

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Тарасов Юрій Володимирович

УДК 629.3.015+629.3.016

ДИСЕРТАЦІЯ
НАУКОВІ ОСНОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ПРОЄКТУВАННІ ТА
МОДЕРНІЗАЦІЇ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело _____ Ю. В. Тарасов

Науковий консультант Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (274 – Автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харків, 2021.

На сьогоднішній день недостатньо уваги приділено питанню формування потрібних показників динамічних властивостей автотранспортних засобів на стадії проектування. Крім того, існуючі методи та методики різного виду випробувань не враховують розвиток конструкцій та тенденцій росту вимог суспільства до показників динамічних властивостей автомобілів. Рівень відповідності динамічних властивостей вимогам суспільства визначає технічний рівень якості та конкурентоздатність автотранспортних засобів (АТЗ).

Виникає необхідність розробки теоретичної бази для створення методів і засобів забезпечення високого технічного рівня АТЗ на етапі проектування, під час випробувань у процесі постановки на виробництво та за тривалої експлуатації. За тривалої експлуатації вкрай важливою є інформація про зміну показників динамічних властивостей унаслідок функціональної та параметричної нестабільності АТЗ. Саме тому вирішення проблеми підвищення показників динамічних властивостей та забезпечення їхньої стабільності за тривалої експлуатації є актуальною науково-технічною проблемою, що впливає на технічний рівень АТЗ.

Мета дослідження – розробка наукових основ забезпечення високих показників динамічних (функціональних) властивостей АТЗ, шляхом їхнього визначення на етапі проектування, під час проведення випробувань та за тривалої експлуатації.

Об'єкт дослідження – динамічні характеристики автомобіля, їхні показники та критерії оцінки.

Предмет дослідження – визначення напрямків поліпшення показників та критеріїв динамічних властивостей автомобілів на основі прогнозування їх зміни та вдосконалення методів випробувань на етапах постановки на виробництво та за тривалої експлуатації.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів прогнозування вимог до динамічних характеристик АТЗ на попередньому етапі їхнього проектування, під час випробувань на етапі впровадження у виробництво та в перебізі тривалої експлуатації.

При цьому *вперше*:

- запропоновано метод оцінки функціональної та параметричної стабільності динамічних властивостей АТЗ за тривалої експлуатації;
- для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання за пробігом параметрів, що характеризують динамічні властивості;
- визначено взаємозв'язок між відносним підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля після його модернізації в процесі виробництва та потрібним відносним збільшенням максимальної потужності двигуна за змінного коефіцієнта лобового аеродинамічного опору;
- визначено вплив аеродинамічних характеристик на показники енергетичної ефективності автомобіля.

Удосконалено:

- метод визначення аеродинамічних параметрів автомобіля за вибігу в дорожніх умовах, що, на відміну від відомих, дозволило уточнити взаємозв'язок між формою кузова легкового автомобіля та коефіцієнтом лобового аеродинамічного опору;

– ймовірнісний метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення.

Дістав подальший розвиток метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії під час визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування.

Нормативи ефективності динамічних властивостей АТЗ є вираженням вимоги суспільства на даному часовому етапі, що зафіксовані у відповідних документах (стандартах, технічних умовах або регламентах). Правильний вибір значень нормативних показників, термінів їх дії сприяє підвищенню конкурентоспроможності автомобілів на світовому ринку. Маючи основні характеристики, гальмівні властивості АТЗ і показників токсичності вихлопних газів ДВЗ, можна враховувати в технічному завданні на проектування і в технічних умовах на виробництво автомобілів такі значення показників, які будуть задовольняти суспільство не тільки на період випуску даної моделі автомобіля, але і на період її експлуатації.

В існуючій класифікації основних властивостей автомобіля не враховані всі властивості, що характеризують ефективність його використання. Недоліки класифікацій призводять до помилок при виборі показників і нормативів функціональних властивостей АТЗ. Застосування недосконалих (застарілих) нормативів для управління технічним станом автотранспортних засобів завдає шкоди позиціям в зв'язку з необґрунтованим підвищенням витрат під час несвоєчасному технічному обслуговуванні (ТО) і ремонті. Розроблена класифікація, в якій автомобіль характеризується функціональними (динамічними) властивостями і визначається стійкістю і керованістю. Всі інші властивості тільки забезпечують стійкість і керованість.

Причиною появи масових відмов автомобілів в експлуатації є недосконалість методів і методик проведення випробувань на різних етапах створення машин. Відсутні науково-обґрунтовані показники і критерії, що

характеризують зміну параметрів технічного стану автомобілів в експлуатації. Якщо при постановці на виробництво автомобіль проходить різного виду випробування, що підтверджують його відповідність технічним умовам, то в експлуатації проводиться тільки діагностика вузлів і агрегатів без оцінки показників експлуатаційних властивостей автомобілів в цілому. Необхідні контрольні випробування автомобілів на різних етапах їх експлуатації (при різних напрацюваннях). Тому в роботі запропоновано для оцінки стабільності роботи (функціонування) автомобілів введення нового виду випробувань – випробувань на стабільність функціонування.

Проблема зміни характеристик системи через зміни її параметрів називається проблемою чутливості. Запропонований метод оцінки функціональної стабільності за результатами контрольних випробувань автомобілів, та введене поняття – ступінь чутливості прискорення автомобіля S (параметр динамічності автомобіля) до зміни потужності двигуна.

Під час експлуатації відбуваються зміни показників функціональних властивостей, які впливають на стійкість, керованість (динамічні властивості) колісних машин. Забезпечення високого технічного рівня і безпеки використання автомобілів можливо при введенні нового виду контрольних випробувань в умовах експлуатації - контрольних випробувань на стабільність функціонування. Запропоновано в роботі показник стабільності функціонування SFn , який повинен відноситися до основних оціночних характеристик автомобіля, що знаходиться в експлуатації.

На етапі попереднього проєктування автомобілів визначення максимальної ефективної потужності двигуна здійснюється за традиційними залежностями. Однак, використання зазначеної залежності на початковому етапі створення АТЗ пов'язане з рядом труднощів: відсутністю інформації про параметри аеродинамічного опору ще не створеного автомобіля та відсутністю інформації про втрати енергії в трансмісії, підвісці і шинах, що виражається величиною коефіцієнта корисної дії автомобіля, який на сьогодні враховує тільки втрати в трансмісії. Запропонований метод дозволяє

на етапі попереднього проектування прогнозувати максимальну конструктивну швидкість і питому потужність легкових автомобілів.

Відомо, що підвищити початкове прискорення за умови рушанні автомобіля з місця можна за рахунок збільшення передавального відношення трансмісії на нижчій передачі. Цей показник не пов'язаний з питомою потужністю двигуна. Тому для прогнозування підвищення показників динамічних властивостей необхідно визначити взаємозв'язок між питомою потужністю і індексом динамічності автомобіля. Отримані аналітичні вирази дозволяють прогнозувати на етапі попереднього проектування показники динамічних властивостей легкових автомобілів. Визначено взаємозв'язки між питомою потужністю $N_{\text{пит}}$ і індексом динамічності q автомобіля, що дозволяє прогнозувати вимоги суспільства до максимальних початкових прискорень за умови рушанні з місця.

Постійно необхідно враховувати зміну вимог суспільства до гальмівних властивостей в процесі розвитку конструкцій автомобілів. Запропонований метод прогнозування вимог суспільства до показників гальмівних властивостей легкових автомобілів на етапі попереднього проектування дозволяє зберегти їх високий технічний рівень на період проектування, виробництва і терміну служби виробу.

Зростання вимог до гальмових властивостей автотранспортних засобів є об'єктивним і безперервним процесом. Формалізація цих вимог здійснюється законодавчо на кожному етапі розвитку конструкцій автотранспортних засобів. Запропонований для оцінки рівня вимог суспільства до гальмівних властивостей автомобілів показник – коефіцієнт гальмівної динамічності $q_{\text{гальм}}$ дозволив визначити для АТЗ категорії M_1 , що при сьогоdnішніх вимогах суспільства його величина близька до одиниці. Це означає, що при подальшому посиленні вимог нормативних документів величина їх зміни буде порівняна з похибкою вимірювань при гальмівних випробуваннях.

Найбільш важливим фактором, що визначає енергетичну навантаженість і енергетичну ефективність автотранспортних засобів, є аеродинамічний опір руху. Тому в роботі запропоновано уточнення розрахунку параметрів аеродинамічного опору руху, яке дозволило уточнити взаємозв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і максимальною кінетичною енергією усталеного поступального руху автомобіля, також було виявлено що зі збільшенням швидкості руху автомобіля показник, який характеризує зв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і кінетичною енергією автомобіля монотонно зменшується в діапазоні реальних швидкостей руху.

Момент інерції автомобіля відносно вертикальної вісі чинить суттєвий вплив на керованість і стійкість останнього. Проте, визначення моменту інерції відносно вертикальної вісі на етапі проектування автомобіля не має достатньої точності, а на етапі виготовлення дослідних зразків вимагає розробки складного випробувального стендового устаткування. В результаті проведеного дослідження запропонована уточнена формула для розрахунку на етапі проектування радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі.

Для забезпечення безпеки руху необхідно або проводити контрольні динамічні випробування автомобілів на функціональну стабільність, або здійснювати оцінку динаміки зміни контрольних параметрів в процесі експлуатації за допомогою бортового вимірювального комплексу. В роботі запропоновано застосувати метод парціальних прискорень для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля. Зміни величини парціальних прискорень в процесі експлуатації можуть бути показниками параметричної стабільності динамічних властивостей автомобіля. Швидкість зміни величин парціальних прискорень по пробігу машини може нормуватися при оцінці зазначеної стабільності динамічних властивостей. Швидкість падіння величини максимального прискорення автомобіля по пробігу може бути показником функціональної стабільності його динамічних властивостей і також нормуватися.

Для оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей автотранспортних засобів необхідно регламентувати не тільки нормативні показники ефективності гальмування нових машин і машин, що знаходяться в експлуатації, але і швидкість їхньої зміни в функціях пробігу. В роботі запропоновано для оцінки показників гальмівних властивостей АТЗ, які вступають в експлуатацію і АТЗ, що знаходяться в експлуатації, використовувати різні нормативи. Для нових автомобілів необхідно створити запас на нестабільність усталеного уповільнення, що поступово витрачається в процесі експлуатації зважаючи на погіршення технічного стану. Запропоновано показники середньої за термін служби автомобіля швидкості падіння усталеного уповільнення і відносного падіння усталеного уповільнення за цей же термін, які можуть використовуватися для нормування стабільності гальмівних властивостей АТЗ.

При сталому режимі руху колінчастого валу з циклічно мінливим крутним моментом і кутовою швидкістю частина потужності втрачається на гальмування і подальший розгін обертових і поступально рухомих мас самого двигуна. Нерівномірність ходу залежить від величини наведених до колінчастого валу двигуна моментів інерції обертових мас трансмісії і поступально рухомих мас автотранспортних засобів. Забезпечення необхідної нерівномірності ходу досягається, як правило, вибором моменту інерції маховика, частка якого в інерційності рухомих мас перевищує 80%. Однак, збільшення інерційності рухомих мас погіршує динамічні якості двигуна і машини, а для транспортного засобу збільшує витрату палива і викиди токсичних компонентів під час розгону. Цей фактор під час існуючих методах визначення потужності двигунів автотранспортних засобів на стендах не враховується. В роботі запропоновано удосконалену методика і засоби стендових випробувань моторно-трансмісійних установок на стенді. А саме – стенд для визначення ефективної потужності двигуна, який моделює не тільки навантажувальний момент на колінчастому валу але і наведену масу автотранспортного засобу, а отже, і нерівномірність ходу валу двигуна,

що відповідає реальній нерівномірності для умов його експлуатації. Оснащення стенду для випробувань трансмісії автомобілів електродвигуном може змінювати кут свого розташування відносно поздовжньої вісі об'єкта випробувань (коробки передач) та дозволяє отримувати достовірну інформацію про показники вібростійкості коробки передач і інших агрегатів трансмісії при коливаннях крутного моменту двигуна.

Розроблений стенд для визначення моменту інерції щодо вертикальної вісі дозволяє на стадії проєктування і підготовки виробництва більш точно здійснити оцінку стійкості і керованості автомобіля.

Розроблений універсальний інерційний стенд для випробувань гальмівних механізмів легкових автомобілів, в якому були вирішені наступні завдання: накопичення енергії, необхідної для імітації роботи гальмівного механізму не розвиваючи великих кутових швидкостей інерційної маси; розширення ряду випробовуваних транспортних засобів. Наслідком рішення зазначених завдань з'явилася принципово нове компонування універсального інерційного стенду.

Уточнена формула для розрахунку радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі на етапі попереднього проєктування дозволила у порівнянні з відомими методиками зменшити похибку від 21-27% до 5%. Це дало можливість зменшити похибку визначення моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі від 46-61% до 10%.

Запропонований метод оцінки пристосованості автомобіля, що серійно випускається, до модернізації шляхом збільшення ефективної потужності двигуна був використаний у навчальному процесі в ХНАДУ, у матеріалах методичних розробок з лекцій і практичних занять з навчальних дисциплін, що дозволило підвищити якість підготовки фахівців, поглибити знання слухачів та аспірантів в галузі автомобільного транспорту, підвищити ефективність наукового супроводження проєктування та експлуатації автомобільної техніки.

Крім того, основні положення дисертаційної роботи прийняті до

впровадження на таких підприємствах та в організаціях: ПАТ "АвтоКрАЗ", ПрАТ "Спецбудмаш", АТ "Харківський тракторний завод", ННЦ "УМЕСГ", ДП "ХЗСМ".

Ключові слова: автомобіль, динамічність, функціональна стабільність, якість, випробування, прогнозування, енергія, аеродинамічні характеристики.

Список публікацій здобувача.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М. А. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин: монография / М. А. Подригало, В. П. Волков, Ю. В. Тарасов и др. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.
2. 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, Ю. В. Тарасов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.
3. Тарасов Ю. В. Результаты дорожных испытаний легковых автомобилей с различными сочетаниями тормозных накладок на передней и задней оси / Ю.В. Тарасов, В. Н. Павленко // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – 2007. – № 60. – С. 195-201.
4. Тарасов Ю. В. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, М. В. Байцур, Д. М. Клец // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник. – 2008. – №2(7). – С. 5–13.
5. Тарасов Ю. В. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, Д. М. Клец // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – Выпуск 16 – С. 61–64.
6. Тарасов Ю. В. Статистичний аналіз коефіцієнтів стабільності гальмівних механізмів легкових автомобілів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 2. – С. 28–31.

7. Тарасов Ю. В. Квалиметрия тормозных свойств легкового автомобиля второго класса с различными тормозными накладками на диагностической станции ПДС-Л / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Ю. В. Горбик, В. А. Зуев, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – №5 (159) Частина 1. – С. 280–285.

8. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Автомобильный транспорт. – 2011. – Выпуск 29. – С. 114–116.

9. Тарасов Ю. В. Достижение достоверности результатов испытаний пар трения тормозных механизмов / М. А. Подригало, В. С. Шеин, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2011. – №1. – С. 128–132.

10. Тарасов Ю. В. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – 2012. – №1. – С. 59–64.

11. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2013. – Выпуск 40 – С. 33–37.

12. Тарасов Ю. В. Оцінювання придатності (валідація) випробувального устаткування / Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, А. І. Коробко, О. С. Костенко, Ю. А. Радченко // Метрологія та прилади, Науково-виробничий журнал. – 2014. – № 3. – С. 48–55.

13. Тарасов Ю. В. Совершенствование требований к качеству автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, С. А. Соколовский. // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України – 2014. – № 2(24) – С. 5 – 8.

14. Тарасов Ю. В. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, В. М. Ефимчук // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: Вестник НТУ «ХПИ». – 2015 № 10. – С. 28–37.

15. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений при оценке энергонагруженности тормозов в процессе дорожных испытаний / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенко – 2015. – № 60 – С. 575 – 581.

16. Тарасов Ю. В. Применение линейных акселерометров для оценки динамических свойств при испытаниях автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Труды Таврического государственного агротехнологического университета. – Вып.4. – 2015. – С. 44 – 51.

17. Тарасов Ю. В. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, А. И. Коробко, Р. О. Кайдалов, А. И. Никорчук // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – № 60. – С. 20 – 31.

18. Тарасов Ю. В. Определение предельных нормативных показателей тормозной динамичности транспортных средств / Ю. В. Тарасов // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. - Полтава, ПолтНТУ, 2016. – Вип. 2(47). - С. 37–44.

19. Тарасов Ю. В. Energy assessment of the dynamism and economy of cars / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Д. М. Клец, Н. М. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов, В. И. Гацько, А. С. Мазин, А. В. Литвинов, М. В. Барун // - "Восточно-Европейский журнал передовых технологий" № 5/7 (89) 2017 –с. 58–64. (Scopus).

20. Тарасов Ю. В. Вдосконалення класифікації видів випробувань колісних машин/ Ю. В. Тарасов //Науковий журнал Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів –Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенко, 2017. – Вип. 10. – С. 76–80.

21. Тарасов Ю. В. Development of the method for estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, А. И. Коробко, Е. А. Дубинин, М. В. Байцур // - Journal of engineering sciences – Суми, СумДУ, 2017. – Вип. 4. – С. 12–16.

22. Yu. Tarasov. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile/ М. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov / Eastern-european journal of enterprise technologies. –Kh.: Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. –1/7(91). PP. 62–70. (Scopus).

23. Тарасов Ю. В. Улучшение качества автомобилей совершенствованием методов их испытаний / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, И. А. Радченко // Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2018. – № 75. – С. 40-48.

24. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.– Луцьк: Луцький НТУ, 2019.–№1(12).–С. 211-216

25. Тарасов Ю. В. Энергетическая эффективность автомобилей и методы ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин, И. А. Радченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 15. – С. 236-248.

26. Тарасов Ю. В. Оценка управляемости полноприводного автомобиля при установившемся повороте / М. А. Подригало, А. А. Кашканов, А. А. Морозов, Ю. В. Тарасов, Н. Н. Потапов, В. М. Биша // «Вісник Машинобудування та транспорту» (ВНТУ). – 2019. – Випуск 2(10). – С. 81–88.

27. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Літвінов О. В, Кудімов С. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І. Удосконалення методу експериментально-теоретичного визначення параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля. /Наукове видання. Збірник наукових праць НАНГУ. – 2019– Вип. 1 (33). – С. 20–30.

28. Тарасов Ю. В. Определение показателей и критериев функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Автомобильный транспорт. – 2019. – Выпуск 45. – С. 114–116.

29. Тарасов Ю. В. Прогнозирование требований к эффективности торможения автомобилей/ Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Е. М. Гецович // – «Вісник сумського національного аграрного університету» – Суми, СНАУ, 2019. - Вип. 2(36).– С. 37–41.

30. Yu. Tarasov. Improvement of the method for assessing the energy load of vehicle/ М. Podrigalo , D. Abramov, Yu. Tarasov, M. Kholodov // Proceedings of International Scientific Conference «Current Problems of Transport 2019»–Т.: Current Problems of Transport 2019, 2019. –1/7(91). PP. 63-70. (Web of Science Core Collection).

31. Тарасов Ю. В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України– 2019. – № 2(24) – С. 29 – 34.

32. Тарасов Ю. В. Оцінка питомої потужності двигуна при проектуванні автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, О. С. Драгун, І. А. Радченко, С. С. Лукашенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2020. – Вип. 15. – С. 236-243.

33. Yu. Tarasov. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / М. Podrigalo, I. Gritsuk, D. Klets, O. Sirgiyenko, O. Soloviov, V. Hatsko, M. Baitсур, Yu. Tarasov, N. Bulgakov,

A. Golovan, V. Savchuk, A. Ahieiev, T. Bilousova // I. et al SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018 , doi: 10.4271/2018-01-1881. (Scopus).

34. Yu. Tarasov. The improvement brake`s qualities of the car by developing the method of the choosing frictional pairs of the brakes mechanisms / M. Podrigalo, M. Kholodov, D. Klets, A. Turenko, V. Bogomolov, V. Hatsko, A. Molodan, Yu. Tarasov, V. Rudzinskiy, M. Alokxa, // I. et al SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019 , doi: 10.4271/2019-01-2145. (Scopus).

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

35. Тарасов Ю. В. Новое в теории торможения автомобилей и тракторов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. В. Байцур, В. И. Назаров, М. П. Холодов, В. С. Шеин // Сборник научных материалов Международной очно-дистанционной научно-практической конференции «Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов», 18-20 апреля 2012 г. – Сургут 2012. – С. 60.

36. Тарасов Ю. В. Классификация стендов для испытания сменных тормозных колодок в сборе / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту»: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих учених, 17-19 травня 2011р. – Севастополь, 2011. – С. 48–49.

37. Тарасов Ю. В. Определение составляющих энергетического баланса автомобиля при торможении / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : всеукраїнська науково-практична конференція. – Донецьк, 2011.– С. 31.

38. Тарасов Ю. В. Оцінка енергонавантажності гальмівних механізмів / М. А. Подригало, Ю. В.Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей V-ої науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ» Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 15-17 травня 2012 р. – Львів 2012 р. – С. 65.

39. Тарасов Ю. В. Оценка повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : II всеукраїнська науково-практична конференція. 18-19 вересня 2013 р. – Донецьк, 2013. – С. 47–49.

40. Тарасов Ю. В. Влияние фрикционной нестабильности колодок передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» : матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. 16-17 квітня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 148–149.

41. Тарасов Ю. В. Підвищення точності випробувань на ефективність гальмівними механізмами колісних машин / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України»: п'ята науково-практична конференція Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 року : тези доповідей. – Харків, 2013. – С. 97–98.

42. Тарасов Ю. В. Оцінка впливу точності вимірювання швидкості і маси автомобіля на точність непрямих вимірювань енергії, що поглинається гальмами / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту": матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 116-118.

43. Тарасов Ю. В. Підвищення надійності військової техніки шляхом оцінки придатності методів сертифікаційних випробувань / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, М. С. Гулина // Збірник матеріалів наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору» : наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. І. Кожедуба, 8-9 квітня 2015 року : тези доповідей. – Харків, 2015. – С. 514.

44. Тарасов Ю. В. Випробувальний стенд для визначення нерівномірності крутного моменту моторно-трансмісійної установки автотранспортного засобу / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “ Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки ” 30 березня 2017 року : тези доповідей. – НАНГУ, – Харків, 2017. – С. 57-59

45. Тарасов Ю. В. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, А. І. Коробко, А. О. Молодан // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. – КІНПАТPI,– Львів, 2017. – С. 87-88

46. Тарасов Ю. В. Випробування на стабільність функціонування, як новий вид оцінки основних характеристик автомобіля під час його експлуатації / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. В. Патек //ХНАДУ // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 30 жовтня 2017 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2017. – С. 74-76

47. Тарасов Ю. В. Совершенствование оценки характеристик динамических испытаний колесных транспортных средств / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов// Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація” 25 травня 2018 року : тези доповідей. – ХНТУСГ, – Харків, 2018. – С. 33-34.

48. Тарасов Ю. В. Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. І. Коробко, І. А. Радченко // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “ Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 18 жовтня 2018 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2018. – С. 75-76

49. Тарасов Ю. В. Оценка функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 16 травня 2019 року. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С. 33-37.

50. Тарасов Ю. В. Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 16 жовтня 2019 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2019. – С. 45-46

51. Тарасов Ю. В. Прогнозування максимальної ефективної потужності двигуна / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С. Шеїн // “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” 31 жовтня 2019 року : тези доповідей. – НАНГУ – Харків, 2019. – С. 170-171

52. Тарасов Ю. В. Исследование влияния стабильности фрикционных пар передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. С. Карчан // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: збірник наукових праць. – 2008. – Випуск 2. – С. 349-355.

53. Тарасов Ю. В. Вдосконалення методики визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при вибігу автомобіля/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С. Шеїн // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування», 16-18 вересня 2020 р. – ХНАДУ, – Харків: 2020. – С. 153-55

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

54. Пат. 72709 України, Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмових механізмів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 27.08.2012.

55. Пат. 88651 України, Сигнальна реєстраційно-вимірювальна система / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.03.2014.

56. 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.

57. 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.

58. Пат. 109002 України, Стенд для вимірювання стоянкових гальм транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Лебедєв С. А., Радченко Ю. А., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 10.08.2016.

59. Пат. 116527, G01L 5/28 України, Стенд для випробування гальмівної системи транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Туренко О. І., Байцур М. В.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.05.2017.

60. Пат. 125513 України, G01P 15/00, Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Літвінов О. В.; заявник і патентовласник Національна академія національної гвардії України, 10.05.2018.

61. Пат. 141660 України, Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів / Байцур М. В., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коряк О. А., Коробко А. І., Подригало Н. М.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 29.07.19.

ABSTRACT

Yu. Tarasov Scientific fundamentals of securing the technical level of motor vehicles during the design and modernization. – Qualification scientific work. Manuscript copyright.

Thesis for obtaining the scientific degree of the Doctor of Technical Sciences, specialty 05.22.02 "Cars and tractors" (274 – Motor transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine; Kharkiv National Automobile and Road University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

To date, insufficient attention has been paid to the formation of the required indicators of the dynamic properties of vehicles at the design stage. In addition, the existing methods and techniques of various types of tests do not take into account the development of structures and trends in society's requirements for indicators of dynamic properties of cars. The level of compliance of dynamic properties with the requirements of society determines the technical level of quality and competitiveness of vehicles.

There is a need to develop a theoretical basis for the creation of methods and tools to ensure a high technical level of vehicles at the design stage, during testing in the process of commissioning and long-term operation. During long-term operation, there is a need to accumulate information about the change in the indicators of dynamic properties due to functional and parametric instability of the vehicles. Therefore, solving the problem of increasing the indicators of dynamic properties, and ensuring their stability during long-term operation affects the technical level of vehicles, which is an urgent scientific and technical problem.

The purpose of the study is to ensure the technical level of vehicle by increasing the indicators of dynamic (functional) properties by improving the methods of their determination in the design and modernization.

The object of research is the processes of determining the dynamic (functional) properties of vehicle at the stages of design and modernization.

The subject of the research is to provide the technical level of vehicle with a rational choice of indicators and criteria of dynamic properties on the basis of forecasting their change and improving test methods.

The scientific novelty of the obtained results lies in the generalization of known and development of new methods for forecasting the requirements for the dynamic characteristics of vehicles at the previous stage of their design, during tests at the stage of introduction into production and during long-term operation.

At the same time for the first time:

- the method of estimation of functional and parametric stability of vehicles at long operation is offered;

- to assess the parametric assessment of the stability of dynamic properties, an indicator-rate of change of parameters characterizing the dynamic properties is proposed;

- the relationship between the relative increase in the maximum design speed of the car after its modernization in the production process and the required relative increase in maximum engine power at a variable coefficient of frontal aerodynamic coefficient.

Improved the method of determining the aerodynamic parameters of the car when running in road conditions, which, in contrast to the known, allowed to clarify the relationship between the shape of the car body, drag coefficient and the rate of speed in the calculation formula.

The probabilistic estimation method at the design stage of the moment of inertia of the car relative to the vertical axis has been improved, which, in contrast to the known ones, allows to reduce the error of determination.

The method of estimating the change in society's requirements for the braking properties of vehicles in the direction of using entropy in determining the maximum capabilities of existing methods of braking has been further developed.

Standards for the effectiveness of the dynamic properties of vehicles are an expression of the requirements of society, at this time stage, recorded in the relevant documents (standards, specifications or regulations). The correct choice of

values of normative indicators, terms of their action promotes increase of competitiveness of cars in the world market. Having the basic characteristics, braking properties of vehicles and indicators of toxicity of exhaust gases of internal combustion engines, it is possible to consider in the technical task on designing and in technical conditions for production of cars such values of indicators which will satisfy the society not only during the period of release of this car model, but also during the period of its operation.

The existing classification of the main properties of the car does not take into account all the properties that characterize the efficiency of its use. The shortcomings of the classifications lead to errors in the choice of indicators and standards of functional properties of vehicles. The use of imperfect standards for the management of technical condition of vehicles damages the position due to unreasonable increase in costs for untimely maintenance and repair. A classification has been developed in which the car reflects the functional (dynamic) authorities and determines the stability and controllability. All other properties only provide stability and controllability.

The reason for the mass failures of cars in operation is the imperfection of methods and techniques of testing at different stages of creation of machines. There are no scientifically substantiated indicators and criteria that characterize the change in the parameters of the technical condition of cars in operation. If at commissioning the car passes various types of tests confirming its conformity to technical conditions in operation only diagnostics of knots and units without an estimation of indicators of operational properties of cars as a whole is carried out. Necessary control tests of cars at different stages of their operation (at different times). Therefore in work it is offered to estimate stability of operation of cars, introduction of new type of tests - tests on stability of functioning.

The problem of changing the characteristics of the system due to changes in its parameters is called the problem of sensitivity. A method for assessing the functional stability based on the results of control tests of cars is proposed, and the

concept is introduced - the degree of sensitivity of the car acceleration S (parameter of the car dynamics) to changes in engine power.

During operation, there are changes in the indicators of functional properties that affect the stability, controllability (dynamic properties) of wheeled vehicles. Ensuring a high technical level and safety of use of cars is possible with the introduction of a new type of control tests in operation - control tests for stability. The stability indicator proposed in the SFn operation should refer to the main evaluation characteristics of the car in operation.

At the stage of preliminary design of cars, the determination of the maximum effective engine power is carried out according to traditional dependencies. However, the use of this dependence at the initial stage of vehicles is associated with a number of difficulties: the lack of information on the parameters of aerodynamic drag of the not yet created car and the lack of information about energy losses in the transmission, suspension and tires, which is expressed by the value of the efficiency of the car, which currently takes into account only the losses in the transmission. The proposed method allows at the stage of preliminary design to predict the maximum design speed and specific power of cars.

It is known that to increase the initial acceleration when starting the car from the place is possible by increasing the gear ratio of the transmission in lower gear. This figure is not related to the specific power of the engine. Therefore, to predict the increase in dynamic properties, it is necessary to determine the relationship between specific power and the index of vehicle dynamics. The obtained analytical expressions allow to predict at the stage of preliminary design indicators of dynamic properties of cars. The relationship between the specific power N_{num} and the index of dynamics q of the car is determined, which allows to predict the requirements of society to the maximum initial accelerations when starting from the place.

It is constantly necessary to take into account the changing requirements of society for braking properties in the development of car designs. The method of

forecasting society's requirements for indicators of braking properties of cars at the stage of preliminary design allows to maintain their high technical level for the period of design, production and service life of the product.

The growing demand for braking properties of vehicles is an objective and continuous process. Formalization of these requirements is carried out by law at each stage of development of designs of motor vehicles. The indicator proposed for assessing the level of society's requirements for the braking properties of cars - the coefficient of braking dynamics q_{zabM} allowed to determine for vehicles category M_1 that with today's society's requirements, its value is close to one. This means that with further strengthening of the requirements of regulatory documents, the magnitude of their change will be comparable to the measurement error during brake tests.

The most important factor that determines the energy load and energy efficiency of vehicles is the aerodynamic drag. Therefore, in the work proposes to refine the calculation of aerodynamic drag parameters to clarify the relationship between the realized effective engine power and the maximum kinetic energy of steady translational motion of the car, and shows that with increasing car speed is an indicator that characterizes the relationship between realized effective engine power and the kinetic energy of the car monotonically decreases in the range of real speeds.

The moment of inertia of the car relative to the vertical axis has a significant impact on the controllability and stability of the latter. However, determining the moment of inertia relative to the vertical axis at the design stage of the car is not sufficiently accurate, and at the stage of manufacturing prototypes requires the development of complex test bench equipment. As a result of the conducted research the specified formula for calculation at a design stage of radius of inertia of the car concerning a vertical axis is offered.

To ensure traffic safety, it is necessary to either conduct control dynamic tests of cars for functional stability, or to assess the dynamics of changes in control parameters during operation using an on-board measuring system. The paper

proposes to apply the method of partial accelerations to assess the functional stability of the dynamic properties of the car. Changes in the magnitude of partial accelerations during operation can be indicators of parametric stability of the dynamic properties of the car. The rate of change of the values of partial accelerations along the mileage of the machine can be normalized when assessing the specified stability of the dynamic properties. The rate of fall of the maximum acceleration of the car on the run can be an indicator of the functional stability of its dynamic properties and also be normalized.

To assess the functional stability of the braking properties of vehicles, it is necessary to regulate not only the normative indicators of braking efficiency of new machines and machines in operation, but also the rate of their change in mileage functions. The paper proposes to evaluate the braking properties of vehicles that come into operation and vehicles that are in operation should use different standards. For new cars it is necessary to create a margin for instability of the steady deceleration which is gradually spent in the course of operation owing to deterioration of a technical condition. The indicators of the average for the service life of the car the rate of fall of the steady deceleration and the relative fall of the steady deceleration for the same period are proposed, which can be used to normalize the stability of the braking properties of vehicles.

At a constant mode of movement of a cranked shaft with cyclically changing torque and angular speed part of power is lost on braking and the subsequent dispersal of rotating and translationally moving masses of the engine. The unevenness of the stroke depends on the magnitude of the moments of inertia of the rotating masses of the transmission and the translationally moving masses of vehicles given to the engine crankshaft. Ensuring the necessary unevenness of the course is achieved, as a rule, by choosing the moment of inertia of the flywheel, the share of which in the inertia of the moving masses exceeds 80%. However, increasing the inertia of moving masses degrades the dynamic qualities of the engine and machine, and for the vehicle increases fuel consumption and emissions of toxic components during acceleration. This factor is not taken into account in

the existing methods of determining the engine power of vehicles on the stands. The paper proposes an improved method and means of bench tests of motor-transmission units on the stand. Namely, the stand for determining the effective engine power, which simulates not only the torque of the load on the crankshaft, but also the specified weight of the car, and hence the unevenness of the engine shaft, which corresponds to the real unevenness of its operating conditions.

The improved methods and means of testing of motor-transmission installations of motor vehicles are offered in the work. Equipping the car test bench with an electric motor can change the angle of its location relative to the longitudinal axis of the test object (gearbox) and allows to obtain reliable information about the vibration resistance of the gearbox and other transmission units during engine torque fluctuations.

The developed stand for determining the moment of inertia about the vertical axis allows at the stage of design and preparation of production to more accurately assess the stability and controllability of the car.

Developed a universal inertial stand for testing the braking mechanisms of cars, the following tasks were solved - the accumulation of energy required to simulate the operation of the braking mechanism without developing large angular velocities of the inertial mass; expansion of a number of tested vehicles. The consequence of solving these problems was a fundamentally new layout of the universal inertial stand.

The refined formula for calculating the radius of inertia of the car relative to the vertical axis at the stage of preliminary design allowed, in comparison with known methods, to reduce the error from 21-27% to 5%. This made it possible to reduce the error of determining the moment of inertia of the car relative to the vertical axis from 46-61% to 10%.

The proposed method of assessing the suitability of a mass-produced car for modernization by increasing the effective engine power was used in the educational process at KhNADU, in materials of methodical developments from lectures and practical classes in academic disciplines, which improved the quality

of training, deepened knowledge of students and graduate students. in the field of road transport, to increase the efficiency of scientific support of design and operation of motor vehicles.

In addition, the main provisions of the dissertation were adopted for implementation at the following enterprises and organizations: PJSC "AvtoKrAZ", PJSC "Spetsbudmash", JSC "Kharkiv Tractor Plant", NSC "UMESG", SE "HZSM".

Key words: car, dynamism, functional stability, quality, tests, forecasting, energy, aerodynamic characteristics.

List of publications of the applicant.

Works in which there were published the main scientific results of the thesis:

1. Qualimetry, standardization and unification of brake control of wheeled machines / M. Podrigalo, V. Volkov , Yu. Tarasov and others. // monograph. – Kharkiv: KhNADU, 2007. – P.446

2. Substantiation of requirements for tactical-technical and operational characteristics of cars and combat vehicles of the National Guard of Ukraine: monograph / M. Podrygalo, S. Sokolovsky, R. Kaidalov, Yu. Tarasov and others. // monograph. – Kharkiv: NANGU, 2017. – P.348

3. Tarasov Yu.V. Results of road tests of cars with different combinations of brake pads on the front and rear axles / Yu.V. Tarasov, V.N. Pavlenko // Bulletin of KhNTUSG named after Petra Vasilenko, – 2007. – № 60 – P. 195 – 201.

4. Tarasov Yu.V. Stability of the car at small random deviations of the steered wheels from the neutral position / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, A.A. Boboshko, M.V. Baitsur, D.M. Klets // Bulletin of the Automobile and Road Institute. Research and production collection. – 2008. – №2 (7). – P. 5–13.

5. Tarasov Yu.V. Dynamic stabilization of the course angle of the car when skidding by turning the steered wheels / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov,

A.A. Boboshko, D.M. Klets // Scientific Notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University. – 2008. – Issue 16 – P. 61–64.

6. Tarasov Yu.V. Statistical analysis of stability coefficients of brake mechanisms of cars / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Ukrainian metrological journal. – 2010. – № 2. – P. 28–31.

7. Tarasov Yu.V. Qualimetry of the braking properties of a second-class car with various brake pads at the PDS-L diagnostic station / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, Yu. V. Gorbik, V.A. Zuev, A.I. Korobko, V. S. Shein // Bulletin of the East Ukrainian National University. V. Dahl. – 2011. – №5 (159) Part 1. – P. 280–285.

8. Tarasov Yu.V. Improving the accuracy of estimating the energy load of brake mechanisms / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Automobile transport. – 2011. – Issue 29. – P. 114-116.

9. Tarasov Yu.V. Achieving the reliability of the results of tests of friction pairs of brake mechanisms / M.A. Podrigalo, V.S. Shein, A.I. Korobko, V.S. Shein // Mechanics and Mechanical Engineering. Scientific and technical journal. – 2011. – №1. – P. 128–132.

10. Tarasov Yu.V. Application of the method of partial accelerations to determine the energy load of a braking car / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Visnyk of Ternopil National Technical University. I. Pulyuya. – 2012. – №1. – P. 59–64.

11. Tarasov Yu.V. Improving the accuracy of estimating the energy load of the braking mechanisms of cars in type 1 tests / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Scientific notes of the Crimean Engineering and Pedagogical University. – 2013. – Issue 40 – P. 33-37.

12. Tarasov Yu.V. Evaluation of suitability (validation) of testing equipment / Yu. V. Tarasov, V.S. Shein, A.I. Korobko, O.S. Kostenko, Yu. A. Radchenko // Metrology and devices, Scientific and production journal. – 2014. – № 3. – P. 48–55.

13. Tarasov Yu.V. Improving the requirements for the quality of the car / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, S.A. Sokolovsky // Collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine – 2014. – № 2 (24) – P. 5 – 8.

14. Tarasov Yu.V. Energy efficiency of the car and criteria for its evaluation / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, D.V. Abramov, V.M. Efimchuk // Automobile and tractor construction. – Kharkiv: Bulletin of NTU "KhPI". – 2015 № 10. – P. 28–37.

15. Tarasov Yu.V. Application of the method of partial accelerations in estimating the energy load of the brakes in the process of road tests / M.A. Pryryhalo, Yu. V. Tarasov // Bulletin of KhNTUSG named after Petra Vasilenko – 2015. – № 60 – P. 575 – 581.

16. Tarasov Yu.V. Application of linear accelerometers for estimation of dynamic properties at tests of cars / Podrigalo M.A., Yu. V. Tarasov // Proceedings of the Tauride State Agrotechnological University. – Issue 4. – 2015 – P. 17–25.

17. Tarasov Yu.V. Estimation of power drop, on driving wheels of the car, in the course of long operation / Podrigalo M.A., Abramov D.V., Tarasov Yu.V., Korobko A.I., Kaidalov R.O., Nikorchuk A.I. // Bulletin of KhNTUSG named after Petra Vasilenko – 2015. – № 60 – P. 27–34.

18. Tarasov Yu.V. Determination of limit normative indicators of braking dynamics of vehicles / Yu.V. Tarasov // Collection of scientific works. Series: Industrial engineering, construction. – Poltava, PoltNTU, –2016. – Vip. 2 (47). – P. 37–44.

19. Tarasov Yu.V. Energy assessment of the dynamism and economy of cars / Yu.V. Tarasov, M.A. Podrygalo, D.M. Klets, N.M. Podrigalo, D.V. Abramov, R.O. Kaidalov, V.I. Gatsko, A.S. Mazin, A.V. Litvinov, M.V. Barun // – "Eastern European Journal of Advanced Technologies" № 5/7 (89), –2017 –p. 58–64. (Scopus).

20. Tarasov Yu.V. Improving the classification of types of tests of wheeled machines / Tarasov Yu.V. // Scientific journal Technical service of agro-industrial,

forest and transport complexes - Kharkiv, KhNTUSG them. Petra Vasilenko, – 2017. – Vip. 10. – P. 76–80.

21. Tarasov Yu.V. Development of the method for estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car / Yu.V. Tarasov, M.A. Podrigalo, A.I. Korobko, E.A. Dubinin, M.V. Baitsur // – Journal of engineering sciences - Sumy, Sumy State University, –2017. – Vip. 4. – P. 12–16.

22. Yu. Tarasov. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile / M. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Natsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov // Eastern-european journal of enterprise technologies. –Kh .: Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, –2018. –1/7 (91). PP. 62–70. (Scopus).

23. Tarasov Yu.V. Improving the quality of cars by improving the methods of their tests / M.A. Podrigalo, D.V. Abramov, Yu.V. Tarasov, I.A. Radchenko.// Bulletin of KhNTUSG named after Petra Vasilenko, –2018. – № 75 P. 40–48.

24. Yu. Tarasov. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / M. Podrigalo, I. Gritsuk, D. Klets, O. Sirgiiyenko, O. Soloviov, V. Natsko, M. Baitsur, Yu. Tarasov, N. Bulgakov, A. Golovan, V. Savchuk, A. Ahieiev, T. Bilousova // I. et al SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018, doi: 10.4271 / 2018-01-1881. (Scopus).

25. Tarasov Yu.V. Application of the method of partial accelerations to assess the functional stability of the dynamic properties of the car / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov. // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal.– Lutsk: Lutsk NTU, –2019. – №1 (12) .– P. 121–216

26. Yu. Tarasov. Improvement of the method for assessing the energy load of a vehicle / M. Podrigalo, D. Abramov, Yu. Tarasov, M. Kholodov // Proceedings of the International Scientific Conference “Current Problems of Transport 2019” –T .: Current Problems of Transport 2019, –2019. –1/7 (91). PP. 63–70. (Web of Science Core Collection).

27. Yu. Tarasov. The improvement brake's qualities of the car by developing the method of choosing frictional pairs of the brakes mechanisms / M. Podrigalo, M. Kholodov, D. Klets, A. Turenko, V. Bogomolov, V. Natsko, A. Molodan , Yu. Tarasov, V. Rudzinskiy, M. Aloksa // I. et al SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019, doi: 10.4271 / 2019-01-2145. (Scopus).

28. Tarasov Yu.V. Energy efficiency of cars and methods of its estimation / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, V.S. Shein, I.A. Radchenko // Scientific journal Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes – Kharkiv, KhNTUSG named after Petra Vasilenko, –2019. – Vip. 15. – P. 236–248.

29. Tarasov Yu.V. Estimation of controllability of the all-wheel drive car at the established turn / M.A. Podrigalo, A.A. Kashkanov, A.A. Morozov, Yu.V. Tarasov, N.N. Potapov, V.M. Bysha // "Bulletin of Mechanical Engineering and Transport" (VNTU). – 2019. – Issue 2 (10). – P. 81-88.

30. Podrigalo M.A. Improving the method of experimental-theoretical determination of the parameters of aerodynamic drag of the car. / M.A. Podrigalo, R.O. Kaidalov, O.V. Litvinov, S.A. Kudimov, Yu.V. Tarasov , A.I. Korobko // Scientific publication. Collection of scientific works of NANGU. – Vip. 1 (33) / 2019. – P. 20–30.

31. Tarasov Yu.V. Determination of indicators and criteria of functional stability of braking properties of cars / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, // Automobile transport. – 2019. – Issue 45. – P. 114-116.

32. Tarasov Yu.V. Forecasting of requirements to efficiency of braking of cars / Yu.V. Tarasov, M.A. Podrigalo, E.M. Getsovykh // – "Bulletin of Sumy National Agrarian University" – Sumy, SNAU, 2019. – Issue. 2 (36). – P. 37-41.

33. Tarasov Yu.V. Forecasting the dynamic properties of vehicles / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov.// Collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine– 2019. – № 2 (24) – P. 29 – 34.

34. Tarasov Yu.V. Estimation of specific power of the engine at designing of motor vehicles / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, Dragun O.S., Radchenko I.A., Lukashenko C.C. // Scientific journal Technical service of agro-industrial, forest

and transport complexes - Kharkiv, KhNTUSG named after Petra Vasilenko, – 2020. – Vip. 15. – P. 236-243.

Works certifying the approbation of the thesis:

35. Tarasov Yu. V. Classification of stands for testing replaceable brake pads assembled / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // "Progressive directions of development of machine-building industries and transport": materials of international scientific technical conference of students, graduate students and young scientists, May 17–19, 2011 – Sevastopol, 2011. – P. 48-49.

36. Tarasov Yu. V. Determination of the components of the energy balance of the car during braking / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // "Problems and prospects for the development of the automotive industry": All-Ukrainian scientific-practical conference. – Donetsk, 2011.– P. 31.

37. Tarasov Yu. V. Estimation of energy load of brake mechanisms / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Collection of abstracts of the V-th scientific and technical conference "Prospects for the development of armaments and military equipment of the land forces" Academy of Land Forces. P. Sagaidachny, May 15-17, 2012 – Lviv 2012 – P. 65.

38. Tarasov Yu. V. New in the theory of braking of cars and tractors / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, M.V. Baitsur, V.I. Nazarov, M.P. Kholodov, V.S. Shein // Collection of scientific materials of the International face-to-face distance scientific-practical conference "Improvement of operational properties of transport and technological complexes", April 18–20, 2012 – Surgut 2012. – P. 60.

39. Tarasov Yu. V. Estimation of increase of accuracy of definition of indicators of energy loading of brake mechanisms / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // «Problems and prospects of development of automobile branch»: II all-Ukrainian scientific and practical conference .18-19 September 2013 – Donetsk, 2013. – P. 47–49.

40. Tarasov Yu. V. Influences of frictional instability of blocks of forward and back brake mechanisms of cars on braking efficiency / M.A. Podrigalo,

Yu.V. Tarasov, V.S. Shein // «Problems of increase of level of safety, comfort and culture of road movement ": materials of the III international scientific-practical conference. April 16–17, 2013 – Kharkiv, 2013. – P. 148–149.

41. Tarasov Yu.V. Improving the accuracy of tests on the efficiency of the braking mechanisms of wheeled vehicles / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, V.S. Shein // "Scientific support of service and combat activities of the internal troops of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine": the fifth scientific-practical conference of the Academy of Internal Troops of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine, March 28, 2013: abstracts. – Kharkiv, 2013. – P. 97–98.

42. Tarasov Yu.V. Estimation of influence of accuracy of measurement of speed and weight of the car on accuracy of indirect measurements of the energy absorbed by brakes / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // "Modern technologies and prospects of development of motor transport": materials of the VI International scientific-practical conference. – Vinnytsia: VNTU, 2013. – P. 116–118

43. Tarasov Yu. V. Improving the reliability of military equipment by assessing the suitability of methods of certification tests / M.A. Podrigalo, Yu.V. Tarasov, V.S. Shein, M.S. Gulina // Proceedings of the scientific conference of the Kharkiv University of the Air Force named after Ivan Kozhedub "Latest technologies for the protection of airspace": scientific conference of the Kharkiv University of the Air Force. I. Kozheduba, April 8–9, 2015: abstracts. - Kharkiv, 2015. – P. 514.

44. Tarasov Yu. V. Test bench for determining the non-uniformity of torque of the motor-transmission installation of a vehicle / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov // Collection of abstracts of scientific-practical conference "Scientific support of development, improvement, operation and repair of samples of armaments, military and special equipment" March 30, 2017: abstracts. – NANGU, – Kharkiv, 2017. – P. 57–59

45. Tarasov Yu.V. Determination of the error of measuring the acceleration of the car with an accelerometer while driving on a road with a longitudinal slope /

Yu.V. Tarasov, D.V. Abramov, A.I. Korobko, A.O. Molodan // Thirteenth International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Proceedings of the Symposium. – KINPATRI, – Lviv, 2017. – P. 87–88

46. Tarasov Yu.V. Tests on the stability of functioning as a new type of assessment of the main characteristics of the car during its operation / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, V.V. Patek // Collection of abstracts of the scientific-practical conference "New technologies in automotive, transport and training" October 30, 2017: abstracts. – KhNADU, – Kharkiv 2017. – P. 74–76

47. Tarasov Yu. V. Improving the assessment of the characteristics of dynamic tests of wheeled vehicles / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov // Proceedings of the scientific-practical conference "Road transport in the agricultural sector: design, design and technological operation" May 25, 2018: abstracts. – KhNTUSG, – Kharkiv, 2018. – P. 33–34.

48. Tarasov Yu.V. The method of determining the aerodynamic parameters during the car crash / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, A.I. Korobko, I.A. Radchenko // Collection of abstracts of the scientific-practical conference "Latest technologies in automotive, transport and training specialists" October 18, 2018: abstracts. – KhNADU, – Kharkiv 2018. – P. 75-76

49. Tarasov Yu. V. Estimation of functional stability of braking properties of cars / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov // Collection of abstracts of scientific-practical conference "Road transport in the agricultural sector: design, design and technological operation" May 16 2019: abstracts of reports. – KhNTUSG, – Kharkiv, 2019. – P. 33-37.

50. Tarasov Yu.V. Quality management as a process of ensuring the competitiveness of the car in the world market / M.A. Podrygalo, Yu. V. Tarasov, V.S. Shein // Collection of abstracts of the scientific-practical conference "The latest technologies in automotive, transport and training" October 16, 2019: abstracts. – KhNADU, – Kharkiv 2019. – P. 45-46

51. Tarasov Yu.V. Forecasting the maximum effective engine power / M.A. Podrygalo, Yu.V. Tarasov, I.O. Radchenko, V.S. Shein // "Actual issues of

ensuring the combat activities of military formations and law enforcement agencies" October 31, 2019: abstracts. – NANGU – Kharkiv, 2019. – P. 170–171

52. Tarasov Yu.V. Investigation of the influence of the stability of the friction pairs of the front and rear brake mechanisms of cars on the braking efficiency / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, M.S. Karchan // Theory and practice of forensic science and criminology. Collection of scientific works. – 2008. – Issue 2. – P. 349-355.

53. Tarasov Yu. V. Improvement of a technique of definition of coefficient of frontal aerodynamic resistance at a car run-out / M.A. Podrigalo, Yu. V. Tarasov, I.O. Radchenko, V.S. Shein // Scientific works of the International Scientific and Practical Dedicated to the 90th anniversary of Kharkiv Automobile and Road University and the 90th anniversary of the Faculty of Automobile "Modern trends in road transport and industrial engineering" September 16-18, 2020: abstracts. – KhNADU, – Kharkiv 2020. – P. 153-55

Works that further reflect the scientific results of the thesis:

54. Pat. 72709 Ukraine, Universal inertial stand for testing friction pairs of brake mechanisms / Podrigalo M.A., Tarasov Yu.V., Korobko A.I., Shein V.S.; applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Highway University, 27.08.2012.

55. Pat. 88651 of Ukraine, Signal registration and measuring system / Podrigalo M.A., Tarasov Yu. V., Korobko A.I, Shein V.S.; applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Highway University, March 25, 2014.

56. Pat. 101997 Ukraine, IPC G01L 5/13. Abramov D.V., Kaidalov R.O., Korobko A.I., Nikorchuk A.I., Podrigalo M.A., Tarasov Yu.V., a method of determining the change in power on the driving wheels of the car during operation/; applicant Kharkiv National Automobile and Highway University. – № u 201503553; declared 16.04.2015; publ. 10/12/2015, Bull. № 19.

57. Pat. 106039 Ukraine, IPC G01P 15/00, G01P 3/00. System for measuring the parameters of motion of moving objects / Podrigalo M.A.,

Abramov D.V., Tarasov Yu. V., Korobko A.I., Oliyarnyk B.O., Vlasyuk P.S.; Applicant Kharkiv National Automobile and Highway University. – № u 201510857; declared 11/06/2015; publ. 11.04.2016, Bull. № 7.

58. Pat. 109002 of Ukraine, Stand for measuring parking brakes of vehicles / Podrigalo M.A., Tarasov Yu. V, Korobko A.I., Lebedev S.A., Radchenko Yu. A., Shein V.S.; applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Highway University, 10.08.2016.

59. Pat. 116527 Ukraine, Stand for testing the braking system of vehicles / Podrigalo M.A., Tarasov Yu. V, Korobko A.I., Turenko O.I., Baitsur M.V.; applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Highway University, 25.05.2017.

60. Pat. 125513 Ukraine, The method of determining the aerodynamic parameters during the run-out of the car / Podrigalo M.A., Tarasov Yu. V., Kaidalov R.O., Nikorchuk A.I., Litvinov O.V.; applicant and patent owner National Academy of the National Guard of Ukraine, May 10, 2018.

61. Pat. 141660 Ukraine, Inertial stand for testing car transmissions / Baitsur M.V., Podrigalo M.A., Tarasov Yu. V., Koryak O.A., Korobko A.I., Podrigalo N.M.; applicant and patent owner Kharkiv National Automobile and Highway University, 07/29/19.

ЗМІСТ

Вступ.....	43
Розділ 1 Динамічні властивості автотранспортних засобів і тенденції їх поліпшення	50
1.1 Динамічні властивості автотранспортних засобів і їхні показники	50
1.2 Енергетична ефективність автомобілів і методи її оцінки ..	58
1.3 Розвиток вимог до динамічних властивостей автомобілів....	69
1.4 Функціональна стабільність динамічних властивостей автомобілів і відомі методи її оцінки.....	77
1.5 Види випробування автотранспортних засобів та їхніх вузлів і агрегатів.....	79
1.6 Методи проведення динамічних випробувань автотранспортних засобів	88
1.6.1 Визначення тягово-швидкісних властивостей	89
1.6.2. Визначення аеродинамічного опору з використанням методу парціальних прискорень і багатоосьових лінійних акселерометрів.....	90
1.6.3. Визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автотранспортних засобів методом парціальних прискорень	98
1.6.4 Випробування на паливну економічність.....	105
1.7 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження...	108
Розділ 2 Обґрунтування концепції вдосконалення методів оцінки і поліпшення динамічних властивостей автотранспортних засобів.....	110
2.1 Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку	110
2.2 Оцінка якості конструкції автомобілів та пропонована	

класифікація експлуатаційних властивостей	112
2.3 Поліпшення якості автомобілів вдосконаленням методів їхнього випробування	118
2.3.1 Вплив недосконалості конструкції і технології виготовлення на масові відмови автомобілів в експлуатації.....	119
2.3.2 Обґрунтування необхідності введення нового виду випробувань на функціональну стабільність.....	122
2.3.3 Розробка методу оцінки функціональної стабільності за результатами контрольних випробувань автомобілів.....	123
2.4 Удосконалена класифікація видів випробувань автотранспортних засобів	127
2.5 Висновки за розділом 2.....	131
Розділ 3 Прогнозування показників і параметрів легкового автомобіля на етапі попереднього проектування	133
3.1 Прогнозування зростання максимальної ефективної потужності двигуна	133
3.2 Прогнозування динамічних властивостей автомобілів	137
3.3 Прогнозування гальмівних властивостей легкових автомобілів	143
3.3.1 Прогнозування вимог до ефективності гальмування.....	143
3.3.2 Визначення граничних нормативних показників гальмівної динамічності.....	147
3.3.3 Прогнозування рівня енерго- та термонавантаженості гальмівних механізмів.....	154
3.4 Висновки по розділу 3.....	158
Розділ 4 Розробка і дослідження нових методів оцінки динамічних властивостей автомобіля	160
4.1 Удосконалення методу оцінки енергетичної навантаженості автомобіля	160

4.2 Розробка методу оцінювання моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі	171
4.3 Застосування методу парціальних прискорень для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля ...	182
4.4 Застосування лінійних акселерометрів для оцінки динамічних властивостей при випробуваннях автомобілів.....	190
4.5 Зниження похибки визначення параметрів руху транспортного засобу використанням героскопу в мобільно-реєстраційному комплексі.....	195
4.6 Оцінка функціональної стабільності гальмівних властивостей автомобілів.....	200
4.6.1 Вихідні положення	200
4.6.2 Визначення поняття функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ	203
4.6.3 Метод оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ.....	204
4.6.4 Оцінка функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ категорії M_1	209
4.7 Висновки по розділу 4.....	211
Розділ 5 Вдосконалення методів і засобів оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їх агрегатів і систем на стенді	214
5.1 Удосконалення методів і засобів стендових випробувань моторно-трансмісійних установок	214
5.2 Удосконалення методів і засобів випробування моторно-трансмісійних установок автотранспортних засобів	218
5.3 Стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної вісі	221
5.4 Удосконалення стендових випробувань гальмівних механізмів легкових автомобілів	224

5.5 Стенд для випробування стоянкових гальм транспортних засобів.....	229
5.6 Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів.....	233
5.7 Висновки за розділом 5.....	237
Розділ 6 Експериментальні дослідження аеродинамічних характеристик автомобілів	239
6.1 Методи оцінки аеродинамічних властивостей автомобіля в дорожніх умовах	239
6.2 Проведення дорожніх випробувань з використанням методу парціальних прискорень	244
6.2.1 Програма-методика проведення експериментальних досліджень.....	244
6.2.2 Устаткування, що застосовується під час проведенні експериментальних досліджень.....	248
6.3 Результати дослідження аеродинамічних властивостей легкових автомобілів в дорожніх умовах.....	253
6.4 Обробка експериментальних даних аеродинамічних властивостей легкових автомобілів.....	266
6.5 Висновки за розділом 6.....	268
Розділ 7 Дослідження енергетичних та динамічних показників допомогою удосконаленого методу визначення аеродинамічного опору автомобіля	239
7.1 Аналіз результатів експериментального дослідження аеродинамічних характеристик автомобілів	270
7.2. Оцінка ефективності підвищення потужності двигуна під час модернізації автомобілів.....	278
7.3 Оцінка потенційних показників автомобіля з урахуванням удосконаленого методу розрахунку аеродинамічних характеристик.....	289

7.3.1 Тягово-швидкісні характеристики.....	289
7.3.2 Показники енергоефективності.....	295
7.4 Висновки за розділом 7.....	308
Висновки.....	311
Список використаних джерел.....	315
Додаток А Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	343
Додаток Б Акти впровадження.....	355
Додаток В Паспорт вимірювально-реєстраційного комплексу для випробувань мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001».....	361
Додаток Д Патенти, які засвідчують права інтелектуальної власності	370

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. На сьогоднішній день недостатньо уваги приділено питанню формування потрібних показників динамічних властивостей автотранспортних засобів (АТЗ) на стадії проектування. Відомі методи проектування та випробувань, що існують на сьогодні, відстають від вимог суспільства до динамічних властивостей АТЗ. Рівень відповідності динамічних властивостей вимогам суспільства визначає технічний рівень та конкурентоспроможність автотранспортних засобів, тому перебуває у центрі уваги вчених і експериментаторів.

