАНГУ, 2016. – С. 4–5.

16. Подригало М. А. Визначення потужності двигуна при русі автомобіля / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Д. М. Клец [та ін.] // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей сьомої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квітня 2011 року. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011.– С. 189.

17. Абрамов Д. В. Розробка експериментального методу визначення потужності двигуна при русі автомобіля по дорозі / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей дев'ятої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 17–18 квітня 2013 року. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2013. – С. 238.

18. Абрамов Д. В. Професійна підготовка водіїв до безпечного виконання маневру обгону / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: збірник матеріалів Міжнародної науково-методичної конференції, 7–8 листопада 2013 р. – Х.: ХНАДУ, 2013. – С. 168–169.

19. Лебедев А. Т. Оцінка напрацювання машин по виконаній двигуном механічної роботи / А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов та ін. // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей восьмої наукової конференції Харківського університету повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 18–19 квітня 2012р. – Харків: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2012. – С. 220–221.

20. Абрамов Д. В. Експериментальні дослідження потужності двигуна автомобіля в дорожніх умовах / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: зб. тез доповідей V науково-практичної конференції 28 березня 2013. – Х.: Академія внутрішніх військ МВС України, 2013. – С. 99.

21. Подригало М. А. Експериментальне дослідження зміни динамічних властивостей автомобіля відповідно до його пробігу / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук, Д. В. Абрамов // Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки. Тези доповідей на VI науково-технічної

конференції від 15–18 грудня 2015 року, м. Київ/ЦНДІ ОБТ ЗС України. – К.: Видавничий дім Дмитра Бураго, 2015. – С. 172–173.

22. Подригало М. А. Визначення коефіцієнта падіння потужності автомобілів, які входять до складу військової автомобільної колони / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов, А. І. Нікорчук // Новітні технології для захисту повітряного простору. Тези доповідей дванадцятої наукової конференції Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 13–14 квітня 2016 року. – Х.:ХУПС ім. І. Кожедуба, 2016. – С. 296–297.

23. Кайдалов Р. О. Оцінка показників динамічності броньованих автомобілів при випробуваннях / Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, Г. М. Маренко, О. В. Літвінов // Тези ІХ Всеукраїнської науково-практичної конференції «Освітньо-наукове забезпечення діяльності правоохоронних органів і військових формувань України» 8 грудня 2016 р. – Хмельницький: НАДПСУ, 2016. – С. 543–544.

24. Абрамов Д. В. Визначення індексу динамічності при розгоні броньованого автомобіля під керуванням водіїв з різною кваліфікацією / Д. В. Абрамов // Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції 17 – 19 травня 2017 року. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – С. 11–13.

25. Абрамов Д. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Д. Абрамов, А. Коробко, Ю. Тарасов, А. Молодан // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму 18–19 травня 2017 року. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 87–88.

26. Абрамов Д. В. Визначення доцільності проведення позапланового технічного обслуговування автомобіля за критерієм витрат на паливо в експлуатації / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів та двигунів: матеріали міжнародної конференції НТУ, 5–9 червня 2012р. – Київ, 2012. – С. 286–290.

27. Абрамов Д. В. Оцінювання енергетичної економічності автомобілів за показниками питомого споживання енергії при його русі / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей тринадцятої наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 12–13 квітня 2017 року. – Х.:ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2017. – С. 345–346.

28. Абрамов Д. В. Загальний підхід до дослідження руху колеса автомобіля у тяговому режимі з урахуванням коливань крутильного моменту, зумовлених організацією робочого процесу двигуна внутрішнього згорання / В. Абрамов, М. А. Подригало // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення військових формувань та правоохоронних органів» 26 жовтня 2017 р. – Х.: НАНГУ, 2017. – С. 10–11.

29. Абрамов Д. В., Подригало М. А. Рух колеса автомобіля у тяговому режимі навантаженого крутним моментом, що коливається / Д. В. Абрамов, М. А. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей чотирнадцятої наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 11–12 квітня 2018 року. – Х.:ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2018. – С. 338.

30. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Мостова А. М., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

31. Пат. 80214 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації без попереднього проведення його вибігу / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2012 07283; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

32. Пат. 86134 Україна, МПК G08G 1/16, B60W 30/08. Система запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону / Подригало М. А., Абрамов

Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2013 09325; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23.

33. Пат. 86133 Україна, МПК G08G 1/16, B60W 30/08. Спосіб запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2013 09323; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23.

34. Пат. 92259 Україна, МПК G01G 19/03, B60W 40/12, B60W 40/13. Спосіб визначення повної маси автомобіля та маси вантажу в процесі руху / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2014 01854; заявл. 25.02.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. № 15.

35. Пат. 101997 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації / Абрамов Д. В., Кайдалов Р. О., Коробко А. І., Нікорчук А. І., Подригало М. А., Тарасов Ю.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.

36. Пат. 102155 Україна, МПК B60B 15/00, G01M 17/02, G01N 19/02. Спосіб визначення параметрів контакту колеса автомобіля з дорогою / Подригало М. А., Абдулгасіс У. А., Абрамов Д. В., Абдулгасіс А. У., Феватов С. А.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 201413703; заявл. 22.12.2014; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20.

37. Пат. 106039 Україна, МПК G01P 15/00, G01P 3/00. Система для вимірювання параметрів руху рухомих об'єктів / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Оліярник Б. О., Власюк П. С.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 201510857; заявл. 06.11.2015; опубл. 11.04.2016, Бюл. № 7.

38. Артёмов М. П. Підвищення стабільності руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 "Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / М.П. Артёмов. – Харків, 2006. – 20с.

39. Волох В. О. Підвищення функціональної стабільності гідроприводу коробки передач трактора з переключенням на ходу при виконанні основних технологічних операцій: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва, 05.22.02. «Автомобілі та трактори» / В. О. Волох. – Харків, 1996. – 26 с.

40. Бажинов О. В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, В. Я. Дзадненко – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 236 с.

41. Бажинов О. В. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, А. В. Гнашов, А. В. Колесніков. – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 327 с.

42. Абдулгасіс А. У. Вплив нестабільності характеристик шин на нерівномірність їхнього навантаження і стійкість руху автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / А. У. Абдулгасіс. – Харків, 2011. – 20 с.

43. Назарько О. О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів в тяговому режимі руху: автореф. дис. На здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / О. О. Назарько. – Харків, 2013. – 20 с.

44. А. Подригало, А. В. Кот // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012. – Вип. 124. – Том 2. – С. 43 – 48.

45. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

46. Патент 74349 Україна МПК G08G 1/16, G01S 17/93 Спосіб запобігання зіткненням автомобілів / Пабат А. І., Кирєєв В. П., Яловий О. В.; заявник і патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № u 2012 04280; заявл. 06.04.12; опубл. 25.10.12.

47. Тесля В. О. Підвищення безпеки використання автомобілів шляхом удосконалення методів оцінювання динамічних і енергетичних характеристик:

Дис. на здобуття наук. ступеня кандидата техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / В. О. Тесля. – Харків, 2015. – 192 с.

48. Коробко А. Підвищення точності вимірювання параметрів руху автомобіля у процесі динамічних випробувань / М. Подригало, А. Коробко, Клец, О. Назарько, В. Гацько // Метрологія та прилади. Науково-виробничий журнал. – 2010. – № 3. – С. 49 - 52.

49. Методичні рекомендації до виконання та оформлення дипломних робіт для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, С.П. Комарніцький. За ред. В.І. Дуганця. – Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. - 52с.