Виникає необхідність розробки теоретичної бази для створення методів і засобів забезпечення високого технічного рівня АТЗ на етапі проектування, під час випробувань у процесі постановки на виробництво та за тривалої експлуатації. За тривалої експлуатації вкрай важливою є інформація про зміну показників динамічних властивостей унаслідок функціональної та параметричної нестабільності АТЗ. Тому вирішення проблеми підвищення показників динамічних властивостей та забезпечення їхньої стабільності при тривалій експлуатації, що впливає на технічний рівень АТЗ, є актуальною науково-технічною проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у рамках тематики науково-дослідницької роботи кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) у відповідності до Закону України “Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки” № 2623-14 від 05.12.2012 р. і постанови Кабінету Міністрів України “Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року” № 942 від 07.09.2011 р.; постанови Національної Ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. “Про відповідність вимогам охорони праці машин,

транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні”; з планом науково-дослідницьких робіт (НДР) ХНАДУ: «Аналіз, розробка та оптимізація конструктивних та технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем під час виробництва та ремонті» держ. реєстр. №0115u001609, №0117u006850, №0118u007015, №0119u103269, №0120u104193 на 2015-2020 роки; при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи «Енергозберігаючі маловитратні технології створення та ремонту гібридних транспортних засобів різного призначення» №08-53-19, держ. реєстр. №0119u001298.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка наукових основ забезпечення високих показників динамічних (функціональних) властивостей АТЗ, шляхом їхнього визначення на етапі проектування, під час проведення випробувань та за тривалої експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- обґрунтувати концепцію вдосконалення методів оцінювання і покращення динамічних властивостей автотранспортних засобів;
- на прикладі легкових автомобілів провести прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей на етапі попереднього проектування;
- розробити і провести дослідження нових методів оцінки динамічних властивостей автомобілів;
- удосконалити методи і засоби оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їхніх агрегатів та систем на стенді;
- провести експериментальні дослідження аеродинамічних характеристик автомобіля;
- провести дослідження енергетичних та динамічних показників за допомогою удосконаленого методу визначення аеродинамічного опору.

Об’єкт дослідження – динамічні характеристики автомобіля, їхні показники та критерії оцінки.

Предмет дослідження – визначення напрямків поліпшення показників та критеріїв динамічних властивостей автомобілів на основі прогнозування їх зміни та вдосконалення методів випробувань на етапах постановки на виробництво та за тривалої експлуатації.

Методи дослідження. Задля вирішення задач дослідження використано системний підхід, побудований на сучасних методах теоретичних та експериментальних досліджень. У теоретичній частині застосовано сучасні математичні методи теорії ймовірностей та математичної статистики, енергетичний та ентропічний методи, розрахункову частину методу парціальних прискорень. Експериментальні дослідження реалізовані зі застосуванням різних існуючих і розроблених методів, використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для оцінки показників аеродинамічного опору руху автомобілів. Застосовано методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, парціальних прискорень. Адекватність розроблених моделей оцінювалася зі застосуванням теорії похибок та кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів прогнозування вимог до динамічних характеристик АТЗ на попередньому етапі їхнього проектування, під час випробувань на етапі впровадження у виробництво та в перебізі тривалої експлуатації.

При цьому вперше:

- запропоновано метод оцінки функціональної та параметричної стабільності динамічних властивостей АТЗ за тривалої експлуатації;
- для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання за пробігом параметрів, що характеризують динамічні властивості;
- визначено взаємозв'язок між відносним підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля після його модернізації в процесі

виробництва та потрібним відносним збільшенням максимальної потужності двигуна за змінного коефіцієнта лобового аеродинамічного опору;

– визначено вплив аеродинамічних характеристик на показники енергетичної ефективності автомобіля.

Удосконалено:

– метод визначення аеродинамічних параметрів автомобіля за вибігу в дорожніх умовах, що, на відміну від відомих, дозволило уточнити взаємозв'язок між формою кузова легкового автомобіля та коефіцієнтом лобового аеродинамічного опору;

– ймовірнісний метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення.

Дістав подальший розвиток метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії під час визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до формування вимог до конструкції на стадії проектування та випробувань АТЗ, що забезпечує їхній високий технічний рівень, якість та конкурентоспроможність. Розроблено методи і методики прогнозування максимальних конструктивних швидкостей руху легкових автомобілів, ефективної потужності двигуна, повної маси та вимог до гальмівних систем.

Запропоновано нові методи і засоби дослідження на стенді гальмівних механізмів, моторно-трансмісійних установок та визначення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі.

Запропонована також удосконалена методика визначення коефіцієнта лобового аеродинамічного опору за результатами вибігу автомобіля в дорожніх умовах.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на таких підприємствах та в організаціях: ПАТ "АвтоКрАЗ",

ПрАТ "Спецбудмаш", АТ "Харківський тракторний завод", ННЦ "УМЕСГ", ДП "ХЗСМ".

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, винесені на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1-61]. Роботи [18, 21] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [1] автору належать розділи 4-6, у монографії [2] – підрозділ 6.1-6.3. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: обґрунтування методів проведення динамічних випробувань автотранспортних засобів [2, 8, 20]; прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей на етапі попереднього проектування [2, 8, 20, 21, 34]; проведення прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей легкових автомобілів на етапі попереднього проектування [12, 18, 24, 35]; обґрунтування концепції удосконалення методів оцінки і покращення динамічних властивостей автотранспортних засобів [14, 17, 49]; розробка та проведення досліджень нових методів оцінки динамічних властивостей автомобілів [20, 22, 23, 29]; удосконалення методів і засобів оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їхніх агрегатів та систем на стенді [1, 3, 5, 7, 10, 15, 16, 25, 36, 46]; обґрунтування методів розрахунково-експериментального визначення аеродинамічного опору руху автомобілів [31, 45, 50, 54]; метод оцінки функціональної та параметричної стабільності АТЗ за тривалої експлуатації [17, 26, 30, 32, 41, 48, 51, 53, 55]; для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання параметрів, що характеризують динамічні властивості [21]; метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії для визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування [18, 33]; метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення [61]; енергетична економічність автомобіля і критерії її оцінки [14, 23, 27, 29]; поліпшення якості автомобілів через

удосконалення методів їхніх випробувань [8, 13, 24, 43, 45, 52, 56]; підвищення точності випробувань [6, 9, 12, 40, 42, 44, 47].

У патенті [54] автору належать принцип, послідовність роботи елементів системи; у патенті [55] – структурна схема послідовності дій; у патенті [56] – шляхи реалізації ідеї визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля; [57] – спосіб зменшення похибки вимірювання параметрів руху автомобіля; [58] – автору належать структурна схема процесу роботи; [59] – конструкція і привід опорних майданчиків для задньої осі автомобіля; [60] – ідея алгоритму процесу визначення аеродинамічних параметрів під час автомобіля накатом (вибіг); [61] — структурна схема способу та математична модель.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивні відгуки на: Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” (Вінниця, ВНТУ, 2013 р.); XIII Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму (Львів, КІНПАТРІ, 2017 р.); Международній очно-дистанційній науково-практичній конференції “Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов” (Сургут, 2012р.); Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування” (Харків, ХНАДУ, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів та молодих учених “Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту” (Севастополь, 2011р.); всеукраїнській практичній конференції молодих учених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 2011 р.); Науково-технічній конференції “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ” (Львів, Академія сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 2012 р.); II Всеукраїнській практичній конференції молодих вчених та студентів “Проблеми і

перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 2013 р.); V Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України” (Харків, Академія внутрішніх військ МВС України 2013 р.); Науковій конференції “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (Харків, ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2015 р.); Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки” (Харків, НАНГУ, 2017 р.), науково-практичних конференціях “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація ” (Харків, ХНТУСГ, 2018 р., 2019 р.); науково-практичних семінарах “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України” (Харків, НАНГУ, 2019 р., 2020 р.); Науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” (Харків, ХНАДУ, 2019 р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (2011 – 2020 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 61 наукових працях, у тому числі: 2 монографіях; 33 статтях у наукових фахових виданнях України, у тому числі 12 статтях у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз (5 статей у виданнях, що входять до бази Scopus та Web of Science) та у закордонних виданнях; 18 тезах у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 8 патентів України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, семи розділів, висновків, переліку використаних джерел та чотирьох додатків. Повний обсяг дисертації складає 386 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 271 сторінок і 8 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 78 рисунками, наведено 52 таблиць. Перелік використаних джерел містить 231 найменувань на 27 сторінках, додатки розміщені на 43 сторінках.

Розділ 1

ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ І ТЕНДЕНЦІЇ ЇХ ПОЛІПШЕННЯ

1.1 Динамічні властивості автотранспортних засобів і їхні показники

Динамічні властивості визначаються здатністю автотранспортних засобів рухатися по заданому закону під дією прикладених сил. Оцінка динамічних властивостей автотранспортних засобів зводиться до вирішення 2-ої (прямої) задачі механіки. Під час проектування автомобілів, навпаки, по заданому закону руху автотранспортних засобів визначають сили, що діють, таким чином вирішують 1-у (пряму) задачу механіки.

Динамічні властивості містять у собі частину властивостей, які входять в експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Поняття «експлуатаційні властивості автомобілів» першим ввів Є.О. Чудаков у своїх роботах [63, 64, 65]. В роботі [63] виділені експлуатаційні властивості, які є найбільш важливими з точки зору оцінки якості автомобіля щодо придатності його для роботи в різних умовах:

1. Вантажопідйомність або пасажиромісткість;
2. Динамічні або тягові властивості автомобіля;
3. Економічність автомобіля;
4. Запас ходу автомобіля;
5. Надійність автомобіля;
6. Використання ваги автомобіля;
7. Використання габариту автомобіля;
8. Маневреність автомобіля;
9. Стійкість автомобіля;
10. Легкість керування автомобілем;
11. Плавність ходу автомобіля;
12. Легкість догляду за автомобілем.

В процесі розвитку теорії автомобіля класифікація експлуатаційних властивостей удосконалилася [66]. Однак у всіх класифікаціях експлуатаційних властивостей автомобілів можна виділити групу властивостей, які слід віднести до динамічних.

У класифікації, запропонованій Є.О. Чудаковим [63, 64, 65] до групи динамічних властивостей можна віднести наступні:

- тягові (тягово-швидкісні) властивості;
- маневреність автомобіля;
- стійкість автомобіля.

Крім того, до динамічних властивостей слід також віднести гальмівні властивості автомобілів.

Зазначені властивості взаємопов'язані, та у різних випадках можуть бути складовими один одного. Наприклад, в роботі Я.Х. Закина [67] маневреність автомобіля представлена як комплексна властивість, що складається з ряду більш простих властивостей (рис. 1.1).

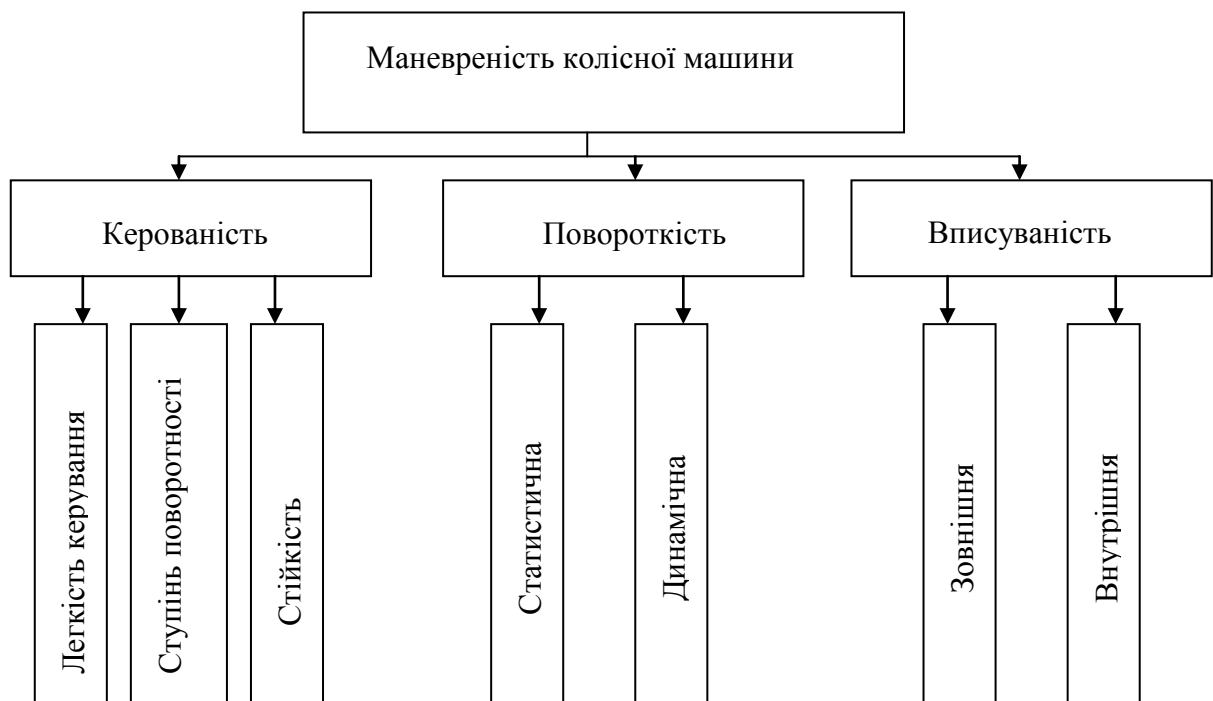


Рисунок 1.1 – Структура властивостей маневреності колісних машин

Як видно з рисунка 1.1 при розгляді маневру «поворот» стійкість автомобіля є більш простою (складовою) властивістю по відношенню до керованості автомобіля. Це відноситься також і до властивості легкості управління. Під час прямолінійного руху автомобіля рульове управління використовується для стабілізації курсового кута. В цьому випадку керованість є складовою (більш простою) властивістю по відношенню до стійкості автомобіля [68, 69].

При теоретичних дослідженнях динаміки машин розглядається рівномірний, прискорений і уповільнений рух. Рівномірний рух є найбільш ефективним з точки зору витрачання енергії двигуна, оскільки зазначена енергія в цьому випадку витрачається тільки на подолання сил статичного опору. Прискорений рух автомобіля супроводжується додатковим витрачанням енергії двигуна, пов'язаним зі зміною його кінетичної енергії (кількості руху).

Реалізувати рівномірний режим руху автомобіля неможливо з огляду на мінливість як сил рушійних, так і сил опору руху. Тому слід говорити про усталений режим руху автомобілів як найбільш ефективний, при якому за певний період часу робота рушійних сил буде дорівнювати роботі сил опору руху [70, 72]. В роботі [71] показано, що при сталому русі середня за цикл рушійна сила дорівнює середній за цикл силі опору руху. У цій же роботі показано, що при коливаннях тягової сили додаткова витрата енергії двигуна може бути визначено як

$$\Delta W = \frac{A_p}{\pi} S , \quad (1.1)$$

де A_p – амплітуда коливань рушійної (тягової) сили;

S – шлях, пройдений автомобілем при сталому русі.

При періодичних коливаннях тягової сили і сили опору руху додаткові витрати енергії двигуна визначені в роботі [73]

$$\Delta W = \frac{A_p + A_c}{\pi} S, \quad (1.2)$$

де A_c – амплітуда коливань сумарної сили опору руху.

Дослідження, пов'язані з впливом нерівномірності тягових сил і сил опору руху на динаміку автомобіля, отримали свій розвиток в роботах [74-76].

Оцінка динамічних властивостей автомобіля зводиться до оцінки здатності автотранспортного засобу долати дорожній опір, а також реалізовувати швидкий розгін до максимальної швидкості.

Рівняння динаміки автотранспортного засобу має вигляд:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\delta_{об}} \left(P_k - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right), \quad (1.3)$$

де V_a – лінійна швидкість автомобіля;

$\frac{dV_a}{dt}$ – лінійне прискорення автомобіля;

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

P_k – тягова сила автомобіля;

m_a – маса автомобіля;

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

ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору,

$$\psi = f \pm i; \quad (1.4)$$

f – коефіцієнт опору коченню;

i – поздовжній ухил дороги;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору автомобіля;

ρ – щільність повітря;

F – площа лобового розтину (мидель) автомобіля.

Лінійне прискорення автотранспортного засобу $\frac{dV_a}{dt}$ прийнято як показник динамічних властивостей автотранспортного засобу. При проведенні випробувань автомобіля на розгін розраховується час розгону до максимальної або до заданої швидкості. Залежність лінійної швидкості V_a та шляху розгону δ_p від часу мають назву розгінних характеристик автотранспортного засобу. Але розгінні характеристики не дають змоги провести оцінку витрат тягової сили на подолання сил опору руху. Для цього в теорії автомобіля існує [63-66, 77] поняття динамічного фактора

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}, \quad (1.5)$$

де P_w – сила аеродинамічного опору,

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (1.6)$$

G – вага автомобіля,

$$G = m_a g. \quad (1.7)$$

При $G = const$ і $V_a = const$ мінливість показника D визначається мінливістю тягової сили P_k , оскільки сила аеродинамічного опору P_w залежить тільки від лінійної швидкості автомобіля. Після обліку в рівнянні (1.5) співвідношень (1.3) і (1.6) отримаємо [63-66, 77]

$$D = \psi + \delta_{об} \frac{dV_a}{dt} . \quad (1.8)$$

Динамічний фактор характеризує як здатність автомобіля долати максимальний дорожній опір, так і створювати максимальне прискорення при розгоні. З рівняння (1.8) визначимо лінійне прискорення автомобіля

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{D - \psi}{\delta_{об}} . \quad (1.9)$$

З рівняння (1.9) видно, що, чим менше коефіцієнт обліку обертових мас двигуна і трансмісії, тим більш високі значення може приймати лінійне прискорення $\frac{dV_a}{dt}$ при тих же значеннях D і ψ . Коефіцієнт обліку обертових мас автомобіля можна представити у вигляді [78]

$$\delta_{об} = 1 + A_1 + A_2 u_k^2, \quad (1.10)$$

де A_1 – коефіцієнт обліку інерційності обертових мас трансмісії, пов'язаних з колесами постійним передавальним відношенням;

A_2 – коефіцієнт обліку інерційності обертових мас трансмісії і двигуна, пов'язаних з колесами змінним передавальним відношенням;

U_k – передавальне число коробки передач.

Для одиночних автомобілів при номінальному навантаженні зазначені коефіцієнти можуть приймати значення [78] $A_1=0,03-0,05$; $A_2=0,04-0,06$ (менші значення відносяться до більш важких автомобілів).

В роботі [76] доведено, що використання безступінчастих передач (при яких $A_2=0$) дозволяє збільшити прискорення автотранспортних засобів та зменшити витрати енергії двигуна на розгін. Оптимальне зниження витрат енергії при цьому становить від 3,8% до 5,8% для легкових автомобілів та до 16,5% для вантажних автомобілів 5-го класу [76].

Проте, використання рівняння (1.9) не дає змоги в повній мірі провести оцінку впливу аеродинамічних параметрів (та ступеня їх досконалості) на динамічність автотранспортного засобу. Тому в роботах [79, 80] запропонований показник – коефіцієнт динамічності $K_{ДИН}$, що є відношенням тягової сили автомобіля P_k до сумарної сили опору руху

$$K_{ДИН} = \frac{P_k}{\Sigma P_c} = \frac{P_k}{m_a g \Psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2} . \quad (1.11)$$

Прискорення автомобіля пов'язано з коефіцієнтом динамічності наступною залежністю [79, 80]:

$$\frac{dV_a}{dt} = \frac{\Sigma P_c}{m_a \delta_{об}} (K_{ДИН} - 1) = \left(\frac{g \Psi}{\delta_{об}} + \frac{C_x}{2 m_a \delta_{об}} \rho F V_a^2 \right) (K_{ДИН} - 1) . \quad (1.12)$$

У рівняння (1.12), поряд з параметрами дорожнього опору входять так само параметри аеродинамічного опору руху автомобіля, що дозволяє в комплексі оцінити вплив конструктивних параметрів і параметрів, що характеризують умови руху на прискорення автомобіля.

В роботі [81], для оцінки технічного рівня автомобілів введено поняття автомобіля-лідера, стосовно якого (за величинами початкових прискорень під час розгону) пропонується визначати, так званий індекс динамічності автомобіля. Автомобіль-лідер – це автомобіль, що володіє на момент

розгляду найбільшою динамічністю (найвищим значенням початкового прискорення). Індекс динамічності [81]

$$q_i = \frac{\dot{V}_{0i}}{(\dot{V}_0)_{\max}}, \quad (1.13)$$

де \dot{V}_{0i} – величина початкового прискорення даного автомобіля;

$(\dot{V}_0)_{\max}$ – максимальне початкове прискорення автомобіля-лідера.

Для оцінки технічного рівня галузі (автомобілебудування) в роботі [81] запропонований індекс динамічності автомобіля-лідера.

$$q_{\text{лід}} = \frac{(\dot{V}_0)_{\max}}{\varphi g}, \quad (1.14)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Ступінь досягнення граничних динамічних можливостей розглянутих автомобілів запропоновано [81] оцінювати показником-ступенем досягнення граничного лінійного прискорення

$$q_{\text{итт}} = q_i \cdot q_{\text{лід}}. \quad (1.15)$$

На думку авторів зазначеної роботи [81] показники: індекс динамічності автомобіля і індекс динамічності автомобіля-лідера дозволяють проводити порівняльний аналіз динамічних характеристик різних моделей автомобілів.

Проведений аналіз показав те, що, не зважаючи на різноманітність відомих показників динамічних властивостей, у літературі немає показників і критеріїв, які дозволяють задавати та проводити оцінювання відповідності

автомобілів сучасним вимогам за динамічністю на стадії проектування та проведення випробувань.

1.2 Енергетична ефективність автомобілів і методи її оцінки

Динамічні властивості автомобілів визначаються потужністю двигуна і її витратами на подолання зовнішніх і внутрішніх опорів. За даними, опублікованими Агентством охорони навколишнього середовища США-US Environmental Protection Agency, зразковий розподіл енергії згоряння палива в бензиновому двигуні легкового автомобіля, що працює в міських умовах, наступний:

- енергія згоряння палива – 100%;
- втрати енергії в двигуні – 62,4%;
- конвертована енергія в механічну (на валу двигуна) – 37,6% (витрата енергії на привід допоміжних механізмів автомобіля – 2,2%; витрата енергії на режимі холостого ходу – 17,2%; витрата енергії на втрати в трансмісії – 5,6%);
- енергія, що приходить на провідні колеса автомобіля (забезпечення руху) – 12,6% (аеродинамічний опір) – 2,6%; опір коченню коліс – 4,2%; витрати на розгін автомобіля – 5,8%).

Раціонального використання енергії двигуна можна досягти за умови зведення до мінімуму непродуктивних втрат у двигуні та трансмісії [82]. Такий підхід забезпечує отримання високої енергетичної ефективності автомобіля [83, 84]. На думку Ю. Мацкерле [82] для економного витрачання енергії, перш за все потрібно з'ясувати мінімальну її кількість, що вимагається для подолання опору руху, і порівняти її з реально споживаною енергією. Йдеться про опір коченню коліс, аеродинамічний опір, опір руху на підйомі і витратам на розгін автомобіля [82].

Енергетична ефективність автомобіля багато в чому визначається його аеродинамікою, яка стала атрибутом практично всіх дизайнерських рішень, що отримали визнання [83].

Слід зазначити, що запропонована ще Є.О. Чудаковим [63-65] формула (1.6) для розрахунку сили аеродинамічного опору P_w є наближеною. Проведені в роботах [85, 86] дослідження з використанням методу парціальних прискорень [85] дозволили запропонувати більш точну формулу

$$P_w = \frac{C_{x0}}{2} \rho F V_a^{2-n} = \frac{C_{x0}}{2} \rho F V_a^k, \quad (1.16)$$

де C_{x0} – величина лобового коефіцієнта аеродинамічного опору при $V_a = 1$ м/с;

n – коефіцієнт, отриманий дослідним шляхом;

k – показник ступеня при підставі V_a (V_a вимірюється в м/с);

На рис. 1.2 представлений графік залежності цього коефіцієнта від відношення швидкості руху тіла до швидкості звуку [175].

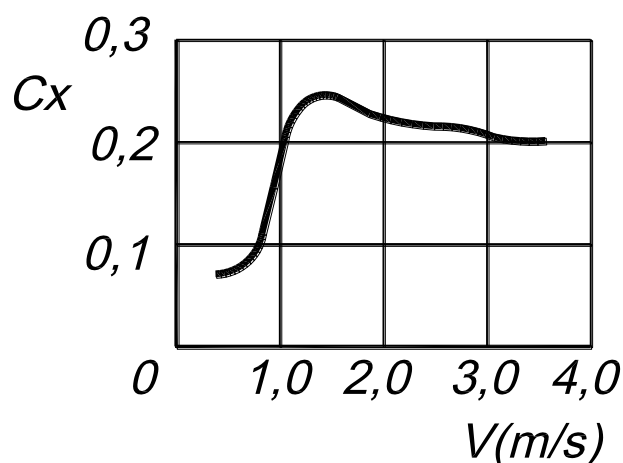


Рисунок 1.2 – Залежність коефіцієнта лобового аеродинамічного опору $C_x(V_a)$ від швидкості автомобіля [175]

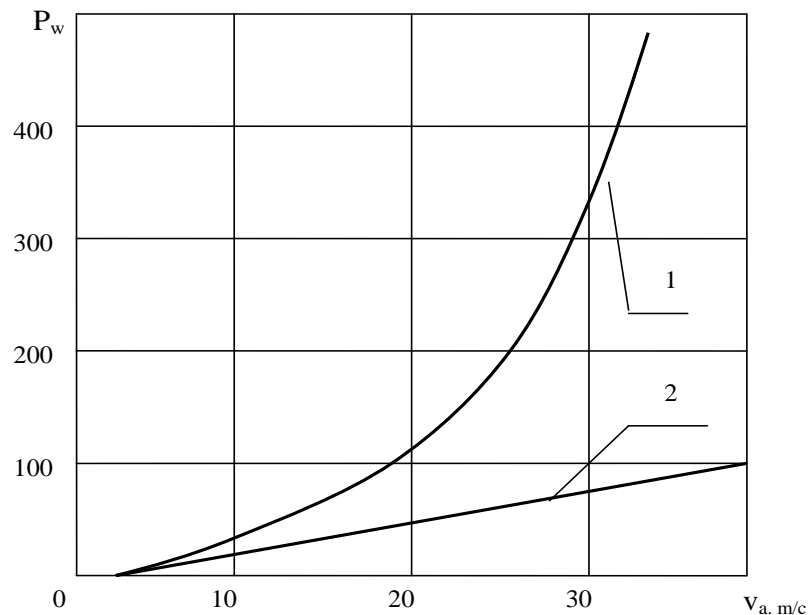
$$k = 2 - n . \quad (1.17)$$

Для автомобіля ЗАЗ-1103 («Славута») в роботах [85, 86] визначено $k=0,885$ і $C_{x0}=3,252$ (м/с)ⁿ. Потужність, що витрачається на подолання аеродинамічного опору

$$N_w = P_w V_a = \frac{C_{x0}}{2} \rho F V_a^{3-n} = \frac{C_{x0}}{2} \rho F V_a^k + 1 , \quad (1.18)$$

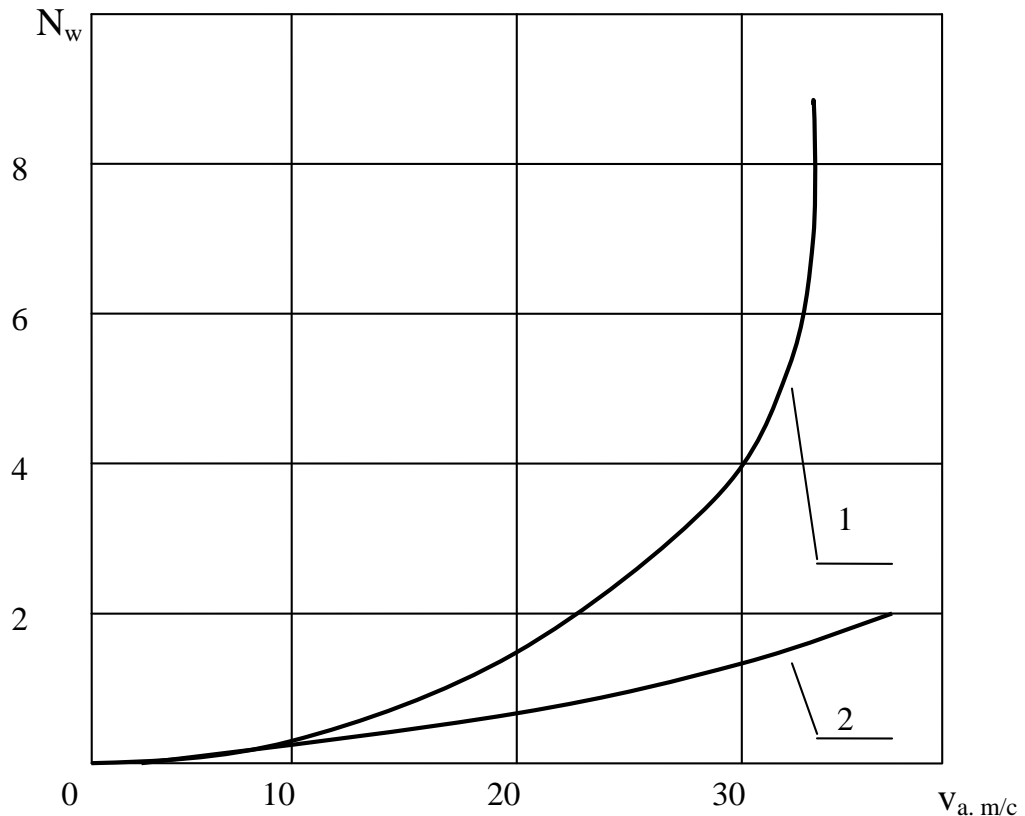
На рис. 1.3 і рис.1.4 представлені графіки залежності $P_w(V_a)$ і $N_w(V_a)$ для автомобіля ЗАЗ-1103 («Славута») при використанні залежностей (1.6) і (1.16) [85]

При розрахунку за формулою (1.6) використовувалися заводські дані по автомобілю ЗАЗ-1103 («Славута») $C_x=0,375$; $F= 1.753$ м² і $\rho = 0,8$ кг/м³ [85].



- 1– розрахунок за формулою (1.6);
- 2– розрахунок за формулою (1.16) [85]

Рисунок 1.3 – Залежності $P_w(V_a)$



1– розрахунок за формулою (1.6);

2– розрахунок за формулою (1.16) [85]

Рисунок 1.4 – залежності $N_w(V_a)$

В роботі [85] після аналізу графіків, представлених на рис. 1.3 і рис. 1.4, зроблено висновок про те, що для автомобіля ЗАЗ-1103 («Славута») під час швидкості $V_a = 35$ м/с (126 км/год) розрахунок за формулою (1.16) дає інформацію про зниження P_w від 492 Н до 81 Н у порівнянні з результатами розрахунку за формулою (1.6). Відповідні розрахункові значення витрат потужності N_w знижуються від 17,245 кВт до 2,841 кВт, тобто в 6 разів. Однак, і в даний час розрахунок аеродинамічного опору ведеться за формулою (1.6), що не дає об'єктивної оцінки енергетичної ефективності автомобілів.

Для оцінки енергетичної ефективності ряд авторів [87-96] запропонували використовувати ККД автомобілів. Однак тут виникла

проблема. Якщо з визначенням витраченої енергії двигуном сумнівів не виникало, то визначення корисної роботи викликало певні труднощі.

Одні автори [90] запропонували за корисну роботу приймати роботу по переміщенню вантажу з пункту А в пункт В. При цьому опір повітря P_w вважався силою невиробничого опору, яку можна зменшити раціональним вибором аеродинамічних параметрів автомобіля.

Оскільки зменшення непродуктивних витрат енергії сприяє збільшенню потужності, яку можна використовувати для розгону автомобіля (поліпшення динаміки його розгону), то ряд авторів [96, 97] запропонували в якості корисної роботи приймати потужність, що витрачається на розгін автомобіля. У своїй роботі [98] А.А. Токарев запропонував назвати відношення потужності, що витрачається на розгін, до витраченої потужності двигуна приємністю автомобіля.

Потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля, може бути визначена наступною [101] залежністю:

$$N_{розг} = \frac{m_a V_a \dot{V}_a}{\eta_{тр}} . \quad (1.19)$$

За більш, ніж вікову історію існування автомобіля, непорушним залишилося використання в якості його силової установки двигуна внутрішнього згоряння, не дивлячись на відносно низьку ефективність використання в ньому потенційних енергетичних можливостей нафтового палива [102]. Крім того, ДВЗ генерує нерівномірність крутного моменту, що призводить до додаткових витрат енергії (див. залежність (1.1) [72]).

Поява автомобілів з комбінованими енергетичними установками (гібридних автомобілів) дозволяє зменшити додаткові втрати енергії, викликані нерівномірністю крутного моменту за рахунок зменшення амплітуди коливань A_p тягової сили (див. відношення (1.1) [76]).

Вибір потужності двигуна на етапі проектування визначає енергетичну ефективність автомобіля. Питанням нормування показників енергетичної ефективності транспортних засобів присвячена робота [103]. У зазначеній роботі запропонований метод комплексної оцінки впливу на енергетичну ефективність автомобілів вдосконаленням конструкцій енергоустановок і застосуванням альтернативних палив з урахуванням повного життєвого циклу машин. Проблемі забезпечення сучасних вимог до енергетичної ефективності автотранспортних засобів присвячені роботи М.В. Нагайцева [104, 105]. Поліпшенню енергетичної ефективності транспортних машин за рахунок використання механічних безступінчастих передач з регульованими силовими функціями присвячена робота О.О. Благонравова і А.В. Юркевича [106], в якій запропоновані механізми, що дозволяють згладжувати коливання в трансмісії. При цьому відбувалося підвищення ККД трансмісії. Однак, в зазначених роботах [40-44] не розглянуто визначення потужності двигуна і не надано рекомендації щодо її вибору на стадії проектування автомобіля.

Традиційно, при проектуванні автомобіля [78, 79] максимальну потужність двигуна вибирають по заданих величинах максимальної швидкості $V_{a_{\max}}$ і повної маси m_{Π}

$$N_{e_{\max}} = V_{a_{\max}} \frac{\left(m_{\Pi} g \psi_V + \frac{C_x}{2} \rho F V_{a_{\max}}^2 \right)}{\eta_{mp}}, \quad (1.20)$$

де ψ_V – коефіцієнт сумарного дорожнього опору, який реалізується при $V_a = V_{a_{\max}}$.

Однак, якщо розглядати сучасні автомобілі, то під час максимальній потужності встановлених на них двигунів, останні здатні розвивати максимальну швидкість, яка перевищує допустимі значення для існуючих

доріг. Очевидно, що високі значення $N_{e_{\max}}$ у сучасних автомобілів дозволяють реалізовувати високі значення прискорень під час рушанні з місця, розгоні та здійсненні різних маневрів. Дослідження реальних швидкостей і прискорень легкових автомобілів в міському і заміському режимах руху дозволили авторам робіт [79, 107] запропонувати формулу для вибору максимальної потужності двигуна

$$N_{e_{\max}}^* = N_{e_1} + N_{e_2}, \quad (1.21)$$

де N_{e_1} – потужність двигуна, що реалізується при сталому режимі руху в міському циклі,

$$N_{e_1} = \frac{\bar{V}_{a_{cm}} \left(m_{\Pi} g \psi + \frac{C_x}{2} g F \bar{V}_{a_{cm}}^2 \right)}{\eta_{TP}}; \quad (1.22)$$

$\bar{V}_{a_{cm}}$ – математичне очікування середньої сталої швидкості руху автомобіля в міських умовах;

N_{e_2} – потужність двигуна, необхідна для реалізації максимальних лінійних прискорень V_{amax} автомобіля в міських умовах; при використанні співвідношення (1.19)

$$N_{e_2} = \frac{m_{\Pi} \bar{V}_{a_{cm}} \dot{V}_{a_{\max}}}{\eta_{TP}}. \quad (1.23)$$

При підході, запропонованому в роботах [79, 107], максимальна швидкість автомобіля повинна вибиратися з умови

$$N_{e_{\max}} = N_{e_{\max}}^* \cdot \quad (1.24)$$

і, в разі потреби, максимальна потужність двигуна може коригуватися в бік збільшення.

Для попередньої оцінки потужності двигуна на етапі проєктування використовують показник - питома потужність автомобіля [107-110]. Автори по-різному трактують вказаний показник. Наприклад, в джерелі [108] під питоною потужністю автомобіля розуміють відношення спорядженої маси до ефективної потужності двигуна. Чим менше відношення маси до потужності, тим більше величина прискорення, інтенсивніше розгін і вище здатність автомобіля долати підйом.

У роботах [109, 110] питома потужність автомобіля визначається відношенням максимальної ефективної потужності двигуна $N_{e_{\max}}$ до повної маси автомобіля m_{Π}

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{e_{\max}}}{m_{\Pi}} \cdot \quad (1.25)$$

Автомобілі, призначені для роботи на дорогах з твердим покриттям, мають питому потужність, що знаходиться в межах [109] $N_{\text{пит}} = 15-50$ кВт/т.

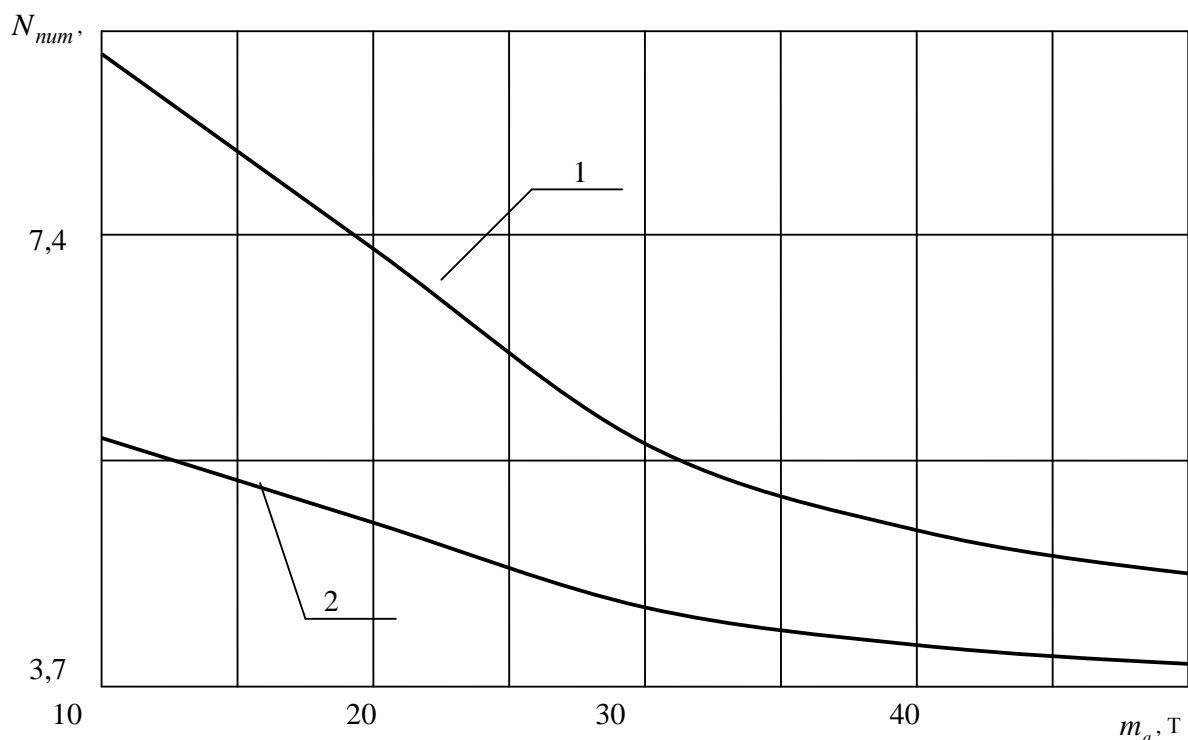
Менші значення питомої потужності відповідають мікролітражним автомобілям з «незначними» максимальними швидкостями. Питома потужність автомобілів вищого класу виробництва США і гоночних автомобілів досягає $N_{\text{пит}} = 150-700$ кВт/т [109]. На рис. 1.5 наведені графіки залежності питомої потужності вантажних автомобілів і автопоїздів з дизельними двигунами від швидкості [109].

Аналіз графіків, наведених на рис. 1.5 показує, що з ростом маси автомобіля відбувається зменшення показника $N_{\text{пит}}$. Це можливо тільки в

разі, якщо для всіх розглянутих автомобілів прийнято однакове значення $N_{e_{\max}}$. І, швидше за все, при виконанні розрахунків враховувалося не $N_{e_{\max}}$, а поточне значення ефективної потужності, необхідне для подолання певного дорожнього опору. Таким чином, показники питомої потужності не повною мірою характеризують динамічні властивості автомобіля, оскільки не враховують його швидкісні можливості.

З огляду на цю обставину, автори роботи [111] запропонували новий показник – рівень енергетичної навантаженості автомобілів, який визначається наступною залежністю:

$$Y_w = \frac{2N_{e_{\max}}}{m_{II}V_{a_{\max}}^2} \quad (1.26)$$



1 – горбиста місцевість; 2 – рівнина [47]

Рисунок 1.5 – Питома потужність вантажних автомобілів і поїздів з дизельними двигунами

У правій частині рівняння (1.26) наведено всі параметри, що визначають енергетичні (потужності), швидкісні і динамічні показники автомобіля. У таблиці 1.1 наведені результати статистичного аналізу показників Y_w легкових автомобілів різних років випуску [111]. Для порівняння в цій же таблиці наведені розрахунки показника N_{num} для тих же моделей автомобілів.

Аналіз результатів розрахунку показників Y_w і N_{num} , проведений в роботі [111], показав, що показник Y_w в порівнянні з N_{num} має менше розсіювання. Математичне очікування (оцінка середньої величини) $Y_w = 0,047$ Вт/Дж, а середнє квадратичне відхилення $V'_{yw} = \pm 0,006$ Вт/Дж, коефіцієнт варіації $V_{yw} = \pm 0,128$ [111]. Для цих же моделей автомобілів середнє значення питомої потужності $\bar{N}_{num} = 48,67$ кВт/т, середнє квадратичне відхилення $V'_{yw} = \pm 22,95$ кВт/т, коефіцієнт варіації $V_N = \pm 0,471$. Результат показує, що показник Y_w має менше розсіювання, ніж N_{num} . Крім того, величина Y_w не корелюється з роком випуску автомобіля, що дозволяє використовувати вказаний показник на етапі проектування автомобілів. Слід тільки задати раціональне нормативне значення цього показника.

Автори роботи [111] запропонували також показник енергетичної ефективності автомобіля, який представляє собою величину, зворотну рівню енергетичної навантаженості, тобто

$$E_w = \frac{1}{Y_w} = \frac{m_{\Pi} V_{a_{\max}}^2}{2N_{e_{\max}}} . \quad (1.27)$$

Таблиця 1.1 – Вплив параметрів легкових автомобілів на рівень їхньої енергетичної завантаженості

Модель автомобіля	Рік випуску	Максимальна швидкість		Максимальна потужність		Повна маса кг	Максимальна кінетична енергія, кДж	Y_w Вт / Дж	N_{nut} кВт/т	E_w , Дж/Вт
		м/с	км/год	к.с.	кВт					
ЗАЗ-966	1968	33,33	120	43	32	1080	600	0,053	28,63	18,87
М-408	1964	33,33	120	50	36,75	1330	739	0,050	27,63	20,00
М-412	1967	38,89	140	75	55	1340	1013	0,054	41,04	18,52
ВАЗ-2101	1970	38,89	140	60	44	1345	1017	0,043	32,71	23,26
ВАЗ-2112	2004	47,22	170	91	66,7	1500	1672	0,040	44,77	25,00
ГАЗ-21	1965	36,11	130	75	55	1875	1224	0,045	29,33	22,22
ГАЗ-24	1968	40,28	145	98	72	1825	1480	0,049	39,45	20,41
ГАЗ-13	1959	44,44	160	195	143	2625	2592	0,055	54,48	18,18
ЗИЛ-111	1963	47,22	170	200	147	3130	3489	0,042	46,96	23,81
ЗИЛ-114	1967	52,77	190	300	220	3610	5026	0,044	60,94	22,73
HONDA	1999	66,67	240	241	177	1535	3411	0,052	115,3	19,23
VOLVO	2004	58,33	210	180	132	2100	3572	0,037	62,86	27,03

Розмірність показника E_w – це Дж/Вт (кДж/кВт).

Якщо перейти від похідних одиниць СІ до основних, то ми отримаємо розмірність часу (секунда). Таким чином, запропонований авторами роботи [111] показник енергетичної ефективності є час розгону автомобіля від $V_a=0$ до максимальної швидкості $V_{a_{max}}$ за умови, що вся максимальна ефективна потужність автомобіля витрачається тільки на його розгін.

У таблиці 1.1 також наведені значення показника E_w для розглянутих моделей автомобіля. Однак, в зазначених [107-111] літературних джерелах відсутні рекомендації по розробці нормативних вимог до енергетичної ефективності автомобілів. Слід відразу зазначити, що у виразах (1.26) і (1.27)

основні параметри автомобіля (m_{II} ; $V_{a_{\max}}$ і $N_{e_{\max}}$) в різному ступені впливають на величини Y_w і E_w . Тому, на наш погляд, необхідно розробити комплексний показник, в якому всі параметри (m_{II} ; $V_{a_{\max}}$ і $N_{e_{\max}}$) надавали б однаковий вплив на кінцевий результат.

Для більш об'єктивної оцінки енергетичних витрат нами було запропоновано [64-66] використовувати поняття «енергетична економічність автомобіля» замість паливної економічності. Необхідність розширення відомого поняття експлуатаційної властивості – це паливна економічність, яка виникла з появою нових альтернативних енергоустановок (електродвигуни, маховикові двигуни, гібридні енергоустановки тощо), що потребує включення в нього витрат не тільки теплової енергії палива, але й енергії інших видів (електричної, механічної). Запропоновані в роботах [64-66] показники, дають можливість розробки критеріїв і нормативів енергетичної економічності автомобілів. В якості показника енергетичної економічності автомобіля [64] запропоновано використовувати зменшення запасу джерела енергії за час проходження мірної ділянки шляху. Іншим критерієм [64] запропоновано використовувати зворотну величину, тобто шлях, що проходить автомобіль після витрачання мірної кількості енергії джерела. На наш погляд, при прогнозуванні й оцінці динамічних властивостей автомобілів раціональним є використання енергетичних показників автотранспортних засобів, для чого потрібно розробити відповідні критерії оцінки.

1.3 Розвиток вимог до динамічних властивостей автомобілів

Зростання потужності двигунів супроводжується підвищенням показників динамічних властивостей автомобілів. Це проявляється, перш за все, в збільшенні максимальних конструктивних швидкостей і прискорень автомобілів. В роботі Н.В. Ярещенко [112] проведено аналіз росту

конструктивних швидкостей руху автомобілів за весь період часу існування останніх. У роботах [113, 114] отримана регресійна залежність зміни максимальної досягнутої конструктивної швидкості автомобілів від часу

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{2\varphi g m_a}{C_x \rho F}} [K - \exp(-c\lambda)], \text{ м/с} , \quad (1.28)$$

де c – коефіцієнт, що представляє собою величину, зворотну постійній часу;

λ – відносний час;

$$\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2} ; \quad (1.29)$$

Γ_1 – рік, для якого розглядається необхідне усталене уповільнення;

Γ_2 – рік, від якого умовно ведеться відлік часу, прийнято $\Gamma_2 = 1900$;

Γ_3 – рік, від якого автором роботи [63] був проведений ретроспективний аналіз, $\Gamma_3 = 2000$.

K – початковий коефіцієнт, що відповідає отриманню V_{\max} під час $\lambda = 0$.

В результаті обробки статистичних даних, наведених в роботі [112], в [113, 114] отримана емпірична залежність

$$\begin{aligned} V_{\max} &= 3,6 \sqrt{\frac{2\varphi g m_a}{C_x \rho F}} [1,043 - \exp((- \bar{c} \pm \Delta_c)\lambda)] = \\ &= 582 \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,140)\lambda]\} , \text{ км/ч} . \end{aligned} \quad (1.30)$$

де \bar{c} – математичне очікування коефіцієнт c ;

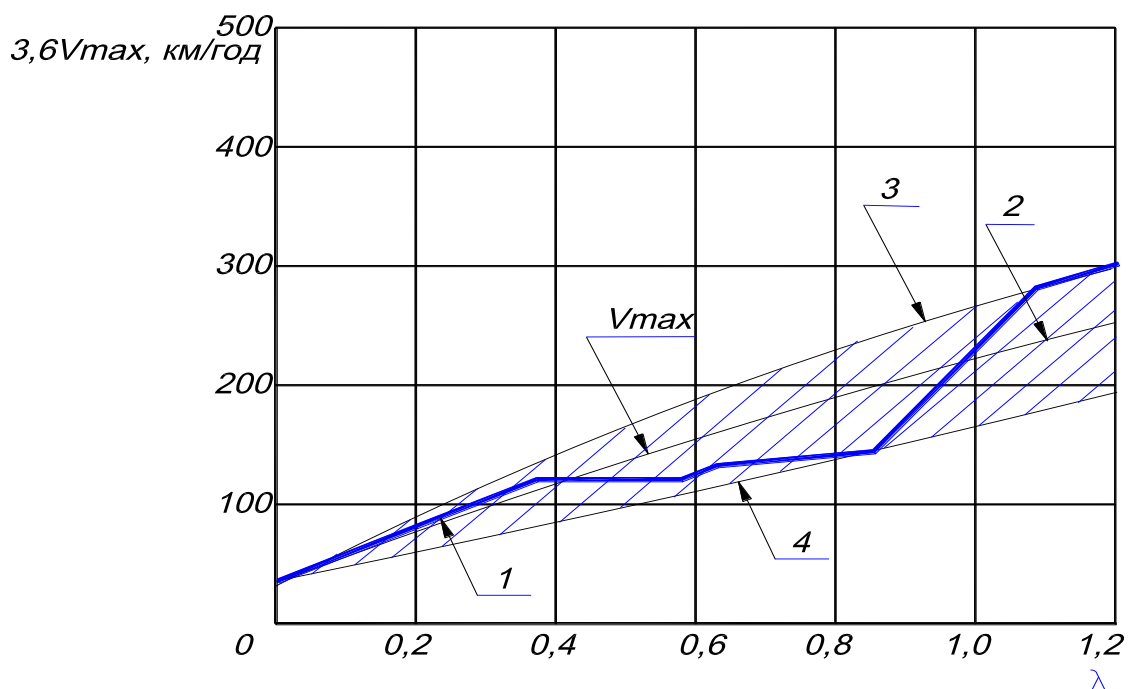
Δ_c – середнє квадратичне відхилення параметра c .

На рис.1.6 представлені графіки, що ілюструють залежність (1.30) [113, 114].

Авторами роботи [81] було проведено дослідження динаміки зміни індексу динамічності легкових автомобілів (див залежність (1.13)) по роках. Результати проведеного дослідження дозволили отримати графік (рис. 1.6) $q(\Gamma 1)$. Кривими q_{\max}^* і q_{\min}^* обмежений коридор значень індексу динамічності в межах одного середнього відхилення постійної часу в рівнянні експоненти (див. залежність (1.31)).

Обробка результатів статистичних досліджень дозволили авторам роботи [81] отримати емпіричну залежність

$$q^* = 1 - \exp\left(-\frac{\lambda}{1,952 \pm 0,2427}\right). \quad (1.31)$$



1 – крива, отримана Яреценко Н.В. [112]; 2 – лінія регресії по λ ;

3,4 – верхня і нижня межі розсіювання

Рисунок 1.6 – Динаміка конструктивних швидкостей руху легкових автомобілів

Графік залежності $\bar{q}^*(\lambda)$ [81] наведено на рис. 1.7

Залежності (1.30) і (1.31) виражають вимоги суспільства до динамічних властивостей легкових автомобілів. Цікавим є визначення аналогічних залежностей для АТЗ інших видів (категорії M_2 ; M_3 і N).

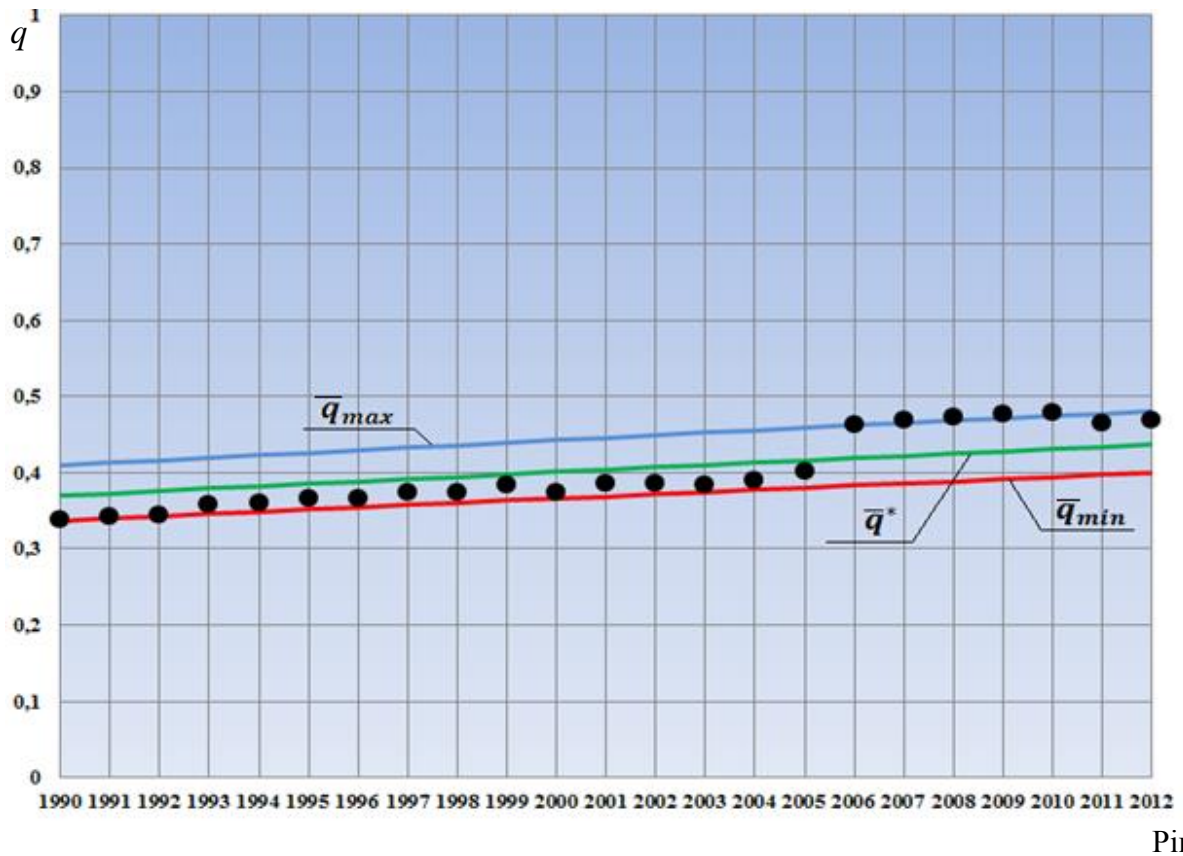


Рисунок 1.7 – Зміна середнього індексу динамічності $q(\Gamma)$ легкових автомобілів по роках [81]

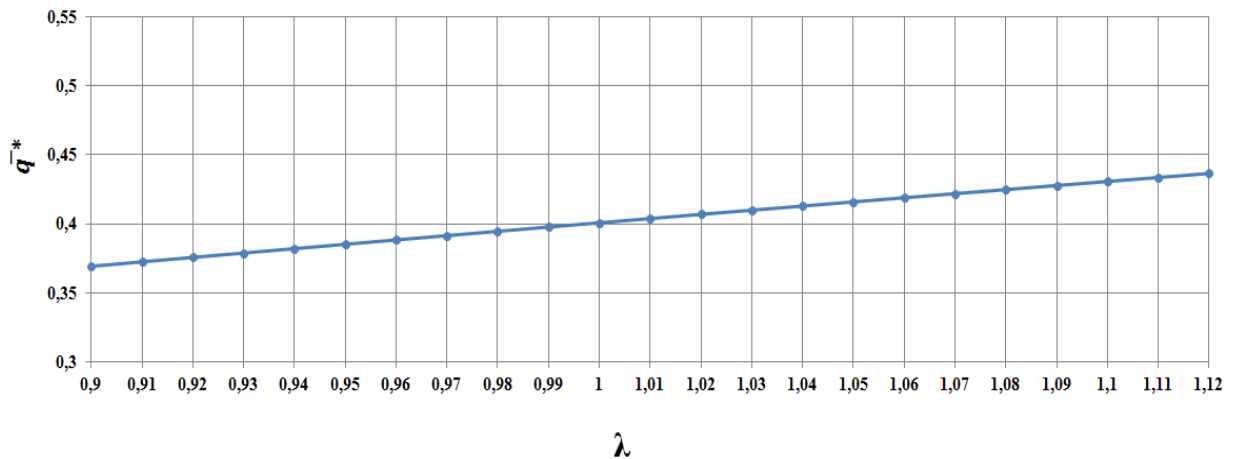


Рисунок 1.8 – Залежність показника \bar{q}^* від відносного часу λ .

Для оцінки динаміки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей автомобілів, на основі проведення ретроспективного аналізу нормативних показників, авторами робіт [113-115] була запропонована емпірична залежність мінімально допустимого усталеного уповільнення $j_{уст}$ в функції відносного часу λ , яка має наступний вигляд:

$$[j_{уст}] = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)], \quad (1.32)$$

де j_{max} – максимально можливе уповільнення, обумовлене зчіпними властивостями АТЗ,

$$j_{max} = \varphi g ; \quad (1.33)$$

B – коефіцієнт, що залежить від категорії АТЗ і типу гальмівних випробувань.

У таблиці 1.2 наведені значення коефіцієнта B для випробувань 0 [113-115].

На рис. 1.9 наведені графіки залежності (1.32) для категорій АТЗ, представлених в таблиці 1.2 [113-115]. На рис. 1.8 горизонтальними відрізками прямих показані нормативні значення $[j_{уст}]$ (в межах термінів їх дії), прийняті в різний час.

Таблиця 1.2 – Значення коефіцієнта B для випробувань тип 0 [113-115]

Категорія АТЗ	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
B	2,622	1,823	1,823	1,501	1,501	1,501

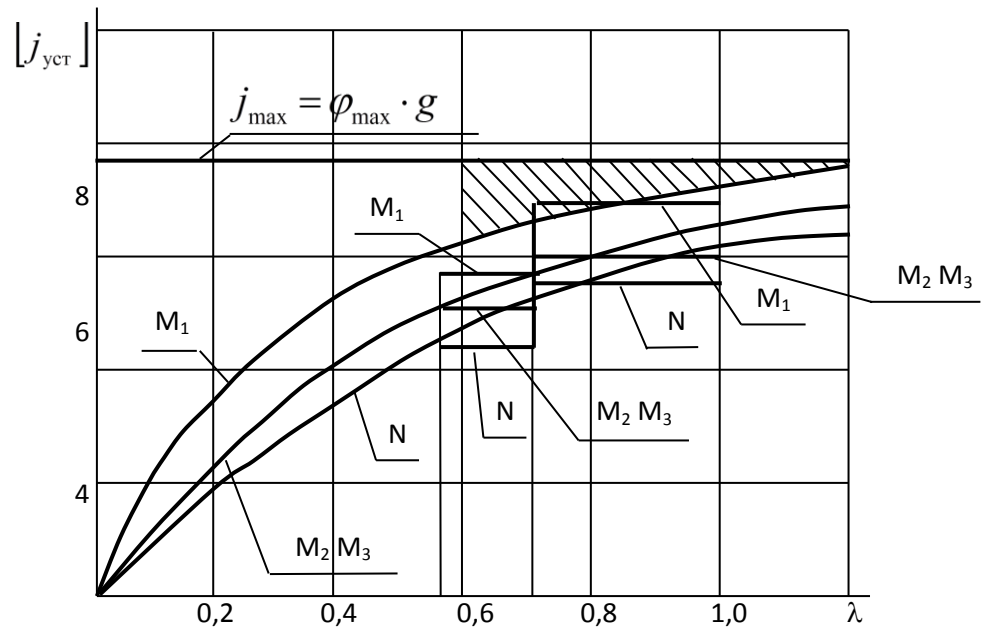


Рисунок 1.9 – Криві зміни вимог суспільства до ефективності гальмування при випробуваннях тип 0 АТЗ категорій M і N [113-115]

Заштрихована зона на рис. 1.9 показує можливості підвищення нормативів ефективності гальмування для найбільш динамічних АТЗ категорії M_1 [113-115], оскільки уповільнення автомобіля j не може перевищувати максимально можливу величину j_{max} .

Зростання показників динамічних властивостей було зумовлене збільшенням питомої потужності автомобілів. У роботах [79, 107], з урахуванням тенденцій зростання максимальних конструктивних швидкостей руху легкових автомобілів (див. залежність (1.30)), була отримана емпірична залежність

$$N_{num} = 161\psi g \{1 - \exp[-(0,382 \pm 0,140)\lambda]\} + 4,2 \cdot 10^6 \frac{C_x \rho F}{2m_a} \{1 - \exp[-0,382 \pm 0,140]\lambda\}^3, \text{ Вт/кг.} \quad (1.34)$$

Графік, що ілюструє залежність (1.34), наведено на рис. 1.10 [79, 107]

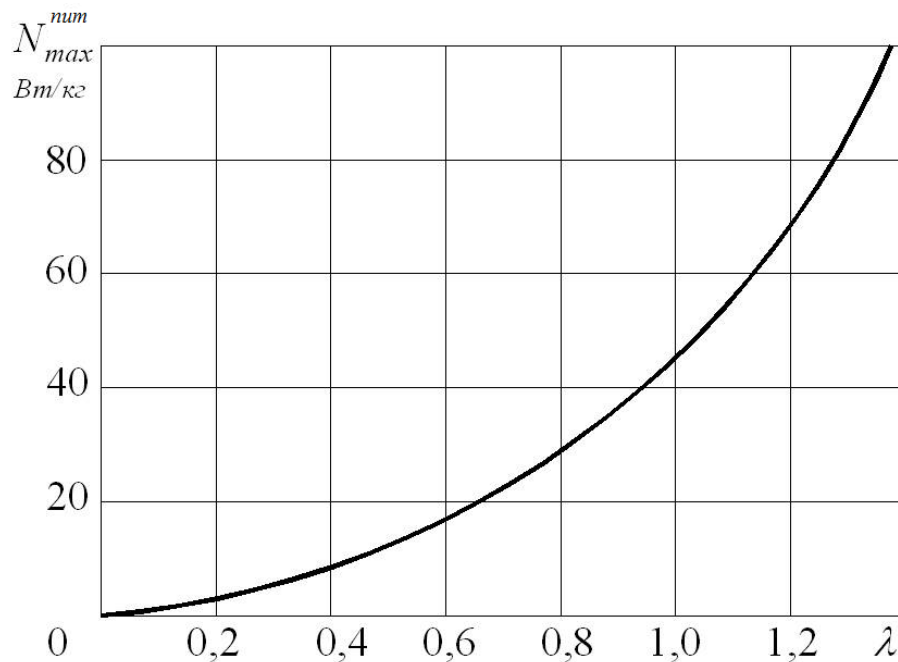


Рисунок 1.10 – Залежність $N_{num}^{max}(\lambda)$ для легкових автомобілів [79, 107]

Після переведення відносного часу в абсолютний, в роботах [79, 107] була отримана діаграма зростання питомих потужностей легкових автомобілів по роках (рис. 1.11 [79, 107]).

Отримані результати автори зазначених робіт [79, 107] підтвердили статистичним аналізом зростання питомих потужностей легкових автомобілів за період 1960 - 2003 рр. (див. рис. 1.11)

На рис. 1.12 криві 1, 3 утворюють коридор, побудований при двох (B_{min} і B_{max}) числових коефіцієнтах при λ в показники ступеня експоненти (див залежність (1.34)) [79, 107].

У зазначених роботах [79, 107] для легкових автомобілів класичної компоновки (з приводом на задні колеса і переднім розташуванням двигуна) надані обмеження щодо подальшого розрахунку питомої потужності з 2010 року в зв'язку з небезпекою втрати стійкості.

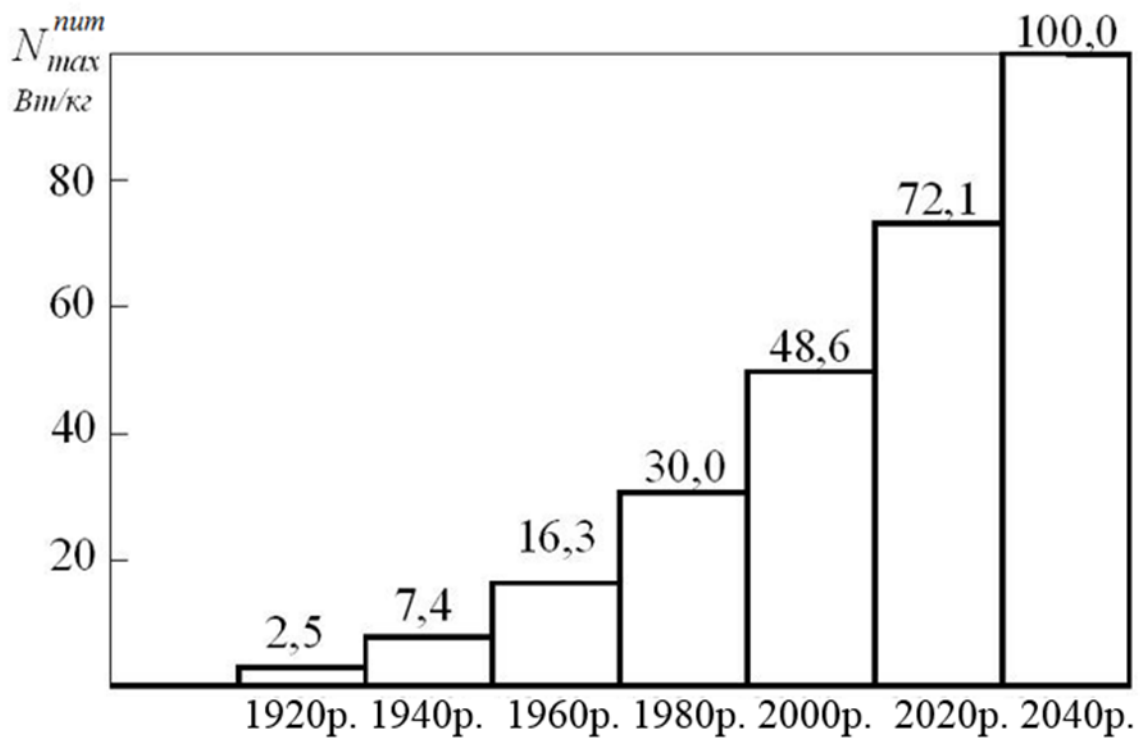


Рисунок 1.11 – Діаграма зростання питомих потужностей легкових автомобілів [79, 107]

Слід зазначити, що в цей же час в ряді Європейських країн вийшли закони, які забороняють експлуатацію автотранспортних засобів для перевезення автомобілів без установки ESP (системи динамічної стабілізації курсового кута). Отже, тенденцію зростання питомих потужностей автомобілів, і пов'язані з цим, збільшення показників динамічних властивостей, необхідно враховувати при перспективному проектуванні і випробуваннях АТЗ.

Енциклопедичний словник [129] дає формулювання стабільності, під якою мається на увазі стійкість, міцність, насиченість, тривале збереження певного стану або рівня.

Стабільності експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів присвячено значну кількість проведених за останні роки досліджень [1, 3, 6, 14, 22, 68, 71, 72, 74, 75, 107, 113, 114, 115].

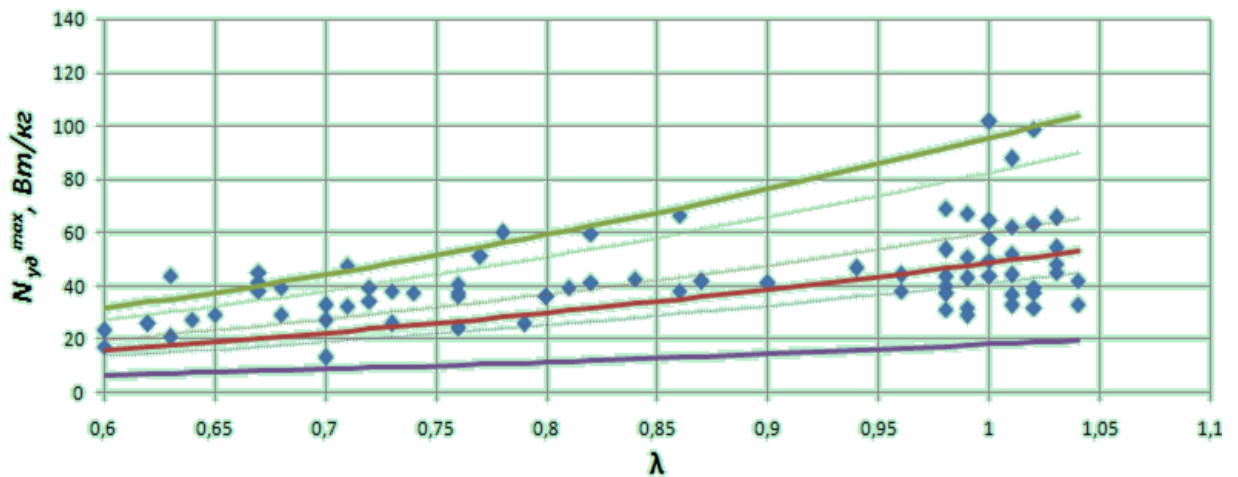


Рисунок 1.12 – Статистичний аналіз зростання питомих потужностей легкових автомобілів в 1960-2003 рр. [79, 107]

Об'єктом дослідження в теорії функціональної стабільності, на відміну від теорії надійності, виступає не відмова, а швидкість зміни параметрів автотранспортного засобу в процесі експлуатації.

1.4 Функціональна стабільність динамічних властивостей автомобілів і відомі методи її оцінки

Під час експлуатації автотранспортних засобів, показники динамічних властивостей знижуються у зв'язку із нестабільністю їх параметрів. Зазначені вимоги до показників динамічних властивостей весь час зростають. В той момент часу, коли зазначені показники стануть нижче за нормативні вимоги, автомобіль потрібно знімати з експлуатації.

У роботах [14, 113-115] проведена оцінка стабільності розподілу гальмівних сил між осями, яка впливає на стійкість автотранспортного засобу при гальмуванні. Вплив характеристик теплостійкості фрикційних накладок передніх та задніх гальмівних механізмів, які також мають вплив на розподіл гальмівних сил між осями та стійкість автомобілів розглянуто в роботах [116, 117]. Запропоновано [116, 117] методику вибору гальмівних пар фрикційних

механізмів за характеристиками їхньої теплостійкості. Рекомендовано заміну зношених гальмівних колодок автомобілів здійснювати одночасно комплектами (для передніх та задніх колес).

У роботах [113-115, 118] розглянуто вплив типів гальмівних механізмів на стабільність гальмівного моменту і стабільність розподілу гальмівних сил між осями. Цьому сприяло отримання в роботі [118] узагальненого рівняння гальмівного моменту, справедливого для всіх відомих типів фрикційних гальмівних механізмів.

Вплив нестабільності гальмівних моментів на бортову нерівномірність гальмівних сил і стійкість автомобіля досліджено в роботах [67, 68, 86, 116, 119-122]. Запропоновано способи і пристрої для автоматичного зменшення бортової нерівномірності гальмівних сил автомобіля.

В роботі [69], за участю автора, проведено дослідження зниження потужності на колесах автомобіля під час експлуатації. Для проведення експериментальних досліджень було використано мобільний реєстраційно - вимірювальний комплекс, робота якого здійснювалася на основі методу парціальних прискорень [85]. За результатами досліджень було виявлено суттєве (до 20%) зниження потужності на колесах автомобіля, що, безсумнівно, необхідно враховувати при проектуванні і випробуваннях автомобіля. Зазначене зниження потужності на колесах обумовлено погіршенням технічного стану двигуна, трансмісії і ходової частини автомобіля.

Дослідженню впливу зміни характеристик ходової частини і рульового управління на динамічні властивості автомобілів присвячені роботи [69, 113, 114, 123-125]. Показано вплив зміни технічного стану рульового управління і ходової частини на додаткові витрати енергії при русі автомобіля.

Вплив дисбалансу направляючих коліс автомобіля, зміна характеристик підвіски автомобіля на енергетичні витрати розглянуто в роботах [126, 127]. Запропоновано [128] оцінювати технічний стан за зміною витрат енергії на рух автомобіля.

Проведений аналіз показав, що при проектуванні і випробуваннях автотранспортного засобу потрібно враховувати функціональну нестабільність його елементів, що впливають на якість виробу. Під час розробки технічного завдання потрібно планувати запас потужності двигуна, який забезпечує збереження заданого рівня показників динамічних властивостей автотранспортних засобів.

1.5 Види випробування автотранспортних засобів та їхніх вузлів і агрегатів

Випробування автотранспортних засобів розрізняються по випробовуваним об'єктам, призначенню, способам проведення, тощо. [149]. Проводять випробування дослідних і макетних зразків нових або модернізованих автотранспортних засобів і їхньої модифікації, зразків установчої серії нових моделей, базових моделей або модифікацій, а також автомобілів поточного виробництва. Дослідні і макетні зразки автомобілів і їхньої модифікації піддають доводочним, попереднім і приймальним випробуванням. Автотранспортні засоби поточного виробництва проходять контрольні, ресурсні, приймально-здавальні і атестаційні іспити, а також випробування на надійність. Зразки всіх автотранспортних засобів на будь-якому етапі розробки та виробництва можуть проходити визначальні, експлуатаційні, дослідні і спеціальні випробування. За умовами, методами та місцем проведення випробування поділяють на: полігонні (з використанням різних видів доріг, підйомів, басейнів, ванн, нерівностей тощо), стендові (лабораторні), експлуатаційні (випробування в експериментально-виробничих та опорних автомобільних господарствах), дорожні з регламентацією якості доріг загального користування, та випробування в високогірних, тропічних, північних та інших особливих умовах. За тривалістю проведення випробування можна поділити на нормальні та прискорені. Нормальні випробування – це випробування автотранспортного

засобу, методи та умови проведення яких забезпечують отримання потрібного обсягу інформації в той самий термін, що і в передбачених умовах та режимах експлуатації. Під час прискорених випробувань необхідну інформацію можна отримати у більш короткий термін.

Прискорені випробування за ступенем інтенсивності поділяються на форсовані та скорочені, з інтенсифікацією та без інтенсифікації процесів, які викликають відмови або пошкодження. Форсовані випробування проводяться за умови збільшених навантажень (температура, тиск, швидкість тощо). Під час скорочених випробувань обробку результатів проводять з використанням методів екстраполяції тощо. За оцінюваними експлуатаційно-технічними властивостями поділяють випробування на паливну економічність, тягово-швидкісні якості, керованість та стійкість, гальмівні якості, шум та вібрацію, плавність ходу, ергономічні якості, надійність, прохідність, пасивну безпеку та активну безпеку. Під час розробки дослідних зразків для здійснення оцінки впливу внесених змін з метою досягнення необхідних показників якості проводять доводочні випробування.

Попередні випробування – контрольні випробування дослідних зразків автотранспортних засобів, що проводяться для визначення можливості їх пред'явлення на приймальні випробування.

Приймальні випробування – контрольні випробування дослідних зразків автотранспортних засобів, що проводяться відповідно для вирішення питання про доцільність впровадження у виробництво моделі або передачі її в експлуатацію. Приймальні випробування проводять за програмою, під час складання якої враховують типові методики приймальних випробувань окремих видів автомобілів, що діють в країні. Під час приймальних випробувань перевіряють відповідність представлених зразків технічним завданням, проєктній документації, стандартам та іншим нормативним документам, вітчизняним і міжнародним нормам безпеки і токсичності, вимогам поставки експортним організаціям. Оцінюють технічний рівень нової моделі по конструкції і експлуатаційно-технічним властивостям;

попередньо визначають надійність і необхідний обсяг конструктивного доопрацювання дослідних зразків. Приймальні випробування можуть бути відомчими, міжвідомчими та державними.

Під час випробувань зразків установчої серії оцінюють ефективність робіт по усуненню недоліків, виявлених в процесі приймальних випробувань, здійснюють контроль за якістю виробів, що поставляються суміжними виробництвами.

Періодичні контрольні випробування серійних зразків можуть бути короткими і тривалими (див. рис. 1.13). Після випробувань дають висновок про якість виготовленого автомобіля, відповідно його технічним умовам, ефективності проведених підприємством-виробником заходів щодо поліпшення конструкції. При тривалих контрольних випробуваннях, крім того, перевіряють надійність роботи автотранспортних засобів в цілому, його агрегатів, вузлів і деталей в межах гарантійного пробігу.

Випробування на надійність проводять для визначення або оцінки показників надійності роботи в заданих експлуатаційних умовах.

Ресурсні випробування – випробування на довговічність, що проводяться для визначення технічного ресурсу автомобіля або підтвердження призначеного ресурсу (див. рис. 1.14).



Рисунок 1.13 – Періодичні контрольні випробування серійного зразка автомобільної шини Dunlop SP Winter Sport 3D



Рисунок 1.14 – Ресурсні випробування легкового автомобіля на бруковій дорозі

В процесі випробувань визначають передбачені ГОСТ 13377-75 [150] показники довговічності такі, як пробіги автомобіля в заданих дорожньо-кліматичних і експлуатаційних умовах до першого капітального ремонту, між капітальними ремонтами, загальний пробіг автотранспортних засобів до списання, тривалість роботи окремих агрегатів і систем автомобіля до настання граничного стану і ін. Підтвердження призначеного ресурсу автомобіля, його агрегатів і систем дають на підставі пробігових випробувань, встановлених інструкцією.

Ресурсні випробування проводять на автомобільному полігоні або на дорогах загального користування, а також в автогосподарствах при перевезенні вантажів. Під час випробувань періодично проводять перевірку технічного стану автомобіля.

Приймально-здавальні випробування автотранспортних засобів поточного виробництва проводяться для визначення відповідності їхньої технічної документації.

Атестаційні іспити призначені для оцінки рівня якості продукції при її атестації. Ці випробування періодично повторюють в обсязі і за показниками, встановленими інструкцією про порядок і методику їх проведення.

Завданням визначальних випробувань є зіставлення значень конструктивних і експлуатаційно-технічних параметрів автотранспортних засобів зі заданими значеннями точності і достовірної ймовірності. автомобіля FORD Focus (рис. 1.15.).

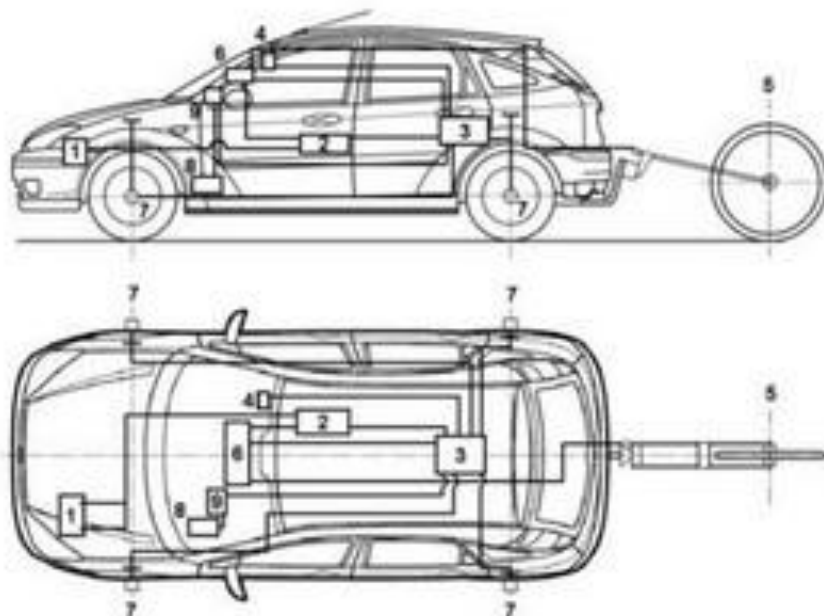


Рисунок 1.15 – Означальні випробування легкового автомобіля FORD Focus

Випробування називають оціночними, якщо при оцінці якості не потрібно визначення значень параметрів і показників із заданими значеннями точності і достовірної ймовірності.

При експлуатаційних випробуваннях дають оцінку можливості роботи автомобіля в умовах експлуатації (в різних кліматичних і дорожніх умовах), збирають дані по надійності, уточнюють параметри, необхідні для нормування витрат паливно-мастильних матеріалів, періодичності технічних обслуговувань, потреби в запасних частинах і шинах.

Дослідницькі випробування проводять для вивчення робочих процесів механізмів, систем та агрегатів, теплових та швидкісних режимів роботи агрегатів автотранспортного засобу, експлуатаційно-технічних властивостей, навантажувальних, тощо. За отриманими результатами перевіряють правильність теоретичних розрахунків і досліджень, визначають шляхи удосконалення та розвитку конструкцій, знаходять обґрунтування оптимальних рішень при створенні нових зразків та модернізації автомобілів. Під час спеціальних випробувань перевіряють, чи відповідає автомобіль специфічним вимогам: виявляють можливість його експлуатації в особливих умовах (в північних районах, в умовах жаркого і сухого клімату, в високогірних районах), визначають придатність до перевезення спеціальних вантажів і т.п. [151].

Допускається суміщення випробувань різних видів при їхньої організації відповідно до встановлених цілей, обсягів та умов, наприклад, доводочних з попередніми, кваліфікаційних з приймальними і т.п. У ряді випадків експлуатаційні випробування проводяться в транспортних підрозділах заводу-виготовлювача, які обслуговують власні потреби в різних перевезеннях.

Види випробувань, перераховані в таблиці 1.3, відображають сформовану комплексну систему отримання інформації про створювані знову і експлуатовані машини.

У таблиці 1.3 наведені основні види випробувань автомобілів і цілі, які поставлені перед їх проведенням [149].

Таблиця 1.3 – Види випробувань АТЗ [149].

Види випробувань Види (категорії) випробувань	Об'єкти випробувань	Цілі випробувань
<p>1. Дослідницькі</p> <p>1.1 Пошукові</p> <p>1.2 Доводочні</p>	<p>Макетні і дослідні зразки</p> <p>Дослідні зразки</p>	<p>Вибір і обґрунтування оптимальних значень показників експлуатаційних властивостей, перевірка і підтвердження конструктивних схем і параметрів, конструкційних матеріалів, відпрацювання технічних вимог для включення в технічне завдання (ТЗ) на розробку.</p> <p>Визначення та оцінка впливу внесених в дослідні зразки змін для досягнень заданих значень показників ТЗ і якості; приведення конструкції в відповідність до вимог технічних умов (ТУ), технічного проекту, конструкторської документації (КД), стандартів, правил і норм безпеки, санітарно-гігієнічних норм та інших нормативних документів, в тому числі міжнародних правил і національних норм і правил країн, в які планується експорт машин.</p>
<p>2. Попередні</p>	<p>Дослідні зразки</p>	<p>Перевірка відповідності дослідних зразків ТЗ, вимогам нормативної та іншої документації, перерахованої в п.1.2. Визначення необхідного конструкторського доопрацювання і внесення змін в зразки машини для приймальних випробувань. Визначення можливості пред'явлення зразків на приймальні випробування.</p>

Види випробувань Види (категорії) випробувань	Об'єкти випробувань	Цілі випробувань
3. Приймальні	Дослідні зразки	Визначення відповідності дослідних зразків ТЗ, вимогам стандартів, в тому числі міжнародних, національних та КД. Оцінка технічного рівня. Визначення доцільності постановки машини на виробництво і використання за призначенням.
4. Кваліфікаційні (установочний)	Зразки установочної серії (першої промислової партії)	Перевірка ефективності заходів щодо усунення недоліків, виявлених в приймальних випробуваннях. Оцінка відповідності зразків установочної серії технічним умовам і вимогам інших документів, перелічених у пп.1-3. Перевірка відпрацьованості (освоєння) технології виготовлення основних агрегатів, вузлів, деталей повнокомплектної машини шляхом комплексної оцінки якості.
5. Пріємо-здавальні	Зразки серійного і масового виробництва	Перевірка відповідності машин серійного і масового виробництва вимогам технічних умов, конструкторській документації та інструкціям з технічної експлуатації, а також умовам поставки, передбаченим документами про порядок приймання та поставки машин, їх агрегатів, вузлів і деталей, договорами або іншими двосторонніми зобов'язаннями між підприємством-виробником і замовником.

Види випробувань Види (категорії) випробувань	Об'єкти випробувань	Цілі випробувань
6. Періодичні (Короткі контрольні - ККВ)	Зразки серійного і масового виробництва	Перевірка відповідності машини ТУ, вимогам стандартів і КД в обсязі, передбаченому нормативно-технічною документацією на даний вид випробувань. Перевірка стабільності якості виготовлення, в тому числі складання, регулювання, обробки і ін. Підтвердження рівня якості виготовлення машин, випущених протягом контрольованого періоду. Підтвердження можливості продовження виготовлення за чинною конструкторсько- технологічною документацією.
7. Інспекційні (Тривалі контрольні випробування – ТКВ)	Зразки серійного і масового виробництва	Перевірка відповідності зразків серійного і масового виробництва ТУ і стандартам в обсязі, передбаченому НТД на даний вид випробувань. Перевірка стабільності якості виготовлення. Перевірка надійності (безвідмовності) в межах не менше гарантійного пробігу (напрацювання). Перевірка ефективності конструктивних і технологічних заходів, проведених на виробництві для усунення недоліків, виявлених в попередніх ТКВ, оцінка ефективності корегуючих впливів.

Види випробувань Види (категорії) випробувань	Об'єкти випробувань	Цілі випробувань
8. Випробування на надійність (ресурсні випробування)	Зразки серійного і масового виробництва	Підтвердження (визначення) заданого або оголошеного ресурсу до капітального ремонту повнокомплектної машини або основних (базових) її агрегатів. Визначення та оцінка значень показників надійності і зміни значень показників інших експлуатаційних властивостей машини за період випробувань. Визначення фактичних витрат і уточнення попередньої номенклатури запасних частин і витрати експлуатаційних властивостей в залежності від величини пробігу (напрацювання). Перевірка ефективності змін, внесених в конструкцію і (або) технологію виготовлення машини.

У нормативних документах [149, 150] і в відомих роботах [151, 152] представлені основні види випробувань автомобілів, можна відмітити, що жоден автор не приділяв уваги такому виду випробувань автотранспортних засобів, як випробування на оцінку стабільності функціонування. При експлуатації відбуваються зміни показників функціональних властивостей, які впливають на стійкість, керованість (динамічні властивості) автотранспортних засобів.

1.6 Методи проведення динамічних випробувань автотранспортних засобів

При проведенні динамічних випробувань оцінюються тягово-швидкісні, гальмівні властивості автомобіля і його паливна економічність.

1.6.1 Визначення тягово-швидкісних властивостей.

Визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля (тягової характеристики, максимальної швидкості руху, прискорення, часу і шляху розгону) можна проводити як в дорожніх, так і в лабораторних умовах.

За дорожніх умов тягово-швидкісну характеристику автотранспортних засобів найпростіше можна отримати з використанням динамометричного причепа, який буксирується випробовуваним автомобілем. Вимірюючи під час випробувань за допомогою динамографу силу тяги на гаку, і швидкість руху автомобіля, можна побудувати криві залежності P_k від V . При цьому тягову силу підраховують за формулою

$$P_k = P'_d + P_f + P_\omega, \quad (1.35)$$

де P'_d – сила тяги на гаку, виміряна за допомогою динамографу;

P_f і P_ω – сили опору відповідно коченню і повітрю.

Залежність сил опору P_f і P_ω від швидкості руху автомобіля повинна бути отримана заздалегідь проведеними випробуваннями.

Сили опору руху автомобіля визначають в дорожніх і лабораторних умовах. У дорожніх умовах сумарне значення цих сил найбільш просто можна отримати, використовуючи метод вибігання. Для цього автомобіль на рівній горизонтальній дорозі зі швидкості, близької до максимальної, вільно рухається з виключеною передачею (вибіг). При цьому, за допомогою «п'ятого колеса» (приладу «шлях-швидкість-час») отримують залежність швидкості руху автомобіля від часу вибігу. Диференціюючи цю залежність графічно, визначають значення уповільнення для кожної швидкості.

Деякі прилади дозволяють безпосередньо вимірювати прискорення або уповільнення автомобіля. При використанні акселерографів можна отримати без проміжних вимірювань залежність уповільнення від швидкості руху

автомобіля при вибігу. Сумарне значення сили опору руху автомобіля визначають за формулою

$$P_{\omega} + P_f = jm_a - M_r/r_{\partial}, \quad (1.36)$$

де j – уповільнення автомобіля при вибігу;

r_{∂} – динамічний радіус ведучих коліс;

M_r – момент тертя в трансмісії, виміряний на ведучих колесах.

Момент тертя M_r і його залежність від частоти обертання ведучих коліс визначають в лабораторних умовах при роботі трансмісії без навантаження (нейтральне положення шестерень коробки передач). Момент тертя M_r найбільш просто і з достатньою точністю вимірюють за допомогою тензорезисторів, наклеєних на карданний вал, а момент тертя в трансмісії підраховують за формулою

$$M_r = M_x i_0, \quad (1.37)$$

де i_0 – передавальне число головної передачі.

Температура агрегатів трансмісії в цьому випадку повинна відповідати їх температурі при дорожніх випробуваннях.

Іноді необхідно визначити не тільки сумарну силу опору руху, але і кожну її складову, тобто потрібно визначити коефіцієнти лобового аеродинамічного опору та опору коченню коліс.

1.6.2. Визначення аеродинамічного опору з використанням методу парціальних прискорень і багатоосьових лінійних акселерометрів

Аеродинамічні характеристики здійснюють основний вплив на динамічні властивості та витрату енергії автотранспортного засобу. Сьогодні оцінка аеродинамічних показників виконується експериментальним шляхом з використанням аеродинамічних труб. Історично так склалося, що методи

теоретичного та експериментального визначення показників опору повітря в автомобілебудуванні перейшли з авіації. Швидкість обтікання повітрям літака значно вище, ніж автомобіля, що тягне за собою відміну в результатах вимірювань. Викликає сумнів і вид сили аеродинамічного опору від швидкості при постійному коефіцієнті лобового аеродинамічного опору.

Узагальнення отриманих результатів випробувань 11 моделей легкових і вантажних автомобілів дозволило дати практичні рекомендації щодо вибору на стадії проектування розрахункових параметрів аеродинамічного опору та уточнити характер зміни сили лобового аеродинамічного опору від швидкості.

Авторами перших робіт з теорії руху автомобіля були вчені, що раніше працювали у авіації. В роботі, присвяченій експериментальній аеродинаміці і випущеній в 1927 році [203], відзначається, що аеродинаміка базується, головним чином, на основному законі опору, що дає залежність опору тіл, які здійснюють рух в рідині, від щільності та в'язкості середовища, у якому рухається тіло, його форми, швидкості руху і розмірів. В роботі [203] дається загальний вираз цього закону

$$R = \rho l^2 V^2 F(\rho, l, V, \nu), \quad (1.38)$$

де R – опір тіла;

ρ – щільність рідини;

l – лінійний розмір тіла;

V – швидкість руху тіла;

F – функція зазначених величин і в'язкості рідини ν .

Автори роботи [203] запропонували для практичного використання модифіковану форму закону (1.38)

$$R = C \cdot \rho S \cdot V^2, \quad (1.39)$$

де S – миделевий перетин тіла (найбільша площа перетину тіла перпендикулярного напрямку руху) або який-небудь інший вимір площі, що характеризує величину тіла;

C – деякий коефіцієнт, що залежить від форми тіла.

Автори роботи [203] показують, що вираз (1.39) справедливий не в усьому діапазоні швидкості і відзначають, що на малих швидкостях (до 1 м/с) виправдовується закон першого ступеня швидкості; при більших швидкостях, які близькі до швидкості звуку має місце закон кубів; під час швидкості вище звукової знову спостерігається закон квадратів. Також пропонується [203], приймаючи закон квадратів, ставити коефіцієнт C в залежності від швидкості. На рисунку 1.2 приведена залежність коефіцієнта опору C від відношення швидкості тіла до швидкості звуку.

Одним з авторів, що докладно досліджував випробування автомобілів в аеродинамічній трубі, був Альфред Янте [214]. Він порекомендував проводити випробування автомобіля на аеродинаміку при швидкості вітру, яка дорівнює 10 м/с.

Методам експериментального дослідження аеродинаміки автомобіля присвячена робота Е. В. Михайлівського [223]. У зазначеній роботі [223] розглянуто класифікацію аеродинамічних випробувань, які складаються з наступних видів:

- дослідження аеродинамічних характеристик для визначення впливу форми автомобіля на величину опору у кожного знов проєктованого автомобіля;
- дослідження аеродинамічної стійкості автомобілів;
- досліджень по створенню внутрішніх повітряних потоків в салонах пасажирських приміщень, водійських кабінах і під капотами автомобільних двигунів;
- досліджень шумових явищ;
- досліджень методичного характеру, пов'язані з удосконаленням методів аеродинамічних випробувань.

Для виконання повного комплексу перерахованих досліджень експериментатор повинен мати у своєму розпорядженні велике число різноманітних приладів і установок, найважливішою з яких є аеродинамічна труба [223].

Вирішення різних проблем, пов'язаних з випробуванням автомобілів в аеродинамічній трубі, присвячені роботи [224–229]. Одним з основних недоліків проведення випробувань у аеродинамічній трубі є труднощі визначення коефіцієнта C_x за різної швидкості обтікання автотранспортного засобу повітрям. Це стало наслідком того, що для кожного автомобіля завод-виробник визначає тільки одне значення C_x , і не вказує за якої саме швидкості було воно отримано. Такий підхід приводить до суттєвих похибок під час оцінки динамічних властивостей як на низьких, так і на високих швидкостях руху автомобіля.

В роботі [223] наводиться також класифікація дорожніх та дорожньо-стендових аеродинамічних випробувань автомобілів. Відзначається [223], що перевагою дорожніх випробувань є дотримання реальних умов руху автомобіля, порівняльна дешевизна обладнання і простота експерименту. До недоліків дорожніх випробувань [224] слід віднести перешкоди, викликані метеорологічними умовами (вплив вітру). Автор роботи [224] вважає, що область аеродинамічних досліджень при дорожніх випробуваннях більш обмежена, а точність результатів іноді сумнівна. Помилки у визначенні коефіцієнта опору повітря при цьому способі часто виходять в наслідок спрощення самої методики випробувань. Однак, зважаючи на доступність такого способу випробування його застосовували багато дослідників [205]. В роботі [223] наведена також класифікація методів проведення дорожніх та дорожньо-стендових аеродинамічних випробувань автомобілів. З найбільш цікавих для нашого подальшого дослідження автори вважають метод буксирування автомобіля, що випробовується і метод вибігання або затухаючого руху [223].

Слід заперечити автору роботи [223], що методи і засоби проведення аеродинамічних випробувань автомобіля на момент проведення зазначених досліджень (1973 рік) не дозволяли використовувати точні математичні моделі і отримувати точні результати вимірювань.

Авторами роботи [85] запропонований для проведення динамічних випробувань автомобілів експериментально-теоретичний метод парціальних прискорень, що дозволяє з високою точністю реєструвати і обробляти прискорення автомобіля при дорожніх випробуваннях.

Енергетична ефективність автомобіля багато в чому визначається ступенем його аеродинамічності [83]. В роботі [230] доведено, що з точки зору класичної механіки опір коченню входить в число внутрішніх втрат в трансмісії автомобіля. В цьому випадку аеродинамічний опір є основною зовнішньою силою, що діє на машину. Незважаючи на це, під час кваліметрії динамічних властивостей не проводять аеродинамічних випробувань автомобілів [130]. На наш погляд, такі випробування необхідно проводити.

Метод визначення коефіцієнта лобового аеродинамічного опору при вибігу автомобіля.

Метод є подальшим розвитком методу, отриманого в роботі [85] з використанням методу парціальних прискорень. Відміна є в тому, що, при використанні рекомендацій [230], ми відносимо опір коченню до внутрішніх втрат у трансмісії. За такого підходу спрощується обробка результатів вимірювань і підвищується їхня точність.

Рівняння руху автомобіля при вибігу описується наступним рівнянням

$$m_a \dot{V}_a = - \sum P_c, \quad (1.40)$$

$$\sum P_c = P_{TP} \pm P_i + P_w = P_{TP} \pm P_i + \frac{c_x}{2} \rho F V_a^2; \quad (1.41)$$

P_{TP} – сила опору руху, що створюється в трансмісії;

P_i – сила опору руху на ухилі,

$$P_i = m_a \cdot g \sin \alpha \approx m_a g \cdot i ; \quad (1.42)$$

g , α , i – прискорення вільного падіння, величини поздовжнього кута і ухилу дороги.

Перехід від рівняння динаміки до рівняння парціальних прискорень, отримаємо

$$\dot{V}_a = \pm a_i - a_w - a_{TP}, \quad (1.43)$$

\dot{V}_a – де прискорення автомобіля;

$\pm a_i$ – парціальне прискорення від сили опору руху на ухилі;

a_w – парціальне прискорення від аеродинамічної сили;

a_{TP} – парціальне прискорення від сили опору, що виникають в трансмісії.

Оскільки передбачається, що випробування проводяться на горизонтальній ділянці дороги з незначними значеннями поздовжнього ухилу, то можна прийняти $\pm a_i = 0$ і вираз (1.43) спроститься.

$$\dot{V}_a = -a_w - a_{TP}, \quad (1.44)$$

Під час вибігу $\dot{V}_a < 0$. Використовуючи датчики прискорення і спосіб обробки результатів вимірювань [231], який дозволяє визначати лінійне прискорення \dot{V}_a і лінійну швидкість V_a автомобіля, достатньо провести вимірювання в моменти часу t_1 і t_2 , що відрізняються на крок часу Δt .

У лабораторних умовах коефіцієнт лобового аеродинамічного опору знаходять продувкою зменшених моделей або натурних зразків автомобілів в аеродинамічній трубі. Модель або автомобіль в аеродинамічній трубі

встановлюють або підвищують так, щоб можна було виміряти всі основні сили, що діють на них. Сила опору повітря руху автомобіля залежить від щільності повітряного середовища ρ , швидкості автомобіля V , площі миделевого перетину F і аеродинамічних властивостей машини

$$P_{\omega} = 0,5C_x\rho V^2F, \quad (1.45)$$

В процесі випробувань коефіцієнт лобового опору і площа миделевого перетину не повинні змінюватися; при цьому обов'язково фіксують температуру і атмосферний тиск, що змінюють щільність повітря.

Під час дослідних випробуваннях тягова характеристика автомобіля може бути визначена при вимірах крутних моментів на провідних колесах автомобіля. Для цього на півосі наклеюють тензорезистори і встановлюють кінцеві струмознімальні пристрої. Навантаження під час зазначених випробуваннях створюється динамометричним візком. При цьому методі немає необхідності в додатковому вимірі сил опору руху P_f і P_{ω}

Тягова характеристика повністю визначає динамічні властивості автомобіля, однак її визначення пов'язане зі значним обсягом випробувань. У більшості випадків, наприклад, під час проведення тривалих контрольних випробувань, визначають наступні динамічні властивості автотранспортного засобу:

- мінімальну стійку та максимальну швидкість;
- час та шлях розгону;
- максимальні підйоми, що може подолати автомобіль під час рівномірного руху.

Дорожні динамічні випробування проводять при рівних навантаженнях автотранспортного засобу та без навантаження – на горизонтальній прямолінійній ділянці дороги з твердим та рівним покриттям (асфальт або бетон). На полігоні НАМИ (НАМИ, РФ) для цього призначена динамометрична дорога. Всі вимірювання проводять при заїздах

автотранспортного засобу в двох взаємно протилежних напрямках за сухої безвітряної погоди (швидкість вітру до 3 м/с), причому підйоми долаються двічі.

Мінімальну стійку швидкість руху автотранспортного засобу визначають на прямій передачі. Вимірювання проводять на двох послідовно розташованих ділянках колії довжиною 100 м кожна з відстанню між ними рівною 200-300 м. Максимальну швидкість руху визначають на вищій передачі під час проходження автотранспортним засобом мірної ділянки довжиною 1 км. Час проходження мірної ділянки фіксують секундоміром або фотоствором.

Час та шлях розгону автотранспортного засобу знаходять зазвичай на двох режимах. Перший режим – автотранспортний засіб розганяють на прямій передачі з початковою швидкістю 15 км/год до швидкості, що приблизно складає 80% від максимальної на цій передачі. У випадку, коли мінімальна стійка швидкість вище 15 км/год, розгін потрібно починати з мінімальної стійкої швидкості. Під час розгону педаль подачі палива натискається повністю. Другий режим – автотранспортний засіб розганяють з місця, при цьому починають з першої або другої передачі, зазвичай також до швидкості, яка приблизно рівна 80% максимальної.

Автомобіль з автоматичною коробкою передач розганяють тільки з місця. Якщо коробка передач має два діапазони передач (вищий і нижчий), то розгін виконують послідовно на обох діапазонах.

Для вимірювання параметрів, що характеризують динамічні властивості автомобілів, застосовують прилади типу «шлях-швидкість-час», що записують параметри процесу розгону. В результаті обробки первинного запису отримують залежності шляху і часу розгону від швидкості руху автомобіля. Величини прискорень розгону автомобіля визначають графічним диференціюванням залежності часу розгону від швидкості або за допомогою акселерографів. Під час дослідних випробуваннях параметри процесу

розгону записують на осцилограф, магнітограф або на інший електронний носій інформації.

1.6.3. Визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автотранспортних засобів методом парціальних прискорень

Гальмівні механізми є найбільш навантаженими елементами гальмівного керування, в яких накопичується та розсіюється більша частина кінетичної та потенціальної енергії автомобіля, що виділяється під час гальмування.

Проведений аналіз літератури показав, що відомі результати, які свідчать про реальне розподілення енергії автотранспортного засобу, що гальмує, за видами опору руху визначені [208] тільки для початкової швидкості руху $V_a = 50$ км/год (13,9 м/с), конкретної моделі машини і мають оцінний (приблизний) характер. Вказане ускладнює проведення сертифікаційних гальмівних випробувань автотранспортних засобів, враховуючи відсутність у відомій літературі [208, 209] опису відповідних методів теоретичного або експериментального отримання необхідних результатів. Це не дає змоги провести точне визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автомобілів.

У роботах авторів [10, 197] були пропозиції застосовувати для оцінки енергонагруженості гальмівних механізмів метод парціальних прискорень. Визначення енергетичного балансу автомобіля дозволяє точніше оцінити енергонавантаження гальмівних механізмів при гальмуванні.

Рівняння парціальних прискорень має вигляд

$$\dot{V}_a = -\frac{P_\tau / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{вр} - S_{хкр}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a - \frac{kF / m_a}{\delta_{вр} - S_{хкр}} \cdot V_a^2. \quad (1.46)$$

Рівняння представимо у вигляді

$$\dot{V}_a = -l_0 - l_1 - l_2 \cdot V_a - l_3 V_a^2, \quad (1.47)$$

де l_0, l_1, l_2, l_3 – коефіцієнти регресії степеневого ряду

$$l_0 = \frac{P_\tau / m_a}{\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}}; \quad (1.48)$$

$$l_1 = \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_d) + g \cdot t}{\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}}; \quad (1.49)$$

$$l_2 = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_d)}{\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}}; \quad (1.50)$$

$$l_3 = \frac{kF / m_a}{\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}}. \quad (1.51)$$

Вимірюючи за допомогою бортового вимірювального реєстраційного комплексу ХНАДУ [210] значення лінійних прискорення \dot{V}_a та швидкості V_a з проміжками, що дорівнюють часу Δt . Можна для кожного проміжку вимірювання ΔT побудувати систему трьох рівнянь з трьома невідомими: $x=l_0+l_1; l_2; l_3$. У межах одного проміжку вимірювання ΔT вказані коефіцієнти приймають постійними. Проміжки вимірювань визначаються для даного випадку

$$\Delta T = 2\Delta t. \quad (1.52)$$

Розглядаються три моменти часу: $t_1; t_2=t_1+\Delta t; t_3=t_2+\Delta t=t_1+2\Delta t$. Цим моментам часу відповідають рівняння, що утворюють систему рівнянь

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -x - l_2 \cdot V_{a_1} - l_3 \cdot V_{a_1}^2 \\ \dot{V}_{a_2} = -x - l_2 \cdot V_{a_2} - l_3 \cdot V_{a_2}^2; \\ \dot{V}_{a_3} = -x - l_3 \cdot V_{a_3} - l_3 \cdot V_{a_3}^2. \end{cases} \quad (1.53)$$

Розв'язуючи вказану систему, знаходимо коефіцієнти регресії для кожного проміжку вимірювання ΔT у процесі гальмування.

$$x = l_0 + l_1 = \dot{V}_{a_1} + \frac{V_{a_1}}{V_{a_1} - V_{a_3}} \cdot \left[\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} \cdot V_{a_2} + \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \cdot (V_{a_1} - V_{a_2} - V_{a_3}) \right]; \quad (1.54)$$

$$l_2 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left[(V_{a_1} + V_{a_2}) \cdot \frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} - (V_{a_2} + V_{a_3}) \cdot \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \right]; \quad (1.55)$$

$$l_3 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right). \quad (1.56)$$

На кожному кроці вимірювання ΔT для подальших розрахунків необхідно визначити розрахунковий час \bar{t} та швидкість \bar{V}_a .

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + \Delta t = t_2; \quad (1.57)$$

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a_1} + V_{a_2} + V_{a_3}}{3}. \quad (1.58)$$

Для визначення парціального прискорення $\frac{P_r}{m_a}$ (питомої гальмівної сили), що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів необхідно визначити коефіцієнт

$$l_0 = x - l_1. \quad (1.59)$$

Для визначення коефіцієнта l_1 необхідно додаткове випробування – вибіг (рух накатом) автомобіля.

Рівняння вибігу автомобіля має вигляд

$$\dot{V}_a = -\frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{ep}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{ep}} \cdot V_a - \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{ep}} \cdot V_a^2. \quad (1.60)$$

Вираз (1.60) представимо у вигляді

$$\dot{V}_a = -l_1' - l_2' \cdot V_a - l_3' \cdot V_a^2, \quad (1.61)$$

де l_1' , l_2' , l_3' , – коефіцієнти регресії степеневого ряду у рівнянні парціальних прискорень при вибігу автомобіля

$$l_1' = \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{ep}}; \quad (1.62)$$

$$l_2' = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{ep}}; \quad (1.63)$$

$$l_3' = \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{ep}}. \quad (1.64)$$

Порівнюючи між собою вирази (1.49) і (1.62), (1.50) і (1.63); (1.61) і (1.64), можна визначити співвідношення між ними, вводячи поправочний коефіцієнт $K_{ПОПР}$.

$$K_{ПОПР} = \frac{l_1}{l_1'} = \frac{l_2}{l_2'} = \frac{l_3}{l_3'} = \frac{\delta_{вр}}{\delta_{вр} - S_{хкр}}. \quad (1.65)$$

Аналогічно до (1.53) маємо систему трьох рівнянь з трьома невідомими для вибігу автомобіля

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -l_1' - l_2' \cdot V_{a_1} - l_3' \cdot V_{a_2}^2 \\ \dot{V}_{a_2} = -l_1' - l_2' \cdot V_{a_2} - l_3' \cdot V_{a_2}^2 \\ \dot{V}_{a_3} = -l_1' - l_2' \cdot V_{a_3} - l_3' \cdot V_{a_3}^2 \end{cases} \quad (1.66)$$

Алгоритм розв'язання системи рівнянь (1.66) аналогічний (1.53). Для визначення коефіцієнтів регресії можна скористатися виразами (1.54), (1.55), (1.56), позначаючи x через l_1' , l_2 – через l_2' та l_3 – через l_3' . Після визначення l_1' можна визначити шукане парціальне прискорення $\frac{P_r}{m_a}$, що утворюється фрикційними парами гальмівних механізмів

$$\frac{P_r}{m_a} = l_0 \cdot (\delta_{вр} - S_{хкр}) = \delta_{вр} \cdot (x - l_1') - x \cdot S_{хкр}. \quad (1.67)$$

Питома потужність тертя в розрахунковій точці \bar{t}_i процесу

$$N_{\tau_{y\partial i}} = \frac{N_{\tau_i}}{m_a} = \frac{P_{\tau_i}}{m_a} \cdot \bar{V}_{a_i}. \quad (1.68)$$

Питома потужність приймається постійною для кожного кроку вимірювання ΔT_i . Питома робота тертя в гальмівних механізмах, виконана за час ΔT ,

$$\Delta A_{\tau_{y\partial i}} = N_{\tau_{y\partial i}} \cdot \Delta T. \quad (1.69)$$

Питома робота тертя, виконана гальмівними механізмами за час гальмування T ,

$$A_{\tau_{y\partial}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{y\partial i}}, \quad (1.70)$$

де $N_{\tau_{y\partial i}}$ – питома потужність тертя в гальмівних механізмах, виконана на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Знаючи масу автомобіля m_a та помножуючи питомі показники $\frac{P_r}{m_a}$, $N_{\tau_{y\partial i}}$, $A_{\tau_{y\partial}}$ на її величину, можна в подальшому перейти до абсолютних показників енергонавантаження гальмівних механізмів.

Потужність, яку розвивають сили сухого тертя в трансмісії та опору коченню коліс,

$$N_{TP_i}^{CT} = \frac{M_{TP}^{CT} + m_a \cdot g \cdot f \cdot r_{\partial}}{r_{\partial}} \cdot \bar{V}_{a_i} = m_a \cdot g \cdot l_{1_i} \cdot (\delta_{ep} - S_{xkp}) \cdot \bar{V}_{a_i}. \quad (1.71)$$

Робота зазначених сил опору за час гальмування

$$A_{TP}^{CT} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{TP_i}^{CT}, \quad (1.72)$$

де $N_{TP_i}^{CT}$ – потужність, яку розвивають сили сухого тертя в трансмісії та опору коченню коліс на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Потужність, що розвивають сили в'язкого тертя в трансмісії

$$N_{TP}^{КИИ} = \frac{M_{TP_i}^{КИИ}}{r_{\partial}} \cdot \bar{V}_{a_i} = K_{l_i} \cdot \bar{V}_{a_i}^2 = l_{2_i} \cdot (\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}) \cdot m_a \cdot \bar{V}_{a_i}^2. \quad (1.73)$$

Відповідна робота за час гальмування T

$$A_{TP}^{КИИ} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{TP_i}^{КИИ}, \quad (1.74)$$

де $N_{TP_i}^{КИИ}$ – значення потужності в'язкого тертя на i -ому кроці вимірювання.

Потужність сили аеродинамічного опору

$$N_{W_i} = k \cdot F \cdot \bar{V}_{a_i}^3 = m_a \cdot l_{3_i} \cdot (\delta_{\text{вп}} - S_{\text{хкр}}) \cdot \bar{V}_{a_i}^3. \quad (1.75)$$

Робота сили аеродинамічного опору за час гальмування

$$A_W = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{W_i}, \quad (1.76)$$

де N_{W_i} – потужність аеродинамічної сили на i -ому кроці вимірювання.

Потужність сили тертя в місцях контакту коліс з дорогою

$$N_{\varphi} = P_{\varphi_i} \cdot \bar{V}_{a_i} = m_a \cdot \bar{V}_{a_i} \cdot \bar{V}_{a_i} \cdot S_{\text{хкр}}, \quad (1.77)$$

де \bar{V}_{a_i} – розрахункове значення прискорення автомобіля для інтервалу вимірювання ΔT_i .

$$\bar{V}_{a_i} = \frac{\dot{V}_{a_{1i}} + \dot{V}_{a_{2i}} + \dot{V}_{a_{3i}}}{3}. \quad (1.78)$$

Робота вказаної сили за час гальмування T

$$A_{\varphi} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\varphi_i}, \quad (1.79)$$

де N_{φ_i} – потужність сили тертя в місцях контакту коліс з дорогою на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Є цікавим визначення сумарної роботи тертя, що здійснюється фрикційними парами гальмівними механізмів при багатократних (циклічних) гальмуваннях. У цьому випадку сумарна робота, що здійснюється гальмівними механізмами, може бути визначена як

$$A_{\tau_{\Sigma}} = \Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^l \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{y\partial ij}}, \quad (1.80)$$

де l – число j -их гальмувань, що складають досліджуваний цикл.

1.6.4 Випробування на паливну економічність.

Паливну характеристику визначають за сталих режимів руху на вищій передачі зі ступінчастою зміною швидкостей від максимуму до мінімуму з заданими інтервалами (10 і 20 км/год). Зокрема, паливна характеристика визначається на дорозі зі змінним поздовжнім профілем за умов несталого

режиму роботи. Програма випробувань мість у собі вимір витрати палива за двох швидкостей руху на сталих режимах роботи та при русі містом з розгону, зміною швидкостей руху та зупинками.

Витрати палива при міському русі характеризують економічність автомобіля при змінних навантаженнях двигуна і різній інтенсивності наростання частоти обертання валу і навантаження. Контрольні витрати палива (в л/100 км) визначають як середню арифметичну під час руху автомобіля ділянкою дороги довжиною 3-5 км (в деяких випадках - 1 км) у прямому та зворотньому напрямках.

Економічна характеристика, яка отримана при дорожніх випробуваннях, виражає залежність витрат палива від швидкості руху автомобіля V (рис. 1.12). Вимірюють витрати палива за кожні 10 км для вантажного автомобіля та кожні 20 км для легкового.

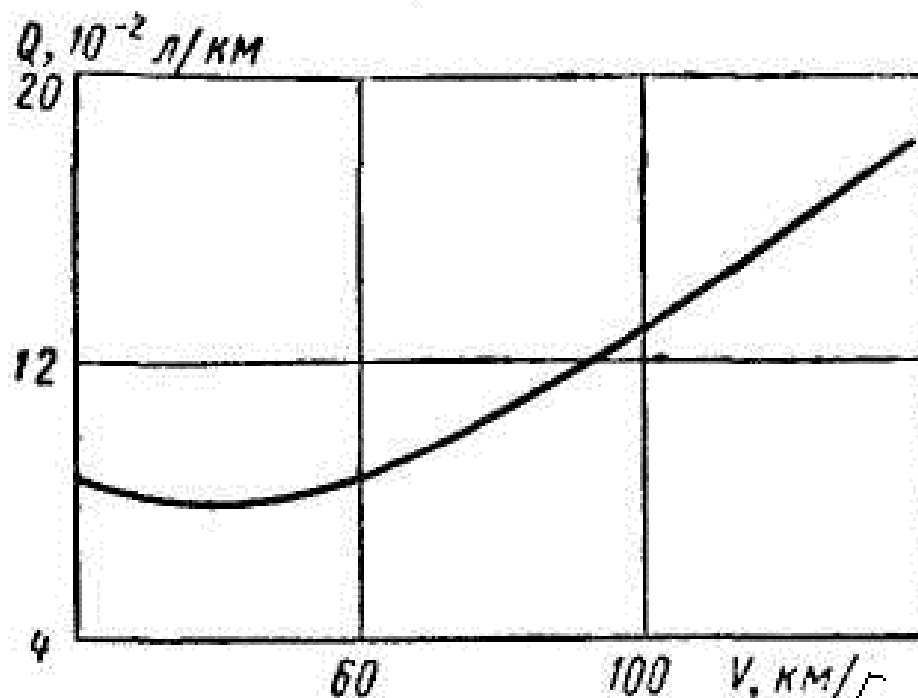


Рисунок 1.12 – Економічна характеристика легкового автомобіля, отримана в дорожніх випробуваннях

Під час визначення контрольних витрат палива та знімання дорожньої економічної характеристики автомобіля, витрати рідкого палива вимірюють застосовуючи лічильники-витратоміри або мірні циліндри зі шкалою поділки не більше $2,5 \text{ см}^3$. Прилад встановлюється у системі живлення двигуна між паливним баком та насосом.

Для вимірювання шляху, часу і швидкості руху автомобіля під час визначенні контрольних витрат палива та знімання дорожньої економічної характеристики може бути використаний прилад типу «шлях - швидкість - час» або автометр.

Витрати газоподібного палива вимірюються за допомогою газового лічильника з ціною поділки не більше 1 л, після цього перераховуються на нормальні умови ($20 \text{ }^\circ\text{C}$ і 760 мм рт. ст.). Газовий лічильник розташовують у системі живлення двигуна між редуктором та змішувачем.

Експлуатаційні витрати палива визначаються за допомогою об'ємного лічильнику-паливоміру або зйомного мірного бачка на дорогах загального користування великої протяжності (протяжність 50-100 км та більше) зі швидкостями, що допускаються умовами руху. Реєстрація швидкісного режиму руху відбувається автоматично, а шлях, який пройшов автомобіль, – лічильником шляху. Під час розрахунків витрат палива також знаходять і витрати масла двигуном за допомогою поповнення його обсягу у картері. Під час експлуатаційних випробувань іноді витрати палива вимірюються на найбільш характерних ділянках шляху.

Умови роботи деяких типів автотранспортних засобів, наприклад, автобусів, характеризуються циклічними рухами. Під час випробувань цих типів автотранспортних засобів на паливну економічність витрата палива визначається на заданій дистанції, наприклад, на маршруті автобусу, що іноді складається з декількох десятків окремих циклів руху. Згідно цих даних розраховується витрата палива на одиницю шляху і середню швидкість руху автотранспортного засобу. Під час випробувань на паливну економічність не має бути підвищених опорів, що пов'язані з регулюваннями (наприклад, у

гальмівній системі), величиною тиску в шинах та установкою коліс. Перед випробуваннями автотранспортний засіб не повинен мати пробіг менший за 50 км, щоб його вузли і деталі були прогріті.

1.7 Висновки по розділу 1 і постановка задач дослідження:

Проведений аналіз стану питання наукового забезпечення необхідного технічного рівня сучасних АТЗ дозволив зробити наступні висновки:

– незважаючи на різноманіття відомих показників, в літературі відсутні критерії, що дозволяють на стадії проектування і проведення випробувань задавати і оцінювати відповідність динамічних властивостей автомобілів сучасним вимогам;

– під час проектування та оцінки динамічних властивостей автомобілів раціональним є використання енергетичних показників, для чого необхідно розробити відповідні критерії оцінки;

– під час перспективного проектування і проведення випробувань необхідно враховувати тенденції зростання питомих потужностей АТЗ і, пов'язаного з цим, збільшення показників динамічних властивостей автомобілів;

– під час проектування і випробування АТЗ необхідно враховувати функціональну нестабільність їхніх елементів, що впливають на якість виробів;

– під час розробки технічних завдань необхідно планувати запас потужності двигунів, що забезпечує збереження заданого рівня показників динамічних властивостей автомобілів в процесі тривалої експлуатації;

– вимагають розвитку методи і засоби динамічних випробувань з урахуванням появи нових видів виконання маневру, зростання вимог до динамічних властивостей АТЗ і забезпечення стабільності їх показників в процесі експлуатації.

Це дозволило сформулювати такі завдання даного дослідження:

– провести обґрунтування концепції удосконалення методів і засобів оцінки і покращення динамічних властивостей автотранспортних засобів;

- провести прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей на етапі попереднього проєктування;
- розробити і провести дослідження нових методів оцінки динамічних властивостей автомобілів;
- удосконалити методи і засоби оцінки динамічних властивостей АТЗ, їхніх агрегатів та систем на стенді;
- удосконалити методи розрахунково-експериментального визначення аеродинамічного опору руху автомобіля.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [3, 5, 7, 14, 16, 19, 24–26, 28, 29, 35, 40, 47, 49, 56].

Розділ 2

ОБГРУНТУВАННЯ КОНЦЕПЦІЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ І
ПОЛПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

2.1 Управління якістю як процес забезпечення
конкуреноспроможності автомобіля на світовому ринку.

Такий критерій, як якість всякого виробу (і автомобіля також) окреслюється множиною його властивостей, його познач та взаємозв'язків з іншими об'єктами [130].

Автомобіль з'явився перш за все завдяки странням інженерів – винахідників та самоучок. А вчені же тривалий час проводили наукове обгрунтування раніше запропонованих винахідниками технічних рішень.

В той час, коли з'являється автомобіль і формується світовий ринок з його продажу, виникає також і конкуренція головних виробників автопродукції, що спонукає до виникнення системного підходу до забезпечення якості автомобіля.

Розвиток вимог суспільства з часом формує як якість автомобіля, так і показники його динамічних властивостей. В результаті цього відбувається процес вдосконалення конструкції автотранспортних засобів, а також їх окремих систем і агрегатів.

Вираженням вимоги суспільства на даний час відображається нормативами ефективності динамічних властивостей АТЗ у відповідних документах (стандартах, технічних умовах або регламентах). Правильний вибір значень нормативних показників, термінів їх дії сприяє підвищенню конкурентоспроможності автомобілів на світовому ринку [131]. Виробник, що може спрогнозувати зміну вимог суспільства до того чи іншого показника динамічних властивостей, забезпечує високу конкурентоспроможність своєї продукції.

Питання прогнозування зміни нормативних вимог виникає на етапі проектування будь-якого виробу. Відповідь на це питання можна знайти у відомих роботах [132-134]. Оскільки стандарти відображають вимоги суспільства до показників властивостей виробу, то оцінити цю динаміку можливо при ретроспективному аналізі нормативних показників з моменту появи автомобілів і до наших днів. Під час екстраполяції отриманих залежностей на майбутнє можна прогнозувати розвиток вимог суспільства до конструкції автомобілів, забезпечуючи їх конкурентоспроможність.

Запропоновані в роботах [132-135] методи ретроспективного аналізу дали змогу спрогнозувати розвиток вимог до гальмівних властивостей АТЗ і показників токсичності вихлопних газів ДВЗ. Слід зазначити, що маючи вказані характеристики, можна враховувати в технічному завданні на проектування і в технічних умовах на виробництво автотранспортних засобів такі показники, що будуть відповідати вимогам суспільства не тільки на період випуску даного автомобіля, але і під час його експлуатації.

На стадії проектування і прогнозуванні вимог суспільства під час формування динамічних властивостей автомобілів до них необхідно враховувати особливості автомобіля як об'єкта постійно пов'язаного з життєдіяльністю людини. Водій прагне мати в автомобілі досягнення сучасної науки і техніки. Тому, створюючи новий автомобіль, конструктори повинні використовувати в ньому досягнення фундаментальних наук, а також суміжних прикладних наук і технічні рішення, що були реалізовані в інших галузях техніки. Реалізація нових науково-технічних рішень дає змогу підвищити показники динамічних властивостей автомобіля. Прогнозування розвитку показників динамічних властивостей має супроводжуватися вдосконаленням методів випробувань автомобілів. Не викликає сумніву те, що, при проведенні теоретичних досліджень, підвищення точності динамічних і математичних моделей, які використовуються, має відповідати підвищенню точності проведення експериментальних досліджень. Останнє можливо за умови використання вимірювально-реєструючих систем

сучасного типу, а також завдяки вдосконаленню методів експериментальних досліджень.

Формування науково-методичної бази цього дослідження має відбуватися на основі системи методів і засобів оцінки стану і поліпшення показників динамічних властивостей автотранспортних засобів на етапах проєктування, постановки на виробництво і тривалої експлуатації.

2.2 Оцінка якості конструкції автомобілів та пропонується класифікація експлуатаційних властивостей.

Розвиток конструкції автомобіля на ранній стадії його виробництва випереджав розвиток наукових досліджень. Вченим протягом багатьох років відводилася роль наукового підтвердження результатів, отриманих інженерами і винахідниками. За минулі сто років автомобіль перетворився в об'єкт, технічний рівень якого базується на останніх досягненнях людства в різних областях науки і техніки. Це і зрозуміло, оскільки значна частина населення багато часу проводить в автомобілі. Сьогодні в салоні автомобіля ми можемо виявити новітні побутові прилади, засоби телекомунікації і зв'язку, які забезпечують комфорт водія і пасажирів, збереження вантажів і безпеку руху. У зв'язку з цим, відома класифікація експлуатаційних властивостей автомобілів, вимагає перегляду і доповнення [139].

Для забезпечення якості автомобіля на етапі проєктування і виготовлення, як і іншого будь-якого виробу, розробляється технічне завдання, яке в сукупності охоплює всі вимоги до властивостей автомобіля, його зовнішніх ознак і зв'язку з іншими об'єктами. Слід зазначити, що зв'язок автомобіля з іншими об'єктами в умовах інтенсивного транспортного потоку в даний час вимагає серйозного дослідження, оскільки впливає на пропускну здатність автомобільних доріг і безпеку дорожнього руху.

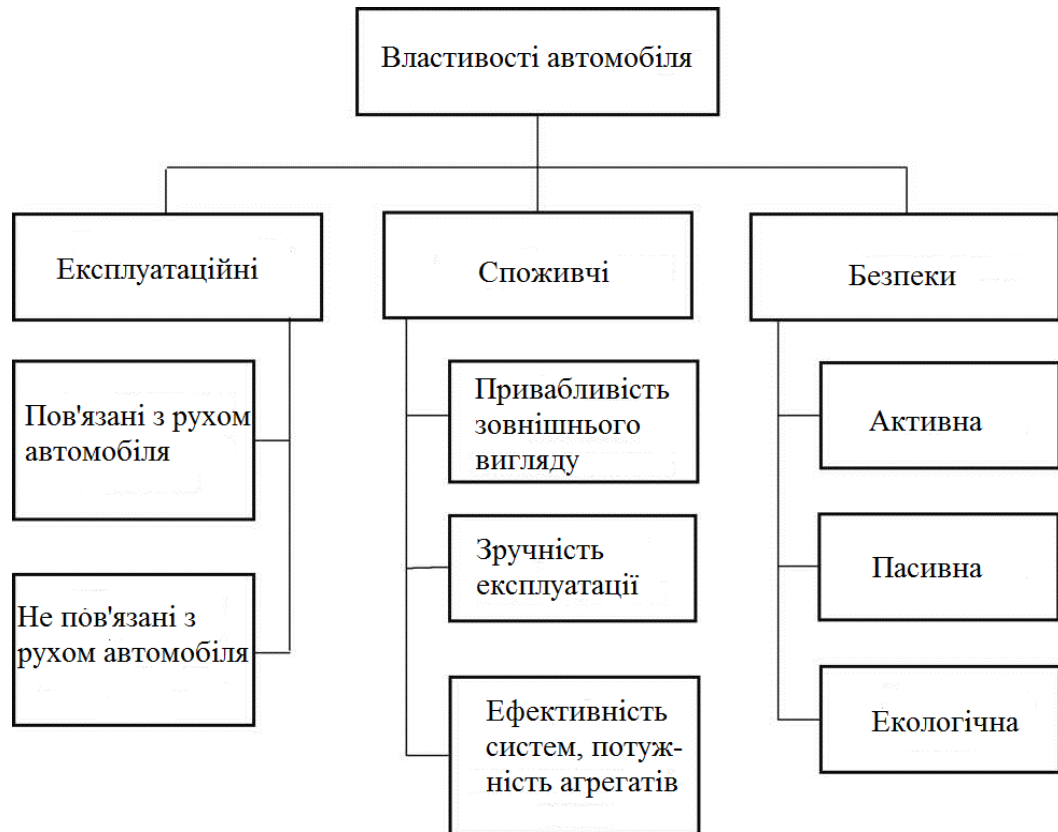


Рисунок 2.1 – Класифікація основних властивостей автомобіля [66]

Існуючі класифікації, як уже зазначалося, враховують в повному обсязі властивості, якими повинні володіти сучасні автотранспортні засоби (див. Рисунок 2.1) [66]. Недоліки класифікацій призводять до помилок не тільки під час вибору показників цих властивостей і розробки нормативів, але і під час їхньої оцінки для конкретних умов експлуатації.

Застосування застарілих показників і нормативів для управління технічним станом автотранспортних засобів і оцінки їхньої якості тягне за собою зниження конкурентоспроможності продукції, що випускається.

Оцінку якості автомобіля можна проводити за трьома основними напрямком, які представлені на рисунку 2.2.

Експлуатаційні властивості автомобіля визначаються сукупністю його споживчих і функціональних (динамічних) властивостей [64, 140, 141].

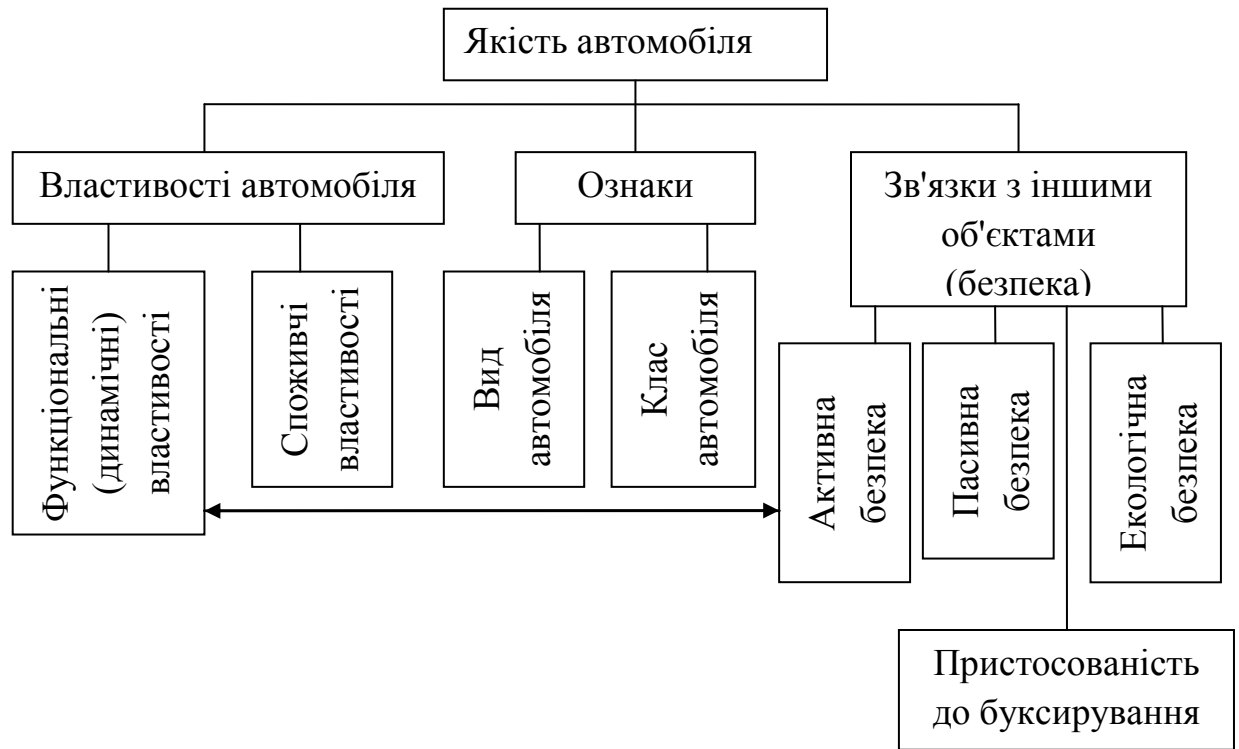


Рисунок 2.2 – Структура зв'язків під час оцінки якості автомобіля

Функціональні властивості визначають здатність автомобіля ефективно виконувати свою основну функцію – перевезення людей, вантажів, устаткування, характеризують автомобіль як транспортний засіб [142]. Функціональні (динамічні) властивості проявляються під час руху автомобіля під дією заданих сил. Транспортні засоби виконують кілька функцій. З одного боку, вони задовольняють матеріальну потребу населення, пов'язану з перевезенням пасажирів і вантажів.

З іншого боку, транспортні засоби відносяться до товарів культурно-побутового призначення, так як задовольняють духовні потреби людей у відчутті високих швидкостей руху і в спортивних досягненнях. Функції транспорту як засобу перевезення визначаються його пасажиромісткістю або вантажопідйомністю, прохідністю, маневреністю, пристосованістю до запуску в холодну пору року, величиною пробігу на повній заправці

бензобака. Деякі з цих властивостей є визначальними для соціального призначення транспортного засобу.

Комплекс споживчих властивостей характеризується здатністю задовольняти вимоги власника автотранспортного засобу (водія, пасажир), не пов'язані безпосередньо з ефективністю виконання транспортного процесу [143]. В цьому випадку автомобіль розглядається не як транспортний засіб, а як особисте майно власника, частина його способу життя. Перелік споживчих властивостей автотранспортного засобу кожною людиною визначається індивідуально.

У запропонованій класифікації оцінки якості автомобіля (див. рисунок 2.2) споживчі властивості повинні мати такі елементи:

- надійність;
- економічність в експлуатації автотранспортного засобу (паливна економічність, вартість проведення технічного обслуговування, ремонту і придбання запасних частин, вартість страхування);
- престижність і відповідність моді;
- ергономічність;
- естетика – привабливість зовнішнього вигляду автотранспортного засобу;
- інформативність – це властивість автотранспортного засобу обумовлена його конструкцією і встановленими на ньому приладами, що дозволяють водієві і пасажирам, які перебувають в салоні, під час руху отримувати найбільший обсяг інформації про навколишнє середовище і умови руху, а також технічний стан транспортного засобу, наявність пристроїв зв'язку (вбудовані телефон, телевізор, навігаційна система);
- властивість трансформації кузова або салону – це пристосованість до перевезення громіздких або довгомірних речей (наприклад, лиж).

Ознаки визначають вимоги, що пред'являються до виду автомобіля (вантажний, легковий, автобус і т.д.) і його розміру в залежності від його класу (А, В, С, D і т.д.).

Зв'язки з іншими об'єктами – властивості, які характеризують активну, пасивну і екологічну безпеку, пристосованість до буксирування та технічну допомогу забезпечуються основними функціональними властивостями автомобіля.

Активна безпека – властивість автотранспортного засобу запобігати дорожньо-транспортній пригоді (ДТП). Активну безпеку автомобілю забезпечують його високі функціональні властивості (тягово-швидкісні і гальмівні властивості, стійкість, керованість, маневреність, висока плавність ходу, оглядовість і комфортабельність, що різко знижують стомлюваність водія і створюють умови для тривалої безаварійної роботи).

Пасивна безпека (внутрішня і зовнішня) – властивість автотранспортного засобу зменшувати тяжкість наслідків ДТП, тобто травматизм водія, пасажирів і пішоходів, забезпечувати збереження вантажів і запобігати можливості виникнення пожежі.

Пристосованість до буксирування включає в себе можливість переміщення автомобілем причепа, рух в колоні і рух в транспортному потоці.

Рух будь-якої механічної системи має характеризуватися двома найбільш важливими комплексними властивостями: керованістю і стійкістю [144]. Ці властивості входять в групу функціональних (динамічних) властивостей. Всі інші властивості є складовими стійкості і керованості (див. Рисунок 2.3). Це, в першу чергу відносяться до автомобілів.

Рух автомобіля може бути сталим і несталим. Усталений рух – це рух з постійною середньою швидкістю, а рівномірний рух – це рух з постійною миттєвою швидкістю.

Під час усталеному русі необхідно забезпечення стійкості. Об'єкт є стійким по Ляпунову А.М. [144], якщо з часом відхилення від незбуреного руху зменшуються. Отже, стійкість руху визначає здатність об'єкта рухатися зі заданою траєкторією і параметрами.

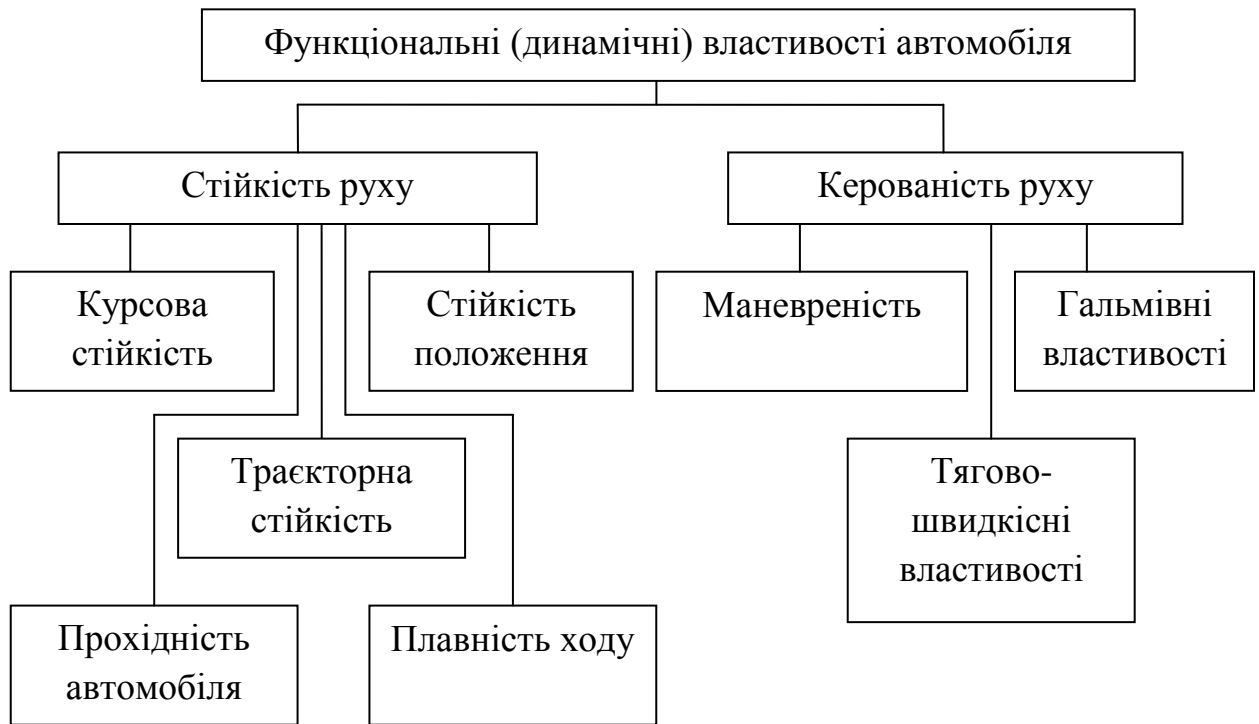


Рисунок 2.3 – Функціональні (динамічні) властивості автомобіля

Стійкість руху може порушуватися внаслідок заносу, перекидання, буксування ведучих коліс, появи додаткового опору руху автомобіля, збільшення нерівностей на дорозі.

Курсова і траєкторна стійкість, стійкість положення, плавність ходу і прохідність є складовими властивостями більш загальної властивості – стійкості руху автомобіля.

Керованість характеризує здатність об'єкта до переходу від одного рівноважного стану до іншого [144]. Комплексна властивість керованості руху автомобіля включає в себе такі складові: тягово-швидкісні властивості, гальмування, маневреність, оскільки характеризує здатність об'єкта адекватно реагувати на керуючий вплив.

Вимоги споживача до споживчих і функціональних властивостей повинні посилюватися з розвитком конструкції автомобілів та запитів суспільства на даному етапі історичного розвитку.

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

– в існуючій класифікації основних властивостей автомобіля не враховані всі властивості, що характеризують ефективність його використання. Недоліки класифікацій призводять до помилок під час вибору показників і нормативів функціональних властивостей АТЗ. Застосування недосконалих (застарілих нормативів для управління технічним станом автотранспортних засобів завдає шкоди позиціям в зв'язку з необґрунтованим підвищенням витрат при несвоєчасному технічному обслуговуванні (ТО) і ремонті.

– активна безпека забезпечується динамічними властивостями автомобіля (тягово-швидкісні і гальмівні властивості, стійкість, керованість, маневреність, висока плавність ходу, оглядовість і комфортабельність, що різко знижують стомлюваність водія і створюють умови для тривалої безаварійної роботи).

– механічна система, якою є автомобіль, характеризується функціональними (динамічними) властивостями і визначається стійкістю і керованістю. Всі інші властивості тільки забезпечують стійкість і керованість.

2.3 Поліпшення якості автомобілів вдосконаленням методів їхнього випробування.

Бурхливий розвиток конструкцій автомобілів, зростання виробництва загострили конкурентну боротьбу між фірмами - виробниками. Кожна фірма, прагнучи прискорити появу на автомобільному ринку своєї нової моделі і здивувати покупця своїми останніми досягненнями, забуває про необхідність забезпечення її надійності і безпеки використання. На жаль, багато недоробок проявляються в експлуатації, приводячи до людських жертв.

Причиною появи масових відмов автомобілів в експлуатації є недосконалість методів і методик проведення випробувань на різних етапах створення машин. Відсутні науково-обґрунтовані показники і критерії, що

характеризують зміну параметрів технічного стану автомобілів в експлуатації.

2.3.1 Вплив недосконалості конструкції і технології виготовлення на масові відмови автомобілів в експлуатації.

Виробництво автомобілів є одним з найбільш масових, але, в той же час, складних видів машинобудування. Вимоги, що пред'являються до автомобілів, включають в себе функціональні вимоги (що забезпечують транспортний процес), вимоги технологічності під час виготовлення, експлуатації та ремонту, надійності і економічності при експлуатації в різних умовах [131]. Крім того, до автомобілів пред'являються екологічні, ергономічні вимоги, що відповідають тенденціям сучасного дизайну [131].

Процес руху автомобіля супроводжується складними процесами його взаємодії з дорогою, повітряним середовищем, а також процесами, що відбуваються в його системах, агрегатах і механізмах. Характер зміни параметрів і автомобіля в цілому залежить від умов експлуатації, системи технічного обслуговування та ремонту, а також – від кваліфікації водіїв і обслуговуючого персоналу.

Незважаючи на розвиток автомобільної науки, вдосконалення рівня підготовки конструкторських кадрів і застосування САПР, в даний час випробування автомобілів є невід'ємною частиною процесу постановки машини на виробництво, забезпечення їхньої високої якості та конкурентоспроможності на світовому ринку.

Загострена конкурентна боротьба між фірмами – виробниками, прагнення скоріше викинути на ринок нові моделі автомобілів з удосконаленими або принципово новими елементами, призводить до появи значної кількості відмов, аварій з людськими жертвами і необхідністю відкликання машини з експлуатації для виправлення дефектів. У таблиці 3.1 наведено перелік причин відкликання за останні роки автомобілів різних фірм.

Таблиця 2.1 – Відкликання фірмами - виробниками дефектних автомобілів за останні роки

Рік	Фірма-виробник	Моделі автомобілів що відкликались	Кількість автомобілів	Причина відкликання
2016	<u>Toyota</u>	<u>Camri</u> <u>Corolla</u>	331000	Несправність подушок безпеки. Десяток смертельних випадків.
2009	<u>Toyota</u>	<u>Camri</u> <u>Avacon</u> <u>Prius</u> <u>Tacoma</u> <u>Tundra</u> <u>Lexus</u>	4000000	Дефектний педальний вузол.
2005	<u>Ford</u>	<u>F-150S</u> <u>Expedition</u> <u>Bronco</u> <u>Lincoln</u>	4000000	Неполадки в автоматичній системі відключення круїз-контролю, 288 випадків загоряння автомобілів.
2005	<u>Volkswagen</u>	<u>Navigator</u> <u>Fox. Cross</u> <u>Fox.</u>	300000	Дефект механізму трансформації заднього крісла. 10 людей позбулися фаланг пальців.
2006	<u>Toyota</u>	<u>Space Fox</u> <u>Toyota Land</u> <u>Cruser</u> <u>Land Cruser</u> <u>Prado</u>	200000	Проблеми в підвісі, через які могли відвалитися колеса.

Рік	Фирма-виробник	Моделі автомобілів що відкликались	Кількість автомобілів	Причина відкликання
2002	Авто ВАЗ	ВАЗ-2121 «Нива»	8500	Проблеми з гальмами.
2006	Toyota	Prius	555000	Несправність в рульовій колонці
2013	Volkswagen	Golf Yetta Beetle	1900	Руйнування шківа ГРМ
2015	Volkswagen	Caddy	Всі автомобілі, які були продані в Росії в 2014-2015 рр	Погано закріплений провід маси бортового комп'ютера.
2015	Cadillac	ST6 XT5	70200	Руйнування шланга гідروпідсилювача при $t = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$
2017	Volkswagen	Volkswagen Passat	14000000	Несправність в подушках безпеки японської компанії Takata
2015	Honda, Nissan, BMW	X-TRAIL Accord BMW 3	3500000	Та ж причина
2016	Subaru	Forester	1000000	Та ж причина
2010	Chevrolet	Malibu	25000	Дефект модуля управління ABS

2.3.2 Обґрунтування необхідності введення нового виду випробувань на функціональну стабільність.

Причинами такої ситуації є недоробки конструкторських, технологічних, випробувальних служб автомобільних фірм. Кожна з цих фірм, прискорюючи появу на автомобільному ринку своєї нової моделі і, прагнучи здивувати покупця своїми останніми досягненнями, забуває про надійність машини і безпеку її використання.

Якщо під час постановці на виробництво автомобіль проходить різного виду випробування, що підтверджують його відповідність технічним умовам, то в експлуатації проводиться тільки діагностика вузлів і агрегатів без оцінки показників експлуатаційних властивостей автомобілів в цілому. Необхідні контрольні випробування автомобілів на різних етапах їх експлуатації (при різних напрацюваннях). В даний час проводяться тільки контрольні випробування на надійність серійних машин, знятих з конвеєра фірми – виробника. Ці випробування необхідні для оцінки стабільності технології виробництва. Для оцінки стабільності роботи (функціонування) автомобілів необхідне введення нового виду випробувань – випробувань на стабільність функціонування.

«Під стабільністю розуміється стійкість, міцність, насиченість, тривале збереження певного стану або рівня [129]». «Стабілізація – це процес приведення об'єкта в стійкий стан, підтримання сталості будь-яких величин, рівномірності, ритмічності будь – яких процесів, стійкості властивостей, стану стійкості, сталості [145]».

Стабільність розуміється широко, як стан рівноваги, відповідає критеріям функціонування [146]. У цій же роботі [146] зазначається: «Стабільність матеріального комплексу досягається тоді, коли зменшення комплексу (які в критичних умовах привели б до неможливості ефективного функціонування) дозволяють здійснювати бажану дію». Таким чином, необхідно контролювати параметри об'єкта в процесі експлуатації задовго до настання відмови.

2.3.3 Розробка методу оцінки функціональної стабільності за результатами контрольних випробувань автомобілів.

Проблема зміни характеристик системи через зміни її параметрів називається проблемою чутливості [147]. В роботі [147] також дано математичне визначення чутливості. Запропоновано відношення відсоткової зміни передавальної функції системи до відсоткової зміни конкретного параметра « b » цієї функції [147]

$$S = \frac{\frac{\Delta T(S)}{T(S)}}{\frac{\Delta b}{b}} = \frac{\Delta T(S)}{\Delta b} \cdot \frac{b}{T(S)} \quad (2.1)$$

де $T(S)$ – передавальна функція системи;

b – параметр системи;

$\Delta T(S); \Delta b$ – зміни передавальної функції і параметра системи.

У вираженні (2.1) $\Delta T(S)$ – це зміна передавальної функції через зміни параметра b на величину Δb . Величина S є мірою чутливості передавальної функції до параметру b . За визначенням, функція чутливості обчислюється як межа функції (2.1) при $\Delta b \rightarrow 0$, тобто [147]

$$S_b^T = \lim_{\Delta b \rightarrow 0} \frac{\Delta T(S)}{\Delta b} \cdot \frac{b}{T(S)} = \frac{\partial T(S)}{\partial b} \cdot \frac{b}{T(S)}. \quad (2.2)$$

У загальному випадку функція чутливості деякої характеристики W по відношенню до параметру b має вигляд [147]

$$S_b^W = \frac{\partial W}{\partial b} \cdot \frac{b}{W}. \quad (2.3)$$

Функція чутливості залежить від змінної S перетворення Лапласа і це створює труднощі при її інтерпретації.

При періодичному проведенні в умовах експлуатації контрольних випробувань на стабільність функціонування автомобілів в якості характеристики W можуть прийматися максимальні прискорення \dot{V}_{max} , максимальні швидкості V_{max} , максимальна потужність двигуна N_{emax} . Визначення зазначених характеристик має здійснюватися в стандартних умовах за стандартною методикою.

Розглянемо оцінку стабільності динамічних властивостей автомобілів на прикладі оцінки стабільності потужності двигуна. Рівняння тягової динаміки автомобіля при реалізації максимальної ефективної потужності двигуна N_{emax}

$$N_{emax} \cdot \eta_{mp} = \left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right) \cdot V_a + m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a \quad (2.4)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії;

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

ρ – щільність повітря;

F – площа лобового опору (мидель) автомобіля;

V_{max} – лінійна швидкість автомобіля;

\dot{V}_{max} – лінійне прискорення автомобіля.

При контрольних випробуваннях автомобіля в ідентичних умовах після заданого пробігу рівняння (2.4) набуде вигляду

$$\begin{aligned} (N_{emax} - \Delta N_{emax}) \cdot (\eta_{TP} - \Delta \eta_{TP}) = m_a g \psi (V_a - \Delta V_a) + \\ + \frac{C_x}{2} \rho F \cdot (V_a - \Delta V_a)^3 + m_a \cdot (V_a - \Delta V_a) \cdot (\dot{V}_a - \Delta \dot{V}_a) \end{aligned} \quad (2.5)$$

де ΔN_{emax} ; $\Delta \eta_{TP}$; ΔV_a ; $\Delta \dot{V}_a$ – зміни параметрів N_{emax} ; η_{TP} ; V_a ; \dot{V}_a після заданого пробігу автомобіля.

Якщо динамічні випробування автомобіля будуть проводитися під час заданій швидкості і максимальній подачі палива, що дає можливість реалізувати N_{emax} , то рівняння (2.5) набуде вигляду

$$(N_{emax} - \Delta N_{emax}) \cdot (\eta_{TP} - \Delta \eta_{TP}) = m_a g \psi V_a + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^3 + m_a V_a \cdot (\dot{V}_a - \Delta \dot{V}_a), \quad (2.6)$$

У рівняннях (2.4) і (2.6)

$$N_{emax} \cdot \eta_{TP} = N_{Kmax}; \quad (2.7)$$

$$(N_{emax} - \Delta N_{emax}) \cdot (\eta_{TP} - \Delta \eta_{TP}) = N_{Kmax} - \Delta N_{Kmax}, \quad (2.8)$$

де N_{Kmax} – максимальна потужність на колесах автомобіля до контрольного пробігу;

ΔN_{Kmax} – зміна максимальної потужності на колесах після контрольного пробігу.

Вирішуючи спільно рівняння (2.7) і (2.8), визначимо

$$\Delta N_{Kmax} = N_{emax} \Delta \eta_{TP} - \Delta N_{emax} (\eta_{TP} - \Delta \eta_{TP}). \quad (2.9)$$

Рівняння (2.4) і (2.6) з урахуванням (2.7), (2.8), (2.9) приймуть вигляд

$$\Delta N_{Kmax} = m_a g \psi V_a + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^3 + m_a V_a \dot{V}_a; \quad (2.10)$$

$$N_{kmax} - \Delta N_{kmax} = m_a g \psi V_a + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^3 + m_a V_a (\dot{V}_a - \Delta \dot{V}_a). \quad (2.11)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.10) і (2.11), отримаємо

$$\Delta N_{kmax} = m_a V_a \Delta \dot{V}_a. \quad (2.12)$$

Для вимірювання лінійних прискорень і швидкості можливо використовувати бортовий вимірювально-реєструючий комплекс [148]. Вимірювання лінійного прискорення \dot{V}_a під час заданій швидкості V_a і масі автомобіля потрібно проводити до і після контрольного пробігу. Визначивши $\Delta \dot{V}_a$, можна оцінити ΔN_{kmax} .

Ступінь чутливості прискорення автомобіля (параметр динамічності автомобіля) до зміни потужності двигуна

$$S = \frac{\Delta \dot{V}_a}{\Delta N_{kmax}} \cdot \frac{N_{kmax}}{\dot{V}_a}, \quad (2.13)$$

де $\Delta \dot{V}_a$; ΔN_{kmax} – зміна параметрів \dot{V}_a і N_{kmax} в процесі контрольного пробігу.

Величина S може бути нормованою і тоді вона буде контрольним показником (критерієм технічного стану автомобіля).

Аналогічним чином можна здійснити оцінку чутливості і стабільності показників інших динамічних властивостей автомобілів. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- забезпечення високого технічного рівня і безпеки використання автомобілів можливо під час введення нового виду контрольних випробувань в умовах експлуатації – контрольних випробувань на стабільність функціонування.

– на прикладі оцінки стабільності показників динамічних властивостей автомобілів розроблений метод проведення контрольних випробувань, який може бути узагальнений і на інші види випробувань.

2.4 Удосконалена класифікація видів випробувань автотранспортних засобів автотра

Підвищення науково-технічного рівня випробувань забезпечує зменшення часу на розробку і виробництва нових зразків автотранспортних засобів, що характеризуються розвитком методології та техніки експерименту, а також впровадженням сучасних методів математичного та комп'ютерного моделювання, оснащенням випробувальних центрів сучасними приладами та обладнанням. Випробування автотранспортних засобів є обов'язковою частиною проєктного та технологічного процесу підготовки автомобіля до виробництва і по трудомісткості і часу складають до 70% загальних витрат часу в цьому процесі. На превеликий жаль, дуже часто недоробки виявляються вже в експлуатації і можуть привести до людських жертв а також фінансових збитків. Недосконалість методів і методик проведення випробувань на різних етапах створення колісних машин є однією з причин масових відмов автомобілей в експлуатації.

Широке застосування знаходять раціональна організація випробувань, сучасні випробувальні стенди, різноманітні автоматичні керуючі системи, сучасне вимірювальне та обробляюче обладнання, що забезпечують зменшення витрат часу, праці і коштів на проведення випробувань.

Основою майже всієї вірогідної інформації про якість та властивість автотранспортних засобів протягом їх життєвого циклу (від розробки проєктів до завершення строку служби та утилізації) і є підставою удосконалення конструкції та технології виготовлення, а також планування постачання запасних частин і технічного обслуговування в експлуатації. Синонімом поняття «випробування» у всіх випадках є експеримент.

Повністю відповідаючи узагальненому поняттю продукції по ГОСТ 16504-81 [149], випробування автотранспортних засобів це експериментальні визначення значень параметрів та показників якості в процесі їх функціонування або під час імітації умов експлуатації, а також під час відтворення впливів за заданою програмою.

Випробування автотранспортних засобів відрізняються по об'єктам, що випробуються, їх призначенням, способам проведення, тощо. [149]. Випробування проводять як дослідних і макетних зразків нових, а також модернізованих колісних машин і їхньої модифікації, так і зразків установчої серії нових моделей, базових моделей або модифікацій і автотранспортних засобів поточного виробництва. Випробування поділяють на тягово-швидкісні якості, паливну економічність, гальмівні властивості, керованість та стійкість, плавність ходу, прохідність, шум та вібрацію, ергономічні якості, надійність, пасивну безпеку й активну безпеку в залежності від оцінюваних експлуатаційно-технічних властивостей. Доводочні випробування проводять в процесі розробки дослідних зразків для оцінки впливу змін з метою поліпшення необхідних показників якості.

Відомі види випробувань, які відображають комплексну систему отримання інформації про машини, що створюються знову та експлуатуються. До цих випробувань відносяться: попередні, приймальні, періодичні контрольні, випробування на надійність, ресурсні випробування, приймально-здавальні, атестаційні іспити, визначальні, оціночні, експлуатаційні, дослідні.

Допускається поєднання різних видів випробувань під час їхньої організації відповідно до встановлених цілей, обсягів та умов, наприклад, доводочних з попередніми, кваліфікаційних з приймальними, тощо. У ряді випадків експлуатаційні випробування проводяться в транспортних підрозділах заводу-виготовлювача, які обслуговують власні потреби в різних перевезеннях.

У нормативних документах [149, 150] і в відомих роботах [151, 152] представлені основні види випробувань автотранспортних засобів, але ніхто не акцентує увагу на такому виді випробувань автотранспортних засобів, як випробування на оцінку стабільності функціонування. При експлуатації відбуваються зміни показників функціональних властивостей, які впливають на стійкість, керованість (динамічні властивості) колісних машин.

Комплексна властивість під назвою керованість автомобіля, включає наступні складові: тягово-швидкісні властивості, гальмівні властивості, маневреність, – так як вони є характеристикою об'єкта адекватно реагувати на керуючий вплив [153].

На рисунку 2.4 приведена удосконалена класифікація основних видів випробувань автотранспортних засобів за найважливішими ознаками, які визначають зміст, обсяги та способи проведення експериментальних робіт. Пропонований нами вид випробувань стабільності функціонування колісних машин виділено червоним кольором.

Метою проведення випробування на стабільність функціонування колісних машин є отримання інформації про те, яким чином змінюються показники їх якості з плином часу під впливом зовнішніх факторів і пробігу.

Повторні (контрольні) динамічні випробування на стабільність функціонування проводяться для оцінки зміни від часу динамічних властивостей автотранспортних засобів. Можливе використання різних методів: прискорених випробувань стабільності та досліджень у реальному часі (нормальних).

Визначення показників стабільності функціонування АТЗ SFn має відноситися до основних характеристик автомобіля, який знаходиться в експлуатації. На прикладі тягово-швидкісних властивостей

$$SF_{II} = \frac{S_n}{S_H} . \quad (2.14)$$

де S_n – показник тягово-швидкісних властивостей колісних машин під час існуючого пробігу; S_n – тягово-швидкісні властивості нової колісної машини.

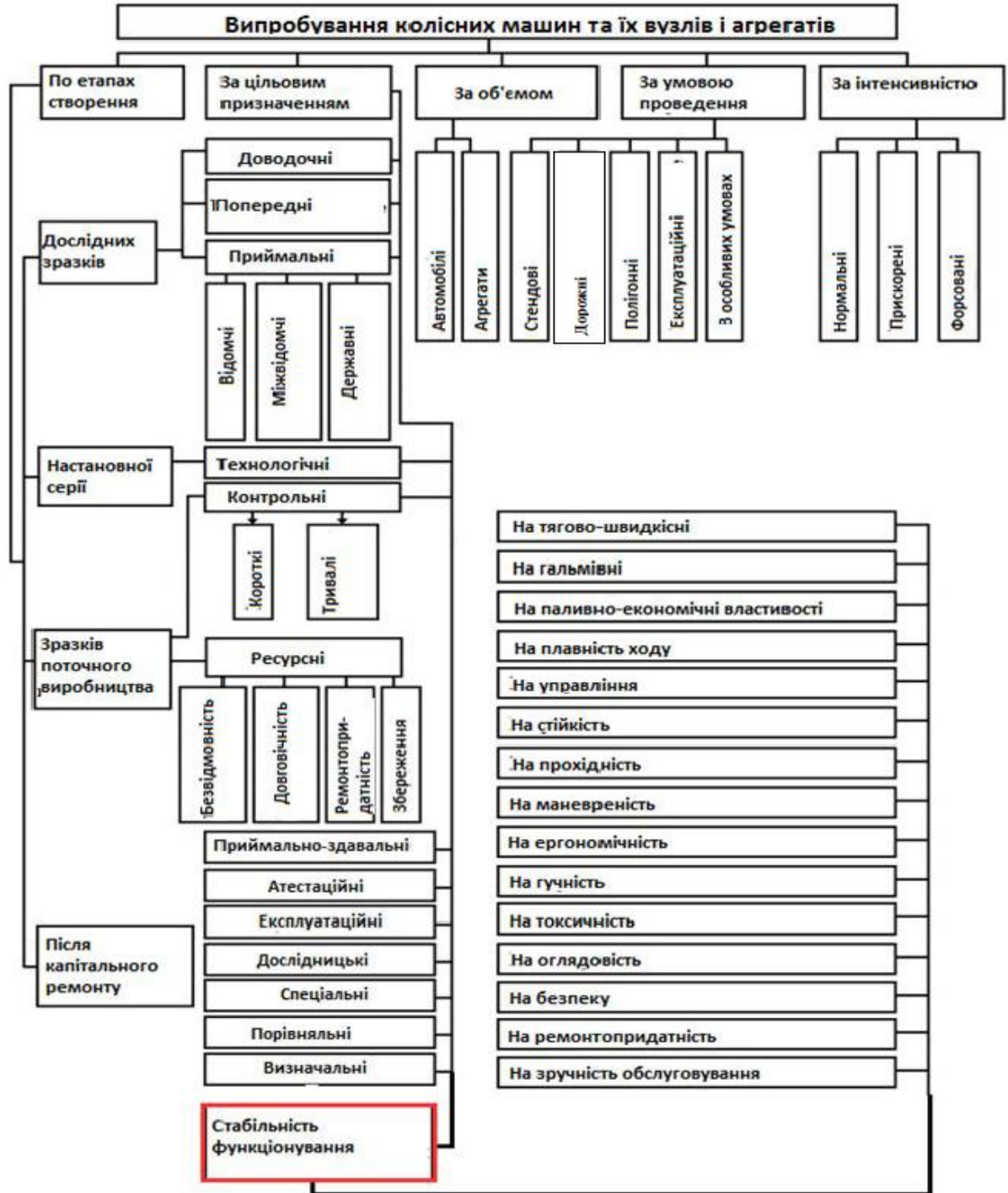


Рисунок 2.4 – Удосконалена класифікація видів випробувань колісних машин стабільністю функціонування

У законі про захист прав споживачів [154] таким показником є строк служби товару тривалого користування, що розглядається як період, після якого товар може становити небезпеку для життя і здоров'я споживача, а також заподіювати шкоди його майну або навколишньому середовищу.

До аналогічних показників відносяться визначені ресурси або терміни служби до капітального ремонту автотранспортних засобів різних видів. В метрології таку саму роль відіграють так звані міжповірочні інтервали приладів. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

– інформацію про те, як змінилися показники властивостей автотранспортних засобів з плином часу під впливом зовнішніх факторів можна отримати завдяки випробувань на стабільність їх функціонування.

– запропонований SFn показник стабільності функціонування повинен відноситися до основних оціночних характеристик автомобіля, що знаходиться в експлуатації.

2.5 Висновки по розділу 2

1. Формування науково-методичної бази цього дослідження має відбуватися на основі системи методів і засобів оцінки стану і поліпшення показників динамічних властивостей автотранспортних засобів на етапах проектування, постановки на виробництво і тривалої експлуатації.

2. В існуючій класифікації основних властивостей автомобіля не враховані всі властивості, що характеризують ефективність його використання. В ряді випадків це призводить до помилок під час вибору показників і нормативів функціональних властивостей автотранспортних засобів, підвищення матеріальних витрат за рахунок не своєчасного проведення технічного обслуговування і ремонту.

3. Активна безпека забезпечується динамічними властивостями автомобіля, що створюють умови безаварійної роботи і знижують стомлюваність водія.

4. Механічна система, до якої відноситься автомобіль, характеризується функціональними (динамічними) властивостями, найбільш важливими з яких є стійкість і керованість.

5. Забезпечення високого технічного рівня і безпеки використання автомобілів можливо при введенні нового виду контрольних випробувань в умовах експлуатації – контрольних випробувань на стабільність функціонування. На прикладі оцінки стабільності показників динамічних властивостей автомобілів розроблений метод проведення контрольних випробувань, який може бути узагальнений і на інші види випробувань.

6. Випробування на стабільність функціонування автомобілів є засобом отримання інформації про те, яким чином змінюються їхні властивості в експлуатації при значному пробігу і під впливом дорожніх умов.

7. Запропоновано SFn показник стабільності функціонування, який повинен відноситися до основних оціночних характеристик автомобіля, що знаходиться в експлуатації.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [1, 2, 13, 20, 23, 31, 43, 45, 46, 50].

Розділ 3
ПРОГНОЗУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ І ПАРАМЕТРІВ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБІЛЯ НА ЕТАПІ ПОПЕРЕДНЬОГО
ПРОЄКТУВАННЯ

3.1 Прогнозування зростання максимальної ефективної потужності двигуна.

На етапі попереднього проектування автомобілів визначення максимальної ефективної потужності двигуна здійснюється за формулою (1.20). Однак, використання зазначеної залежності на початковому етапі створення АТЗ пов'язане з рядом труднощів:

- відсутністю інформації про параметри аеродинамічного опору ще не створеного автомобіля;
- відсутністю інформації про втрати енергії в трансмісії, підвісці і шинах, що виражається величиною коефіцієнта корисної дії автомобіля (у формулі (2.1) враховуються тільки втрати в трансмісії);
- ускладненням у виборі величини ψ_V , оскільки при максимальній швидкості її величина на дорозі з твердим покриттям може бути менше, ніж при русі по бездоріжжю.

В роботі [112] показано, що максимальна конструктивна швидкість легкових автомобілів має тенденцію до зростання. У дослідженнях [113, 114] отримана емпірична залежність (1.30). Це дозволяє прогнозувати величину максимальної конструктивної швидкості на період часу

$$\lambda_{\text{розрах}} = \lambda_0 + \Delta\lambda, \quad (3.1)$$

де λ_0 – відносний час, відповідний моменту початку проектування автомобіля;

$\Delta\lambda$ – зміна відносного часу, відповідна тривалості проектування, випуску і терміну служби автомобіля,

$$\Delta\lambda = \Delta\lambda_{IP} + \Delta\lambda_{ВИП} + \Delta\lambda_{СЛ} . \quad (3.2)$$

Рівняння (1.30) з урахуванням (3.1) набуде вигляду

$$V_{amax} = 582 \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,14)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\} , \text{ км/год} \quad (3.3)$$

Відносно точно на етапі попереднього проектування можна прогнозувати величину повної маси автомобіля m_{II} .

В роботі [111] запропоновано новий показник – рівень енергетичної навантаженості автомобіля Y_w (див. залежність 1.26). Аналіз результатів розрахунку показника Y_w , наведених в роботі [111] (див. таблицю 1.1) показав, що він має менше розсіювання, ніж, наприклад, питома потужність автомобіля N_{III} . Визначено, що, незалежно від року випуску, виду і класу АТЗ, цей показник дорівнює

$$Y_w = \bar{Y}_w \pm \bar{V}_{Yw} = \bar{Y}_w (1 \pm V_{Yw}) = 0,047(1 \pm 0,128), \text{ Вт/Дж}. \quad (3.4)$$

З рівняння (1.26) визначимо

$$N_{emax} = 0,5Y_w m_{II} V_{amax}^2 = 0,0235(1 \pm 0,128)m_{II} V_{amax}^2, \text{ Вт}. \quad (3.5)$$

Підставляючи рівняння (3.3) (з урахуванням переведення V_{amax} з км/год в м/с) в вираз (3.5), отримаємо

$$N_{emax} = 612,3(1 \pm 0,128)m_{II} \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,14)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}^2, \text{ Вт}, \quad (3.6)$$

З рівняння (3.6) легко перейти до вираження для визначення питомої потужності автомобіля. Після перетворення (3.6) отримаємо

$$N_{num} = \frac{N_{e\max}}{m_{II}} = 612,3(1 \pm 0,128)\{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг} \quad (3.7)$$

Найбільше значення питомої потужності автомобіля відповідає знакам «+» в рівнянні (3.7), а найменше значення - знакам «-»

$$(N_{num})_{\max} = 690,7\{1,043 - \exp[-0,522(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}; \quad (3.8)$$

$$(N_{num})_{\min} = 533,9\{1,043 - \exp[-0,242(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}. \quad (3.9)$$

Середнє значення питомої потужності легкового автомобіля

$$\bar{N}_{num} = 612,3\{1,043 - \exp[-0,382(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}. \quad (3.10)$$

На рис. 3.1 наведені графіки залежностей: $(N_{num})_{\max}$, $(N_{num})_{\min}$, \bar{N}_{num} від відносної часу $\Delta\lambda$. Відлік часу (від часу початку проектування легкового автомобіля). Величина λ_0 відповідає 2019 року. Використовуючи вираз (1.29) отримаємо

$$\lambda_0 = \frac{2019 - 1900}{2000 - 1900} = 1,19$$

На рис. 3.1 заштрихована зона – це зона, в якій може перебувати значення питомої потужності автомобіля. При проектуванні доцільно орієнтуватися на середнє значення питомої потужності (залежність (3.10)).

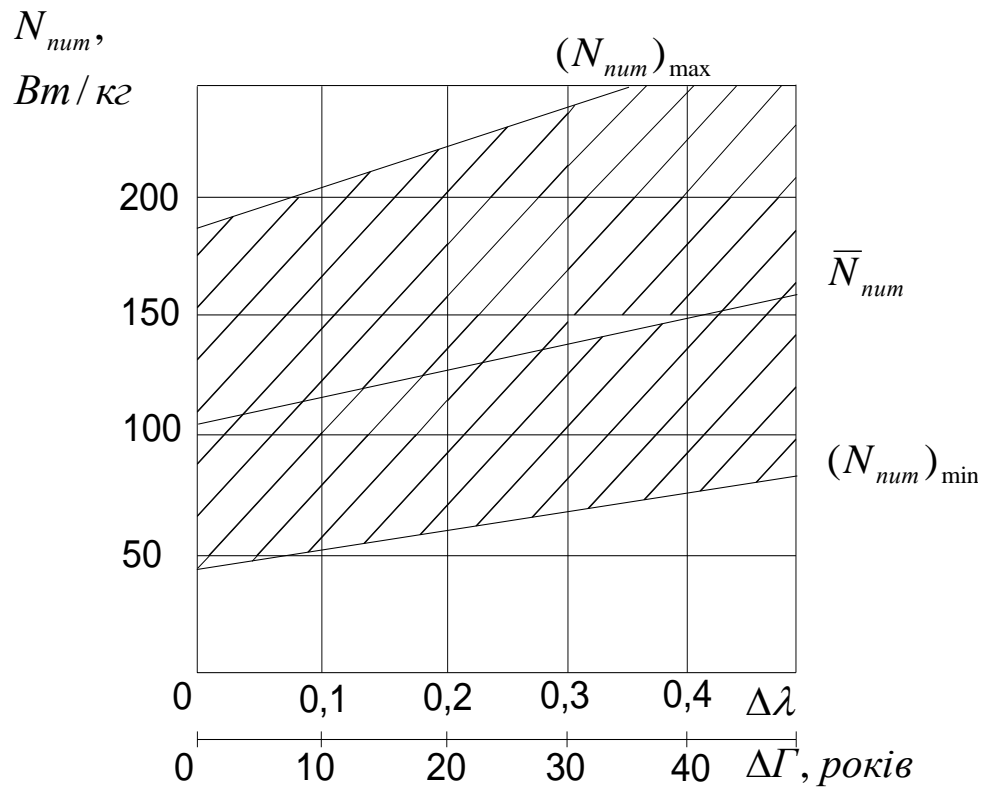


Рисунок 3.1 – Залежності прогнозованих значень питомої потужності автомобіля N_{num} від глибини прогнозу $\Delta\Gamma$ ($\Delta\lambda$)

Для автотранспортних засобів високого класу питома потужність повинна бути найбільш наближеною до верхньої межі області, що заштрихована (рис. 3.1).

Для автотранспортних засобів малих класів, навпаки, питома потужність повинна бути ближче до нижньої межі області, що заштрихована (рис. 3.1).

За результатами проведених досліджень можливо зпрогнозувати максимальну конструктивну швидкість та питому потужність автотранспортних засобів на етапі їх попереднього проектування. Втілення запропонованих рекомендацій дозволяє забезпечити достатньо високий технічний рівень та конкурентоспроможність перспективних автотранспортних засобів на світовому ринку.

3.2 Прогнозування динамічних властивостей автомобілів.

В роботі [81] для оцінки технічного рівня автотранспортних засобів за показниками їх динамічних властивостей було введено новий показник – індекс динамічності q_i (див. залежність (1.13)), який дорівнює відношенню початкового прискорення при розгоні автотранспортного засобу до аналогічного показника автомобіля - лідера. Також введено [81] – індекс динамічності автомобіля - лідера (залежність (1.14)), що дорівнює відношенню початкового прискорення під час розгону автомобіля - лідера до граничного по зчепленню ведучих коліс з дорогою прискорення.

Слід зазначити, що в роботі [81] початкове прискорення під час розгону визначається через тягову силу на ведучих колесах автомобіля під час рушанні з місця. Відомо, що підвищити початкове прискорення під час рушання автотранспортного засобу з місця можливо за рахунок збільшення передавального відношення трансмісії на нижчій передачі. Вказаний показник не є пов'язаним з питомою потужністю двигуна. Для здійснення прогнозування підвищення показників динамічних властивостей потрібно визначити взаємозв'язок між питомою потужністю і індексом динамічності автомобіля.

Потужність на ведучих колесах автомобіля може бути визначена як

$$N_K = P_K V_a , \quad (3.11)$$

Швидкість збільшення потужності на провідних колесах автомобіля за часом

$$\frac{\partial N_K}{\partial t} = P_K \frac{\partial V_a}{\partial t} + V_a \frac{\partial P_K}{\partial t} . \quad (3.12)$$

Під час рушанні з місця $V_a=0$ і

$$P_K = m_{II} \frac{\partial V_a}{\partial t} . \quad (3.13)$$

При $V_a=0$ і з урахуванням виразу (3.13) рівняння (3.12) набуде вигляду

$$\frac{\partial N_K}{\partial t} = m_{II} \left(\frac{\partial V_a}{\partial t} \right)^2 . \quad (3.14)$$

ВВОДЯЧИ ПОЗНАЧЕННЯ

$$\frac{\partial V_a}{\partial t} = \dot{V}_0, \quad (3.15)$$

а також, з огляду на співвідношення (1.13), (1.14), (1.15), перетворимо (3.14) до виду

$$\frac{\partial N_K}{\partial t} = m_{II} \varphi^2 g^2 q^2, \quad (3.16)$$

де q – індекс динамічності автомобіля,

$$q = \frac{\dot{V}_0}{(\varphi g)}, \quad (3.17)$$

З рівняння (3.16) визначимо

$$q = \frac{\sqrt{\frac{\partial N_K}{\partial t} / m_{\Pi}}}{(\varphi g)} . \quad (3.18)$$

Прийемо допущення того, що потужність на колесах автомобіля зростає за лінійним законом. В цьому випадку

$$N_K = N_{Kmax} \frac{t}{t_H} , \quad (3.19)$$

де t – час;

t_H – час наростання потужності на колесах від нуля до N_{Kmax} .

Нехтуючи втратами потужності в трансмісії, прийемо $N_{Kmax} = N_{emax}$

Диференціюючи вираз (3.19), отримаємо

$$\frac{\partial N_K}{\partial t} = N_{emax} / t_H , \quad (3.20)$$

Підставляючи (3.20) в (3.18) отримаємо

$$q = \frac{\sqrt{\frac{N_{emax}}{t_H m_{\Pi}}}}{\varphi g} = \frac{1}{\varphi g} \sqrt{\frac{N_{num}}{t_H}} . \quad (3.21)$$

При розрахунках за формулою (3.21) слід приймати φ для випадку руху автомобіля по дорозі з твердим асфальтобетонним покриттям, тобто $\varphi = 0,8$.

Аналіз залежності (3.21) показує, що індекс динамічності залежить від часу t_H наростання ефективної потужності двигуна від нуля до N_{emax} за гіперболічним законом (рис. 3.2)

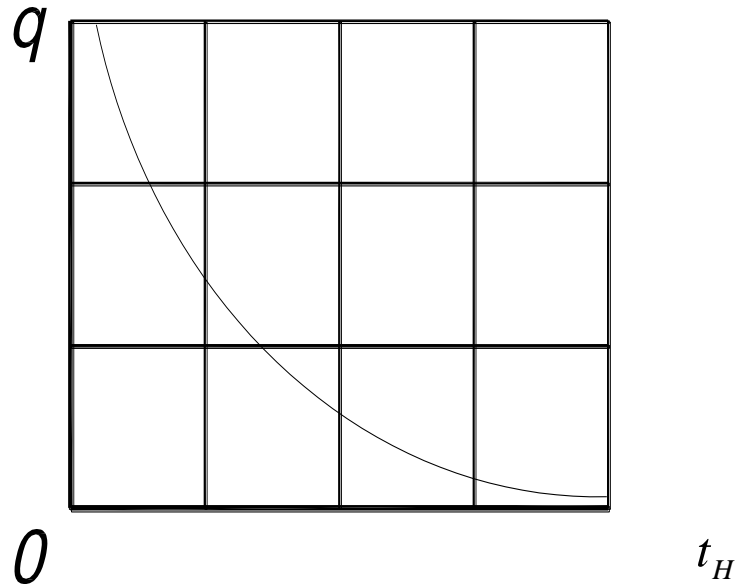


Рисунок 3.2 – Залежність $q(t_H)$.

Очевидно, що величина q в рівнянні (3.21) не повинна перевищувати одиниці. В іншому випадку буде відбуватися буксування ведучих коліс і стійкість поступального руху автомобіля буде порушена. З умови $q \leq 1$ за допомогою рівняння (3.21) визначимо

$$t_H \geq \frac{N_{num}}{\varphi^2 g^2} . \quad (3.22)$$

Таким чином, час наростання t_H ефективної потужності двигуна від нуля до свого максимального значення є параметром, також визначальним динамічні властивості автомобіля.

Прийmemo допущення того, що t_H дорівнює часу розгону t_{pvt} до максимальної швидкості V_{amax} . Оскільки в технічній літературі наводяться

дані по часу розгону t_{P100} автомобіля до швидкості $V_a = 100$ км/год, то шуканий час може бути визначений за такою формулою:

$$t_H = t_{pvm} = t_{P100} \frac{3,6V_{amax}}{100} = \frac{t_{P100}V_{amax}}{27,8}, \text{ с} \quad (3.23)$$

де V_{amax} – максимальна конструктивна швидкість автомобіля, м/с.

Рівняння (3.3) при розмірності V_{amax} в м/с набуде вигляду

$$V_{amax} = 161,67 \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,14)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}, \text{ м/с} \quad (3.24)$$

Підставляючи (3.24) в (3.23), отримаємо

$$t_H = t_{pvm} = 5,815 t_{P100} \{1,043 - \exp[-(0,382 \pm 0,14)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}, \text{ с} \quad (3.25)$$

Рівняння (3.21) після підстановки в нього виразів (3.7) і (3.25) набуде вигляду

$$q = \frac{10,26}{\varphi g} \sqrt{\frac{(1 \pm 0,128) \{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{P100}}}, \quad (3.26)$$

Граничні значення q

$$q_{max} = \frac{10,997}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,521(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{P100}}}, \quad (3.27)$$

$$q_{min} = \frac{9,581}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,242(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{P100}}}. \quad (3.28)$$

Середнє значення показника q

$$\bar{q} = \frac{10,26}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,382(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{P100}}} . \quad (3.29)$$

На рис. 3.3 наведені графіки залежностей $\bar{q}(\Delta\lambda)$, $q_{max}(\Delta\lambda)$ і $q_{min}(\Delta\lambda)$, побудовані під час $t_{P100}=10$ с. Обране значення t_{P100} відповідає досягнутих результатам для легкових автомобілів в даний час.

Отримані аналітичні вирази дозволяють прогнозувати на етапі попереднього проектування показники динамічних властивостей легкових автомобілів.

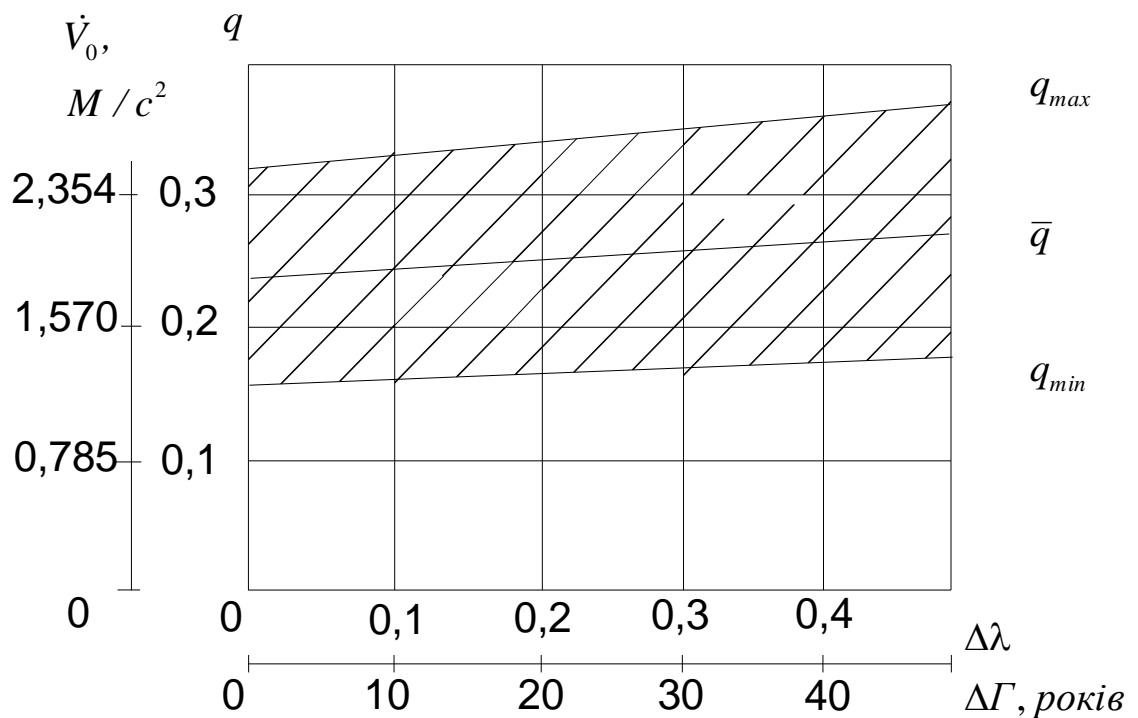


Рисунок 3.3 – Залежності прогнозованих значень індексу динамічності і початкових прискорень автомобіля від глибини прогнозу $\Delta\Gamma$ ($\Delta\lambda$)

3.3 Прогнозування гальмівних властивостей легкових автомобілів.

3.3.1 Прогнозування вимог до ефективності гальмування

Зміну вимог суспільства до гальмівних властивостей в процесі розвитку конструкцій автомобілів розглянуто в роботах [113, 114, 131, 155-159]. З використанням ретроспективного аналізу в них отримана залежність (1.32). Коефіцієнт B – це величина, зворотна постійній часу в експоненціальній залежності. У таблиці 3.1 наведені значення коефіцієнта B для різних категорій легкових автомобілів (АТЗ) і типів випробувань.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта B

Категорія АТЗ	Коефіцієнт B		
	Тип 0	Тип I	Тип II
M_1	2,432	1,424	-
M_2	1,700	1,111	0,995
M_3	1,700	1,111	0,995

Введемо поняття індексу гальмівної динамічності автомобіля, розділивши ліву і праву частину рівняння (1.32) на j_{max}

$$q_{ГАЛЬМ} = \frac{[j_{cm}]}{j_{max}} = 1 - \exp(-B\lambda) . \quad (3.30)$$

Для вирішення завдання прогнозування рівняння (3.30) може бути перетворено до виду

$$q_{ГАЛЬМ} = 1 - \exp[-B(\lambda_0 + \Delta\lambda)] . \quad (3.31)$$

У таблиці 3.2 наведені значення $q_{ГАЛЬМ}$ для АТЗ категорій M під час різних значеннях $\Delta\lambda$. На рис. 3.4 наведені графіки залежностей $q_{ГАЛЬМ}(\Delta\lambda)$ для зазначених категорій АТЗ.

Для запасної гальмової системи для легкового автомобіля (АТЗ категорії M_1) в роботі [1] визначено $B=0,644$. У таблиці 3.3 наведені значення гальмівного індексу динамічності $q_{ГАЛЬМ}$ АТЗ категорії M_1 під час різній глибині $\Delta\lambda$ прогнозу зростання вимог суспільства.

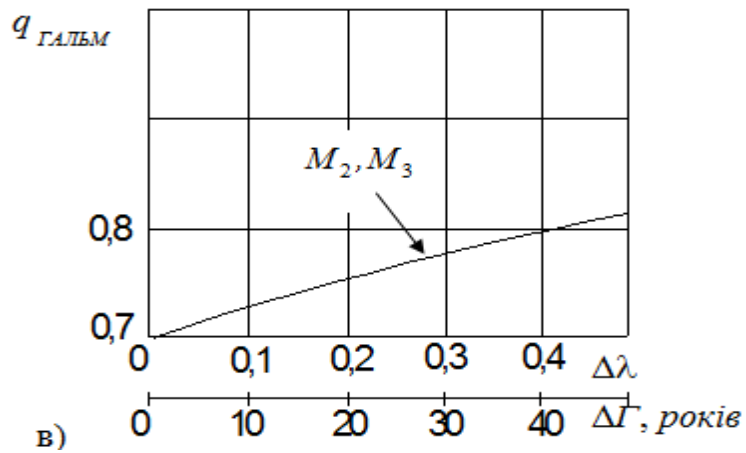
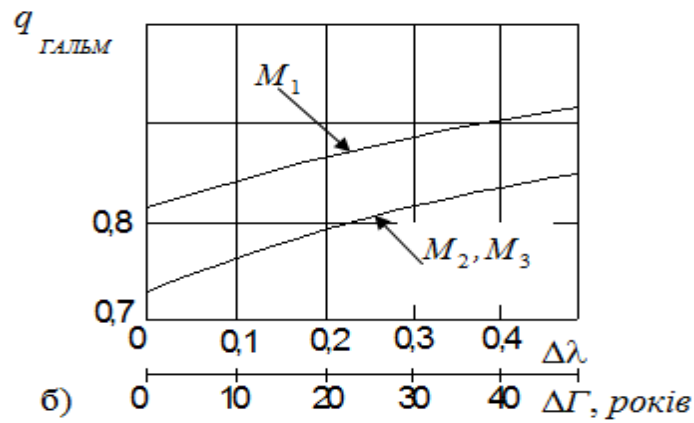
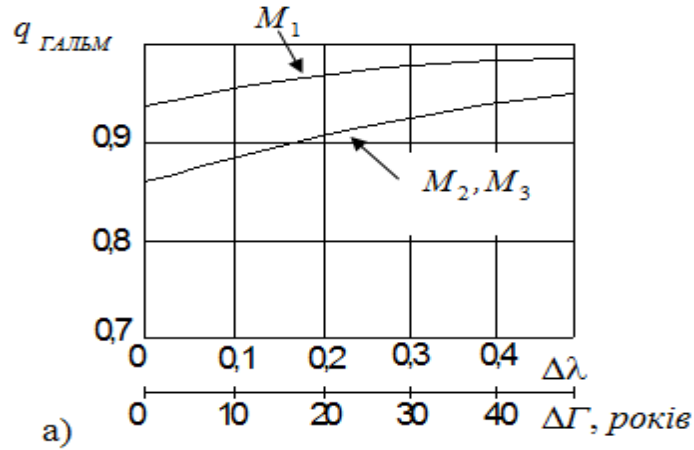
Графік залежності $q_{ГАЛЬМ}(\Delta\lambda)$ для запасної гальмової системи автомобіля категорії M_1 наведено на рис. 3.5.

Таблиця 3.2 – Прогнозовані значення показника $q_{ГАЛЬМ}$.

Категорія АТЗ	Тип випробувань	$\Delta\lambda$				
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
		$q_{ГАЛЬМ}$				
M_1	0	0,956	0,956	0,973	0,979	0,983
	I	0,841	0,862	0,880	0,896	0,910
M_2	0	0,888	0,906	0,921	0,933	0,943
	I	0,761	0,786	0,810	0,829	0,847
	II	0,723	0,749	0,773	0,794	0,814
M_3	0	0,888	0,906	0,921	0,933	0,943
	I	0,761	0,786	0,810	0,829	0,847
	II	0,723	0,749	0,773	0,794	0,814

Аналіз результатів прогнозу вимог суспільства до ефективності гальмування автомобілів запасною гальмівною системою показав, що є перспектива для їхнього росту, оскільки величина $q_{ГАЛЬМ}$ не перевищує величини 0,663 при глибині прогнозу $\Delta\lambda = 0,5$ (50 років).

В роботі [1] запропонований метод прогнозування вимог стандартів (мінімально допустимого усталеного уповільнення $[j_{CT}]$) до гальмівних властивостей АТЗ. Значення $q_{ГАЛЬМ} \leq 0,653$ дають можливість для реалізації зростання цих вимог.



а – випробування Тип 0; б – випробування Тип I; в – випробування Тип II.

Рисунок 3.4 – Залежність $q_{ГАЛЬМ}(\Delta\lambda)$

Зовсім інша ситуація складається з робочою гальмівною системою легкових автомобілів (див. таблицю 3.2). Величина $q_{\text{ГАЛЬМ}}$ для АТЗ категорії M_1 практично наблизилася до одиниці.

Оскільки експоненціальна залежність не допускає $q_{\text{ГАЛЬМ}} = 1$ (ця величина є асимптотою), то виникає питання про доцільність подальшого посилення нормативних вимог щодо ефективності гальмування АТЗ зазначеної категорії. Зміна величини нормативного значення уповільнення автомобіля може виявитися меншою, ніж похибка вимірювання цієї величини під час експериментальних досліджень. Зазначене вказує на те, що необхідно узгоджувати зростання нормативних вимог з підвищенням точності вимірювань уповільнення автомобіля під час випробувань.

Таблиця 3.3 – Прогнозовані значення показника $q_{\text{ГАЛЬМ}}$ для запасної гальмової системи автомобілів категорії M_1

$\Delta\lambda$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$q_{\text{ГАЛЬМ}}$	0,564	0,591	0,617	0,641	0,663

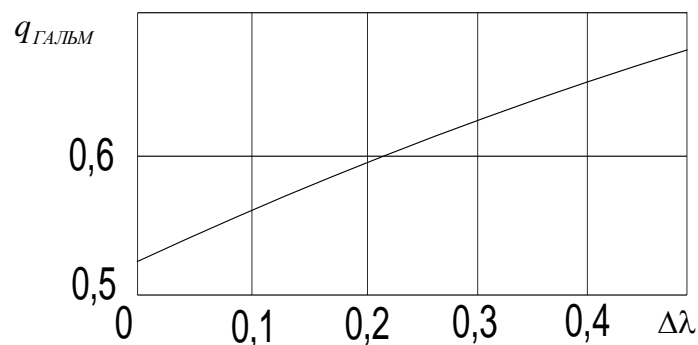


Рисунок 3.5 – Залежність $q_{\text{ГАЛЬМ}}(\Delta\lambda)$ для запасної гальмової системи автомобіля категорії M_1 .

3.3.2 Визначення граничних нормативних показників гальмівної динамічності.

Зростання вимог до гальмових властивостей автотранспортних засобів є об'єктивним і безперервним процесом. Формалізація цих вимог здійснюється законодавчо на кожному етапі розвитку конструкцій автотранспортних засобів. На кожному етапі нормативні значення показників гальмівних властивостей приймаються постійними. У якийсь момент часу нормативні значення відповідають вимогам суспільства, а в подальшому – починають відставати. Будь-яка конструкція, в тому числі і конструкція гальмівного управління автотранспортних засобів, має обмеження за своїми технічними можливостями. Це треба враховувати під час плануванні нормативних показників перспективних законодавчих документів - стандартів.

Аналізу динаміки зміни вимог до гальмівних властивостей автотранспортних засобів (АТЗ) присвячені роботи [1, 51-53, 160-164, 165-171]. У зазначених роботах на підставі ретроспективного аналізу динамічних змін вимог до ефективності гальмування АТЗ отриманий закон зміни нормативного значення уповільнення при різних видах випробувань. Слід зазначити, що формування гальмівних властивостей АТЗ – це процес взаємодії виробників, споживачів продукції і законодавців, що розвивається в часі [1]. Це справедливо також і для формування будь-яких експлуатаційних властивостей автомобілів. Оскільки система більш високого рівня, в яку входить підсистема «водій-автомобіль-дорожнє середовище», розвивається, то повинні постійно розвиватися і вимоги до гальмівних властивостей АТЗ. Тут слід розрізняти вимоги суспільства і нормативні вимоги до гальмівних властивостей АТЗ. Вимоги суспільства формуються в результаті його розвитку і розвитку конструкції АТЗ. Однак, в зазначених роботах [1, 51-53, 160-164, 165-171] така різниця не враховується.

Нормативні вимоги до гальмівних властивостей АТЗ повинні розвиватися відповідно до розвитку вимог суспільства. Для цього необхідно прогнозування цих вимог, що дозволить удосконалювати відповідні

стандарти. Кібернетичний підхід до формування необхідного рівня гальмівних властивостей АТЗ запропонований в роботах [1, 164, 168, 169].

В ідеальному випадку [1, 172] зміна нормативних вимог повинна відбуватися безперервно, синхронно до змін вимог суспільства. Для цього необхідно знати закон зміни вимог суспільства, який заздалегідь не відомий, але існує об'єктивно. Визначити точно зазначений закон неможливо, але зробити його оцінку дозволяє ретроспективний аналіз нормативних вимог до уповільнення автомобіля, прийнятих в різні роки [160, 161]. Оцінка закону зміни вимог суспільства має вигляд залежності (1.32)

Графічна інтерпретація виразу (3.11) має вигляд, представлений на рисунку 3.6.

На рисунку 3.6 величина граничного уповільнення АТЗ матиме вигляд

$$\dot{j}_{x\text{гран}} = \varphi g \cdot \quad (3.32)$$

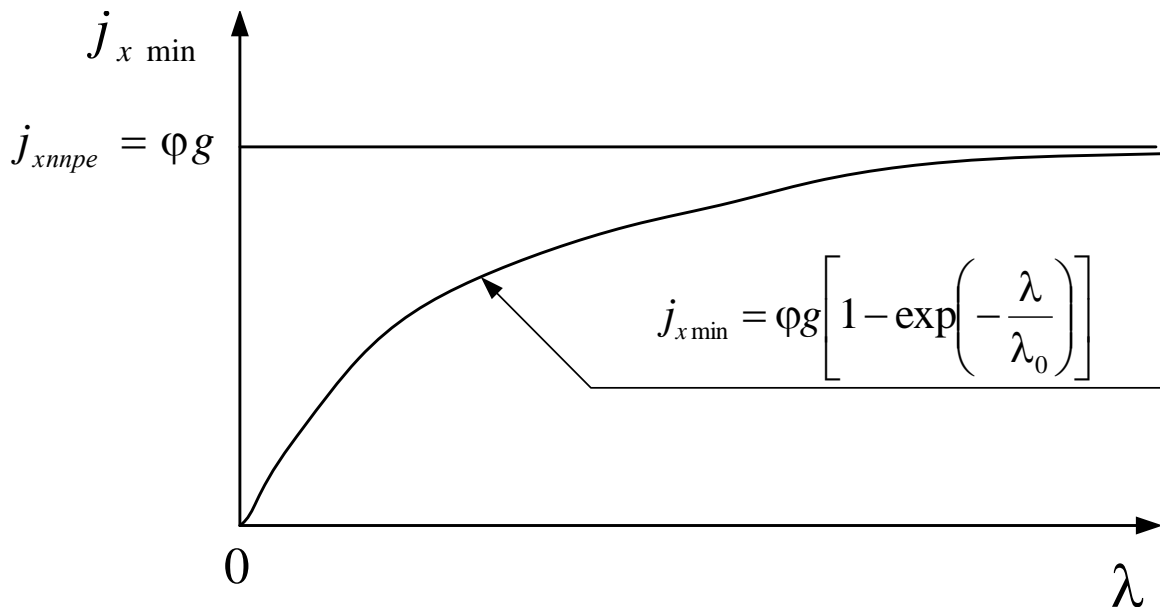


Рисунок 3.6 – Оцінка динаміки зміни вимог суспільства до уповільнення АТЗ при гальмуванні (λ'_0 – постійна часу, $\lambda'_0 = 1/B$).

Дана величина є граничною по зчепленню коліс з дорогою. Крива $j_{x\min}(\lambda)$ досягає асимптоти (3.15) при $\lambda \rightarrow \infty$.

Теоретично підвищувати нормативні вимоги до ефективності гальмування можна за умови $\lambda \rightarrow \infty$, але при цьому $dj_{x\min}(\lambda)/d\lambda \rightarrow 0$.

Визначено час λ^* , обмежений $j_{x\text{гран}}$ відповідно до виразі (3.32), під час якого збільшувати нормативне значення уповільнення $[j_x]$ не має сенсу під час існуючого способу гальмування. Передбаченням зростання $[j_x]$ можуть бути дві наступних умови:

– можливе збільшення нормативного уповільнення $[j_x]$ під час гальмівних випробуваннях стає менше, ніж абсолютна похибка вимірювання уповільнення АТЗ існуючими засобами;

– зміна граничних можливостей гальмівних властивостей АТЗ стає рівною або наближається до нуля.

Час λ^* – контрольний і є сигналом для початку якісного вдосконалення способів гальмування і конструкцій гальмівного управління АТЗ.

Вплив абсолютної похибки вимірювання вповільнень під час гальмівних випробуваннях.

Визначимо диференціал $dj_{x\min}$, за рівнянням (1.32)

$$dj_{x\min} = \varphi g B \exp(-B\lambda) d\lambda = \frac{\varphi g}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\lambda}{\lambda_0}\right) d\lambda. \quad (3.33)$$

Переходячи від нескінченно малих збільшень до кінцевих, отримаємо

$$\Delta j_{x\min} = \frac{\varphi g}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\lambda}{\lambda_0}\right) \Delta\lambda. \quad (3.34)$$

Розглядаючи $\Delta j_{x\min}$, як збільшення нормативного значення $[j_x]$ під час чергової зміни стандарту в момент часу λ і розрахованому на часовий інтервал $\Delta\lambda$, необхідно враховувати також і абсолютну похибку вимірювання уповільнення рід час гальмівних випробувань АТЗ. Припустимо, що абсолютна похибка β вимірювання уповільнення АТЗ також змінюється за експоненціальним законом.

$$\beta = \beta_0 e^{-\frac{\lambda}{\lambda_\beta}}. \quad (3.35)$$

де β_0 – значення абсолютної похибки вимірювання уповільнення АТЗ при $\lambda = 0$;

λ_β – постійна часу.

Нормативне значення уповільнення $[j_x]$ АТЗ не слід підвищувати на величину $\Delta j_{x\min}$ в разі

$$\Delta j_{x\min}(\lambda) \leq \beta(\lambda + \Delta\lambda). \quad (3.36)$$

Після підстановки співвідношень (3.34) і (3.35) в нерівність (3.36)

$$\frac{\varphi g}{\lambda_0} \exp\left(-\frac{\lambda}{\lambda_0}\right) \Delta\lambda \leq \beta_0 \exp\left(-\frac{\lambda + \Delta\lambda}{\lambda_\beta}\right). \quad (3.37)$$

Після перетворень отримаємо

$$\lambda \geq \frac{\lambda_0 \Delta\lambda - \lambda_0 \lambda_\beta \ln \left| \frac{\beta_0 \lambda_0}{\varphi g} \right|}{\lambda_\beta - \lambda_0}. \quad (3.38)$$

або

$$\lambda \geq \frac{\Delta\lambda - \lambda_\beta \ln \left| \frac{\beta_0 \lambda_0}{\varphi g} \right|}{\frac{\lambda_\beta}{\lambda_0} - 1}. \quad (3.39)$$

Таким чином

$$\lambda^* = \frac{\Delta\lambda - \lambda_\beta \ln \left| \frac{\beta_0 \lambda_0}{\varphi g} \right|}{\frac{\lambda_\beta}{\lambda_0} - 1}. \quad (3.40)$$

Для характеристики накопиченого потенціалу показників гальмівних властивостей АТЗ введемо поняття ентропії S гальмівних властивостей. Ентропія гальмівних властивостей і її вплив на граничні показники гальмівної динамічності АТЗ може бути визначена за аналогією з молекулярної фізикою [173]. Диференціал dS зазначеної ентропії може бути визначений як

$$dS = \frac{dj_{xmin}}{V_{max}}, \quad (3.41)$$

де V_{max} – максимальна конструктивна швидкість, досягнута на певному етапі розвитку АТЗ.

В роботі [51], з використанням статистичних даних, наведених у дослідженні [174], отримана залежність для максимальної конструктивної швидкості легкових автомобілів

$$V_{max} = \frac{582}{3,6} [1,043 - \exp(-0,38\lambda)] , \text{ м/с.} \quad (3.42)$$

Між максимальною швидкістю автомобіля V_{max} і уповільненням j_{xmin} існує взаємозв'язок (для ідеального випадку гальмування)

$$V_{max} = j_{xmin} T_{гальм} \quad (3.43)$$

де $T_{гальм}$ – час гальмування (при $j_{xmin} = \text{const}$ протягом усього гальмування) від максимальної конструктивної швидкості V_{max} до повної зупинки автомобіля.

Вираз (3.41) з урахуванням (3.34) і (3.42), набуде вигляду

$$dS = \frac{\varphi g}{582\lambda_0} \cdot \frac{\exp(-\frac{\lambda}{\lambda_0}) d\lambda}{1,043 - \exp(-0,38\lambda)} . \quad (3.44)$$

Вираз (3.41) з урахуванням співвідношення (3.43), набуде вигляду

$$dS = \frac{1}{T_{торм}} \cdot \frac{dj_{xmin}}{j_{xmin}} . \quad (3.45)$$

Ентропія гальмівних властивостей АТЗ з рівняння (3.45) може бути визначена після його інтегрування

$$\begin{aligned} S &= \frac{1}{T_{гальм}} \cdot \int_{j_{xmin}}^{j_{xmin} + \Delta j_{xmin}} \frac{\Delta j_{xmin}}{j_{xmin}} = \frac{1}{T_{гальм}} \cdot \ln |j_{xmin}| \int_{j_{xmin}}^{j_{xmin} + \Delta j_{xmin}} = \\ &= \frac{1}{T_{гальм}} \cdot \ln \left| \frac{j_{xmin} + \Delta j_{xmin}}{j_{xmin}} \right| = \frac{1}{T_{гальм}} \cdot \ln \left| 1 + \frac{\Delta j_{xmin}}{j_{xmin}} \right| \end{aligned} \quad (3.46)$$

Переходячи від нескінченно малих збільшень до кінцевих, в рівнянні (3.46) отримаємо

$$\Delta S = \frac{\varphi g}{582\lambda_0} \cdot \frac{\exp(-\frac{\lambda}{\lambda_0})}{1,043 \cdot \exp(-0,382\lambda)} \Delta\lambda \quad (3.47)$$

Тоді збільшення нормативного значення $[j_x]$ за $\Delta\lambda$

$$\begin{aligned} \Delta j_{x\min} &= \varphi g [1 - \exp[-B(\lambda_0 + \Delta\lambda)]] - \varphi g [1 - \exp[-B\lambda_0]] = \\ &= -\varphi g [\exp[-B(\lambda_0 + \Delta\lambda)]] + \varphi g \exp[-B\lambda_0] = \\ &= \varphi g [\exp(-B\lambda_0) - \exp(-B(\lambda_0 + \Delta\lambda))] = \\ &= \varphi g \cdot \exp(-B\lambda_0) [1 - \exp(-B\Delta\lambda)]. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Після всіх перетворень мінімальне значення уповільнення $\Delta j_{x\min}$ АТЗ, на яке слід підвищувати величину $[j_x]$ дорівнює

$$\Delta j_{x\min} = \varphi g \cdot \frac{1 - \exp(-B\Delta\lambda)}{\exp(-B\lambda_0)}. \quad (3.49)$$

У разі рівного розподілу або прагненні до нуля величини ΔS , підвищення нормативних вимог до АТЗ при існуючих способах гальмування не має сенсу.

Таким чином, на прикладі нормування гальмівних властивостей АТЗ, запропонований метод оцінки граничних показників гальмівної динамічності.

3.3.3 Прогнозування рівня енерго- та термонавантаженості гальмівних механізмів.

Збільшення максимальних конструктивних швидкостей руху легкових автомобілів і вимог суспільства до ефективності їхньої гальмування тягне за собою підвищення енергонавантаженості гальмівних механізмів. Останнє викликає підвищення робочих температур в контакті фрикційних поверхонь і може привести до порушення стійкості процесу гальмування. Цю обставину необхідно враховувати на етапі попереднього проектування легкових автомобілів.

Для вирішення поставленого завдання скористаємося рівнянням (1.26) для рівня енергетичної навантаженості, запропонованим в роботі [111].

З рівняння (1.26) визначимо максимальну кінетичну енергію автомобіля, що розвивається за повній масі і максимальній конструктивній швидкості

$$E_{\max} = \frac{m_{\Pi} V_{a\max}^2}{2} = \frac{N_{e\max}}{Y_w} . \quad (3.50)$$

За повній масі і реалізації максимальної конструктивної швидкості, в разі подальшого гальмування автомобіля гальмівні механізми розсіюють найбільшу кількість енергії.

З огляду на величину Y_w (див (3.4)), отримаємо

$$E_{\max} = \frac{N_{e\max}}{0,047(1 \pm 0,128)} = \frac{21,277}{(1 \pm 0,128)} N_{e\max} , \text{ Дж.} \quad (3.51)$$

Так як нами раніше визначена залежність $N_{nut}(\Delta\lambda)$, то рівняння (3.51) може використовуватися для визначення енергонавантаженості гальм після визначення $N_{e\max}$.

Вираз (3.51) зручніше перетворити до вигляду

$$E_{\max} = \frac{21,277}{(1 \pm 0,128)} m_{\Pi} N_{num} \cdot \quad (3.52)$$

У роботах [116, 118] отримана залежність температури ротора гальма від числа службових гальмувань автомобіля

$$t^0 = t_0^0 + \frac{Q_{\Pi}}{\Phi_{охол}(T_P + T_T)} \left[1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{охол}(T_P + T_T)}{C_{num} M_P} n_z\right) \right], \quad (3.53)$$

де t_0^0 – температура навколишнього середовища (початкова температура під час гальмування);

Q_{Π} – циклове підведення тепла, Дж;

$T_P; T_T$ – час розгону і гальмування під час циклічних гальмуваннях;

$\Phi_{охол}$ – фактор охолодження гальма, Вт/°С;

C_{num} – питома теплоємність матеріалу ротора гальмівного механізму;

M_P – маса ротора;

n_z – число послідовних гальмувань автомобіля.

Для екстреного гальмування автомобіля від максимальної швидкості:

$$n_T = 1, \quad (3.54)$$

$$T_P = 0, \quad (3.55)$$

$$Q_{\Pi} = E_{\max} \cdot \quad (3.56)$$

і рівняння (3.53) набуде вигляду

$$t^0 = t_0^0 + \frac{E_{\max}}{\Phi_{\text{охол}} T_z} \left[1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охол}}}{C_{\text{нит}} M_P} T_z \right) \right]. \quad (3.57)$$

Рівняння (3.53) було отримано авторами робіт [116, 118] для одиночного гальмівного механізму під час випробуванні на стенді. Допускаючи, що теплотехнічні параметри $\Phi_{\text{охол}}$, $C_{\text{нит}}$ однакові для всіх гальмівних механізмів автомобіля (як і маса роторів M_P), будемо вважати, що температура t_0 є середньою для всіх гальмівних механізмів.

Якщо допустити, що гальмування автомобіля від максимальної конструктивної швидкості $V_{a\max}$ до повної зупинки ($V_a = 0$) буде відбуватися з постійним уповільненням $j_{\text{ст}} = [j_{\text{ст}}]$ то

$$T_z = \frac{V_{a\max}}{[j_{\text{ст}}]} = \frac{V_{a\max}}{\varphi g q_{\text{гальм}}}. \quad (3.58)$$

Підставляючи (3.58) в (3.57), отримаємо

$$t^0 = t_0^0 + \frac{E_{\max} \varphi g q_{\text{гальм}}}{z_z \Phi_{\text{охол}} V_{a\max}} \left[1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охол}}}{C_{\text{нит}} M_P} \frac{V_{a\max}}{\varphi g q_{\text{гальм}}} \right) \right], \quad (3.59)$$

де z_z – число гальмівних механізмів автомобіля.

Розкладемо експонентну залежність, що знаходиться в правій частині рівняння (3.59) в ряд Маклорена і обмежимося двома першими членами

$$\exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охол}}}{C_{\text{нит}} M_P} \frac{V_{a\max}}{\varphi g q_{\text{гальм}}} \right) \cong 1 - \frac{\Phi_{\text{охол}}}{C_{\text{нит}} M_P} \frac{V_{a\max}}{\varphi g q_{\text{гальм}}}. \quad (3.60)$$

Після підстановки виразу (3.60) в рівняння (3.59), отримаємо

$$t^0 = t_0^0 + \frac{E_{\max}}{z_z C_{num} M_P} . \quad (3.61)$$

Після підстановки виразу (3.52) в рівняння (3.61), отримаємо

$$t^0 = t_0^0 + \frac{21,277}{(1 \pm 0,128)} \frac{m_{II} N_{num}}{z_z C_{num} M_P} . \quad (3.61)$$

Якщо обмежувати температуру робочих поверхонь гальмівних механізмів максимально допустимою величиною, то вимога до сумарної теплоємності гальм автомобілів

$$C_{\Sigma} = C_{num} M_P z_z . \quad (3.62)$$

Перетворивши рівняння (3.62), прийдемо до наступного вигляду:

$$C_{\Sigma} = \frac{21,277}{(1 \pm 0,128)} \frac{m_{II} N_{num}}{[t^0] - t_0^0} = [C_{\Sigma}] . \quad (3.63)$$

З урахуванням рівняння (3.7) вираз (3.63) набуде вигляду:

$$[C_{\Sigma}] = \frac{13028 m_{II}}{[t^0] - t_0^0} \{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{ Дж/град.} \quad (3.64)$$

Рівняння (3.64) дозволяє прогнозувати мінімально допустиму величину сумарної теплоємності роторів гальмівних механізмів. Для побудови

прогнозу необхідно знати максимальну допустиму температуру $[t^0]$ фрикційних поверхонь гальм.

Таким чином, отримані аналітичні залежності дозволяють прогнозувати збільшення енергонавантаженості і тепловантаженості гальмівних механізмів з урахуванням зростання максимальних потужностей двигунів і максимальних конструктивних швидкостей легкових автомобілів.

3.4 Висновки по розділу 3

1. Реалізація результатів досліджень, проведених в розділі 3 дозволить забезпечити високий технічний рівень і конкурентоспроможність вітчизняних легкових автомобілів на світовому ринку.

2. Запропонований метод дозволяє на етапі попереднього проєктування прогнозувати максимальну конструктивну швидкість і питому потужність легкових автомобілів.

3. Отримані аналітичні вирази дозволяють прогнозувати на етапі попереднього проєктування показники динамічних властивостей легкових автомобілів. Визначено взаємозв'язки між питомою потужністю N_{num} і індексом динамічності q автомобіля, що дозволяє прогнозувати вимоги суспільства до максимальних початкових прискорень пфд час рушання з місця.

4. Запропонований метод прогнозування вимог суспільства до показників гальмівних властивостей легкових автомобілів на етапі попереднього проєктування дозволяє зберегти їхній високий технічний рівень на період проєктування, виробництва і терміну служби виробу.

5. Запропонований для оцінки рівня вимог суспільства до гальмівних властивостей автомобілів показник – коефіцієнт гальмівної динамічності $q_{гальм}$ дозволив визначити для АТЗ категорії M_1 , що при сьогоднішніх вимогах суспільства його величина близька до одиниці. Це означає, що під

час подальшого посиленні вимог нормативних документів величина їх зміни буде порівнянна з похибкою вимірювань під час гальмівних випробуваннях.

6. На прикладі нормування найменшого встановленого уповільнення автомобіля розроблений метод оцінки граничних показників гальмівної динамічності з використанням ентропії.

7. Отримані аналітичні залежності дозволяють на етапі попереднього проектування прогнозувати збільшення енерго- і термонавантаженості гальмівних механізмів з ростом максимальних конструктивних швидкостей і питомої потужності легкових автомобілів. Це дозволило виробити вимоги до показників енергоємності гальмівних механізмів легкових автомобілів.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [6– 9, 17, 22, 33, 34, 18, 32, 36–39, 51,54].

Розділ 4

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ НОВИХ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

4.1 Удосконалення методу оцінки енергетичної навантаженості автомобіля.

Енергетична навантаженість характеризує як динамічні, так і економічні властивості автомобілів. Найбільш важливим фактором, що визначає енергетичну навантаженість і енергетичну ефективність автотранспортних засобів, є аеродинамічний опір руху.

Енергонавантаженість характеризує необхідні витрати потужності двигуна для поступального сталого руху автомобіля з заданим рівнем кінетичної енергії [111]. Для випадку руху автомобіля з максимальною швидкістю при повній масі в зазначеній роботі [111] запропоновано показник, названий рівнем енергетичної навантаженості

$$Y_W = \frac{2N_{e_{\max}}}{m_{\text{повн}} V_{\max}^2}, \quad (4.1)$$

де $N_{e_{\max}}$ – максимальна ефективна потужність двигуна;

$m_{\text{повн}}$ – повна маса автомобіля;

V_{\max} – максимальна швидкість автомобіля.

Чим менше значення Y_W , тим нижче енергетична навантаженість автомобіля [111]. Величина, зворотна Y_W , є показником енергетичної ефективності

$$E_W = \frac{1}{Y_W} = \frac{m_{\text{повн}} V_{\max}^2}{2N_{e_{\max}}}, \quad (4.2)$$

оскільки характеризує величину кінетичної енергії автомобіля, що припадає на одиницю максимальної ефективної потужності двигуна.

З точки зору фізичного сенсу величина E_W (має розмірність часу) представляє собою час розгону автомобіля при $N_e = N_{e_{\max}} = \text{const}$ за умови, що всі продуктивні і непродуктивні витрати потужності (енергії) дорівнюють нулю.

Наведені в роботі [111] розрахунки показали, що для ряду моделей легкових автомобілів, випущених з 1959 по 2004 роки величина показника Y_W змінюється в межах $[0,037; 0,055]$, що значно нижче меж зміни показника питомої потужності $N_{\text{пит}}$ цих же машин [111]. Це викликано тим, що відомий показник питомої потужності

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{e_{\max}}}{m_{\text{повн}}} \quad (4.3)$$

не враховує максимальної конструктивної швидкості автомобіля.

Авторами робіт [82, 83] переконливо показано, що аеродинамічний опір відіграє основну роль у формуванні витрат потужності двигуна, особливо на високих швидкостях руху (сумарний дорожній опір на дорогах з твердим покриттям відносно невеликий). Тому коректний розрахунок сил аеродинамічного опору підвищує точність оцінки енергетичної навантаженості автомобілів.

Існуюча в даний час методика розрахунку сили аеродинамічного опору руху автомобіля запропонована на початку минулого століття в своїй праці [175]. Згідно роботі [175] сила аеродинамічного опору може бути визначена як

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 . \quad (4.4)$$

де C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – щільність повітря;

F – миделевий перетин автомобіля (найбільша площа перетину тіла, перпендикулярного напрямку руху) або яке-небудь інший вимір площі, що характеризує величину тіла;

V_a – швидкість руху автомобіля, м/с.

Коефіцієнт C_x залежить від форми тіла [175]. Якщо вважати C_x незалежним від швидкості, то, як показують результати теоретичних і експериментальних досліджень, вираз (4.4) справедливий не на всьому діапазоні швидкостей [175]. На малих швидкостях (до 1 м/с) виправдовується закон першого ступеня швидкості; під час великої швидкості, близьких до швидкості звуку, мабуть, має місце закон кубів; під час швидкості понад звукову знову спостерігається закон квадратів [175]. У даній роботі [175] відзначається, що, приймаючи всюди закон квадратів, слід ставити коефіцієнт C_x в залежності від швидкості V_a [175].

Однак, на тому діапазоні швидкостей, під час якого доводиться мати справу з аеропланними деталями (від 20 до 80 м/с), закон квадратів швидкостей досить добре виправдовується [175].

В роботі [85], з використанням методу парціальних прискорень експериментальним шляхом визначені залежності коефіцієнту C_x автомобілів ЗАЗ-1102 «Славута» і ВАЗ-2107 від швидкості (рис. 4.2). Для апроксимації експериментальних кривих $C_x(V_a)$ запропонована апроксимуюча гіперболічна залежність [85] виду

$$\bar{C}_x = \frac{C_{x0}}{V_a^n} , \quad (4.5)$$

де C_{x0} – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору при $V_a = 1$ м/с;

n – показник ступеня при підставі V_a .

Однак, в роботі [85] допущена методична помилка, оскільки величина C_{x0} в рівнянні (4.5) на відміну від безрозмірної величини C_x повинна мати розмірності (м/с)ⁿ. Тому вираз (4.5) потрібно представити у вигляді

$$\tilde{C}_x = \frac{A_W}{V_a^n}, \quad (4.6)$$

де A_W – коефіцієнт, чисельно рівний C_x при $V_a = 1$ м/с.

Таким чином, виникла необхідність уточнення показника рівня енергетичної навантаженості автомобіля шляхом більш коректного визначення сил аеродинамічного опору.

Рівняння балансу потужностей під час сталого руху автомобіля

$$N_e \eta_{mp} = V_a (P_\psi + P_w), \quad (4.7)$$

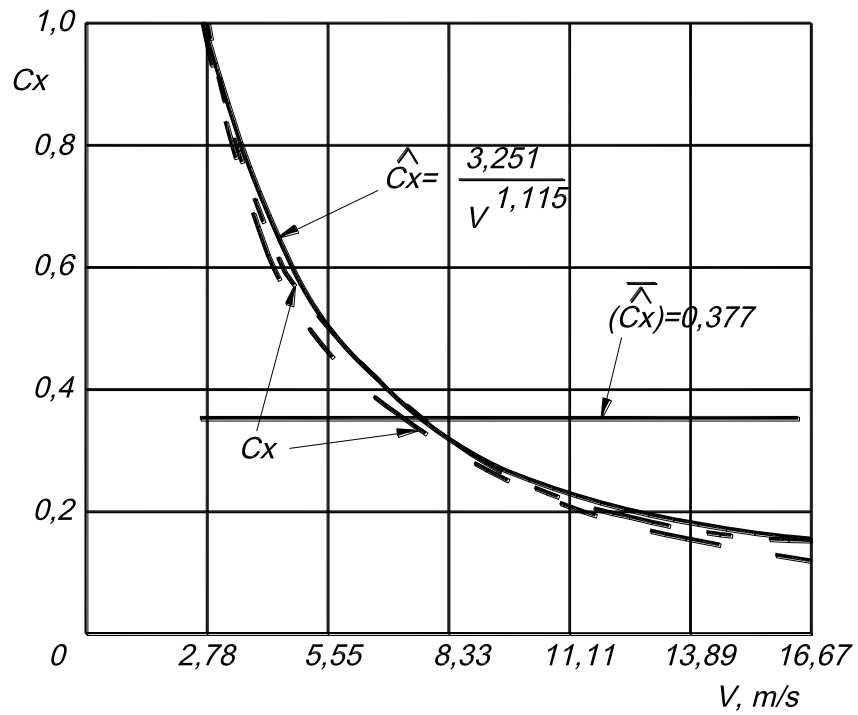
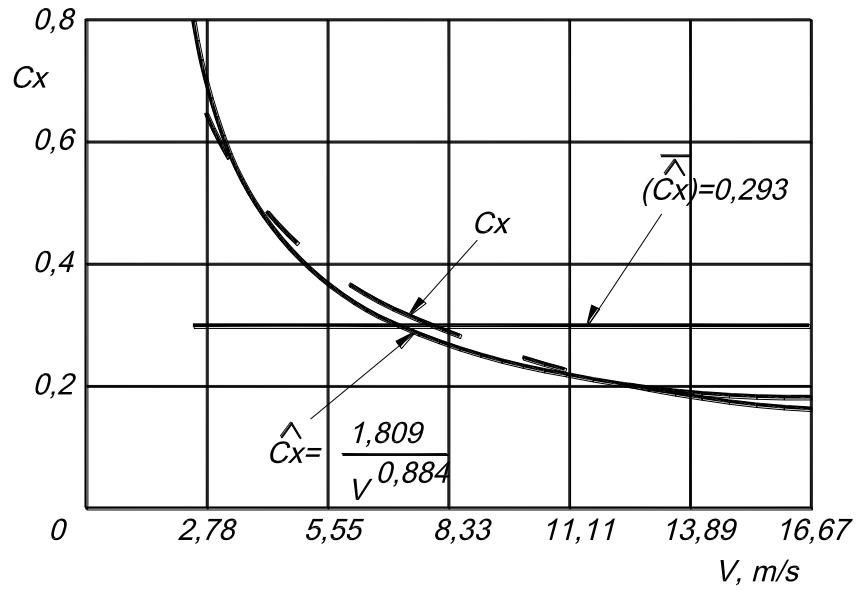
де P_ψ – сила сумарного дорожнього опору;

$$P_\psi = m_a g \psi; \quad (4.8)$$

N_e – поточне значення ефективної потужності двигуна;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²;

ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору,



C_x – апроксимуючі залежності, а – автомобіль ВАЗ - 2107,
 б – автомобіль ЗАЗ - 1103 «Славута»

Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта лобового аеродинамічного опору автомобіля C_x від швидкості V_a

$$\psi = f \pm i ; \tag{4.9}$$

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

i – поздовжній ухил дороги;

η_{mp} – ККД трансмісії.

Рівняння (4.4) з урахуванням виразу (4.6) набуде вигляду:

$$P_w = \frac{A_w}{V_a^n} \cdot \frac{\rho F}{2} V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}. \quad (4.10)$$

Після підстановки виразів (4.8) і (4.10) в рівняння потужностного балансу (4.7) отримаємо

$$N_e \eta_{mp} = V_a \left(m_a g \psi + \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n} \right). \quad (4.11)$$

За аналогією з роботою [111] винесемо з дужок величину $\frac{m_a V_a}{2}$. В результаті отримаємо

$$N_e \eta_{mp} = \frac{m_a V_a^2}{2} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{A_w}{m_a} \rho F V_a^{1-n} \right). \quad (4.12)$$

Розділивши ліву і праву частини на η_{mp} , отримаємо

$$N_e = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2} K_w = W_{кин} K_w, \quad (4.13)$$

де K_w – коефіцієнт взаємозв'язку між кінетичною енергією поступального сталого руху автомобіля і реалізованою ефективною потужністю двигуна [1]

$$K_w = \frac{1}{\eta_{mp}} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \right). \quad (4.14)$$

При $m_a = m_{повн}$: $V_a = V_{a\max}$: величина $K_w = Y_W$ (див. співвідношення (4.1)).

Для забезпечення високої енергоефективності (низької енергонавантаженості) необхідно прагнути до отримання найбільш низьких значень K_w . Графік залежності $K_w(V_a)$ має вигляд, представлений на рис. 4.3

Умова знаходження точки мінімуму $V_a = V_{opt}$ і мінімуму функцій $(K_w)(V_{opt})$

$$\begin{cases} \partial K_w / \partial V_a = 0 \\ \partial^2 K_w / \partial V_a^2 \Big|_{при V_a = V_{opt}} > 0 \end{cases} \quad (4.15)$$

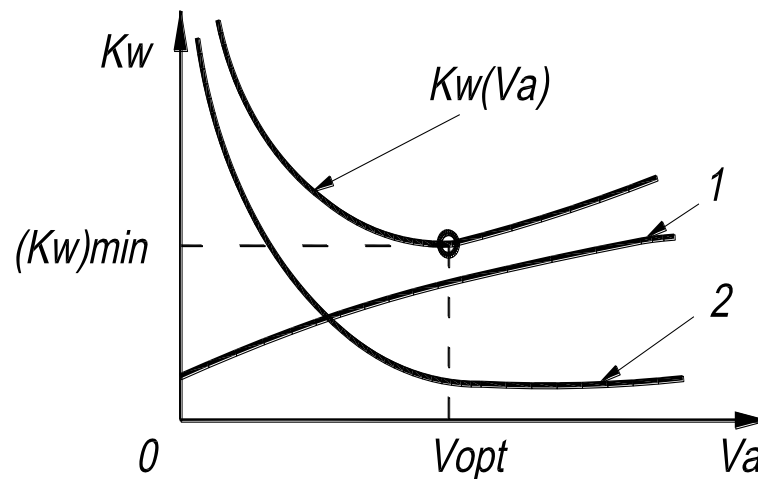


Рисунок 4.3 – Графік залежності коефіцієнта взаємозв'язку між кінетичною енергією поступального сталого руху автомобіля і реалізованої ефективної потужності двигуна $K_w(V_a)$ від оптимальної швидкості V_{opt}

Таким чином

$$\frac{\partial K_w}{\partial V_a} = -\frac{2g\psi}{\eta_{mp}V_a^2} + (1-n)\frac{A_w\rho F}{\eta_{mp}m_a}V_a^{-n} = 0, \quad (4.16)$$

Звідки знаходимо

$$V_a = V_{opt} = 2^{-n}\sqrt[2-n]{\frac{2m_a g\psi}{(1-n)A_w\rho F}}. \quad (4.17)$$

Провівши логарифмування рівняння (4.16) з подальшим потенціюванням можна отримати симетричну формулу виразу (4.17), що дозволяє спростити розрахунки

$$V_a = V_{opt} = \exp\left[\frac{\ln\left|\frac{2m_a g\psi}{(1-n)A_w\rho F}\right|}{2-n}\right]. \quad (4.18)$$

Вираз (4.14) при $V_a = V_{opt}$ набуде вигляду

$$K_w = (K_w)_{\min} = \frac{2g\psi}{\eta_{mp}}\frac{2-n}{1-n}2^{-n}\sqrt[2-n]{(1-n)\frac{A_w\rho F}{2m_a g\psi}} = \frac{2g\psi}{\eta_{mp}}\frac{2-n}{1-n}\exp\left[-\frac{\ln\left|\frac{2m_a g\psi}{(1-n)A_w\rho F}\right|}{2-n}\right]. \quad (4.19)$$

Перевіримо умову отримання мінімуму (вираз (4.15))

$$\frac{\partial^2 K_w}{\partial V_a^2} = + \frac{4g\psi}{\eta_{mp} V_a^3} - n(1-n) \frac{A_W \rho F}{\eta_{mp} m_a} V_a^{-(n+1)}. \quad (4.20)$$

З виразу (4.16) отримаємо

$$(1-n)C_x \rho F V_2^{2-n} = 2g m_a \psi. \quad (4.21)$$

Підставляючи вираз (4.21) в співвідношення (4.20), отримаємо при $V_a = V_{opt}$

$$\frac{\partial^2 K_w}{\partial V_a^2} = \frac{A_W \rho F}{\eta_{mp} m_a} V_{opt}^{2-n} [2(1-n) - n(1-n)] = \frac{A_W \rho F}{\eta_{mp} m_a} V_{opt}^{2-n} (2 - 3n + n^2). \quad (4.22)$$

Величина $\frac{\partial^2 K_w}{\partial V_a^2} > 0$ під час виконання умови

$$n^2 - 3n + 2 > 0. \quad (4.23)$$

Рішення квадратної нерівності маємо у вигляді

$$n_1 < 1; \quad (4.24)$$

$$n_2 > 2 \quad (4.25)$$

Таким чином, при $n_1 < 1$ і $n_2 > 2$ ми маємо $K_w = (K_w)_{\min}$ при $V_a = V_{opt}$. При значеннях n , що потрапляють в інтервал [82, 111], $K_w = (K_w)_{\max}$ ($V_a = V_{opt}$). Це означає, що крива $K_w(V_a)$ в останньому випадку має опуклість в протилежну сторону.

На рис. 4.4 наведені графіки залежностей $K_w(V_a)$ для легкових автомобілів ВАЗ-2107 і ЗАЗ-1103 «Славута» при $C_x = const$ і при \hat{C}_x , що змінюється за законом (4.5). Аналіз зазначених графіків показує, що при $C_x = const$ криві $K_w(V_a)$ мають мінімум. Точка мінімуму дорівнює $V_{opt} = 18,11$ м/с (65,2 км/год) – для автомобіля ВАЗ-2107 і $V_{opt} = 22,06$ м/с (79,4 км/год) – для автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута».

При \hat{C}_x , що змінюється за законом (4.5) точки екстремуму (криві 2 на рис. 4.4) на інтервалі реальних швидкостей V_a руху автомобілів відсутні.

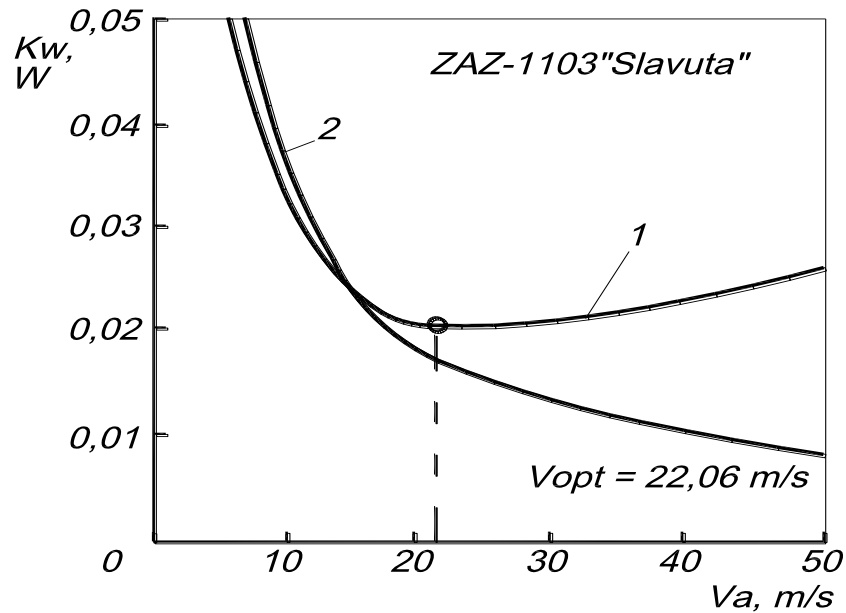
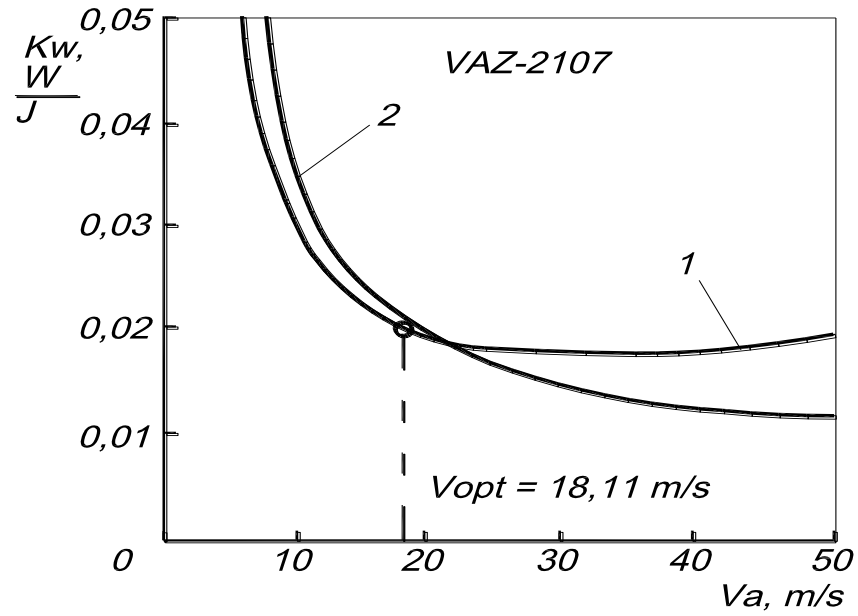
Уточнення розрахунку показників аеродинамічного опору руху автомобіля за допомогою співвідношення (4.10) дозволило визначити, що під час високих швидкостях величини показника K_w значно нижче, ніж під час традиційної методики розрахунку (формула (4.4)). Зазначене зниження становить до 33% (при швидкості $V_a = 40$ м/с) для автомобіля ВАЗ-2107.

У таблиці 4.1 наведені результати оцінок рівня енергетичної навантаженості Y_W і показника енергетичної ефективності E_W для розглянутих моделей легкових автомобілів.

Аналіз результатів розрахунків, наведених у таблиці 4.1, показує, що рівень енергетичної навантаженості автомобіля ВАЗ-2107 вище, ніж ЗАЗ-1103, а показник енергетичної ефективності, навпаки, нижче. Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- уточнення розрахунку параметрів аеродинамічного опору руху дозволило уточнити взаємозв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і максимальною кінетичною енергією усталеного поступального руху автомобіля.

- зі збільшенням швидкості руху автомобіля показник, що характеризує зв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і кінетичною енергією автомобіля монотонно зменшується в діапазоні реальних швидкостей руху.



1 – при $C_x = const$, 2 – при $C_x = A_w V_a^{-n}$

Рисунок 4.4 – Залежності коефіцієнта взаємозв'язку між кінетичною енергією поступального сталого руху легкового автомобіля і реалізованої ефективної потужності двигуна $K_w(V_a)$ від швидкості V_a

Таблиця 4.1 – Розрахунок показників Y_W і E_W

Модель автомобіля	$N_{e_{\max}}$, кВт	$m_{\text{повн}}$, кг	V_{\max} , м/с	$\frac{m_{\text{повн}} V_{\max}^2}{2}$, Дж	Y_W , Вт/Дж	E_W , Дж/Вт
ВАЗ-2107	56,6	1430	42	1261	0,0566	17,67
ЗАЗ-1103 «Славута»	48,53	1190	41	1000	0,0485	20,61

4.2 Розробка методу оцінювання моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі

Момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі чинить суттєвий вплив на керованість і стійкість останнього. Проте визначення моменту інерції відносно вертикальної вісі на етапі проєктування автотранспортного засобу не має потрібної точності, а на стадії виготовлення дослідних зразків потребує розробки унікального випробувального стендового устаткування. Рядом авторів запропоновані ймовірнісні методи розрахунку радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі. За допустимої 30 % відносної похибки відомого методу це дає більш значну похибку визначення моменту інерції автомобіля, оскільки в формулу для його визначення входить квадрат радіусу інерції.

Ще на стадії проєктування виникає проблема знаходження моментів інерції автотранспортного засобу відносно трикоординатних вісей. Вагомий вплив на керованість та стійкість автотранспортного засобу здійснюють моменти інерції та положення центру мас. Положення центру мас автотранспортного засобу, яке характеризується горизонтальними і вертикальною координатами, на етапі проєктування визначають графоаналітичним методом (рис. 4.5).

Сутність методу полягає в тому, що умовно знаходять положення центру мас кожного агрегату або елемента автомобіля на його складальному кресленні і його відстань до деякої вісі (у випадку, що розглядається на

рис. 4.5 – до вісі задніх коліс). Горизонтальна координата « b » центру мас автомобіля (від задньої вісі) може бути знайдена за наступною формулою

$$b = \frac{G_1 x_1 + G_2 x_2 + G_3 x_3 + \dots + G_i x_i}{G_a} = \sum_{i=1}^n q_i x_i, \quad (4.26)$$

де G_a – вага автомобіля, Н;

G, G_2, G_3, G_i – вага окремих елементів автомобіля, що використовуються під час визначенні положення його центру мас;

q_i – відносна вага i -го агрегату,

$$q_i = \frac{G_i}{G_a}; \quad (4.27)$$

x_1, x_2, x_3, x_i – плечі моментів сил тяжіння елементів автомобіля відносно задньої вісі;

n – кількість елементів автомобіля, що враховуються при розрахунку центру мас останнього.

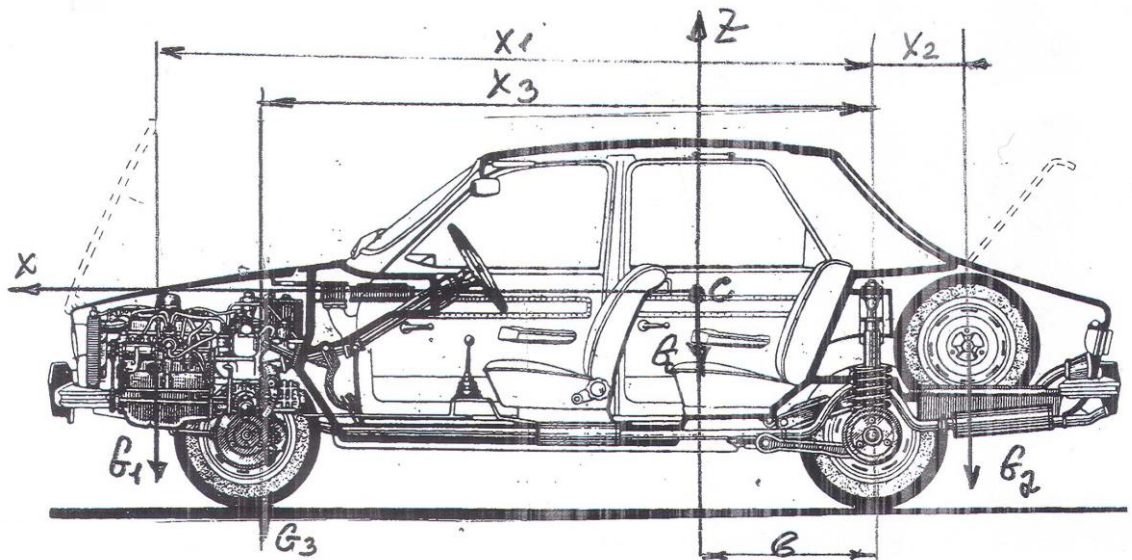


Рисунок 4.5 – Графоаналітичний метод оцінювання положення центру мас автомобіля на етапі проектування

Аналогічним чином визначаються і інші координати центру мас автомобіля.

Виникає питання про можливість застосування графоаналітичного методу для оцінювання моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі.

Очевидним є те, що

$$\sum_{i=1}^n G_i (x_i - b) = 0. \quad (4.28)$$

Момент інерції автомобіля відносно вертикальної вісі може бути визначений

$$I_{cz} = \sum_{i=1}^n \frac{G_i}{g} (x_i - b)^2 + \sum_{i=1}^n \frac{G_i}{g} i_{zi}^2, \quad (4.29)$$

де i_{zi} – радіус інерції i -го елемента автомобіля відносно власної вертикальної вісі, м;

g – прискорення сили тяжіння, $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Саме складність визначення i_{zi} є причиною неможливості визначення I_{cz} графоаналітичним методом.

В роботі [113] запропоновано ймовірнісний метод визначення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі. В цій роботі отримано формулу

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}ab}, \quad (4.30)$$

де a – проекція відстані від передньої вісі до центру мас автомобіля на горизонтальну площину, м;

B – колія автомобіля, м.

В наступній роботі [178] автори під час побудови ймовірнісної моделі врахували можливі зміщення центрів мас, приведених до передньої і задньої осей автомобіля в боковому напрямку від подовжньої вісі машини. Це дало можливість отримати уточнену формулу

$$i_z = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \pm \frac{1}{6}\right) \left(ab + \frac{B^2 b}{4 a}\right)}. \quad (4.31)$$

В роботі [179] наведені результати експериментального визначення моментів інерції і радіусів інерції відносно вертикальної вісі десяти моделей автомобілів (табл. 4.2).

В табл. 4.3 за результатами розрахунків, наведених в роботі [178], проведено оцінювання відносної похибки визначення математичного очікування радіусу інерції розрахованого за формулами (4.30) і (4.31) (у порівнянні з результатами експерименту [179]).

Аналіз результатів, наведених в табл. 4.3 [178], показує, що відносна похибка визначення радіусу інерції i_z за формулою (4.30) знаходиться в межах 14,3-36 %, а за уточненою формулою (4.31) – 6,83-34,25 %.

Для того, щоб пов'язати між собою похибки визначення радіусу інерції i_z і моменту інерції I_{zc} , визначимо вираз для розрахунку похибки останнього

$$\delta I_{zc} = \frac{\Delta I_{zc}}{I_{zc}} = \frac{m_a i_z^2 - m_a \bar{i}_z^2}{m_a i_z^2} = 1 - \frac{\bar{i}_z^2}{i_z^2} = 1 - \frac{(i_z \pm \Delta i_z)^2}{i_z^2} = \frac{\Delta i_z^2}{i_z^2} \mp 2 \frac{\Delta i_z}{i_z} = \delta i_z^2 \mp 2 \delta i_z \quad (4.32)$$

де ΔI_{zc} , Δi_z – абсолютні похибки визначення I_{zc} і i_z , відповідно.

Таблиця 4.2 – Результати експериментального визначення моментів і радіусів інерції автомобілів відносно вісі OZ

Пара- метри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
m_a , кг	2119	2590	2178	883	2050	1010	795	628	824	1167
I_{zc} , кгм ²	4571	6327	5435	1099	5444	1030	1050	481	1020	2099
i_z , м	1,469	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
a , м	1,470	1,680	1,500	0,900	1,490	1,240	1,322	0,863	1,368	1,148
b , м	1,530	1,350	1,550	1,280	1,700	1,020	0,958	1,167	1,012	1,552
L , м	3,000	3,030	3,050	2,180	3,200	2,260	2,280	2,030	2,380	2,700
h , м	0,500	0,500	0,500	0,400	0,500	0,450	0,473	0,421	0,421	0,510
B , м	1,470	1,485	1,570	1,280	1,568	1,107	1,117	0,995	1,166	1,323

Найбільша похибка δi_{zc} виникає за нижнього знаку в правій частині виразу (4.32). У цьому випадку при $\delta i_z=0,35$ величина $\delta I_{zc}=0,82$. Таким чином, похибка визначення радіусу інерції i_z за формулами (4.30) і (4.31) занадто велика, оскільки створює похибку визначення моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі δI_{zc} більше 80 %.

Висока похибка ймовірного методу [113, 178] визначення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі виникає через занадто широкий діапазон зміни випадкової величини i_z , що прийнятий в указаних роботах.

Визначимо розрахункову залежність для визначення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі. Аналіз результатів експериментального визначення радіусів інерції i_z , наведених в табл. 4.2, показує, що їхні значення близькі до результатів розрахунку радіусу інерції за формулою

$$\bar{i}_z = \sqrt{ab}. \quad (4.33)$$

Таблиця 4.3 – Порівняння результатів розрахунку \bar{i}_z за формулами (4.30) і (4.31)

Параметри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
$i_z, \text{ м}$	1,469	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
$\bar{i}_z, \text{ м}$ (4.30)	1,142	1,148	1,170	0,844	1,213	0,857	0,859	0,766	0,897	1,018
$\bar{i}_z, \text{ м}$ (4.31)	1,186	1,164	1,217	0,931	1,272	0,871	0,864	0,819	0,904	1,089
$\delta(\bar{i}_z),$ %	28,63	36,16	35,01	32,09	34,29	17,73	33,82	14,30	24,01	31,17
$\delta(\bar{i}_z),$ %	23,86	34,25	29,75	19,73	28,10	15,86	33,01	6,83	23,07	23,10

Величина \bar{i}_z являє собою середньоквадратичне значення величини координат a і b центру мас автомобіля. Слід відзначити, що указане співвідношення (4.33) було визначено ще Е. А. Чудаковим [180] і наступними дослідниками [113, 181, 182] як умова забезпечення бокової стійкості задньої вісі автомобіля при вході в поворот і виході з нього.

В табл. 4.4 наведені результати розрахунку \bar{i}_z за формулою (4.33) для десяти моделей автомобілів, наведених в табл. 1. Наведено порівняння розрахункових величин з результатами експерименту [179].

Аналіз результатів, наведених в табл. 3, показує, що при розрахунку за формулою (4.33) абсолютна величина різниці теоретичних і експериментальних значень радіусів інерції автомобілів не перевищує 15 %.

Таблиця 4.4 – Порівняння результатів розрахунку \bar{i}_z за формулою (4.33) і результатів експерименту [179]

Пара- метри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
i_z , м	1,469	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
\bar{i}_z , м	1,500	1,620	1,525	1,073	1,591	1,125	1,125	1,003	1,177	1,334
Δi_z , м	-0,03	-0,057	0,054	0,042	0,038	-0,11	0,024	-0,128	-0,06	0,007
δi_z , %	2,17	3,6	-3,4	-3,8	-2,3	11,5	-2,1	14,6	5,7	0,52
δI_{zc} , %	4,39	7,33	6,92	7,74	4,65	24,32	4,24	31,33	11,72	1,04

Таким чином, використання рівняння (4.33) для визначення математичного очікування радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі дає можливість підвищити точність розрахунків.

У порівнянні зі раніше використовуваними виразами (4.30) і (4.31) середня відносна похибка зменшується від 21-27 % до 5 %. Це означає, що середня похибка визначення моментів інерції автомобіля відносно вертикальної вісі зменшилась від 46-61 % до 10 %.

У табл. 4.5 наведено результати розрахунку відношення $\left| \frac{\Delta i_z}{\bar{i}_z} \right|$ для десяти моделей автомобілів, що розглядались, і визначена їхня середня величина.

Аналіз результатів розрахунку, наведеного в табл.4.5, показує, що середнє значення абсолютної величини відношення $\left| \frac{\Delta i_z}{\bar{i}_z} \right|$ складає величину 0,063.

В роботі [181] А.С. Литвиновим відмічається, що дослідження стійкості і керованості значно спрощується якщо визначати радіус інерції автомобіля в квадраті через добуток « ab », тобто із використанням співвідношення (4.33).

Таблиця 4.5 – Визначення величини $\left| \frac{\Delta i_z}{\bar{i}_z} \right|$

Пара- метри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
\bar{i}_z , м	1,500	1,620	1,525	1,073	1,591	1,125	1,125	1,003	1,177	1,334
Δi_z , м	-0,032	-0,057	0,054	0,042	0,038	-0,11	0,024	-0,12	-0,06	0,007
$\left \frac{\Delta i_z}{\bar{i}_z} \right $	0,021	0,035	0,035	0,039	0,024	0,103	0,021	0,128	0,054	0,005
$i_{z\max}$, м	1,594	1,722	1,621	1,140	1,691	1,196	1,196	1,066	1,251	1,419
$i_{z\min}$, м	1,405	1,518	1,429	1,005	1,491	1,054	1,054	0,940	1,102	1,250
i_z , м	1,468	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
Сер. знач. $\left \frac{\Delta i_z}{\bar{i}_z} \right $	0,063									

Також припущення приймалось в роботах М. Жюльєна [183] і А. С. Добріна [184, 185]. В роботі [181], зі посиланням на результати дослідження [182], наведено дані, що характеризують межі зміни відношення $\frac{ab}{i_z^2}$ для легкових автомобілів різних класів.

Виразимо радіус інерції автомобіля відносно вертикальної вісі наступною залежністю

$$\bar{i}_z = A\sqrt{ab}. \quad (4.34)$$

де A – поправочний коефіцієнт, що визначається зі співвідношення

$$A = \frac{i_z}{\sqrt{ab}}. \quad (4.35)$$

В табл. 4.6 наведені значення параметру A , отримані для десяти моделей автомобілів, наведених в табл. 4.2.

Для оцінювання середнього значення \bar{A} можна використовувати 42 реалізації параметру A , що наведені в [181] і табл. 4.6. Як реалізації можна використовувати два завантаження автомобіля, що указані в [181].

В результаті визначено

$$A = \bar{A} \pm \sigma_A = 0,925 \pm 0,065, \quad (4.36)$$

де σ_A – середньоквадратичне відхилення параметру A .

Розрахункове значення радіусу інерції i_{zp} відносно вертикальної вісі автомобіля в межах одного середньоквадратичного відхилення може бути визначено за формулою

$$i_{zp} = (\bar{A} \pm \sigma_A) \sqrt{ab} = (0,925 \pm 0,065) \sqrt{ab}. \quad (4.37)$$

Таблиця 4.6 – Розрахунок параметру A

Пара- метри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
i_z , м	1,469	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
\sqrt{ab} , м	1,500	1,620	1,525	1,073	1,591	1,125	1,125	1,003	1,177	1,334
A	0,979	0,965	1,035	1,039	1,024	0,897	1,021	0,872	0,946	1,005

Розрахункове значення моменту інерції I_{zcp} відносно вертикальної вісі автомобіля

$$I_{zcp} = m_a i_{zp}^2 = m_a (0,925 \pm 0,065)^2 ab. \quad (4.38)$$

Вираз (4.38) можна перетворити до виду

$$I_{zcp} = m_a 0,860ab \pm m_a 0,120ab = \bar{I}_{zcp} \pm 0,120m_a ab. \quad (4.39)$$

де \bar{I}_{zcp} – середнє значення моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі

$$\bar{I}_{zcp} = 0,860m_a ab. \quad (4.40)$$

Відносна похибка визначення \bar{I}_{zcp} в межах середньоквадратичного відхилення радіусу інерції i_z

$$\delta I_{zcp} = \pm \frac{m_a ab}{\bar{I}_{zcp}} = \pm \frac{0,12m_a ab}{0,86m_a ab} = \pm 0,139. \quad (4.41)$$

Аналіз даних, наведених в [181] і табл. 4.6, показує, що із 42 реалізацій лише 13 виходять за межі інтервалу, що відповідає одному середньоквадратичному відхиленню радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі.

Проведемо оцінювання адекватності результатів теоретичних і експериментальних досліджень. Результати теоретичних і експериментальних досліджень є випадковими величинами. Зробивши

припущення про те, що вони розподіляються за нормальним законом, використаємо квантиль нормованого нормального розподілу композиції двох випадкових величин – радіусів інерції визначених експериментальним і теоретичним шляхом

$$u_p = - \left| \frac{\bar{i}_{ze} - \bar{i}_{zp}}{\sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_p^2}} \right|, \quad (4.42)$$

де \bar{i}_{ze} , \bar{i}_{zp} – середні значення радіусів інерції, визначені експериментальним і розрахунковим шляхом, відповідно;

σ_e , σ_p – середні квадратичні похибки визначення i_{ze} і i_{zp} , відповідно.

В таблиці 4.7 наведено розрахунок квантилю u_p і ймовірності розходження результатів теоретичного і експериментального дослідження радіусу інерції відносно вертикальної вісі для 10-ти моделей автомобілів, наведених в табл. 4.2.

Таблиця 4.7 – Оцінка адекватності результатів визначення радіусів інерції автомобіля відносно вертикальної вісі теоретичним і експериментальним шляхом

Параметри	Автомобілі									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
\bar{i}_{ze} , м	1,469	1,563	1,579	1,115	1,629	1,009	1,149	0,875	1,113	1,341
\bar{i}_{zp} , м	1,387	1,498	1,411	0,992	1,472	1,041	1,041	0,928	1,089	1,234
u_p	-0,421	-0,31	-0,84	-0,88	-0,76	-0,22	-0,74	-0,40	-0,16	-0,62
p	0,660	0,620	0,800	0,810	0,760	0,580	0,770	0,655	0,560	0,730

Розрахункове значення середньоквадратичного відхилення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної вісі

$$\sigma_p = 0,065\sqrt{ab}. \quad (4.43)$$

При припущенні по те, що $\sigma_e = \sigma_p$.

4.3 Застосування методу парціальних прискорень для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля

Погіршення динамічних властивостей, викликане нестабільністю параметрів автомобіля, є причиною дорожньо-транспортних пригод, в тому числі і з людськими жертвами.

Для забезпечення безпеки руху необхідно або проводити контрольні динамічні випробування автомобілів на функціональну стабільність, або здійснювати оцінку динаміки зміни контрольних параметрів в процесі експлуатації за допомогою бортового вимірювального комплексу.

Метод парціальних прискорень є рішення прямої (1-ї) задачі механіки, тобто завдання визначення діючих сил по заданому руху тіла [176].

Метод парціальних прискорень побудований на переході від векторної суми в просторі сил до векторної суми в просторі прискорень [176]. Векторна сума прискорень може розглядатися як сума членів ряду, кожен з яких представляє собою деяку залежність від швидкості автомобіля [85].

В роботі [85] зазначений ряд названий рівнянням парціальних прискорень автомобіля і для випадку вибігання представлений в наступному вигляді:

$$\dot{V}_a = -g\psi - \frac{M_{TPCB}^C}{m_a r_\delta} + \frac{M_{TRKIH}^C}{m_a r_\delta} + \frac{M_{TRДИН}^C}{m_a r_\delta} - \frac{A_W \rho F}{2m_a} V_a^{2-n}, \quad (4.44)$$

де \dot{V}_a – лінійне прискорення автомобіля при вибігу ($\dot{V}_a < 0$);

$M_{TP.CT}^C$ – статичний момент опору в трансмісії, обумовлений силами сухого тертя;

$M_{TR.KIH}^C$ – момент опору в трансмісії, обумовлений силами в'язкого тертя (кінематичний);

$$M_{TR.KIH}^C = -K_1 V_a; \quad (4.45)$$

K_1 – коефіцієнт пропорційності між швидкістю V_a автомобіля і моментом опору в трансмісії $M_{TR.KIH}^C$;

$M_{TR.ДИН}^C$ – момент опору в трансмісії, обумовлений розгоном інерційних мас і залежить від прискорення автомобіля;

$$M_{TR.ДИН}^C = -\frac{J_{ПП}^{TP}}{r_l} \dot{V}_a; \quad (4.46)$$

m_a – маса автомобіля;

A_W – коефіцієнт, чисельно рівний лобовому аеродинамічному опору автомобіля при $V_a = 1$ м/с; розмірність зазначеного коефіцієнта (м/с) [85];

n – показник ступеня, постійний для даної форми кузова автомобіля [2];

ρ – щільність повітря;

F – площа лобового миделевого перетину автомобіля;

r_δ – динамічний радіус коліс автомобіля;

$J_{\text{ПП}}^{\text{TP}}$ – приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії (під час відключеному двигуні).

Після підстановки виразів (4.45, 4.46) в рівняння (4.44) отримаємо

$$\dot{V}_a = -g(f \pm i) - \frac{M_{\text{TP.СТ}}^{\text{C}}}{m_a r_{\delta}} - \frac{\kappa_1}{m_a r_{\delta}} V_a - \frac{J_{\text{ПП}}^{\text{TP}}}{m_a r_{\delta}} \dot{V}_a - \frac{A_W \rho F}{2m_a} V_a^2, \quad (4.47)$$

Розв'язавши рівняння (4.47) щодо \dot{V}_a , знаходимо [2]

$$\dot{V}_a = -\frac{g}{\delta'_{\text{об}}} (f \pm i) - \frac{M_{\text{TP.СТ}}^{\text{C}}}{\delta'_{\text{об}} m_a r_{\delta}} - \frac{\kappa_1}{m_a r_{\delta}} V_a - \frac{J_{\text{ПП}}^{\text{TP}}}{\delta'_{\text{об}} m_a r_{\delta}} \dot{V}_a - \frac{A_W \rho F}{2\delta'_{\text{об}} m_a} V_a^{2-n} = -a_1 - a_2 V_a - a_3 V_a^{2-n}, \quad (4.48)$$

де $\delta'_{\text{об}}$ – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії під час відключеному двигуні;

$$\delta'_{\text{об}} = 1 + \frac{J_{\text{ПП}}^{\text{TP}}}{m_a r_{\delta}}, \quad (4.49)$$

a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти,

$$a_1 = -\frac{g}{\delta'_{\text{об}}} (f \pm i) - \frac{M_{\text{TP.СТ}}^{\text{C}}}{\delta'_{\text{об}} m_a r_{\delta}}; \quad (4.50)$$

$$a_2 = \frac{\kappa_1}{m_a r_{\delta}}; \quad (4.51)$$

$$a_3 = \frac{A_W \rho F}{2\delta'_{\text{об}} m_a}. \quad (4.52)$$

В роботі [85] враховувалася також залежність коефіцієнта опору коченню від швидкості [177], що має вигляд

$$f = f_0(1 + AV_a^2) . \quad (4.53)$$

Однак, ми в наших подальших дослідженнях приймемо $f = f_0 = const.$ Всі члени ряду прискорень (4.49) є парціальними прискореннями, що характеризують конкретні сумарні сили опору руху автомобіля. Сума членів ряду дорівнює прискоренню автомобіля під час вибігу, яке під час розгляду руху в тяговому режимі буде сумарним парціальним прискоренням сил опору руху.

В роботі [85] на основі рівняння (4.49) парціальних прискорень був запропонований розрахунково - експериментальний метод визначення параметрів опору руху, кінематичних, динамічних і потужних показників автомобіля.

У тяговому режимі [85] рівняння динаміки поступального руху автомобіля має вигляд

$$m_a \dot{V}_a = \frac{N_e}{V_a} - \frac{M_{TP.CT}^C}{r_d} - \frac{\kappa_1}{r_d} V_a - J_{IP} \frac{\dot{V}_a}{r_d} - m_a g (f_0 \pm i) - \frac{A_w \rho F}{2} V_a^{2-n} , \quad (4.54)$$

де J_{IP} – приведений до ведучих коліс момент інерції обертових мас трансмісії і двигуна;

N_e – ефективна потужність двигуна.

З рівняння (4.54) визначимо прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{N_e}{m_a V_a b_1} - \frac{b_2}{b_1} - \frac{b_3}{b_1} V_a - \frac{b_4}{b_1} V_a^{2-n} , \quad (4.55)$$

де $b_1; b_2; b_3; b_4$ – коефіцієнти, що визначаються в процесі руху автомобіля,

$$b_1 = \delta_{ep} ; \quad (4.56)$$

$$b_2 = g(f \pm i) + \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a r_{\partial}} ; \quad (4.57)$$

$$b_3 = \frac{\kappa_1}{m_a r_{\partial}} ; \quad (4.58)$$

$$b_4 = \frac{A_w}{2m_a} \delta F . \quad (4.59)$$

Кожен з членів рівняння в правій частині (4.55) є парціальним прискоренням. Крім парціальних прискорень, що характеризують сили опору руху, в рівнянні (4.55) є присутнє парціальне прискорення від сил рушійних

$$\dot{V}_{\partial e}^{Парц} = \frac{N_e}{m_a V_a b_1} . \quad (4.60)$$

Таким чином, рівняння (4.55) можна представити у вигляді суми членів ряду парціальних прискорень [85]

$$\dot{V}_a = \dot{V}_{\partial e}^{Парц} - \dot{V}_{ст}^{Парц} - \dot{V}_{кін}^{Парц} - \dot{V}_w^{Парц} ; \quad (4.61)$$

де $\dot{V}_{ст}^{Парц}$ – парціальне прискорення, викликане дією сил сухого тертя в трансмісії і силами сумарного дорожнього опору;

$$\dot{V}_{ст}^{Парц} = \frac{g}{\delta_{об}} (f \pm i) + \frac{M_{TP.СТ}^C}{\delta_{об} m_a r_d}; \quad (4.62)$$

$\dot{V}_{кін}^{Парц}$ – парціальне прискорення, викликане дією сил в'язкого тертя в трансмісії;

$$\dot{V}_{кін}^{Парц} = \frac{\kappa_1}{\delta_{об} m_a r_d} V_a; \quad (4.63)$$

$\dot{V}_w^{Парц}$ – парціальне прискорення, обумовлене силами аеродинамічного опору,

$$\dot{V}_w^{Парц} = \frac{A_w}{2m_a \delta_{об}} \delta F V_a^{2-n}. \quad (4.64)$$

Кожне з парціальних прискорень створюється або рушійними силами, або силами опору руху. Зазначені сили зважаючи на нестабільність параметрів автомобіля призводять до зміни величин зовнішніх параметрів.

Тому парціальні прискорення можуть бути контрольними параметрами під час оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля.

Аналізуючи вирази (4.61), (4.62), (4.63) і (4.64) для визначення парціальних прискорень, можна зробити висновки про те, що кожне з них є функцією, що характеризує технічний стан окремих складових частин автомобіля. Парціальне прискорення від сил рушійних $\dot{V}_{об}^{Парц}$ характеризує технічний стан і стабільність параметрів двигуна. Парціальне прискорення $\dot{V}_{ст}^{Парц}$, залежне від швидкості V_a автомобіля в нульовому ступені, характеризує технічний стан трансмісії (зміна її параметрів сухого тертя), а також – зміни ходової частини (геометрії, зміщення мостів, параметрів

підвіски). В роботі [72] запропоновано методи, що дозволяють визначати масу автомобіля і поздовжній ухил дороги в процесі руху з використанням бортової вимірювальної системи. Це дозволяє врахувати масу автомобіля в рівняннях (4.61), (4.62), (4.63) і (4.64) і поздовжній ухил дороги в рівнянні (4.63).

Парціальне прискорення $\dot{V}_{кін}^{Парц}$ (вираз (4.63)) характеризує в'язкість і рівень масла в трансмісії автомобіля. Парціальне прискорення $\dot{V}_w^{Парц}$ є найбільш стабільним, що змінюється в залежності від завантаження і установки на автомобілі додаткового обладнання. Зміну маси, як уже зазначалося, можна реєструвати за допомогою бортового вимірювального комплексу, встановленого на автомобілі. Під час установці зовнішнього багажника на даху автомобіля в пам'ять бортового комп'ютера повинні вводитися параметри збільшеного аеродинамічного опору.

В роботі [85] наведено алгоритм розрахунку параметрів $\dot{V}_{\delta v}^{Парц}$, $\dot{V}_{кін}^{Парц}$, $\dot{V}_{ст}^{Парц}$, $\dot{V}_w^{Парц}$ в процесі руху автомобіля. Під час накопиченні значень зазначених величин, одержуваних під час періодичних тестових вимірах, можлива оцінка динаміки парціальних прискорень і функціональної і параметричної стабільності автомобіля.

Для i -го парціального прискорення показником стабільності буде похідна зазначеного прискорення з напрацювання автомобіля $\frac{\partial \dot{V}_i^{Парц}}{\partial L}$.

Критерієм збереження стабільності є максимально допустима швидкість зміни величини зазначеного i -го парціального прискорення. Очевидно, що зі збільшенням напрацювання парціальне прискорення від сил рушійних $\dot{V}_{\delta v}^{Парц}$ зменшується, а решта прискорення збільшуються по абсолютній величині (крім $\dot{V}_w^{Парц}$). Таким чином

$$\frac{\partial \dot{V}_i^{Парц}}{\partial L} < 0 ; \quad (4.65)$$

$$\partial \dot{V}_{ст}^{Парц} > 0 ; \quad (4.66)$$

$$\frac{\partial \dot{V}_{кін}^{Парц}}{\partial L} > 0 ; \quad (4.67)$$

$$\frac{\partial \dot{V}_W^{Парц}}{\partial L} = 0 ; \quad (4.68)$$

де L – пробіг автомобіля.

при

$$\dot{V}_{дв}^{Парц} < [\dot{V}_{дв}^{Парц}]_{\min} ; \quad (4.69)$$

$$\dot{V}_{ст}^{Парц} > [\dot{V}_{ст}^{Парц}]_{\max} ; \quad (4.70)$$

$$\dot{V}_{кін}^{Парц} > [\dot{V}_{кін}^{Парц}]_{\max} . \quad (4.71)$$

подальша експлуатація автомобіля без ТО і ремонту неприпустима. У нерівностях (4.69) – (4.71) представлені наступні величини: $[\dot{V}_{дв}^{Парц}]_{\min}$ – мінімально допустиме парціальне прискорення від сил рушійних; $[\dot{V}_{ст}^{Парц}]_{\max}$ – максимально допустимі парціальні прискорення від сил опору. Відповідно до рівняння (4.61) під час збільшенні пробігу L автомобіля відбувається зменшення прискорення автомобіля. Тому \dot{V}_a може бути показником функціональної стабільності динамічних властивостей і використовуватися при проведенні контрольних випробувань.

Слід зазначити, що динаміка зміни величини парціальних прискорень може характеризувати параметричну стабільність, а швидкість падіння величини прискорення \dot{V}_a – функціональну стабільність автомобіля (його динамічних властивостей). Таким чином, можна зробити наступний висновок:

– зміни величини парціальних прискорень в процесі експлуатації можуть бути показниками параметричної стабільності динамічних властивостей автомобіля. Швидкість зміни величин парціальних прискорень по пробігу машини може нормуватися під час оцінки зазначеної стабільності динамічних властивостей.

– швидкість падіння величини максимального прискорення автомобіля по пробігу може бути показником функціональної стабільності його динамічних властивостей і також нормуватися.

4.4 Застосування лінійних акселерометрів для оцінки динамічних властивостей під час випробувань автомобілів

Існуючі методи проведення тягово-швидкісних випробувань автомобілів передбачають визначення трьох основних показників – максимальної швидкості руху, часу і шляху розгону автомобіля до зазначеної швидкості. Обмежене коло показників знижує інформативність результатів випробувань і не дає можливості повністю оцінити динамічні властивості автомобілів.

Тягово-швидкісні властивості відносяться до групи динамічних властивостей автомобілів. Автомобіль є механічною системою, яка має безліч ступенів свободи. Динамічні (в тому числі і тягово-швидкісні) властивості проявляються при їх русі, а також при русі окремих їх частин під дією прикладених сил [101].

При випробуваннях тягово-швидкісних властивостей автомобілів в даний час вимірюють такі параметри [130, 131, 211]:

- час t ;
- лінійну швидкість V_a ;
- довжину шляху S .

Для проведення випробувань використовують прилади, розроблені в НАМІ (НАМИ, РФ) [132]. Ці прилади серії ПВС, призначені для реєстрації параметрів шляху, часу і швидкості під час русі випробуваного автомобіля. Складаються вони в основному з «п'ятого колеса» і реєструючого (криву шлях-швидкість і обмотки інтервалів часу) або цифродрукуючого приладу. Прилади ПВС механічного типу, які застосовувалися раніше, в даний час замінюються електронними, що володіють незрівнянно більшими можливостями [132].

Досягнутий рівень апаратної реалізації знайшов відображення в прийнятому раніше в СРСР стандарті [133] на методи випробувань швидкісних властивостей автотранспортних засобів. У відповідності із зазначеним нормативним документом [133] встановлено такі показники і характеристики швидкісних властивостей автотранспортних засобів:

- максимальна швидкість V_{\max} ;
- час розгону на заданому шляху t_{ps} ;
- час розгону до заданої швидкості t_{pv} ;
- швидкісна характеристика «Розгін – вибіг»;
- швидкісна характеристика «Розгін на передачу, що забезпечує максимальну швидкість»

Застосування показників і характеристик за видами випробувань типів АТЗ визначається відповідними програмами [133].

Максимальна швидкість автомобіля вважається показником тягово-швидкісних (швидкісних) властивостей автомобілів. Вона також використовується в технічному завданні на проектування автомобіля в якості

вихідного показника для розрахунку потрібної потужності двигуна. Максимальна швидкість автомобіля може бути реалізована на швидкісному міжміському шосе. Тому вона не може характеризувати динамічні властивості автомобілів в обмежених міських умовах. Час розгону t_{ps} і t_{pv} також не можуть повністю характеризувати динамічні властивості автомобілів в довільному швидкісному діапазоні, оскільки для цього необхідно отримання більшої кількості експериментальних даних.

В роботі [134] запропоновано на стадії проектування автомобілів потрібну максимальну потужність двигуна визначати як таку, що складається з двох компонентів – потужності, необхідної для руху по місту із заданою постійною середньою швидкістю і потужності, необхідної для створення необхідного лінійного прискорення на заданій швидкості руху. Таким чином, залежність для визначення максимальної ефективної потужності $N_{e\max}$ має вигляд

$$N_{e\max} = \frac{V_a \cdot \sum P_c + N_{кр}}{\eta_{mp}}, \quad (4.72)$$

де $\sum P_c$ – сумарна сила опору руху;

η_{mp} – ККД трансмісії;

$N_{кр}$ – частина потужності на ведучих колесах, що витрачається за розгін автомобіля.

В роботі [135] отримано залежність для визначення потужності двигуна N_{ep} , що витрачається на розгін автомобіля в наступному вигляді:

$$N_{ep} = \frac{m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{\eta_{mp}}, \quad (4.73)$$

При визначенні ККД трансмісії η_{mp} можливі два варіанти [101]. У першому випадку втрати на розгін обертових мас трансмісії і двигуна враховуються коефіцієнтом обліку обертових мас δ_{ep} і для даного випадку вираз (4.73) має вигляд

$$N_{ep} = \frac{\varepsilon_{ep} \cdot m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a}{\eta'_{mp}}, \quad (4.74)$$

де η'_{mp} – загальний ККД трансмісії [9],

$$\eta'_{mp} = \eta_{mp}^{стат} + \eta_{mp}^{кін} - 1, \quad (4.75)$$

$\eta_{mp}^{стат}$ – статичний ККД трансмісії, що враховує втрати на сухе тертя [8];

$\eta_{mp}^{кін}$ – кінематичний ККД трансмісії, що враховує втрати на в'язке тертя [9], залежить від швидкості руху автомобіля V_a .

У другому випадку втрати на розгін обертових мас трансмісії і двигуна враховуються динамічною компонентою ККД трансмісії $\eta_{mp}^{дин}$. Загальний ККД трансмісії в цьому випадку може бути визначений як

$$\eta_{mp} = \eta_{mp}^{стат} + \eta_{mp}^{кін} + \eta_{mp}^{дин} - 2. \quad (4.76)$$

Розрахунок N_{ep} слід виконувати за формулою (4.73).

Лінійне прискорення і потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля від заданої швидкості V_a , є критеріями (показниками) динамічних властивостей машини [137].

Залежність прискорення \dot{v}_a і потужності двигуна N_{ep} від швидкості V_a є характеристиками динамічних (розгінних) властивостей автомобіля. Зазначені характеристики дозволяють отримати під час випробування повнішу, ніж відомі показники, інформацію про величини лінійних прискорень автомобіля і потужності двигуна, що витрачаються на розгін.

Визначити зазначені характеристики динамічних властивостей автомобілів під час випробування можливо з використанням лінійних акселерометрів.

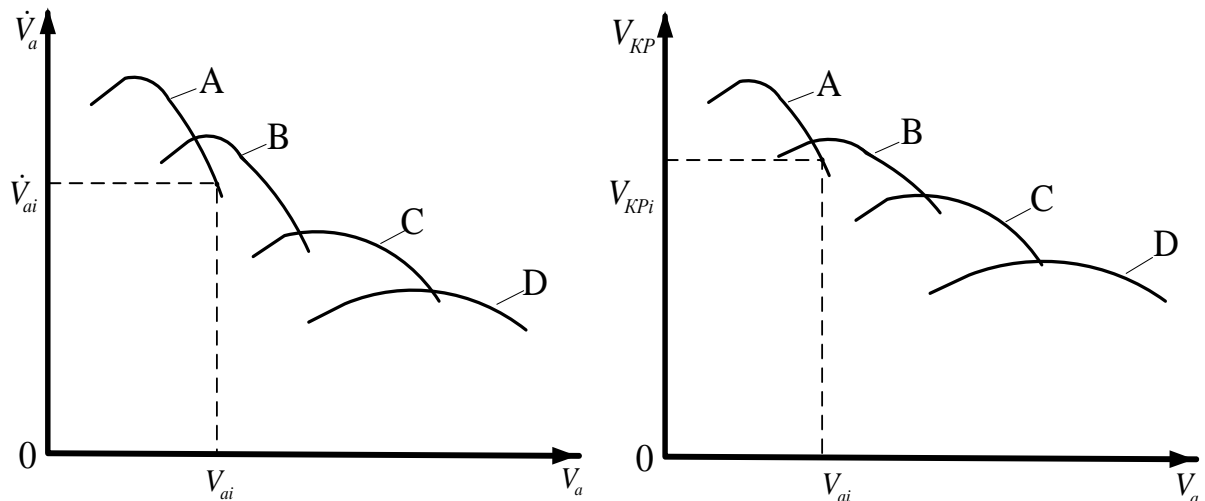
Методика проведення динамічних випробувань автомобілів з використанням лінійних акселерометрів.

В даний час акселерометри знайшли широке застосування під час проведенні випробувань автомобілів [85]. Наприклад, міжнародний стандарт передбачає проведення випробувань автомобілів на стійкість з використанням лінійних акселерометрів. Лінійні акселерометри в поєднанні з бортовим (мобільним) комп'ютером дозволяють в режимі реального часу здійснювати вимірювання і розрахунок кінематичних, динамічних, потужних і енергетичних показників автомобілів [85]. Зазначені завдання авторам роботи [85] вдалося вирішити, використовуючи метод парціальних прискорень. Зазначеним методом можна визначати сили опору руху автомобіля (опору коченню і аеродинамічного опору), втрати на сухе і в'язке тертя, що визначає ККД трансмісії, а також – ефективну потужність двигуна, реалізовану під час розгону машини. Перед проведенням динамічних випробувань автомобіля необхідно провести його зважування і визначення ККД трансмісії відомими методами [211,212,213]. Без знання ККД трансмісії можливе визначення частини потужності на ведучих колесах автомобіля, що витрачається на розгін автомобіля, за формулою

$$N_{KP} = m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a . \quad (4.77)$$

В ідеальному випадку динамічні характеристики розгону автомобіля, отримані за результатами випробувань, можуть мати вигляд (див. рис. 4.6)

Для чотириступінчастої коробки передач



\dot{V}_{ai} ; N_{KPi} – значення лінійного прискорення і потужності на колесах, що витрачається на розгоні V_{ai} ; А – перша передача коробки передач; В – друга передача коробки передач; С – третя передача коробки передач; D – четверта передача коробки передач.

Рисунок 4.6 – Ідеалізовані характеристики динамічних (розгінних) властивостей автомобіля, які повинні бути отримані за результатами випробувань.

4.5 Зниження похибки визначення параметрів руху транспортного засобу використанням героскопу в мобільно-реєстраційному комплексі

Результат вимірювання має серйозне значення лише за умови, що він супроводжується оцінкою невизначеності типу А і Б (похибки) вимірювання, або доповнюється відомостями, які дозволяють користувачеві інформації

вимірювання оцінити точність вимірювання самостійно. Крім того, важливо не тільки вміти виконати вимір і оцінити похибку результату, а й так підібрати засіб вимірювання, спланувати і здійснити процедуру вимірювання, щоб була забезпечена необхідна точність або, принаймні, була зведена до мінімуму похибка.

Відома система для вимірювання швидкості об'єкту, яка включає в себе вимірювальний провідник, що розташований у горизонтальному напрямку, який перпендикулярний до напрямку руху об'єкту, з можливістю впливу на цей провідник магнітного поля Землі, та бортовий обчислювач, виконаний з можливістю визначення швидкості руху об'єкту в залежності від різниці електричного потенціалу між різними точками вимірювального провідника, також додатково може бути встановлений давач магнітного поля та інклінометр або акселерометр [215].

Зменшена точність вимірювання та відсутність універсальності у застосуванні і підвищена складність встановлення на об'єкті внаслідок необхідності обладнання спеціальних посадочних місць під різні давачі та неможливість визначення напрямку вектору швидкості є недоліком цієї вимірювальної системи.

Відомий також спосіб визначення швидкості руху автотранспортного засобу, який полягає в тому, що при використанні двох вимірювачів швидкості (основного та додаткового) здійснюється постійне вимірювання швидкості руху об'єкта основним а також періодичним вимірюваннями з високою точністю додатковим вимірювачем, при цьому застосовуються вимірювання часу затримки сигналу другого каналу щодо першого високоточним вимірювачем в певних межах часових інтервалів, попередньо обумовлених менш точним вимірювачем швидкості [216].

Неможливість визначення напрямку вектору швидкості, яке потребує залучення додаткових приладів та відповідно обмежує універсальність у використанні є недоліком цього способу.

Найближчим аналогом є система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів під час динамічних (кваліметричних) випробувань, в якій для вимірювання параметрів руху, а також швидкості руху, застосовують два трикоординатні давачі лінійного прискорення [217]. У зазначеній вимірювальній системі для вимірювання параметрів руху автотранспортного засобу під час динамічних випробуваннях, що складаються з елементів вимірювання а також пристроїв обробки і візуалізації інформації, реєстрації параметрів руху здійснюється двома давачами лінійних прискорень в той самий час. Інформація про параметри руху автотранспортного засобу отримується за допомогою математичної обробки сигналів з давачів прискорень. Інформація щодо швидкості руху автотранспортного засобу отримується за допомогою математичної обробки без застосування інтегрування сигналів з давачів прискорень.

Однак, така система вимірювання швидкості і шляху пройденого автотранспортним засобом має недоліки, а саме – подовжній та поперечний ухили поверхні, по якій рухається автотранспортний засіб, який потребує використання складних методів коригування похибки вимірювання та застосування додаткових технічних засобів здійснюють суттєвий вплив на результат вимірювання. Необхідність їх використання підвищує трудові та матеріальні витрати.

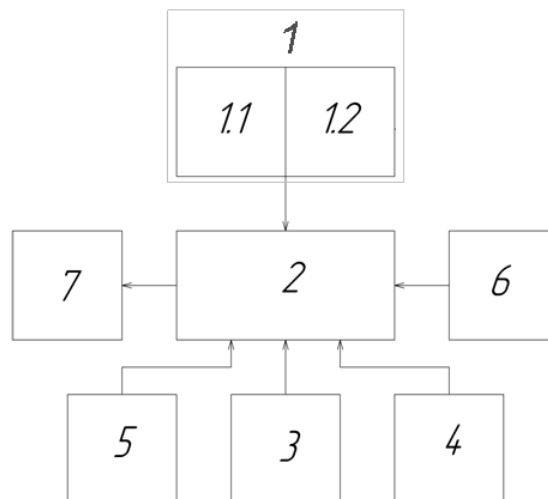
Основою запропонованої моделі є задачі автономності та зменшення похибки вимірювання параметрів руху (лінійного прискорення, лінійної швидкості, кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту, напрямку вектору лінійної швидкості) рухомих об'єктів під час випробувань та підвищення функціональності навігаційних систем під час визначення просторово-часової орієнтації об'єктів і під час управління об'єктами, що рухаються, шляхом зміни складу інформаційного обладнання та спрощення непрямих вимірювань.

Задачу можна вирішити тим, що у системі для вимірювання параметрів руху об'єктів, що рухаються, яка складається з елементів вимірювання і

пристроїв обробки та візуалізації інформації, відповідно корисної моделі, вимірювання параметрів руху здійснюється одночасно давачами лінійних прискорень та кутової швидкості (гіроскопом), виконаних в одному блоці, інформація про параметри руху об'єктів отримується за допомогою математичної обробки сигналів з давачів. Вимірювання параметрів руху здійснюється одночасно в у повздожній, поперечній і вертикальній площинах.

На рис. 4.7 приведена структурна схема системи для вимірювання параметрів руху об'єктів, де 1 – вимірювальний блок, 2 – обчислювальний блок, 3 – пристрій візуалізації, 4 – клавіатура, 5 – друкувальний пристрій, 6 – блок живлення, 7 – модуль підключення до об'єкту.

Вимірювальний блок 1 складається з давача лінійного прискорення 1.1 та давача кутової швидкості 1.2. Вимірювальний блок 1 через канали зв'язку з'єднаний з обчислювальним блоком 2, до якого за допомогою відповідних портів підключаються зовнішні накопичувачі інформації, периферійні пристрої (наприклад, візуалізатор інформації 3, клавіатура 4, пристрій для роздрукування даних 5).



1 – вимірювальний блок, 2 – обчислювальний блок, 3 – пристрій візуалізації, 4 – клавіатура, 5 – друкувальний пристрій, 6 – блок живлення, 7 – модуль підключення до об'єкту

Рисунок 4.7 – Структурна схема системи для вимірювання параметрів руху об'єктів [58]

Живлення обчислювального блоку 2 забезпечується від бортової електромережі об'єкту або від автономних елементів живлення за допомогою блоку живлення 6. Обчислювальний блок має модуль підключення до рухомого об'єкту 7, через який на об'єкт передається інформація управління ним в залежності від інформації, що була одержана вимірювальним блоком (зворотній зв'язок) [58].

Вимірювальна система працює таким чином:

На подовжню вісь об'єкту встановлюється вимірювальний блок 1, який одночасно вимірює лінійні прискорення та кутові швидкості у поздовжній, поперечній і вертикальній площинах. Після реєстрації отриманих даних відбувається їхнє попереднє оброблення за допомогою фільтрування, усереднення та синхронізації по величині вибраного оператором інтервалу часу. Сигнали з датчиків після попереднього оброблення у вигляді цифрового коду потрапляють у обчислювальний блок 2, в якому вони обробляються за допомогою спеціальної програми. Під час цього оброблення отримується інформація про лінійні прискорення та кутові швидкості шляхом прямих вимірювань а також інформація про кутові прискорення, миттєвий радіус повороту і лінійну швидкість непрямыми вимірюваннями та напрям вектору лінійної швидкості.

Отримана інформація щодо результатів параметрів руху об'єкту, що рухається, має відображення на пристрої візуалізації 3 у графічній або цифровій формах, а також вимірюється на накопичувачах інформації і застосовується для прийняття рішень щодо результатів випробувань, проведення оцінки поточного стану рухомого об'єкту або прийняття рішення про керуючу дію для об'єкту випробувань.

Автором під час розробці системи для вимірювання параметрів руху об'єктів, що рухаються, для зменшення похибки вимірювання параметрів руху був запропонований спосіб вимірювання процесів. А саме – взаємозв'язок вимірюваних параметрів гіроскопу і лінійних акселерометрів.

Запропонована вимірювальна система дає змогу зменшити неадекватність моделі вимірювання та підвищити автономність й універсальність, а також зменшити похибку вимірювання параметрів руху об'єктів, що рухаються, під час випробувань та в системах навігації під час визначень просторово-часової орієнтації об'єктів і під час керування ними, за рахунок зміни складу інформаційного обладнання та спрощення непрямих вимірювань.

Запропонована вимірювальна система належить до галузі вимірювальної техніки. Можливе її використання з метою зменшення похибки вимірювання параметрів руху (лінійного прискорення, лінійної швидкості, кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіусу повороту, напрямку вектору лінійної швидкості) об'єктів, що рухаються під час випробувань і в системах навігації під час визначення просторово-часової орієнтації об'єктів та під час керування об'єктом, що рухається.

4.6 Оцінка функціональної стабільності гальмівних властивостей автомобілів

4.6.1 Вихідні положення

Нестабільність показників гальмівних властивостей автомобілів істотно впливає на безпеку руху. Для оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей автотранспортних засобів (АТЗ) необхідно регламентувати не тільки нормативні показники ефективності гальмування нових машин і машин, що знаходяться в експлуатації, але і швидкість їх зміни в функціях пробігу.

Висока ефективність і стабільність процесу гальмування АТЗ має велике значення для забезпечення безпеки руху. Вимоги суспільства до посилення показників ефективності гальмування (усталеного уповільнення) постійно зростають. Законодавці зазначені вимоги відстежують і періодично змінюють нормативи. Кібернетичний підхід до розвитку вимог по

ефективності гальмування АТЗ дозволив автору роботи [186] запропонувати закон (див. Залежність 1.32), що дозволяє оцінити зміну в часі вимог суспільства до мінімально допустимого сталого уповільнення.

Для випробувань «Тип 0» в роботі [114] визначено значення коефіцієнта B для різних категорій АТЗ, які наведені в таблиці 4.8.

Слід зазначити, що умови проведення гальмівних випробувань нових АТЗ [189] припускають повне завантаження машини (АТЗ при повній масі), в той час, коли гальмівні випробування для АТЗ, що знаходяться в експлуатації, регламентують показники як при повній масі, так і в спорядженому стані [189].

У таблиці 4.9 наведені значення коефіцієнта для різних категорій АТЗ, що знаходяться в експлуатації [114]

Порівнюючи коефіцієнти B і B_0 можна зробити висновок про те, що вимоги до ефективності гальмування АТЗ, що знаходяться в експлуатації, наростають з меншою інтенсивністю, ніж вимоги до нових машин, які вступають в експлуатацію. Це підтверджує графік, представлений на рисунку 4.8.

Стандарти, що регламентують вимоги до гальмівних властивостей АТЗ на етапі випуску з конвеєра фірми – виробника визначають технічний рівень виробу [190]. Технічний рівень виробу визначають також і показники надійності, значення яких обов'язково вказуються в технічних умовах (ТУ) на кожен модель автомобіля під час підготовки останньої до випуску.

Таблиця 4.8 – Значення коефіцієнта B

Категорія АТЗ	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
B	2,622	1,823	1,823	1,501	1,501	1,501

Стандарти на гальмівні властивості АТЗ, що знаходяться в експлуатації [191, 192], фактично визначають кордон параметричної відмови.

Таблиця 4.9 – Значення коефіцієнта B_0

Категорія АТЗ	B_0	
	Повне завантаження	Споряджене АТЗ
M_1	1,428	1,802
M_2	1,231	1,418
M_3	1,182	1,149
N_1	0,929	1,237
N_2	0,844	1,217
N_3	0,844	1,326

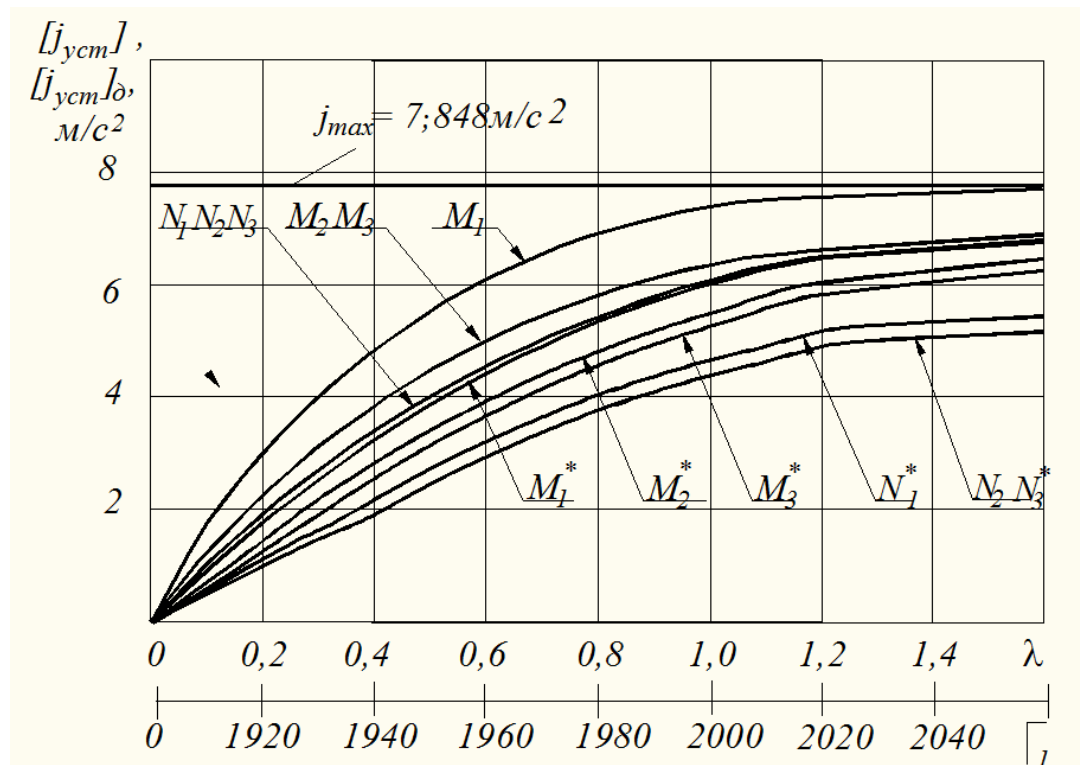


Рисунок 4.8 – Зміна вимог суспільства до ефективності гальмування АТЗ під час випробуванні «Тип 0»: – для нових машин; * – для машин, що знаходяться в експлуатації [186, 190].

Зазначені в них нормативи є критеріями надійності автомобілів за показниками гальмівних властивостей. Під час досягнення межі параметричної відмови не допускається подальша експлуатація АТЗ.

Міжнародні стандарти ЄЕК ООН [188, 193] під час оцінці гальмівних властивостей АТЗ регламентують одні й ті ж граничні показники (нормативи або критерії оцінки) як для нових машин, так і для автомобілів, що знаходяться в експлуатації.

На наш погляд, це некоректно, тому що під час оцінці якості АТЗ і їхньої надійності в відношенні гальмування виключається такий важливий показник, як функціональна стабільність.

4.6.2 Визначення поняття функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ.

Під стабільністю розуміється стійкість, міцність, насиченість, тривале збереження певного стану або рівня [129]. Ніякий майновий комплекс не може бути абсолютно надійний, але головною умовою адекватності функціонування технічного виробу (системи) є стабільність [194]. Стабільність матеріального комплексу досягається в разі, коли зміни останнього, які в критичних умовах привели б до неможливості ефективного функціонування, дозволяють здійснити бажану дію [194]. Стабільність в широкому сенсі слова – це стан рівноваги, що відповідає критеріям функціонування об'єкта [194].

Якщо надійність характеризує перехід об'єкта з працездатного стану в непрацездатний, то функціональна стабільність забезпечує необхідний рівень вихідних характеристик об'єкта в працездатному стані. За аналогією з визначенням поняття надійності, наведеними в роботі [195], можна дати наступне визначення функціональної стабільності об'єкта: «Функціональна стабільність – це властивість об'єкта зберігати постійними у часі всі параметри, що забезпечують виконання необхідних функцій в заданих умовах експлуатації». Об'єктом розгляду в теорії надійності є відмова, а в

теорії функціональної стабільності – швидкість зміни в часі параметрів, що визначають стан об'єкта. Тому для оцінки функціональної стабільності технічних систем зручно користуватися методом теорії чутливості.

Показники гальмівних властивостей нових автотранспортних засобів мають володіти запасом на функціональну нестабільність. Вказаний запас має бути «витрачений» за експлуатацію під час виконання ресурсного пробігу автомобіля. Тому об'єктом розгляду повинна бути швидкість зміни показників ефективності гальмування (гальмівного шляху S_T або усталеного уповільнення $j_{уст}$) від часу або пробігу. Стан об'єкту залежно від результатів оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей може бути стабільним або нестабільним.

4.6.3 Метод оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ.

Розглянемо функціональну стабільність гальмівних властивостей автомобілів з використанням в якості критерію усталеного уповільнення $j_{уст}$. Немає сенсу використовувати гальмівний шлях S_T , який залежить як від усталеного уповільнення $j_{уст}$, початкової швидкості гальмування V_0 , так і від часу t_{cp} спрацьовування гальмівної системи. Стабільність показника t_{cp} вимагає окремого дослідження.

На етапі попереднього проектування АТЗ необхідно враховувати зміну вимог суспільства до мінімально допустимого сталого уповільнення машини.

При цьому необхідно задаватися наступними параметрами, визначальними функціональну стабільність гальмівних властивостей проєктованого АТЗ:

L_K – пробіг автомобіля до капітального ремонту, або до зняття з експлуатації, тис. км;

$C_{сл}$ – термін служби автомобіля, років;

Γ_{II} – рік початку серійного випуску автомобіля;

\bar{L}_Γ – середньорічний пробіг автомобіля.

$$\bar{L}_\Gamma = \frac{L_K}{C_{СЛ}}, \text{ тис.км/год} \quad (4.78)$$

Середня за термін служби автомобіля швидкість падіння усталеного уповільнення АТЗ, яка визначається потребою суспільства може бути визначена за допомогою рівняння [186]

$$\left(\frac{dj_{уст}}{dL_{II}} \right) = \frac{[j_{уст}] - [j_{уст}]_0}{L_K} = \frac{j_{max}}{L_K} \{ [1 - \exp(-B_\delta \lambda_H)] - [1 - \exp(-B_\delta \lambda_K)] \}, \frac{м/с^2}{\text{тис.км}}, \quad (4.79)$$

де $[j_{уст}]_0$ – вимоги суспільства до мінімально допустимого уповільнення АТЗ за умовами можливості подальшої експлуатації,

$$[j_{уст}]_0 = j_{max} [1 - \exp(-B_\delta \lambda_K)], \quad (4.80)$$

λ_{II} – відносний час, відповідний початку серійного виробництва АТЗ,

$$\lambda_{II} = \frac{\Gamma_{II} - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2} = \frac{\Gamma_{II} - 1900}{100}, \quad (4.81)$$

λ_K – відносний час, відповідний завершенню експлуатації об'єкта, випущеного при $\lambda = \lambda_{II}$,

$$\lambda_K = \frac{\Gamma_K - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2} = \frac{\Gamma_{II} + C_{СЛ} - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2} = \frac{\Gamma_{II} + C_{СЛ} - 1900}{100}. \quad (4.82)$$

Рівняння (4.80) з урахуванням співвідношень (1.33), (4.81) і (4.82) набуде вигляду

$$\left(\frac{d\bar{j}_{уст}}{dL_{II}}\right) = \frac{\varphi_{\max} g}{L_K} \exp(-B\lambda_{II}) \left\{ \exp\left(-B_{\delta} \frac{C_{сл}}{100}\right) \cdot \exp[-\lambda_{II}(B - B_{\delta})] - 1 \right\}, \frac{м/с^2}{тис.км.} \quad (4.83)$$

Відносна зміна необхідного усталеного уповільнення автомобіля за один термін служби

$$\delta j_{уст} = \frac{[j_{уст}] - [j_{уст}]_{\delta}}{[j_{уст}]} = 1 - \frac{[j_{уст}]_{\delta}}{[j_{уст}]} \quad (4.84)$$

Після підстановки рівнянь (1.32) і (4.80) в співвідношення (4.84) отримаємо

$$\delta j_{уст} = \frac{\exp\left[-B\left(\lambda_{II} + \frac{C_{сл}}{100}\right)\right] - \exp(-B\lambda_{II})}{1 - \exp(-B\lambda_{II})} \quad (4.85)$$

Слід зазначити, що при підстановці параметрів λ_{II} і λ_K в вираз (4.81) і (4.82) ми припускали нетривалий термін виробництва конкретної моделі АТЗ. У цьому випадку тривалістю випуску $D_{тр}$ (в роках) можна знехтувати. При значних величинах $D_{тр}$ величина λ_{II} повинна відповідати відносному часу випуску першої машини даної моделі, а λ_K – часу зняття з експлуатації останньої машини даної моделі. У цьому випадку замість $C_{сл}$ в рівняннях (4.79) і (4.80) потрібно приймати

$$C'_{cl} = C_{cl} + D_{tr} \cdot \quad (4.86)$$

На рисунку 4.9 наведені графіки залежності $\delta j_{уст}(\lambda_{II})$ для різних категорій АТЗ при $C'_{cl}=9$ років.

Аналіз графіків, наведених на рис. 4.9 показує, що зі збільшенням року початку випуску АТЗ, що характеризується показником λ_{II} для категорії N відбувається збільшення необхідного запасу по сталому уповільненню $\delta j_{уст}$. Для категорії M_1 , навпаки, відбувається зменшення.

Для категорії M_2 і M_3 в інтервалі λ_{II} , рівному $[1,0; 1,5]$, спочатку відбувається незначне збільшення, а потім настільки ж незначне зниження зазначеного показника. При $\lambda_{II}=1,0$ і $\lambda_{II}=1,5$ значення приблизно однаково. Максимум функції $\delta j_{уст}(\lambda_{II})$ для АТЗ категорій M_2 і M_3 реалізується при $\lambda_{II} \approx 1,2$ (у 2020 році).

У таблиці 4.10 наведено розрахунок показника $\delta j_{уст}$ для різних категорій АТЗ на підставі стандартів [191, 193], що регламентують мінімально допустиме значення при випробуваннях Тип 0 з від'єднаним двигуном і повній масі машини. Аналіз результатів розрахунку, представлених в таблиці 4.10 показує, що запас на функціональну нестабільність гальмівних властивостей автомобілів категорії M_1 ; N_2 і N_3 знаходиться в межах від 10% до 14%. Для автомобілів категорії M_2 ; M_3 і N_1 вказаний запас не передбачений.

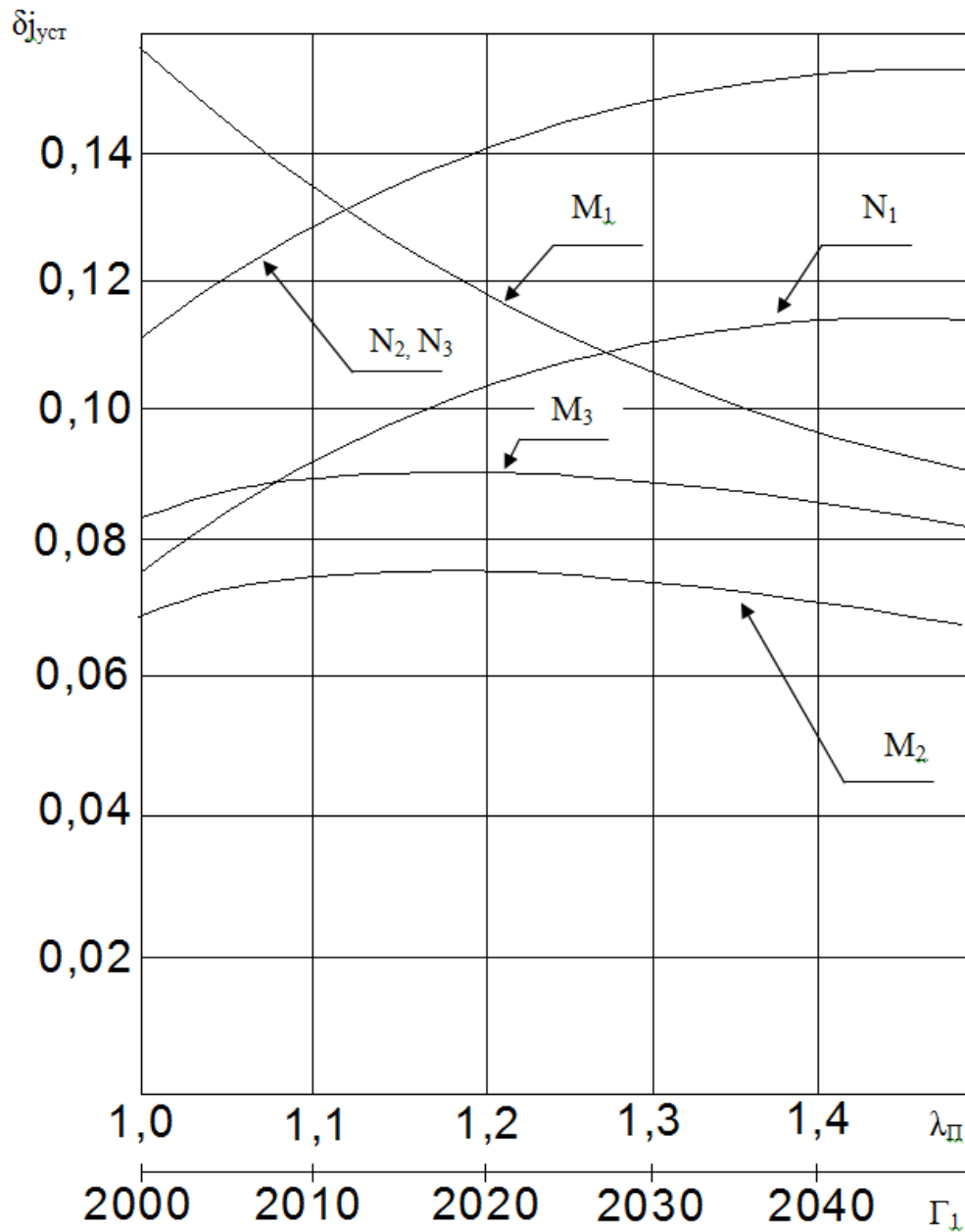


Рисунок 4.9 – Необхідний запас по сталому уповільненню для знову проєктованих АТЗ різних категорій

Очевидно, що потрібен перегляд нормативних показників ефективності гальмування для зазначених категорій АТЗ.

Таблиця 4.10 – Допустиме відносне зниження встановленого уповільнення автомобіля при випробуваннях Тип 0 з відключеним двигуном і повній масі машини

Стан АТЗ	Категорія АТЗ					
	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
Новий АТЗ [$\delta j_{уст}$] ^H , м/с ² *)	5,8	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
АТЗ, що знімаються з експлуатації [$\delta j_{уст}$] _E , м/с ² *)	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,3
$\delta j_{уст}$ ^H *)	0,138	0	0	0	0,100	0,140

*) – нормативні значення мінімально допустимого прискорення машин і його зниження в процесі експлуатації.

4.6.4 Оцінка функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ категорії M_1 .

В роботі [114] проведена обробка результатів експериментальних досліджень зміни ефективності гальмування легкових автомобілів (АТЗ категорії M_1) в залежності від їх пробігу, проведених проф. Говорущенко Н.Я. і доц. Рабиновичем Е.Х. (ХАДІ) в 1978 році.

Отримано емпіричну залежність для визначення математичного очікування величини усталеного уповільнення

$$j_{уст} = m'_j = [j_{уст}]_A \exp(-K_L \cdot L_{II}), \quad (4.87)$$

де $[j_{уст}]_A$ – необхідне суспільству значення усталеного уповільнення для нових автомобілів виготовлення 1978 року (рік початку проведення експериментальних досліджень) $[j_{уст}]_A = 6,671$ м/с²;

K_L – коефіцієнт кореляції, прийнятий рівним $0,089 \cdot 10^{-3}$ 1/тис.км.

У таблиці 4.5 наведені результати експериментального визначення m_j по апроксимуючій залежності (4.64).

Відносне зменшення усталеного уповільнення автомобілів категорії M_I (див. табл. 4.11)

$$\delta j_{уст} = \frac{6,671 - 6,466}{6,671} = 0,03, \quad (4.88)$$

Середня швидкість зменшення усталеного уповільнення діб час пробігу $L_{II} = 350$ тис.км

$$\left(\frac{\bar{d}j_{уст}}{dL_{II}} \right) = \frac{6,671 - 6,466}{350} = 0,585 \cdot 10^{-3} \text{ (м/с}^2\text{) /тис.км.}, \quad (4.89)$$

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

– для оцінки показників гальмівних властивостей АТЗ, що вступають в експлуатацію і АТЗ, що знаходяться в експлуатації повинні використовуватися різні нормативи. Для нових автомобілів необхідно створити запас на нестабільність усталеного уповільнення, який поступово витрачається в процесі експлуатації зважаючи на погіршення технічного стану;

– визначення поняття функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ дозволило запропонувати метод її оцінки. Запропоновано показники середньої за термін служби автомобіля швидкості падіння усталеного уповільнення і відносного падіння усталеного уповільнення за цей же термін, які можуть використовуватися для нормування стабільності гальмівних властивостей АТЗ;

Таблиця 4.11 – Параметри m_j і m'_j отримані за результатами досліджень проф. Говорущенко Н.Я. і доц. Рабиновича Е.Х. [114]

L_{II} , тис.км	0	50	100	150	200	250	300	350
m_j , м/с ²	6,592	6,526	6,526	6,460	6,466	6,466	6,466	6,466
m'_j , м/с ²	6,671	6,641	6,611	6,582	6,553	6,524	6,495	6,466
Похибка апроксимації $\delta m_j, \%$	-1,2	-1,7	-1,3	-1,8	-1,3	-0,9	-0,4	0

– проведена оцінка мінімально допустимих середніх сталих уповільнень, що регламентуються державними стандартами України, з використанням запропонованих показників дозволила визначити, що АТЗ категорій M_1 ; N_2 і N_3 повинні мати запас по нормативним уповільненням, який знаходиться в межах від 10% до 14%. Для автомобілів M_2 ; M_3 і N_1 необхідно або підвищити рівень нормативних значень для нових машин, або знизити зазначений рівень для АТЗ, що знаходяться в експлуатації.

4.7 Висновки по розділу 4:

1. Уточнення розрахунку параметрів аеродинамічного опору руху дозволило уточнити взаємозв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і максимальною кінетичною енергією усталеного поступального руху автомобіля.

2. Зі збільшенням швидкості руху автомобіля показник, що характеризує зв'язок між реалізованою ефективною потужністю двигуна і кінетичною енергією автомобіля монотонно зменшується в діапазоні реальних швидкостей руху.

3. В результаті проведеного дослідження запропонована уточнена формула для розрахунку на етапі проектування радіусу інерції автомобіля

відносно вертикальної вісі. Використання запропонованої формули дозволяє знизити похибку визначення радіусу інерції від 21-27 % до 5 %, а похибку визначення моменту інерції автомобіля від 46-61 % до 10 %.

4. Запропонований метод оцінювання адекватності результатів теоретичних і експериментальних досліджень показав, що використання уточненої формули розрахунку i_z дає можливість знизити ймовірність неспівпадіння результатів.

5. Зміни величини парціальних прискорень в процесі експлуатації можуть бути показниками параметричної стабільності динамічних властивостей автомобіля. Швидкість зміни величин парціальних прискорень по пробігу машини може нормуватися під час оцінки зазначеної стабільності динамічних властивостей.

6. Існуючі методи випробувань динамічних (швидкісних) властивостей автомобілів мають недостатню інформативність, оскільки базуються на використанні застарілої вимірювально-реєструючої апаратури. Напрямок удосконалення методів динамічних випробувань є застосування акселерометрів. Запропоновані критерії, характеристики і методика проведення динамічних (розгінних) випробувань автомобілів дозволяють підвищити інформативність отриманих результатів. Самі випробування повинні називатися не швидкісними, а розгоно-динамічними.

7. Швидкість падіння величини максимального прискорення автомобіля по пробігу може бути показником функціональної стабільності його динамічних властивостей і також нормуватися.

8. Для оцінки показників гальмівних властивостей АТЗ, які вступають в експлуатацію і АТЗ, що знаходяться в експлуатації повинні використовуватися різні нормативи. Для нових автомобілів необхідно створити запас на нестабільність усталеного уповільнення, що поступово витрачається в процесі експлуатації зважаючи на погіршення технічного стану.

9. Визначення поняття функціональної стабільності гальмівних властивостей АТЗ дозволило запропонувати метод її оцінки. Запропоновано показники середньої за термін служби автомобіля швидкості падіння усталеного уповільнення і відносного падіння усталеного уповільнення за цей же термін, які можуть використовуватися для нормування стабільності гальмівних властивостей АТЗ.

10. Проведена оцінка мінімально допустимих середніх сталих уповільнень, що регламентуються державними стандартами України, з використанням запропонованих показників, дозволила визначити, що АТЗ категорій M_1 ; N_2 і N_3 повинні мати запас по нормативним уповільненням, який знаходиться в межах від 10% до 14%. Для автомобілів M_2 ; M_3 і N_1 необхідно або підвищити рівень нормативних значень для нових машин, або знизити зазначений рівень для АТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [4, 10, 11, 12, 15, 21, 25–27, 41, 42, 49, 54, 58–60].

Розділ 5

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ОЦІНКИ ДИНАМІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ЇХ АГРЕГАТІВ І
СИСТЕМ НА СТЕНДІ5.1 Удосконалення методів і засобів стендових випробувань моторно-
трансмісійних установок

Однією з основних вимог, що пред'являються до агрегатів (моторно-трансмісійних установок) автотранспортних засобів, є забезпечення високого коефіцієнта корисної дії (ККД) і стабільності значень вихідних показників в процесі експлуатації. Моторно-трансмісійна установка включає в себе механізми двигуна і передавальні механізми (приводи) – трансмісії.

В роботі [71] був проведений аналіз факторів, що впливають на показник ККД трансмісії. Введено показники, які залежать від типу трансмісії, переданої потужності і ряду інших чинників. В механічній трансмісії враховуються втрати на тертя, збовтування масла і т.д. Їхне значення залежать від: числа зубчастих передач, що знаходяться в зачепленні; типу шестерень і способу їхнього з'єднання; типу конструкції і числа опор, в яких обертаються вали трансмісії; конструкції і числа сальників, встановлених для ущільнення картерів передач; в'язкості, кількості і рівня масла, що заливається; частоти обертання валів трансмісії і окружної швидкості оберткових шестерень та ін. Частина перерахованих втрат залежить від значень переданих моментів, інші, в основному, – від частоти обертання деталей трансмісії. При заданій передачі і сталому тепловому режимі масла останні зберігають приблизно постійне значення незалежно від того, чи працює трансмісія під навантаженням або на холостому ході.

Моторно-трансмісійні установки транспортно-тягових машин являють собою машинні агрегати, переважно, з двигунами внутрішнього згорання

(ДВЗ). Таким чином, трансмісії транспортно-тягових машин включають інерційні, пружні і дисипативні ланки [196].

Елементи трансмісії, що володіють моментами інерції, називаються інерційними ланками. До них відносяться зубчасті колеса, маховики, шківни, тощо. Вали трансмісії, зважаючи на відносно малі величини моментів інерції, при моделюванні інерційних ланок не враховуються. Пружні і дисипативні властивості інерційних ланок виявляються настільки незначними, що під час динамічних розрахунках теж не враховуються.

Паспортна потужність двигунів внутрішнього згорання автотранспортних засобів визначається в даний час на гальмівних стендах. Під час сталомуго режиму руху колінчастого валу з циклічно мінливим крутним моментом і кутовою швидкістю частина потужності втрачається на гальмування і подальший розгін обертових і поступально рухомих мас самого двигуна. Нерівномірність ходу залежить від величини наведених до колінчастого валу двигуна моментів інерції обертових мас трансмісії і поступально рухомих мас автотранспортних засобів. Забезпечення необхідної нерівномірності ходу досягається, як правило, вибором моменту інерції маховика, частка якого в інерційності рухомих мас перевищує 80%. Однак, збільшення інерційності рухомих мас погіршує динамічні якості двигуна і машини, а для транспортного засобу збільшує витрату палива і викиди токсичних компонентів при розгоні. Цей фактор при існуючих методах визначення потужності двигунів автотранспортних засобів на стендах не враховується.

На динамічний ККД і загальний механічний ККД двигуна автотранспортних засобів впливають загальна маса автомобіля, кінематичний радіус коліс, передавальні числа трансмісії і власний, наведений до колінчастого валу, момент інерції обертових і поступально рухомих мас двигуна. При випробуваннях на стенді і визначенні ефективної потужності двигуна моделюється тільки навантажувальний момент на колінчастому валу. Наведена маса автотранспортних засобів на стенді не імітується, а,

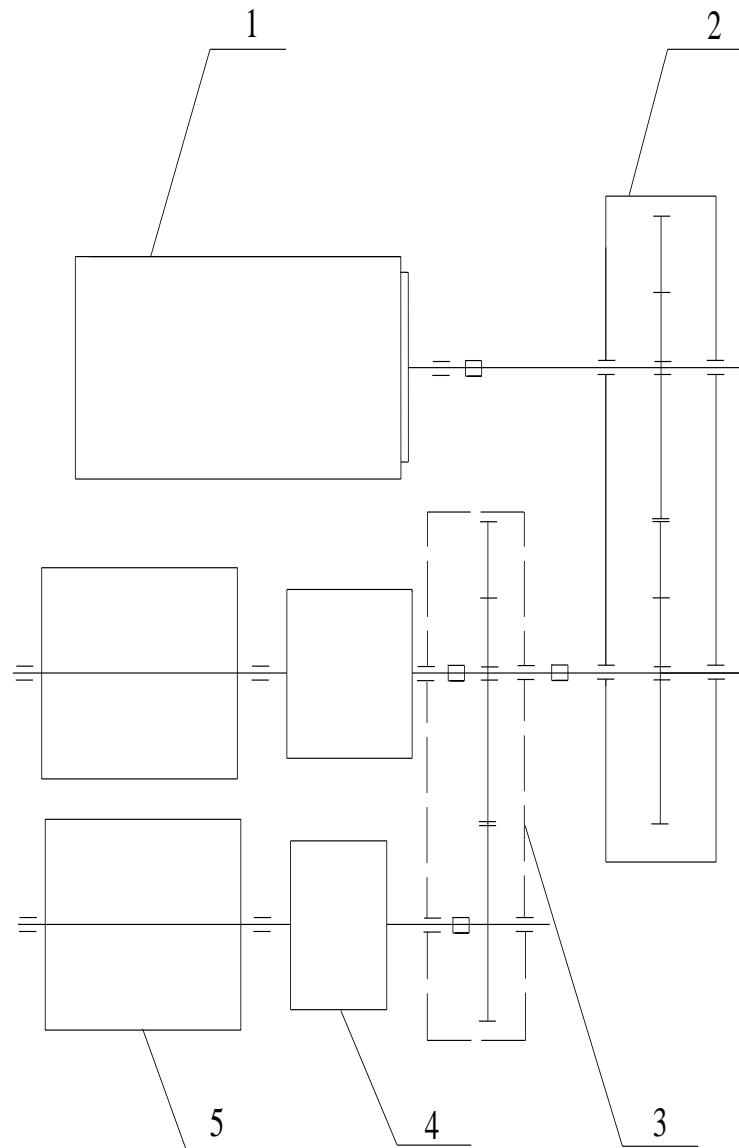
отже, і нерівномірність ходу вала двигуна не відповідає реальній нерівномірності для умов експлуатації. При цьому допускається помилка у визначенні механічного ККД двигуна (частиною якого є динамічний ККД двигуна) і ефективної потужності двигуна. При створенні нових зразків автотранспортної техніки і агрегатів до них потрібно використовувати стенд, який буде емітувати динамічну систему: двигун-автомобіль-дорожня середа.

Стенд (рис. 5.1), запропонованої нами конструкції, призначений для контрольних, сертифікаційних, кваліметричних випробувань двигунів автотранспортних засобів.

Відмінністю представленого компонування є структурне розташування вузлів і механізмів стенду, що відповідають реальному розташуванню вузлів автомобіля. Стенд складається з наступних основних блоків: досліджуваний двигун 1; редуктор – заднього моста транспортного засобу 2; коробка передач 3; махові маси 4; гальмівний електродвигун 5.

Наявність додаткового багатоступінчастого співвісного редуктора (коробки передач автомобіля) дає можливість задавати крутний момент, що дозволяє, за допомогою махових мас, накопичувати кінетичну енергію автомобіля. Також з його допомогою збільшується діапазон крутного моменту, що дає змогу варіювати кількістю кінетичної енергії в залежності від класу автомобіля. Крутний момент розподіляється конічним редуктором та передається на махові маси і на гальмівний електродвигун. Махові маси накопичують енергію, еквівалентну енергії автомобіля, яка виникає під час його розгоні або гальмуванні автотранспортного засобу.

Після досягнення необхідної кутової швидкості, відбувається процес гальмування електродвигуном і вимір нерівномірності крутного моменту досліджуваного двигуна за допомогою тензометричної ланки.



1– двигун; 2 – редуктор – заднього моста транспортного засобу; 3 – коробка передач; 4 – махові масі; 5 – гальмівний електродвигун

Рисунок 5.1 – Кінематична схема стенду для визначення характеристик автомобіля, що враховує вплив наведених мас і наведеної жорсткості двигуна і трансмісії

Запропонований стенд для визначення ефективної потужності двигуна моделює не тільки навантажувальний момент на колінчастому валу але і наведену масу автотранспортного засобу, а отже, і нерівномірність ходу валу двигуна, що відповідає реальній нерівномірності для умов його експлуатації.

5.2 Удосконалення методів і засобів випробування моторно-трансмійних установок автотранспортних засобів

Запропонований стенд (рисунок 5.2) відноситься до випробувального устаткування, а саме – до пристроїв для контролю динамічних характеристик трансмісії автомобіля.

Відомий стенд для випробувань фрикційних пар гальмівних механізмів [54], який містить масивну чавунну плиту, опори в підшипниках, вал, махові маси; електродвигун, супорт, систему приводу в дію гальмівного механізму, систему охолодження гальма, систему управління стендом і систему вимірювання параметрів гальмування, коробки перемикачів передач, енергетичну установку, карданну передачу, редуктор заднього моста. Недоліком такого стенду є обмежене його застосування, а саме – неможливість вимірювати параметри трансмісії автомобіля.

Найближчим аналогом є стенд для випробувань трансмісії автомобілів [110], що являє собою масивну плиту, на якій встановлюється коробка передач для випробувань на статистичну міцність. Первинний вал коробки передач за допомогою карданного валу (два карданних шарніра) приєднаний до вихідного валу крутильної машини, являє собою триступеневий планетарний редуктор з двома частотами обертання вихідного вала.

Навантажувальний момент, що прикладається до первинного вала поступово збільшують до колонки найменш міцної ланки. На вторинному валу коробки передач встановлений блокуючий важіль.

Недоліком конструкції найближчого аналога є те, що він призначений тільки для випробувань коробки передач на статичну міцність і не дозволяє оцінювати її на вібростійкість.

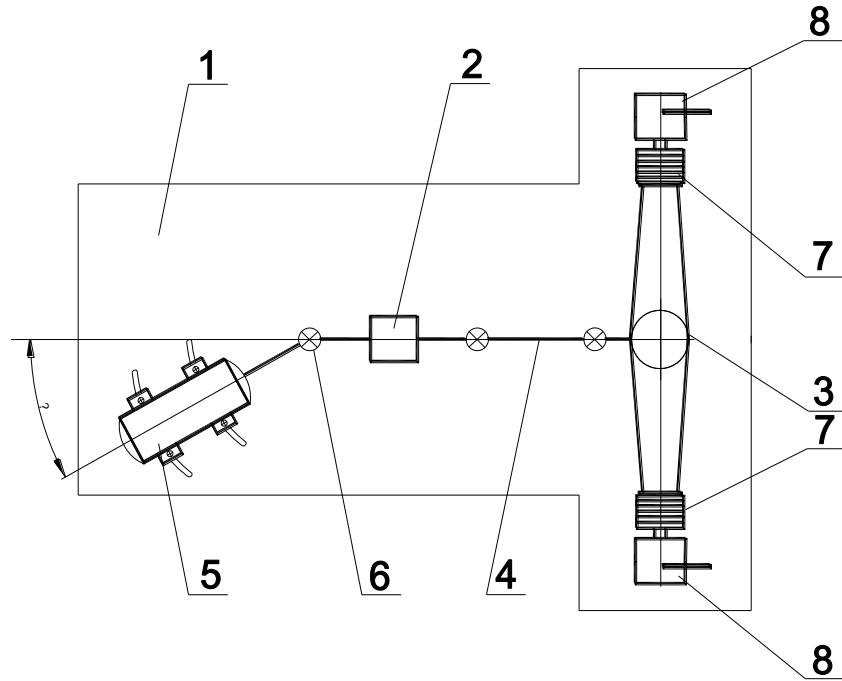
В основу винаходу поставлена задача вимірювання показників вібростійкості коробки передач і інших агрегатів трансмісії під час коливань крутного моменту двигуна внутрішнього згорання.

Запропонований інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів [61], що включає в себе масивну чавунну плиту, на якій встановлюється об'єкт випробувань (коробка передач) і електродвигун, сполучений з вхідним валом коробки передач через карданний шарнір, інерційні маси і балансірні машини, систему управління стендом і систему вимірювання динамічних параметрів трансмісії, який відрізняється тим, що стенд має в своїй конструкції ведучий міст, з'єднаний карданним валом з об'єктом випробувань (коробкою передач) для імітації реальних умов навантаження об'єкта випробувань (коробки передач), а електродвигун має можливість повороту в площині чавунної плити щодо поздовжньої осі об'єкта випробувань (коробки передач) для імітації його вібронавантаження.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобіля (рис. 5.2) включає в себе масивну чавунну плиту, на якій встановлені коробка передач 2, провідний міст 3, які з'єднані між собою карданним валом 4. Вхідний вал коробки перемикачів передач 2 з'єднаний з валом електродвигуна 5 через карданний шарнір 6. Для імітації рухомої маси поступально встановлені два маховики 7, пов'язані з півсями ведучого моста 3. Маховики 7 складаються з набраних дисків, що забезпечують імітацію маси автомобіля, змінної в процесі експлуатації. Для моделювання зовнішнього навантаження на півсях після маховиків встановлені балансірні машини 8.

Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів працює наступним чином.

На монтажну плиту стенду 1 встановлюють об'єкт випробувань (коробку передач в зборі). Первинний вал коробки передач за допомогою карданного валу 6 з'єднують з вихідним валом крутильної машини 5, вторинний вал з'єднується з карданним валом 4. Карданний вал 4 з'єднується з ведучим мостом 3 в зборі досліджуваної трансмісії.



1 – монтажна плита стенду; 2 – коробка передач транспортного засобу;
 3 – задній міст транспортного засобу; 4 – ведений карданний вал; 5 –
 приводний електродвигун; 6 – ведучий карданний вал; 7 – махові маси;
 8 – балансирні машини

Рисунок 5.2 – Кінематична схема інерційного стенду для випробувань
 трансмісії автомобілів [61]

Вибирається кут повороту електродвигуна щодо центру карданного шарніра 6. Від кута залежить закон зміни кутової швидкості первинного вала коробки передач:

$$\omega_{КП} = \omega_{ЕД} \frac{\cos \gamma}{\sin^2(\omega_{ЕД}t) + \cos^2(\omega_{ЕД}t) \cos^2 \gamma} \quad (5.1)$$

де $\omega_{ЕД}$ – кутова швидкість вала електродвигуна, яка підтримується постійною за величиною ($\omega_{ЕД} = const$);

t – час, що витрачається на проведення одного дослідження.

Включають привід стенда (електродвигун 5). Навантажувальний момент передається на вали 6 і 4 коробки передач 2 і ведучого моста 3. Вимірювальна апаратура реєструє показники механічної навантаженості і вібронавантаженості в умовах зміни кутової швидкості первинного вала коробки передач.

Оснащення стенду для випробувань трансмісії автомобілів електродвигуном може змінювати кут свого розташування відносно поздовжньої осі об'єкта випробувань (коробки передач) та дозволяє отримувати достовірну інформацію про показники вібростійкості коробки передач і інших агрегатів трансмісії під час коливань крутного моменту двигуна.

5.3 Стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної вісі

Стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі, що включає в себе підвішену на канатах з можливістю коливального кутового переміщення вантажну платформу, на якій встановлений випробовуваний автомобіль. Відрізняється тим, що між автомобілем і вантажною платформою встановлена додаткова платформа, виконана у вигляді двоплечого важеля, вісь повороту якого горизонтальна і перетинається з віссю обертання вантажної платформи під прямим кутом.

Відомий [115] стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі, що включає в себе підвішену на канатах з можливістю коливального кутового переміщення вантажну платформу, на якій встановлений випробовуваний автомобіль.

Недоліком відомого технічного рішення є те, що під час установці автомобіля, який випробовується, на вантажну платформу не забезпечується збіг вісі обертання вантажної платформи і центральної вертикальної осі

автомобіля. При цьому виникає похибка визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної вісі, яка дорівнює

$$\Delta I_z = \Delta^2 \times m_a, \quad (5.2)$$

де m_a – маса автомобіля;

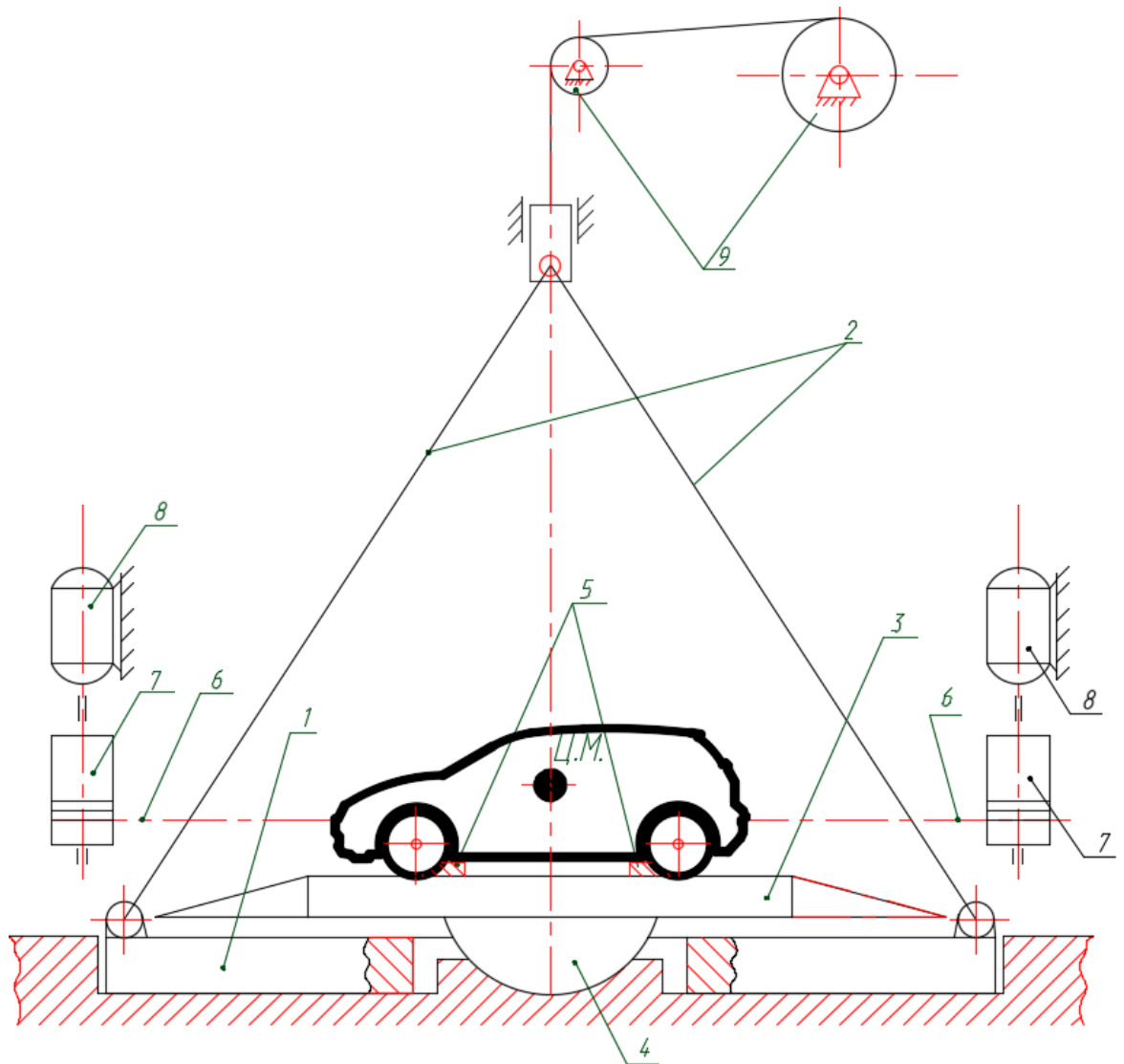
Δ – відстань між віссю обертання і центральною вертикальною віссю автомобіля.

На рисунку 5.3 показана схема установки автомобіля на додаткову платформу при підготовці до випробувань.

На рисунку 5.4 показана схема установки додаткової платформи на вантажній платформі під час проведення випробувань.

Пропонований стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної вісі включає в себе вантажну платформу 1, канати 2, додаткову платформу 3, сферичний шарнір 4, гальмівні башмаки 5, троси 6, що намотуються на барабани 7 і приводяться в рух електродвигунами 8, механізм підйому і опускання вантажної платформи 9.

При підготовці до випробувань (рисунок 5.3) випробовуваний автомобіль за допомогою канатів 6, що приводяться в рух від двигунів 8 за допомогою барабанів 7, встановлюється на додатковій платформі 3 таким чином, щоб вона зайняла горизонтальне положення. Після цього під колеса встановлюються гальмівні башмаки 5. У цьому випадку центральна вертикальна вісь автомобіля буде збігатися з віссю обертання платформи, оскільки вісь сферичного шарніра 4 перетинається з віссю обертання платформи під прямим кутом.



1 – вантажна платформа; 2 – канати; 3 – додаткова платформа; 4 – сферичний шарнір; 5 – гальмівні башмаки; 6 – троси; 7 – барабани; 8 – електродвигун;
9 – механізм підйому і опускання вантажної платформи

Рисунок 5.3 – Схема установки автомобіля на додаткову платформу під час підготовці до випробувань.

Таким чином, пропонований стенд дозволяє зменшити похибку визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі.

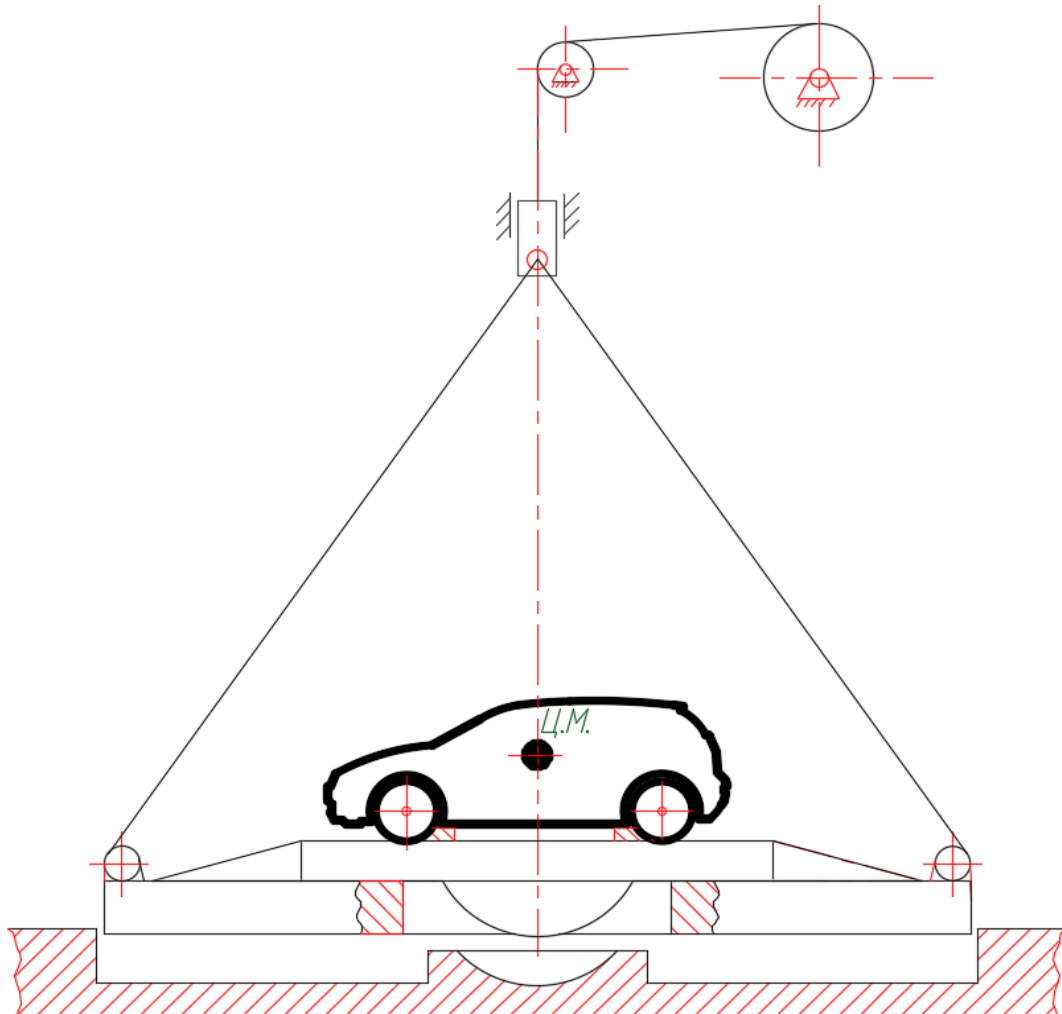


Рисунок 5.4 – Схема установки додаткової платформи на вантажній платформі при проведенні випробувань.

5.4 Удосконалення стендових випробувань гальмівних механізмів легкових автомобілів.

Як вже зазначалося, всі автомобілі істотно відрізняються по масі, швидкостям руху і як наслідок – різній енергонавантаженістю гальмівних механізмів. Як видно з таблиці 5.1 [197] значення енергії, що поглинається гальмівними механізмами автомобілів особливо малого та особливо великого класів відрізняються на порядок.

Для того, щоб досягти раціонального використання ресурсів випробувальних стендів, необхідно розбити всю енергію, яка поглинається, на енергетичні коридори [197].

Таблиця 5.1 – Енергетичні показники деяких легкових автомобілів [197]

Марка автомобіля	W_{T1} , (Дж)	W_{T2} , (Дж)	K
ZAZ (110307)	319760,152	125588,249	0,200
Daewoo (Matiz)	346098,384	126713,616	0,199
Hyundai (Getz)	482172,370	150205,529	0,189
Mazda (2)	535033,546	191914,207	0,188
Citroen (C1)	385957,916	145664,558	0,191
Nissan (Micra)	416064,906	143162,118	0,195
Kia (Picanto)	453090,237	199777,539	0,201
Toyota (Camry)	1245758,008	586239,063	0,780
Lexus (IS 200)	817163,800	701728,021	0,214
Mercedes Benz (E-Class W124)	1023622,407	402035,541	0,181
Cadillac (Escalade)	1182666,334	541337,068	0,197
Mercedes Benz (S-Class S500)	1793237,017	1035212,536	0,183
Volvo (XC90)	1339679,699	671851,381	0,184
Volvo (XC70)	1162106,832	582798,321	0,182

Під час проектування випробувальних стендів для гальмівних механізмів відбувається моделювання енергії за допомогою моменту інерції махових мас стенду. Вираз для знаходження енергії за допомогою моменту інерції махових мас стенду

$$W_{Ti} = \frac{I_M \omega_{Mi}^2}{2} . \quad (5.3)$$

Максимальне значення енергії відноситься до мінімального, як відношення квадратів кутових швидкостей махових мас стенду необхідних для накопичення відповідно максимальної і мінімальної енергій.

Момент інерції стенду за умови можливості накопичення максимального значення енергії визначаємо

$$I_M = \frac{2W_{Ti}^{\max}}{\omega_{M \max}^2} . \quad (5.4)$$

Махові маси стенду виготовляють у вигляді металевих суцільних циліндрів.

Вираз моменту інерції циліндра

$$I = \pi H R^4 \rho , \quad (5.5)$$

де H – ширина махових мас;

R – радіус махових мас, м;

ρ – щільність матеріалу, з якого виготовлені махові маси, $\rho = 7860$ кг/м³.

Виходячи з недоліків існуючих прототипів стендів, під час створення універсального інерційного стенду для випробування фрикційних пар тертя гальмівних механізмів були вирішені наступні завдання:

- накопичення енергії, яка необхідна для імітації роботи гальмівного механізму не розвиваючи при цьому великих кутових швидкостей інерційної маси;

- розширення ряду транспортних засобів, що випробовуються.

Наслідком рішення зазначених завдань з'явилася принципово нове компонування універсального інерційного стенду (рис. 5.5).

Відмінністю представленого компонування є структурне розташування вузлів і механізмів стенду, що відповідає реальному розташуванню вузлів автомобіля. А саме - розташування енергетичної установки 1 з муфтою зчеплення 2, кінчного редуктора 3, багатоступінчастого співвісного редуктора 4 та карданної передачі 5.

Наявність додаткового багатоступінчастого співвісного редуктора дає змогу задавати крутний момент, який дозволяє, використовуючи махові маси 7, накопичувати кінетичну енергію автотранспортного засобу, гальмівні механізми якого проходять випробування. Також за його допомоги збільшується діапазон крутного моменту, який дає змогу варіювати кількістю кінетичної енергії залежно від класу автомобіля. Встановлення гальмівного вузла здійснюється на нерухомі опори 9. Конструкція опор дає змогу проводити коригування відстані між ними залежно від гальмівних механізмів, що випробовуються [54].

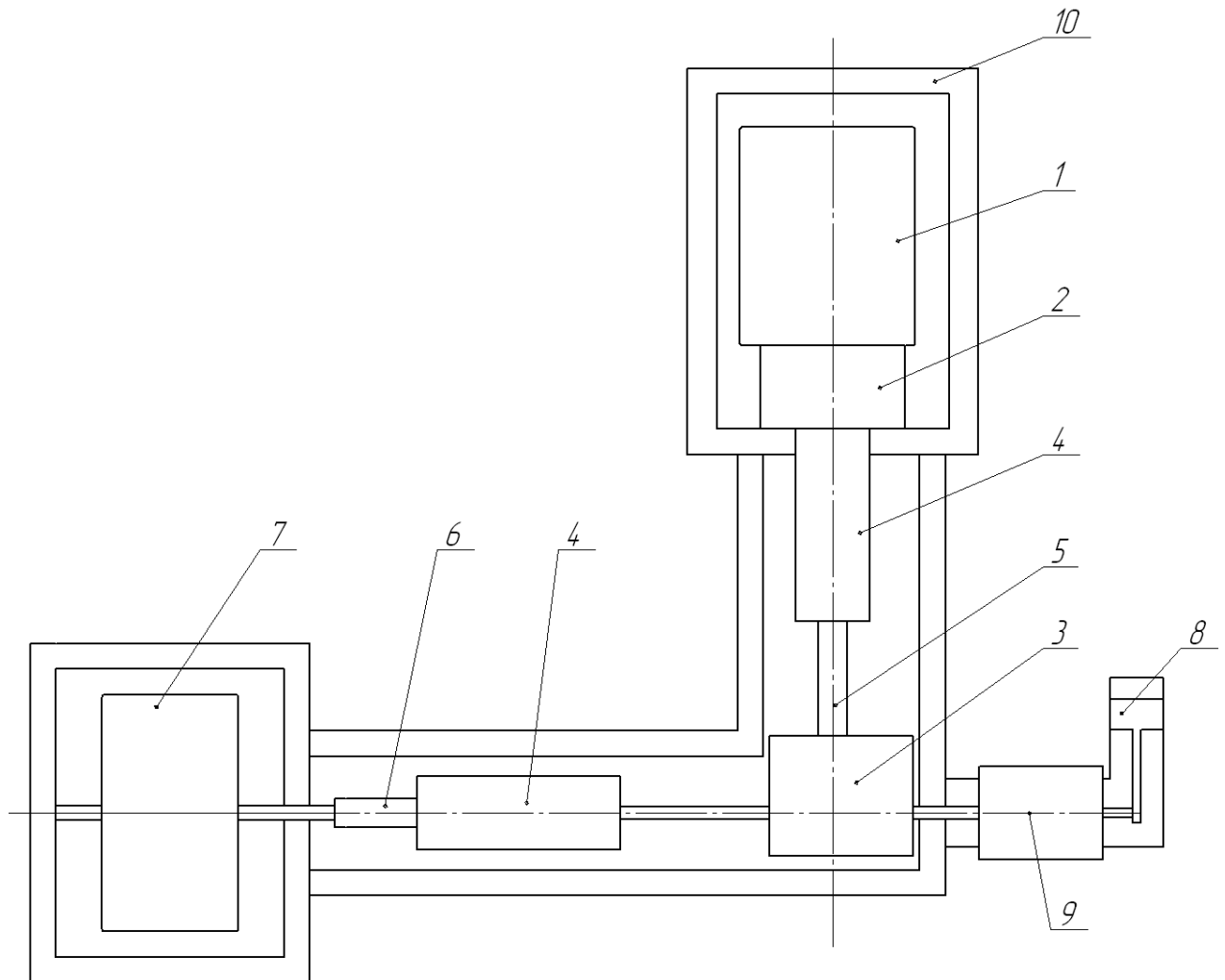
Робота на стенді проводиться у наступному порядку:

- на опорах гальмівного вузла монтується відповідний гальмівний механізм автотранспортного засобу;

- задаються передавальні числа співвісних циліндричних редукторів, що розраховані для отримання потрібної кількості кінетичної енергії;

- проводиться запуск енергетичної установки на певній частоті обертів.

Конічний редуктор розподіляє крутний момент та передає його на махові маси й гальмівний диск гальмівного вузла, що випробовується. Махові маси накопичують енергію, яка еквівалентна енергії автотранспортного засобу, що припадає на один гальмівний механізм під час гальмування.

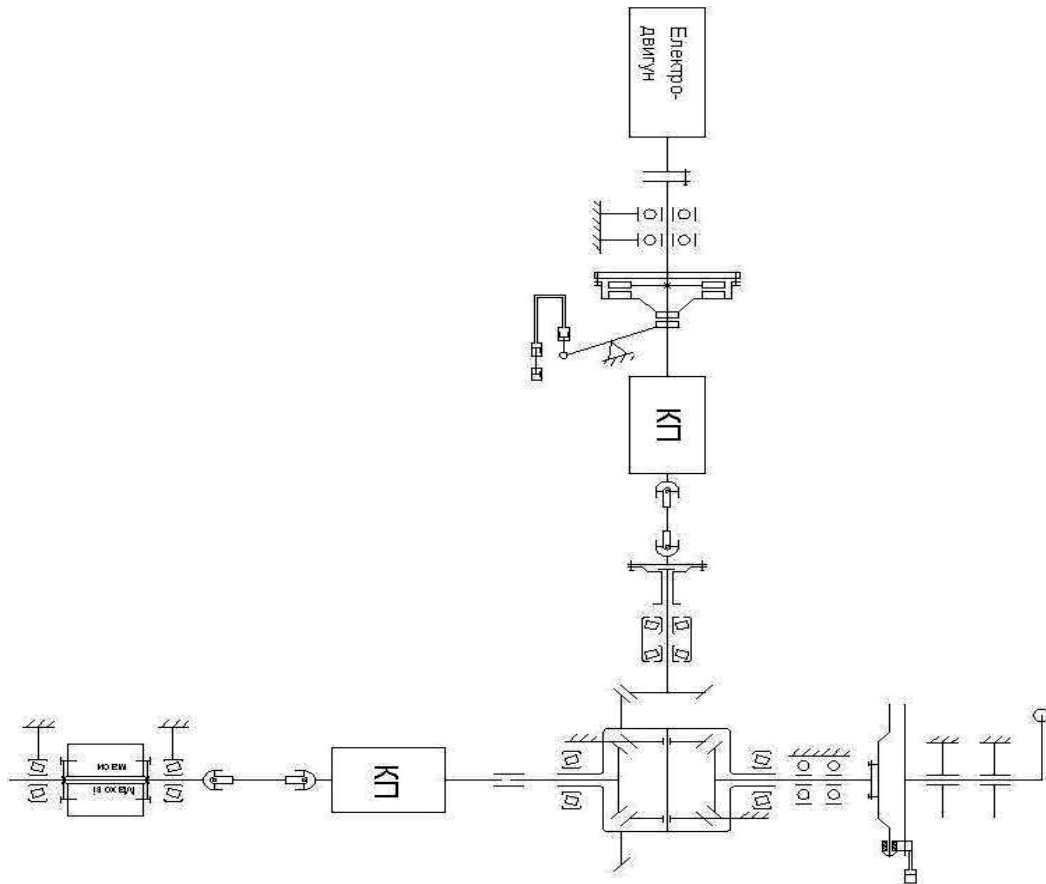


- 1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – конічний редуктор; 4 – коробка передач;
 5, 6 – карданна передача; 7 – махові маси; 8 – тензодатчик;
 9 – випробувальний вузол; 10 – рама

Рисунок 5.5 – Основні параметри універсального стенда для випробування фрикційних пар гальмівних механізмів [54]

Після досягнення необхідної кутової швидкості, відбувається процес гальмування і вимір гальмівного моменту за допомогою тензометричної ланки 8.

Кінематична схема пропонованого стенду представлена на рис. 5.6.



1 – двигун; 2 – зчеплення; 3 – задній міст; 4 – коробка передач; 5 – карданна передача; 6 – випробувальні махові маси; 7 – тензометричний датчик; 8 – випробувальний вузол

Рисунок 5.6 – Кінематична схема універсального стенда для випробування фрикційних пар гальмівних механізмів

5.5 Стенд для випробування стоянкових гальм транспортних засобів

Відомий дорожній метод випробувань стоянкових гальм [218], в якому в якості випробувального устаткування використовується естакада нормованого ухилу. Досліджуваний автомобіль за цього методу

встановлюєть на естакаду, вмикаєть стоянкову гальмівну систему та контролюєть нерухомість автотранспортного засобу.

Вагомим недоліком при використанні даного випробувального устаткування виступають його великі габаритні розміри і труднощі під час заїзду та з'їзду з нього, як наслідок того, що деякі з автотранспортних засобів мають низьку посадку, великі передні та задні звиси, а також автомобільні та тракторні поїзди мають достатньо великі габарити за довжиною.

Також відомі роликові стенди силового типу для випробувань гальмівних систем [219], що використовують під час стендового методу випробувань. У таких стендів є ролики, привід та блок вимірювань. Автотранспортний засіб, що досліджується, встановлюють на стенд, вмикають привід стенду та вмикають стоянкову гальмівну систему, а також вимірюють реактивний момент від гальмівних сил, який виникає на вісі ведучого ролика стенду.

Вагомим недоліком вказаної конструкції прототипу є те, що на роликових стендах можливе проведення вимірювання одночасно тільки для однієї вісі. Це викликає необхідність проведення вимірювання послідовно на всіх осях та здійснення розрахунків по визначенню сумарної гальмівної сили, що впливає на збільшення тривалості випробувань. Ще одним з недоліків роликових стендів є їх значна вартість.

Найближчим аналогом виступає стенд з імітацією еквівалентного навантаження [220], де створюється навантаження за допомогою лебідки або вантажу та набору блоків. Прикладене зусилля контролюють динамометром.

Основними недоліками прототипу є неможливість забезпечення точності прикладання навантаження у площині, яка паралельна площині опорної поверхні через стаціонарне закріплення лебідки або блоків, необхідність застосовувати об'ємні редуктори для приводу лебідки при випробуваннях, необхідність застосовувати складну систему блоків для зменшення маси вантажу, яка імітує постійно-діючі навантаження, або

використовування вантажу значної маси, яке супроводжується складністю процесу набору необхідної маси і підвищеною небезпекою.

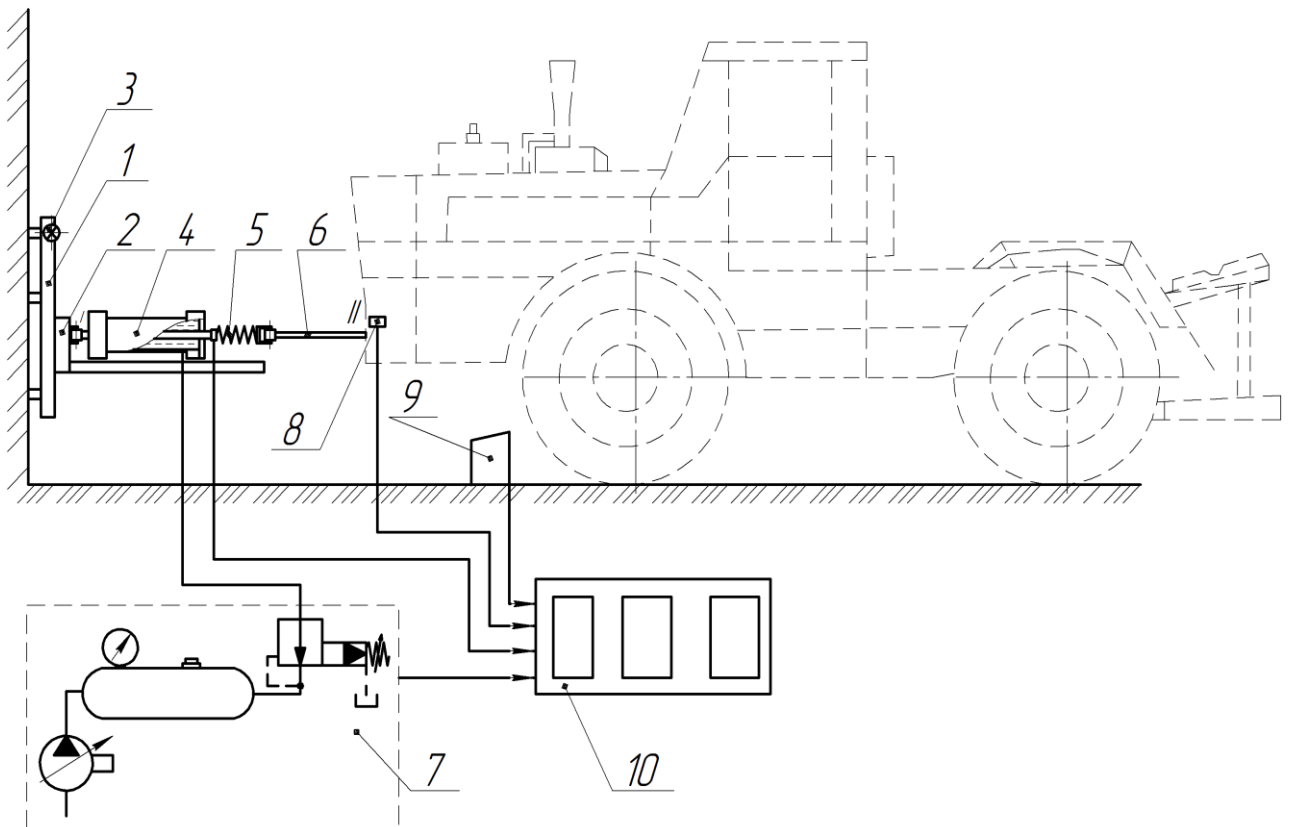
Задачі, що лягли в основу стенду, який пропонується, це: забезпечення оптимальної тривалості проведення випробувань, підвищення точності вимірювання та спрощення реалізації навантаження на гальмівну систему, а також універсалізація.

Поставлені задачі можуть бути вирішені тим, що у корисній моделі стенд для випробування стоянкових гальм транспортних засобів за принципом створення еквівалентного навантаження складається з (рис. 5.7): балки основи 1, рухомої каретки 2, механізму підйому-опускання рухомої каретки 3, силового циліндру 4, динамометричної пружини 5, з'єднувального тросу 6, пневмо- (гідро) системи 7, давача переміщення 8 (наприклад – акселерометру), пристрою обмежувального 9, блоку керування 10 із засобами вводу-виводу та візуалізації інформації, яка забезпечує точність та достовірність здійснення навантаження на гальмівну систему, безпеку під час здійснення навантаження та універсалізацію за рахунок розширення ряду випробовуваних автотранспортних засобів, що визначається вибором відповідних силових циліндрів 4 та динамометричної пружини 5 [58]

Стенд для випробувань стоянкових гальм працює таким чином:

Автотранспортний засіб встановлюють на площині перед стендом. Застосовує механізм підйому-опускання 3 встановлює положення рухомої каретки 3 таким чином, щоб умовна лінія I-II (рис. 5.7) була паралельною до площини стенду. Оператор здійснює з'єднання транспортного засобу з'єднувальним тросом 6 із стендом. Автотранспортний засіб від'їжджає назад таким чином, щоб залишилось невелике провисання з'єднувального тросу 6 над стоянковим гальмом, яке загальмовується. На колесі автотранспортного засобу крейдою відмічають його положення. Оператор вводить значення нормованого ухилу, який необхідно імітувати під час випробувань та масу автотранспортного засобу в блок керування 10. Спеціальне програмне забезпечення проводить розрахунок необхідного навантаження. Вмикають

привід стану 6. Після того, як необхідний тиск досягнуто, привід 6 вимикають і витримують досягнутий рівень тиску ще протягом встановленого часу. Згідно показань датчик переміщення 8 контролюють переміщення автотранспортного засобу протягом заданого часу, а згідно нанесених міток (візуально) – характер його переміщення (на заблокованих або не заблокованих колесах).



1– балка основи; 2 – рухома каретка; 3 – механізм підйому-опускання рухомої каретки; 4– силовий циліндр; 5 – динамометрична пружина; 6 – з’єднувальний трос; 7– пневмо- (гідро-) система; 8 – датчик переміщення (наприклад – акселерометр); 9– пристрій обмежувальний;
10 – блок керування

Рисунок 5.7 – Стенд для випробування стоянкових гальм транспортних засобів за принципом створення еквівалентного навантаження [58]

У разі досягнення автотранспортним засобом обмежувального пристрою 9, з метою безпеки, стенд автоматично вимикається. Оператор здійснює введення у блок керування 10 результатів контролю характеру

переміщення автотранспортного засобу. Спеціальне програмне забезпечення звітує про результати випробовувань. Після проведення контролю стенд вимикається та динамометрична пружина 5 повертає шток силового циліндру 4 у його початкове положення. З'єднувальний трос 6 від'єднується від автотранспортного засобу.

Автором під час розробки стенду для випробування стоянкових гальм транспортних засобів був проведений силовий розрахунок балки основної 1 та механізму підйому-опускання рухомої каретки 2.

Новим у запропонованого стенду є те, що навантаження, прикладене до транспортного засобу створюється без залучення великогабаритних конструкцій (естакад), також забезпечується автоматичне розрахування необхідного навантаження і підвищується точність його реалізації та забезпечується універсальність за рахунок можливості проводити випробування великого ряду автотранспортних засобів незалежно від їхніх габаритних розмірів та маси.

Запропонований стенд для випробування стоянкових гальм автотранспортних засобів за принципом створення еквівалентного навантаження забезпечує проведення випробовувань у потрібний термін, підвищує точність та спрощує процес реалізації навантаження на гальмівну систему й забезпечує універсалізацію шляхом розширення ряду випробовуваних автотранспортних засобів.

Стенд належить до випробувального устаткування для випробувань гальмівних систем, а саме – до стендів для здійснення перевірки технічного стану стоянкової гальмівної системи автотранспортних засобів (перевірки ефективності гальмування стоянкових гальм).

5.6 Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів

Відомі роликові стенди силового типу для випробувань гальмівних систем [221]. Такі стенди мають ролики, блок вимірювань та привід.

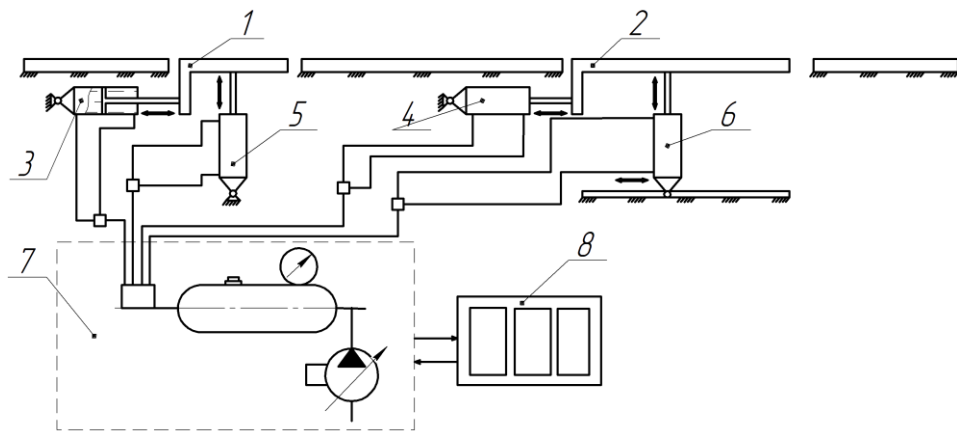
Досліджуваний автотранспортний засіб встановлюють на стенд, ролики розганяють колеса автотранспортного засобу до певної швидкості, автотранспортний засіб загальмовується робочою гальмівною системою та вимірюється реактивний момент від гальмівних сил, який виникає на вісі ведучого ролика стенду.

Недоліком відомої конструкції є те, що на роликових стендах можливе проведення одночасного вимірювання тільки для однієї вісі. Це викликає потребу послідовного вимірювання на всіх осях та проведення розрахунків з визначення сумарної гальмівної сили, яка збільшує тривалість випробувань. Результат контролю значною мірою залежить від коефіцієнту зчеплення коліс з роликами, що визначається станом шин та роликів (матеріал, температура, форма рифлення, тощо). Найближчим аналогом являється стенд для діагностування гальм автомобілей [222], який містить дві рухомі у повздожньому напрямку опори з горизонтальною контактною поверхнею для встановлення коліс випробовуваної вісі, а також інформаційно-вимірювального контуру та силового контуру, який приводить в рух окремо рухомі опори.

Недоліками прототипу є те, що на ньому можливе одночасне проведення вимірювання тільки для однієї вісі. Це викликає необхідність проведення вимірювання послідовно на всіх осях та здійснення розрахунків з визначення сумарної гальмівної сили, яка збільшує тривалість випробувань, а також неможливість вимірювання значення розподілу гальмівних сил по осях, що виступає важливим показником гальмівної системи при службових гальмуваннях.

Задача забезпечення повноти та достовірності визначення параметрів функціонального стану гальмівних систем автомобілів поставлена в основу корисної моделі [59]. Поставлена задача вирішується за рахунок введення в конструкцію стенду додаткових опорних площадок для задньої вісі транспортного засобу та додаткових вертикальних силових циліндрів. На рис. 5.8 та рис. 5.9 (вид збоку та зверху відповідно) показаний стенд для

випробування гальмівних систем транспортних засобів, який містить чотири (на кожне колесо) рухомі у подовжньому напрямі опорні майданчики 1 (1.1; 1.2), 2 (2.1; 2.2) з горизонтальною контактною поверхнею для установки коліс випробовуваних осей, горизонтальні 3 (3.1; 3.2), 4 (4.1; 4.2) та вертикальні 5 (5.1; 5.2), 6 (6.1; 6.2) силові циліндри, пневмо- (гідро-) систему 7, блок управління 8 зі засобами вводу-виводу та візуалізації інформації. Вимірювальна система стенду складається із датчиків горизонтальності майданчиків, розміщених на кожному опорному майданчику, датчиків маси та датчиків початку руху. Такий комплект датчиків дає змогу провести вимірювання моменту інерції, координати центру мас, розподілу гальмівних сил по осях та по бортах, кута поперечної стійкості, значення гальмівної сили на кожному колесі автотранспортного засобу, що випробовується, перевірку ефективності стоянкової гальмівної системи. Універсалізація стенду забезпечується шляхом розширення ряду випробовуваних автотранспортних засобів, що визначається довжиною опорних майданчиків 2 (2.1; 2.2) і номенклатурою визначуваних параметрів.



1 – опорні майданчики (1.1; 1.2); 2 – опорні майданчики з горизонтальною контактною поверхнею для установки коліс випробовуваних осей (2.1; 2.2); 3, 4 – горизонтальні силові циліндри (3.1; 3.2), (4.1; 4.2); 5, 6 – вертикальні силові циліндри (5.1; 5.2), (6.1; 6.2); 7 – пневмо- (гідро-) система; 8 – блок управління із засобами вводу-виводу і візуалізації інформації.

Рисунок 5.8 – Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів (вид збоку) [59]

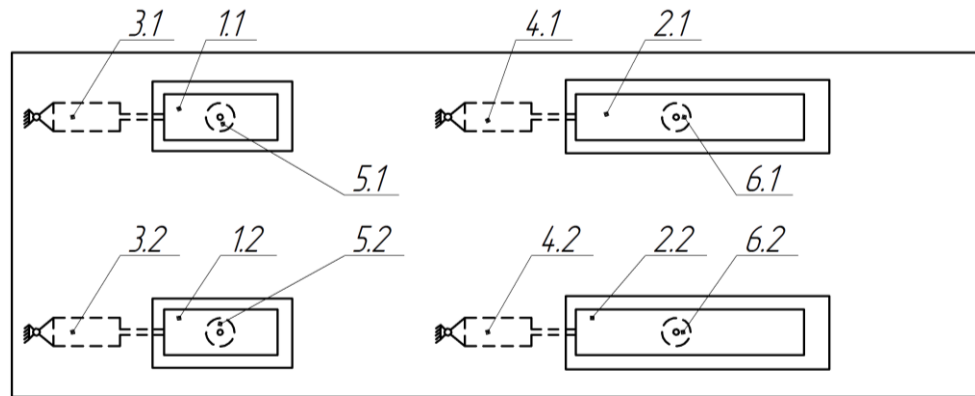


Рисунок 5.9 – Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів (вид зверху) [59]

Стенд для випробування гальмівних систем працює таким чином.

Транспортний засіб встановлюється на опорні майданчики та проводиться фіксація від повздовжніх переміщень. Оператор-випробувач робочою гальмівною системою загальмовує автотранспортний засіб. Після чого вмикається стенд. Давачі маси проводять вимір значення маси, яка припадає окремо на кожне колесо. Привід стенду 7 створює тиск у вертикальних силових циліндрах 5 (5.1; 5.2) та 6 (6.1; 6.2), піднімаючи автотранспортний засіб на певну висоту. Спочатку піднімається передня вісь (силові циліндри 5 (5.1; 5.2)), після цього – задня (6 (6.1; 6.2)), а потім – правий борт (силові циліндри 5.1; 6.1)), останнім піднімається лівий борт (силові циліндри 5.2; 6.2) автотранспортного засобу. Давачі маси визначають значення маси на колесах у кожному піднятому положенні при перерозподілі ваги автотранспортного засобу. Програмне забезпечення, що було розроблено для даного комплексу, за спеціальною програмою розраховує координати центру мас, кута поперечної стійкості та моменту інерції автотранспортного засобу. Після цього автотранспортний засіб встановлюється горизонтально. Привід стенду 7 створює такий тиск в горизонтальних силових циліндрах 3 (3.1; 3.2) та 4 (4.1; 4.2), за якого майданчики 1 (1.1; 1.2), 2 (2.1; 2.2) починають рухатися. Відбувається

реєстрація зусилля у момент початку руху кожного майданчика, що є значенням гальмівних сил, які створюються гальмівними механізмами кожного колеса. Програмне забезпечення, що було розроблено для даного комплексу, розраховує значення розподілу гальмівної сили по осях та по бортах, визначає нерівномірність розподілу гальмівних сил по осях та по бортах і проводить порівняння виміряних значень з нормативними. Для проведення випробування стоянкової гальмівної системи, відбувається загальмовування автотранспортного засобу стоянковою гальмівною системою. Подається тиск у горизонтальні силові циліндри майданчиків, на яких розташована загальмована вісь. У момент початку руху майданчиків відбувається реєстрація значення гальмівних сил.

Автором під час розробці стенду для випробування гальмівних систем транспортних засобів був запропонований спосіб вимірювання процесів.

Новим у запропонованому стенді є введення в конструкцію додаткових опорних площадок для задньої вісі автотранспортного засобу та додаткових вертикальних силових циліндрів, які забезпечують повноту та достовірність визначення параметрів функціонального стану гальмівних систем автотранспортних засобів (значення гальмівних сил на кожному колесі, розподіл гальмівних сил по осях та по бортах, нерівномірність гальмівних сил по осях та по бортах) і визначення координат центру мас, моменту інерції та кута поперечної стійкості автотранспортного засобу.

5.7 Висновок по розділу 5

1. Запропоновані методи проведення випробування на стенді і конструкції стендів дозволяють на етапі підготовки виробництва забезпечити високий технічний рівень і конкурентоспроможність вітчизняних автотранспортних засобів.

2. Запропоновані методи і засоби проведення випробувань на стенді автомобілів та їх агрегатів дозволяють поліпшити динамічні характеристики

моторно-трансмiсiйних установок, гальмiвних механiзмiв i iнших агрегатiв на етапi пiдготовки виробництва i проведення випробувань. Розроблений стенд для визначення моменту iнерцiї щодо вертикальної вiсi дозволяє на стадiї проєктування i пiдготовки виробництва бiльш точно здiйснити оцiнку стiйкостi i керованостi автомобiля.

Основнi результати дослiдження по даному роздiлу опублiкованi в роботах [44, 54, 58, 59].

РОЗДІЛ 6

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ

6.1 Методи оцінки аеродинамічних властивостей автомобіля в дорожніх умовах

Відомі понад двадцять складних аеродинамічних і аерокліматичних комплексів, які стали невід'ємною частиною деяких автомобільних фірм або науково-технічних центрів, що займаються будівництвом і доведенням автомобілів. Витрати на будівництво таких комплексів і вартість проведення дослідження в них значні. Одним з найважливіших напрямків стало аеродинамічне проектування автомобіля, засноване на системній оптимізації його аеродинамічних властивостей, що дозволяє істотно підвищити паливну економічність, динамічні якості, продуктивність автомобіля, знизити забрудненість і рівень шуму.

Припід час визначення сили аеродинамічного опору руху автомобіля в класичній літературі використовується квадратна залежність від швидкості. Незважаючи на те, що при цьому передбачалося ставити коефіцієнт аеродинамічного опору в залежність від швидкості, всюди приймають його постійним для всього діапазону можливих швидкостей руху автомобіля. Це призводить до значних помилок у визначенні сили аеродинамічного опору, потужності двигуна, що витрачається на подолання зазначеного опору і норм витрати палива автомобілів.

Дослідження аеродинаміки автомобіля дорожнім методом має ряд явних переваг перед іншими методами, так як дозволяє досліджувати характеристики повітряного потоку в реальних умовах руху зі найменшими витратами. Так само цей метод має достовірність результатів при досягненні мети оптимізації конструкції автомобіля, досліджень його паливної

економічності і силового балансу під час проведення дорожніх випробувань вище.

Огляд літературних джерел показав, що на даний момент використовують такі методики для проведення дорожніх випробувань – це методика, яка дозволяє через виміри швидкості, пройденого шляху і часу вирахувати основні аеродинамічні коефіцієнти, і методика заснована на безпосередньому вимірі величини статичного тиску на поверхні кузова [108, 198-201].

Проведення дорожніх аеродинамічних випробувань включає в себе кілька етапів: постановка завдань, підготовка транспортного засобу до експерименту, безпосередньо експеримент і аналіз результатів.

Перед проведенням дорожніх досліджень необхідно чітко поставити завдання, формулювати цілі і бажані результати експерименту, провести підготовку обладнання і розрахунок параметрів випробувальної траси.

Основними завданнями дослідження є: вимір розподілу статичного тиску по поверхні кузова, визначення областей відриву, аеродинамічних коефіцієнтів опору і підйомної сили. Устаткування, призначене для експерименту-секундомір, фото- і відеокамера з частотою кадрів в секунду не менше 30, анемометри, термоанемометри, динамометри, датчики тиску, обладнання для визначення метеоумов (термометр, барометр, гігрометр, флюгер), GPS-навігатор.

Обов'язково випробувальна траса заздалегідь готується з урахуванням вимог експерименту. Вимірювальна ділянка дороги повинна бути прямолінійною, горизонтальною, з асфальтобетонним чистим покриттям в хорошому стані, довжиною не менше 1,6 км. Окремо повинні виділятися більш дрібні вимірювальні ділянки довжиною 25 - 100 м. Рекомендується розмітити випробувальну ділянку траси нанесенням контрольних відміток на огорожу [200].

Підготовка транспортного засобу до експерименту включає попереднє визначення експлуатаційних постійних автомобіля, необхідних для робіт.

Повинно бути визначено не менше двох значень маси і визначений баласт для швидкої зміни цих значень мас в ході випробувань. В якості однієї з них повинна бути прийнята маса, відповідна основній меті випробувань, в якості іншої – та, що відрізняється на 8% -15%. Розподіл статичних навантажень на колеса автомобіля визначається зважуванням спорядженого автомобіля на горизонтально встановлених вагах. Необхідно перед експериментом провести технічне обслуговування тестованого автомобіля. В окремих випадках обов'язковим є проведення попередніх стендових випробувань двигуна для визначення зовнішньої швидкісної характеристики.

Безпосередньо перед проведенням випробувань автомобіль повинен бути прогрітий до свого робочого теплового режиму. Для цього досліджуваній автомобіль повинен як мінімум розігнатися не менше 80% від максимальної швидкості і зробити вибіг по випробувальній трасі і повернутися на вихідну точку.

Експериментальні дослідження можуть проводитися під час різних кліматичних умовах на трасі. Урахування параметрів метеоумов є обов'язковим і повинно контролюватися безпосередньо на узбіччі вимірювальної ділянки дороги, на висоті метацентра автомобіля, що випробовується.

Одним з найбільш поширених і не потребуючих особливих допоміжних засобів для визначення коефіцієнта аеродинамічного опору в дорожніх умовах є метод вибігання [108, 199].

Випробування проводять під час вільному згасаючому русі автомобіля масою m на нейтральній передачі по інерції під час русі в обидві сторони. Мінімальною початковою швидкістю, що забезпечує точний результат, вважається 80-90 км/год. Так як загальний опір автомобіля, що котиться по інерції, складається з опору повітря P_x і опору коченню $P_f(G)$, коефіцієнт опору повітря можна визначити за формулою:

$$C_x = \frac{2P_x}{\rho F V^2}, \quad (6.1)$$

$$\text{при } P_x = \frac{G}{g} \cdot \frac{\partial V}{\partial t} - Gf = G \left(\frac{a}{g} - f \right), \quad (6.2)$$

Для двох заданих значень швидкостей руху V_1 (висока швидкість) і V_2 (мала швидкість) вимірюється час t , необхідний для того, щоб автомобіль при цих умовах уповільнив свій рух від швидкості V_a до швидкості V_b . Ці значення використовуються для розрахунку середніх уповільнень a_1 і a_2 .

Для початкових швидкостей автомобіля до 100 км/год розрахунок аеродинамічного опору здійснюється за формулою:

$$C_x = \frac{6m \cdot (a_1 - a_2)}{F \cdot (V_1^2 - V_2^2)}, \quad \text{при } V_{(1,2)} = \frac{V_a + V_b}{2}; \quad a_{(1,2)} = \frac{V_a - V_b}{t}; \quad (6.3)$$

де a_1, a_2 – середнє уповільнення автомобіля для першого і другого значення початкової швидкості вибігання відповідно;

V_1, V_2 – середнє значення швидкості для двох різних початкових значень відповідно.

Інший спосіб визначення коефіцієнта аеродинамічного опору – метод дворазового вибігу. При однакових умовах проводять два вибігання – з максимальним і мінімальним завантаженням тестованого автомобіля. Реєструється час падіння швидкості від однієї оцифрованої точки на спідометрі до іншої [200].

$$C_x = \frac{2m_1 m_2 \cdot (a_1 - a_2)}{\rho F V^2 \cdot (m_2 - m_1)}, \quad (6.4)$$

де m_1, m_2 – максимальне і мінімальне завантаження автомобіля відповідно.

Визначення величини статичного тиску на поверхні кузова автомобіля здійснюється при вимірюванні характеристик набігаючого на тіло необуреного потоку при русі.

За допомогою дренажних отворів, зроблених в кузові, стає можливим визначити величину і напрям швидкості набігаючого потоку, початкову інтенсивність турбулентності і тиск в різних точках. Для вимірювання невеликих швидкостей використовуються анемометри і термоанеметричні пристрої. Вимірювання швидкості і напрямку потоку анемометром проводиться за допомогою насадок. Найбільш поширені трубки Піто-Прандтля, принцип дії яких заснований на рівнянні Бернуллі для струйки повітря, що збігається з віссю трубки [198].

Вісь отвору розташовується нормально до поверхні. Трубки, що мають внутрішній діаметр близько 1 мм, вставляються в отвір врівень з поверхнею кузова. Кузов дренується по всій поверхні з основним кроком в середньому 200 мм. У місцях можливого відриву число приймачів збільшують. Загальна кількість мірних точок становить 40-60. Термоанемометри застосовуються перш за все для вимірювання турбулентних характеристик потоку. Дія заснована на вимірюванні електричного опору металевої нитки в залежності від її температури.

Визначення величини вертикальних навантажень, що діють на осі автомобіля під час руху, проводиться за допомогою датчиків вертикальних навантажень [201]. При досягненні певної швидкості руху фіксуються показання приладів, які перераховуються в Ньютони навантаження. Наявність значень динамічних навантажень на осі автомобіля, одержуваних в експерименті, є достатньою інформацією для непрямого визначення поздовжнього моменту.

Після проведення випробувань проводиться обробка та аналіз отриманих результатів, формулювання висновків про аеродинамічні якості

автомобіля за характеристиками його аеродинамічних показників. На підставі отриманих даних розробляються методи аеродинамічної оптимізації кузова автомобіля.

Вимірний комплекс МРВК, розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ, включає трикоординатні датчики прискорень і бортовий комп'ютер, і дозволяє визначити значення C_x , які відповідають різним швидкостям руху автомобіля. Використані залежності $C_x(v_a)$ дозволять уточнити вираз для визначення сили аеродинамічного опору руху автомобіля.

6.2 Проведення дорожніх випробувань з використанням методу парціальних прискорень

6.2.1 Програма-методика проведення експериментальних досліджень

У процесі експериментальних досліджень було здійснено перевірку теоретичних положень, які відносяться до визначення коефіцієнта аеродинамічного опору легкового автомобіля.

Проведення дорожніх випробувань відбувалося на наступних легкових автомобілях Toyota Corolla E110, ВАЗ - 2107, ВАЗ -2110, ВАЗ -2111, ВАЗ - 2121, ВАЗ -2115, ЗАЗ - 1103 "Славута", ВАЗ - 2170 "Приора", Daewoo Lanos в стандартному виконанні (рисунок 6.1).

Тиск в усіх шинах автомобіля був рівним 2,2 МПа. Висота рисунка протектора усіх шин не менше 5 мм. Подовжній і поперечний ухили дороги на якій проводились випробування на всій протяжності не перевищують 1,5 %. При оцінці аеродинамічних властивостей легкових автомобілів ми досліджували найпоширеніші типи кузова: седан, універсал, ліфбек (таблиця 6.1).

Умови та місце проведення дорожніх досліджень. Дослідження проводилися на ділянці автомагістралі Харків - Сімферополь М-29 (рис. 6.2).



а



б



в



г



д



е



ж



з



i

а – Toyota Corolla E140; б – Daewoo Lanos

в – ВАЗ – 2107; г – ВАЗ – 2111;

д – ВАЗ – 2121; е – ВАЗ – 2115;

ж – ЗАЗ-1103 “Славута”; з – ВАЗ – 2110;

і – ВАЗ – 2170 “Приора”

Рисунок 6.1 – Легкові автомобілі, які проходили випробування

Під час проведення експериментальних досліджень були такі умови навколишнього середовища:

- атмосферний тиск – 756 мм. рт. ст.;
- температура повітря – 25 °С;
- вологість – 76 %;
- швидкість вітру – не більше 0,3 м/с.

Заїзд проводили наступним чином. Агрегати трансмісії і ходової частини автомобілів перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті і сухі, знос рисунка протектора не більше 5%.

Таблиця 6.1 – Коефіцієнт опору повітря C_x досліджуваних легкових автомобілів

Марка автомобіля	Рік випуску	Тип кузова	Коефіцієнт опору повітря C_x
Ваз-2170 «Приора»	2015	седан	0,32
Ваз-2110	2002	седан	0,334
Ваз-2111	2006	універсал	0,381
Ваз-2115	2005	седан	0,435
Ваз-2107	1996	седан	0,546
Ваз-2121	2011	універсал	0,536
ЗАЗ-1103 «Славута»	2010	ліфбек	0,375
Toyota Corolla E110	1998	седан	0,31
Daewoo Lanos	2011	седан	0,35

Після підготовки автомобіля до експерименту, на нього встановлювався вимірювально-реєстраційний комплекс. Знімалися виміри, а також показники датчиків в статиці — при нерухомому автомобілі, що стоїть на рівній ділянці дороги.

Потім виконувався розгін легкового автомобіля до 90 км/год швидкості, після чого виконували вибіг, до повної зупинки транспортного засобу. Під час руху відбувався запис прискорень автомобіля в трьох площинах, а також запис виміру часу і спідометра автомобіля для перевірки отриманих в результаті експерименту даних. Після зупинки автомобіля і запису даних на змінний носій, повторювали експеримент в зворотному напрямку дороги для зменшення впливу на результат похибок траси.

У процесі руху реєструвалися такі параметри [49]:

- код АЦП по осі OX (для перекладу в поздовжні прискорення a_x);
- код АЦП по осі OY (для перекладу в бічні прискорення a_y);

- код АЦП по осі OZ (для перекладу в поздовжні прискорення a_z);
- час руху автомобіля t ;
- швидкість руху V_a .

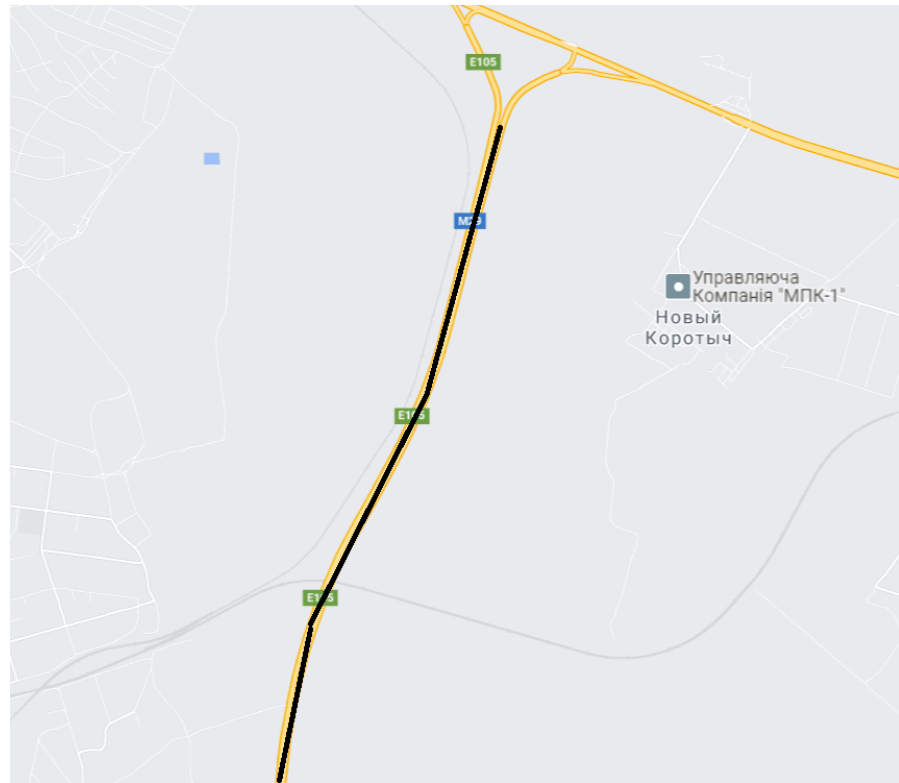


Рисунок 6.2 – Траєкторія руху легкових автомобілів дорогою Харків – Сімферополь М-29 в процесі експериментального дослідження

6.2.2 Устаткування, що застосовується під час проведення експериментальних досліджень

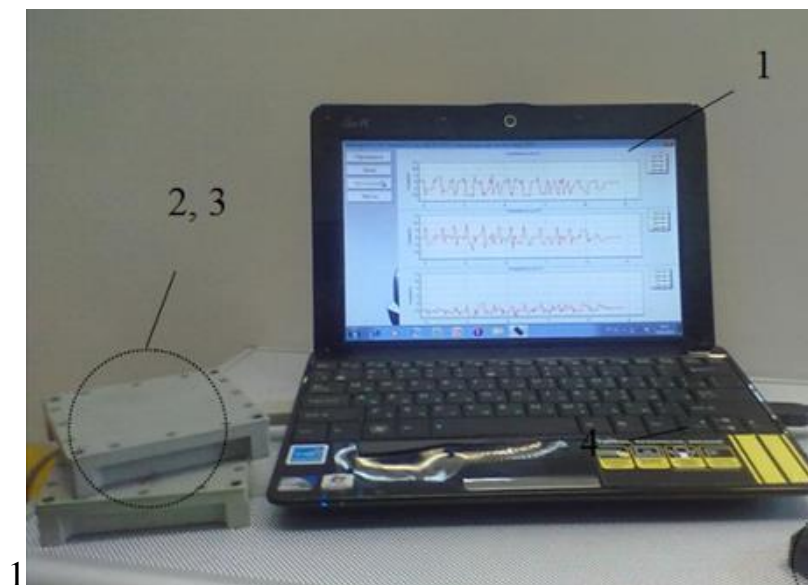
Для здійснення реєстрації даних під час дорожніх випробувань автотранспортних засобів на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ був розроблений МРВК [86] (рис. 6.3), що складається з датчиків прискорень Freescale Semiconductor а також ПЕОМ для запису та архівації даних.

Використані датчики – ємнісні акселерометри, що мають три робочі осі і межу виміру $\pm 14,7 \text{ м/с}^2$, а також – вбудований фільтр нижніх частот та крайніх значень і фільтр корекції зміни температури, що не вимагають додаткових пристроїв.

При дослідженнях використовувалися 2 датчики лінійних прискорень, максимальна довжина сполучного кабелю бортової контрольно-вимірювальної системи склала менше 7 метрів.

У зазначених датчиках для економії батареї ПЕОМ передбачено «сплячий режим». Датчики використовують низьку напругу (2,2–3,6 Вт) та мають високу чутливість (800 мВ/г) і характеризуються швидкою ініціалізацією та гарним протистоянням перепадам напруги і впливу статичної електрики.

Напівпровідникові датчики прискорень Freescale Semiconductor містять ємнісно-чутливий елемент G-cell з межею вимірювання $\pm 1,5$ g і інтегрований на кристалі вимірювальний ланцюг, виконаний по CMOS-технології (рисунок 6.4) [143].



1 – ПЕОМ Acer ASPIRE 5520G заводський номер № 4104A AR5BXB63;

2 – датчик прискорення MMA7260QT №06085445;

3 – датчик прискорення MMA7260QT №06085446

Рисунок 6.3 – Загальний вид мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу

Таблиця 6.2 – Основні характеристики датчиків лінійних прискорень Freescale Semiconductor MMA7260QT [143]

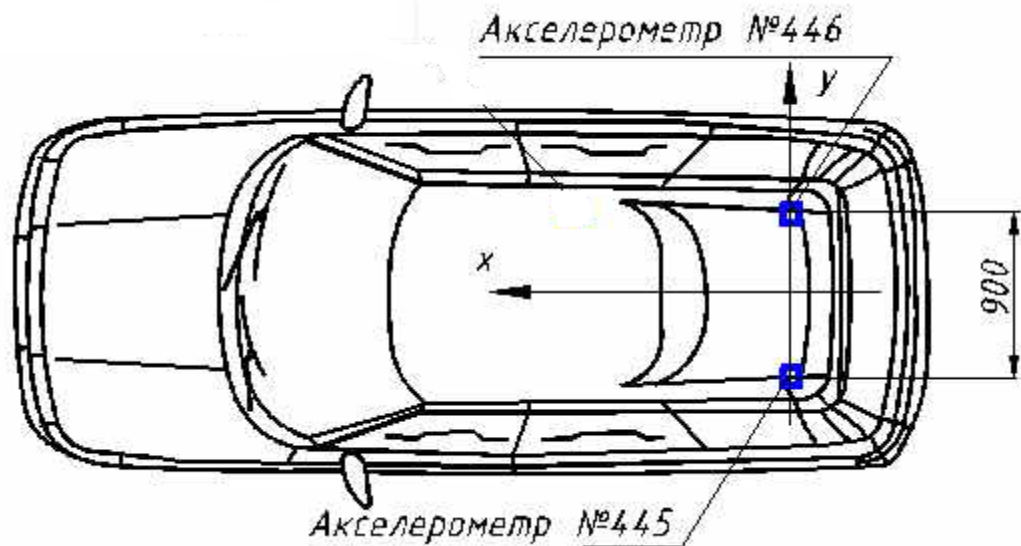
Параметр	Значення
Діапазон вимірів, m/s^2	$\pm 14,7$
Інтервал робочих температур, $^{\circ}\text{C}$	$-40 \dots +105$
Робоча напруга, В	2,2-3,6
Чутливість, мВ/г	200-800
Частота зняття даних, s^{-1}	80
Похибка вимірів, не більше, %	1



Рисунок 6.4 – Загальний вид датчика прискорення

Вимірювальна система працює таким чином. Під час руху автомобіля проводиться реєстрація інформації про його прискорення у повздовжній, поперечній та вертикальній площинах що одержується від датчиків прискорень 2 і 3 (рис. 6.3).

Сигнали з датчиків прискорень 2 і 3 у вигляді цифрового коду поступають в обчислювальний блок 1, де вони обробляються [86]. Одержана інформація про результати випробувань автомобіля відображається на дисплеї 3 (рисунок 6.3) у графічній або цифровій формі та реєструється на накопичувачах інформації.



а – схема встановлення датчиків; б – місце кріплення датчиків прискорення в багажному відсіку автомобіля

Рисунок 6.5 – Місця встановлення трикоординатних датчиків прискорення на кузові автомобіля ВАЗ-2111 під час проведення експериментальних досліджень

МРВК пройшов перевірку в Національному науковому центрі “Інститут метрології”. За результатами державної метрологічної атестації визнаний таким, що відповідає вимогам експлуатаційної документації, придатний до застосування, як робочий засіб вимірювальної техніки.

Датчики встановлювалися на кузові легкового автомобіля (рисунок 6.5) симетрично до поздовжньої осі машини. Методика обробки сигналів датчиків відповідала запропонованій в роботі [86].

Після установки датчиків на кузов легкових автомобілів, вимірювальна система проходила перевірку на працездатність (див. рис 6.6).

Похибка початкового встановлення датчиків прискорення визначалась наступним чином.



Рисунок 6.6 – Перевірка працездатності мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу оператором після його установки на легковий автомобіль

Автомобіль з вимірювальним обладнанням, водієм і випробувачем встановлювався на рівному горизонтальному майданчику. Випробувач запускав програму реєстрації даних на час не менше 15 с. Отримані результати (статичні дані) відображають поправку на негоризонтальне встановлення датчиків, яка враховується при обробці експериментальних даних.

6.3 Результати дослідження аеродинамічних властивостей легкових автомобілів в дорожніх умовах

В ході експериментального дослідження проводилася постійна фіксація результатів вимірювань. На рисунках 6.7 - 6.12 наведені деякі графіки результатів вимірювань заїздів транспортних засобів, а саме – зміни поздовжнього лінійного прискорення від швидкості руху автомобілів Toyota Corolla E110, ВАЗ-2107, ВАЗ-2111, ЗАЗ - 1103 "Славута" при вибігу (рис. 6.7-6.10). Також представлені графіки зміни швидкості руху автомобілів Toyota Corolla E110, ВАЗ-2107, ВАЗ-2111, ЗАЗ - 1103 "Славута" (рис. 6.11-6.14) в процесі проведення вибігу. Решта результатів дорожніх випробувань представлені в додатку А.

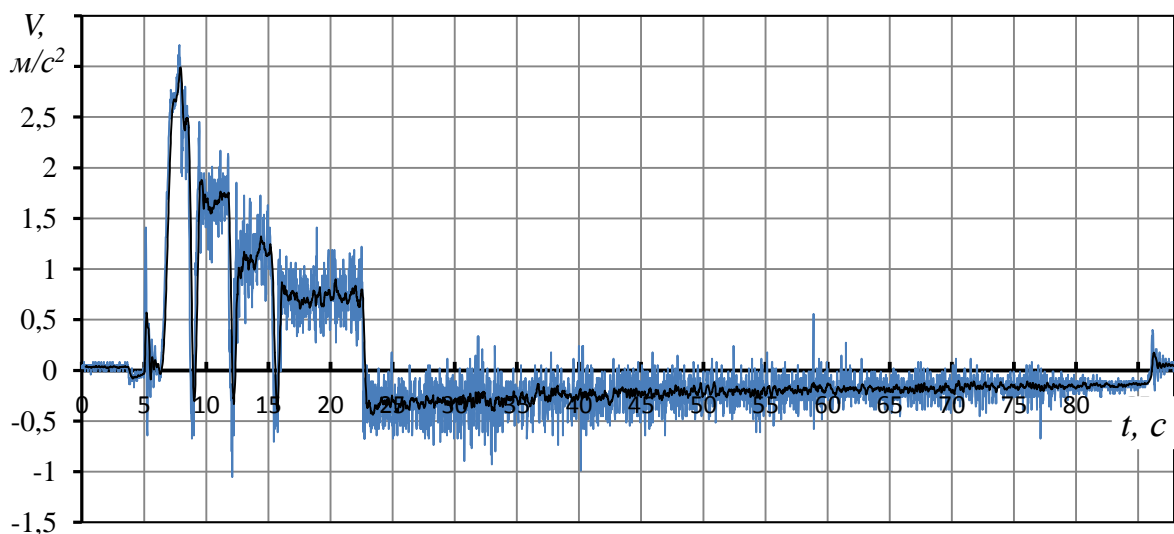


Рисунок 6.7 – Поздовжні прискорення автомобіля Toyota Corolla E110

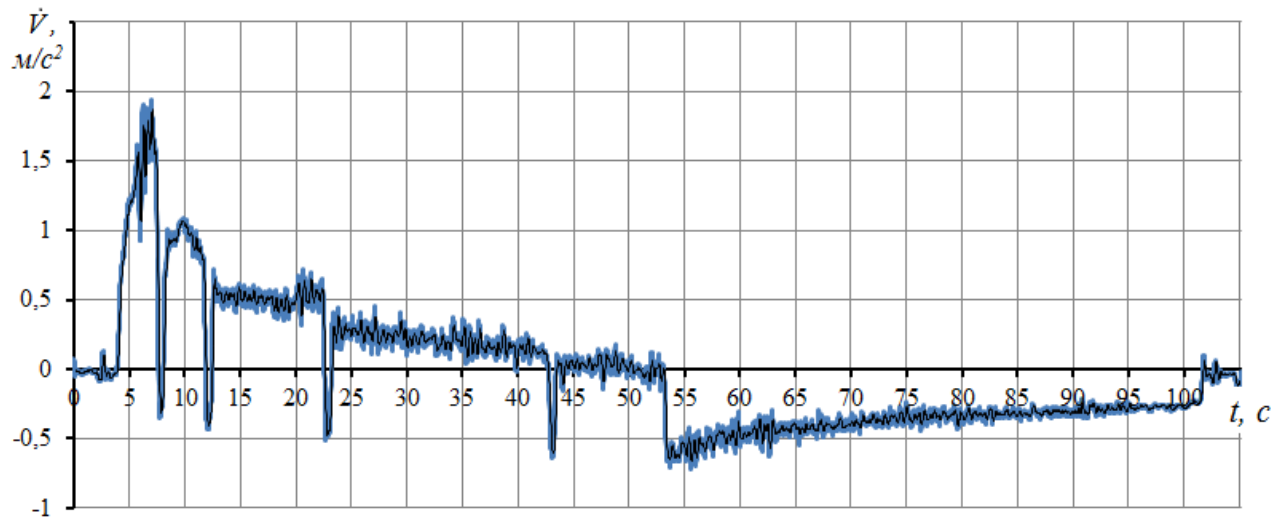


Рисунок 6.8 – Поздовжні прискорення автомобіля ВАЗ–2107

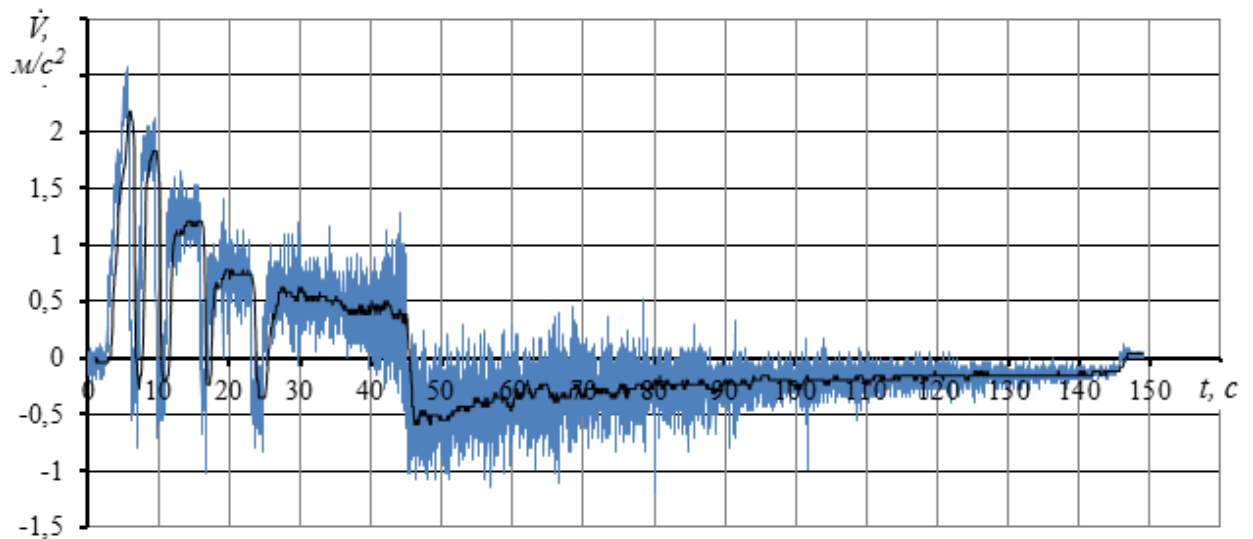


Рисунок 6.9 – Поздовжні прискорення автомобіля ВАЗ–2111

На рисунках 6.7-6.10 наведені графіки зміни поздовжніх прискорень \dot{V} і часу вибігу t для досліджуваних легкових автомобілів. На цих графіках видно, що для розгону легкових автомобілів до швидкості початку вибігу $V_{виб}$ була необхідна різна зміна поздовжніх прискорень \dot{V} і часу розгону t . Наприклад, для розгону легкового автомобіля Toyota Corolla E110 було необхідно часу біля $t = 25$ с, а поздовжнє прискорення іноді становило $\dot{V} = 3,3$ м/с², а для легкового автомобіля ЗАЗ - 1103 "Славута" було необхідно часу $t = 39$ с, і поздовжнє прискорення іноді становило $\dot{V} = 2,0$ м/с².

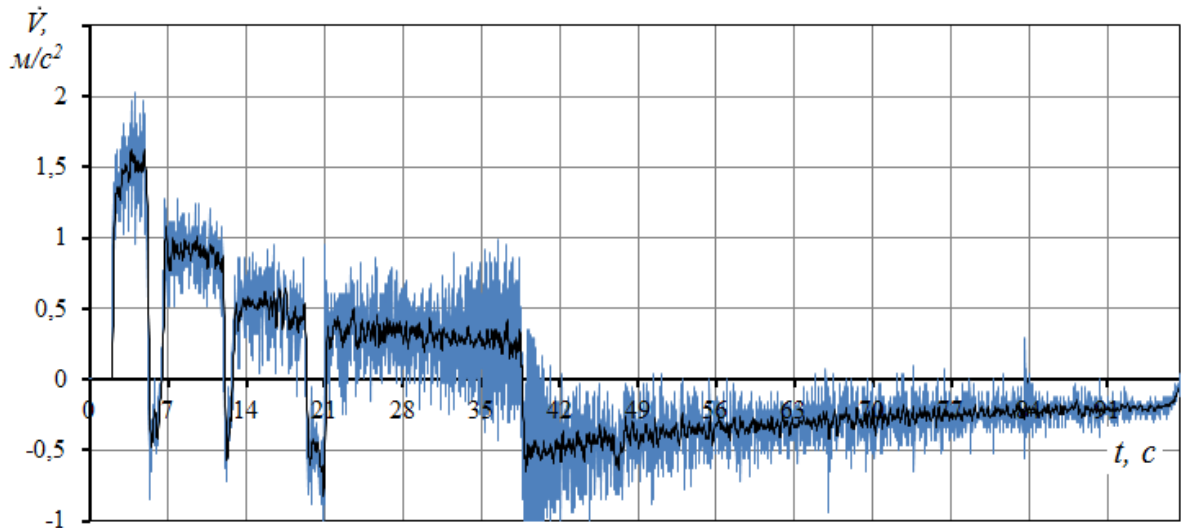


Рисунок 6.10 – Поздовжні прискорення автомобіля ЗАЗ – 1103 “Славута”

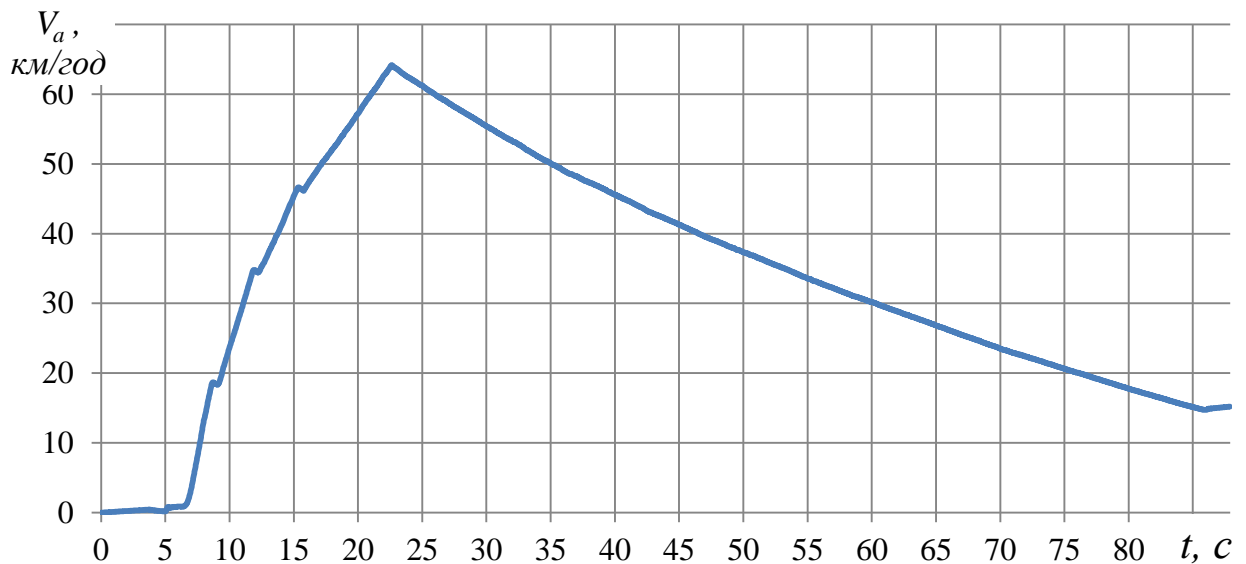


Рисунок 6.11 – Швидкість руху автомобіля Toyota Corolla E110 в процесі проведення експерименту

На рисунках 6.11-6.14 наведені графіки зміни швидкості початку вибігу $V_{\text{виб}}$ і швидкодії t для досліджуваних легкових автомобілів. На цих графіках видно, що для розгону легкових автомобілів до швидкості початку вибігу $V_{\text{виб}}$ був необхідний різний час t . Наприклад, для розгону легкового автомобіля ВАЗ-2107 було необхідно близько $t=40$ с, а для легкового автомобіля ЗАЗ - 1103 "Славута" було необхідно близько $t=36$ с.

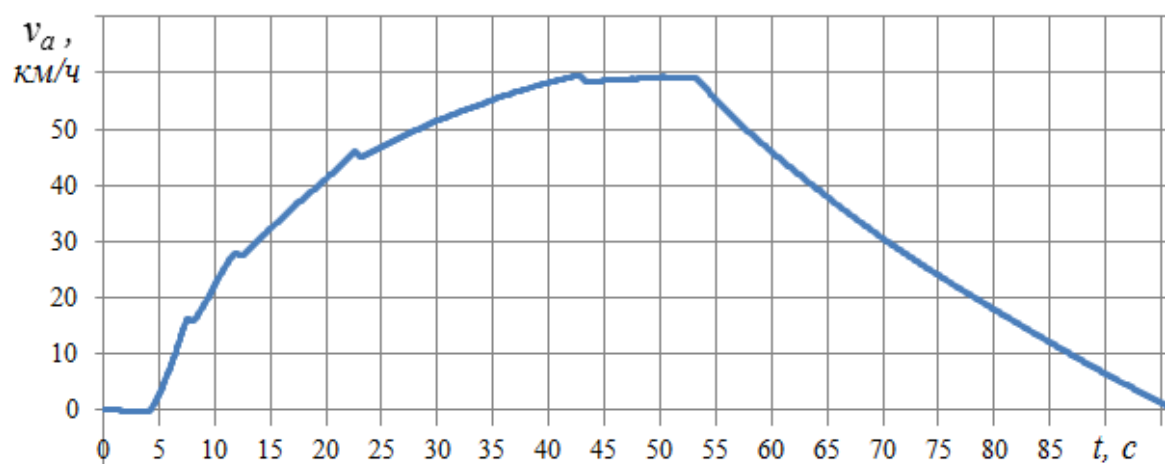


Рисунок 6.12 – Швидкість руху автомобіля ВАЗ – 2107 в процесі проведення експерименту

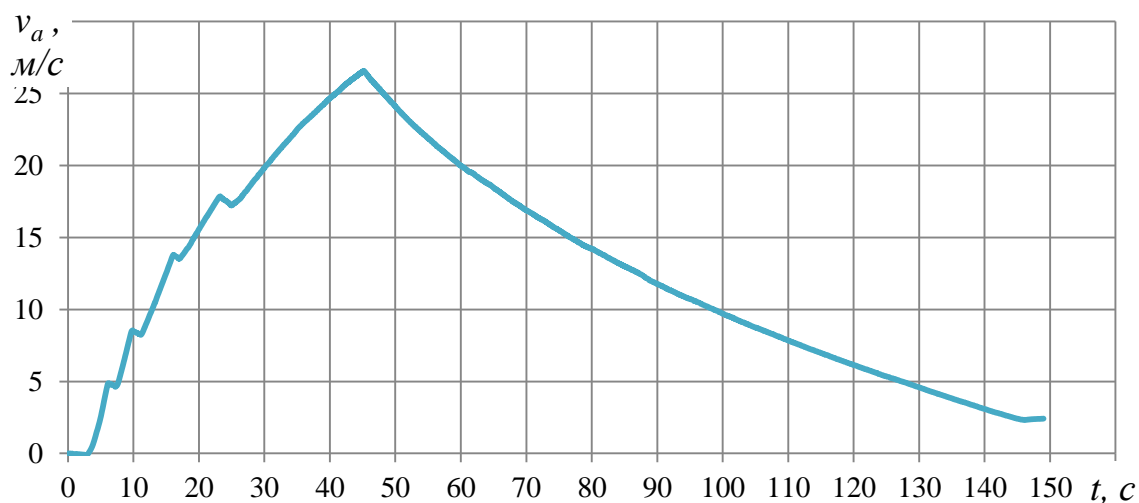


Рисунок 6.13 – Швидкість руху автомобіля ВАЗ – 2111 в процесі проведення експерименту

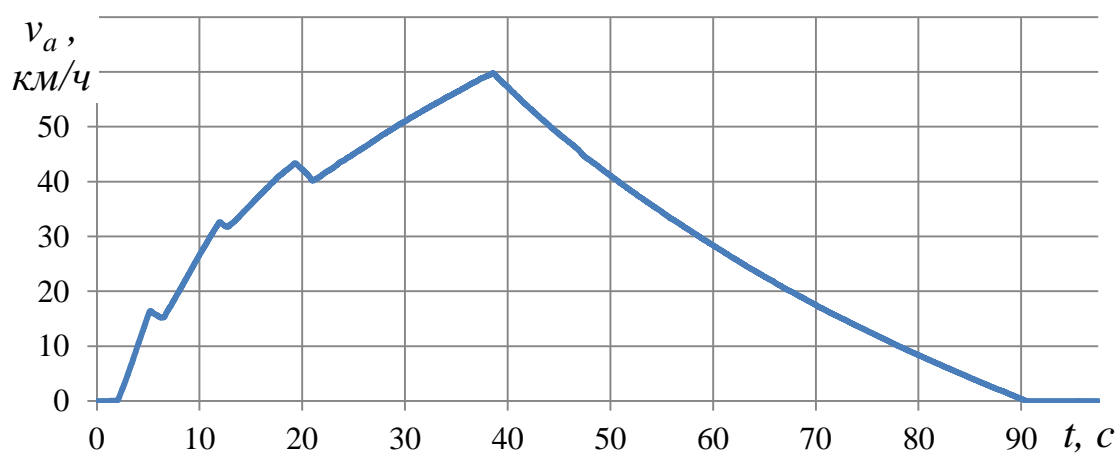


Рисунок 6.14 – Швидкість руху автомобіля ЗАЗ – 1103 “Славута” в процесі проведення експерименту

Експериментальні значення коефіцієнта опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкових досліджуваних легкових автомобілів представлені в таблицях 6.3–6.11 і на рисунках 6.15–6.23.

Таблиця 6.3 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ЗАЗ – 1103 “Славута”

Легковий автомобіль ЗАЗ – 1103 “Славута”															
C_x	0,60	0,40	0,30	0,27	0,24	0,20	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,09
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

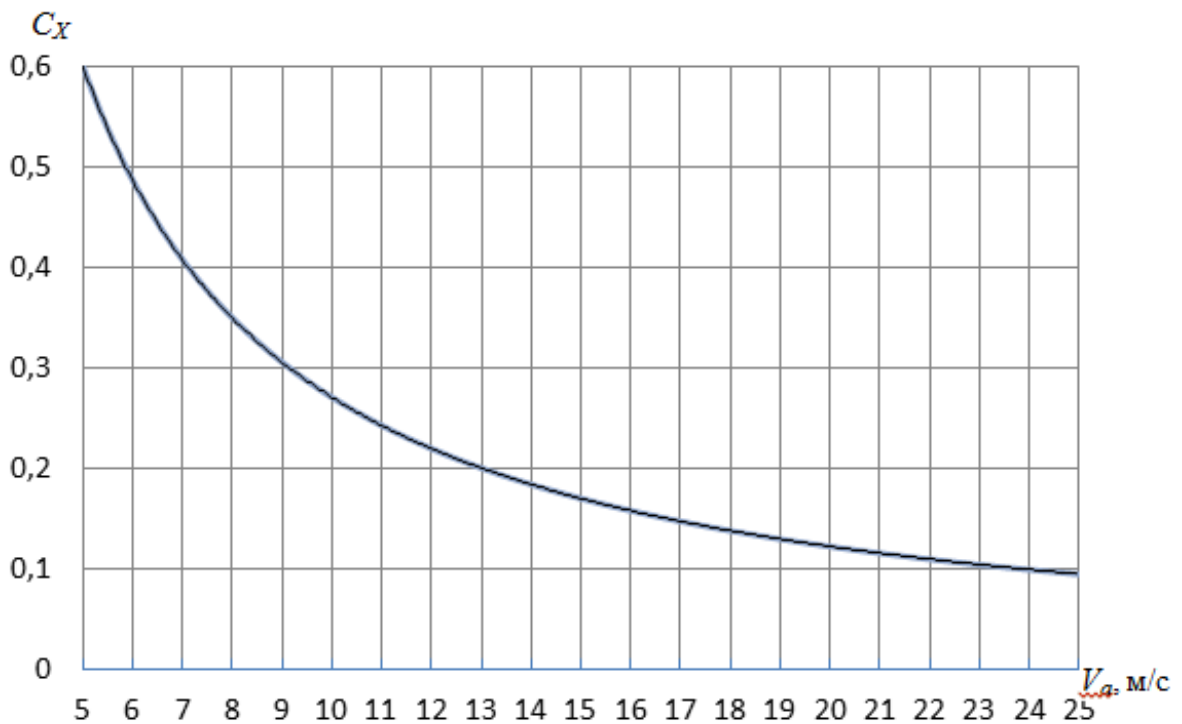


Рисунок 6.15 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля ЗАЗ – 1103 “Славута”

У таблиці 6.4 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2107 знаходиться в межах 0,47 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,11 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.4 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2107

Легковий автомобіль ВАЗ-2107															
C_x	0,47	0,35	0,28	0,26	0,24	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

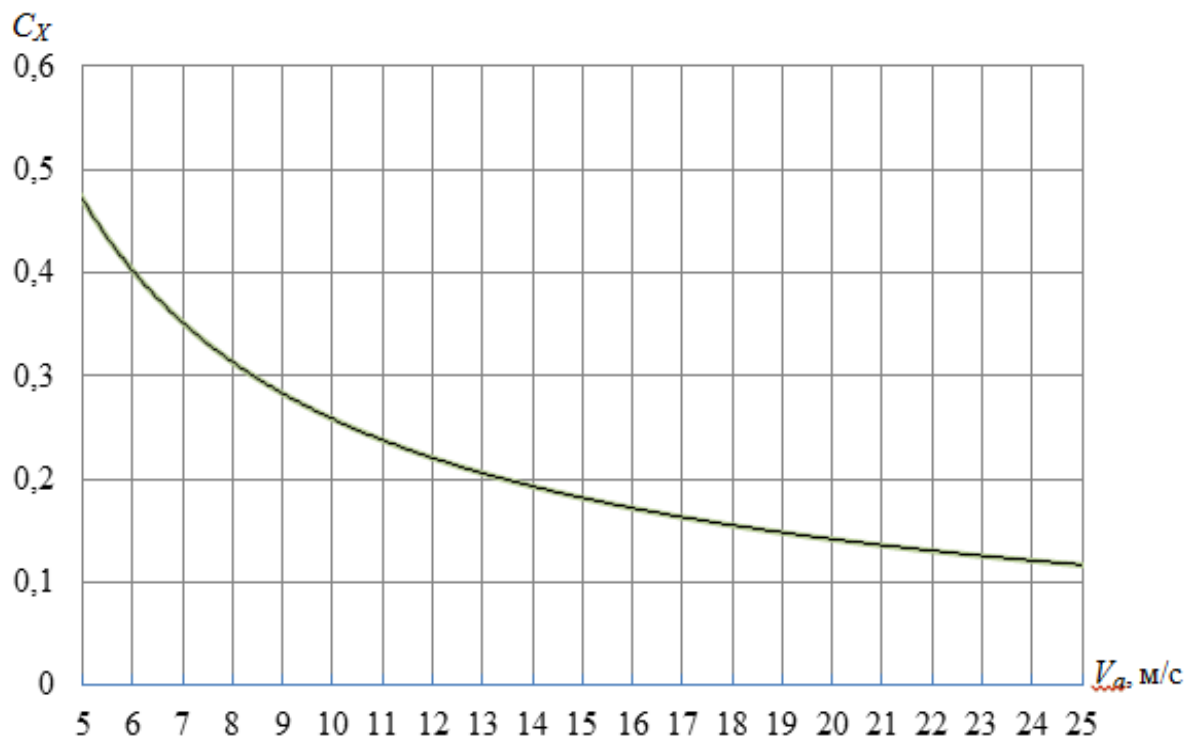


Рисунок 6.16 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля

ВАЗ-2107

У таблиці 6.5 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля Toyota Corolla E110 знаходиться в межах 0,55 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,13 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.5 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля Toyota Corolla E110

Легковий автомобіль Toyota Corolla E110															
C_x	0,55	0,41	0,33	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

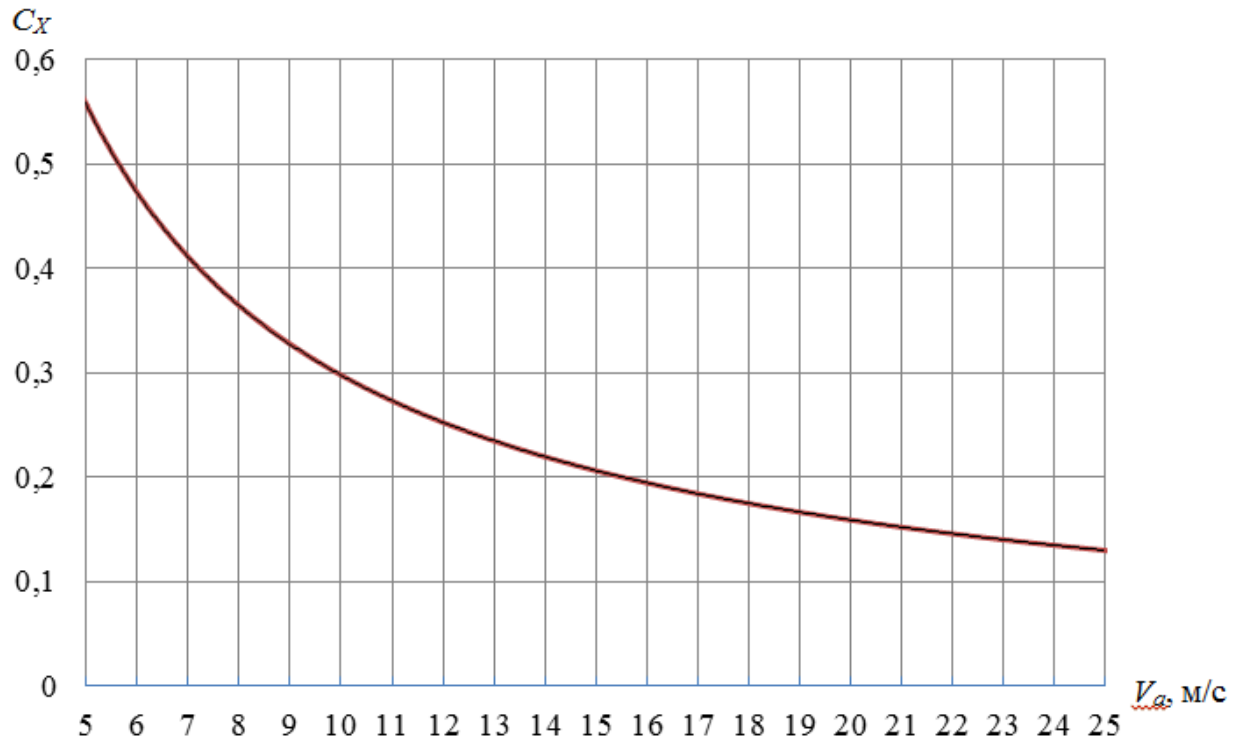


Рисунок 6.17 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля Toyota Corolla E110

У таблиці 6.6 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля Daewoo Lanos знаходиться в межах 0,49 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,13 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.6 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля Daewoo Lanos седан

Легковий автомобіль Daewoo Lanos седан															
C_x	0,49	0,37	0,31	0,283	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

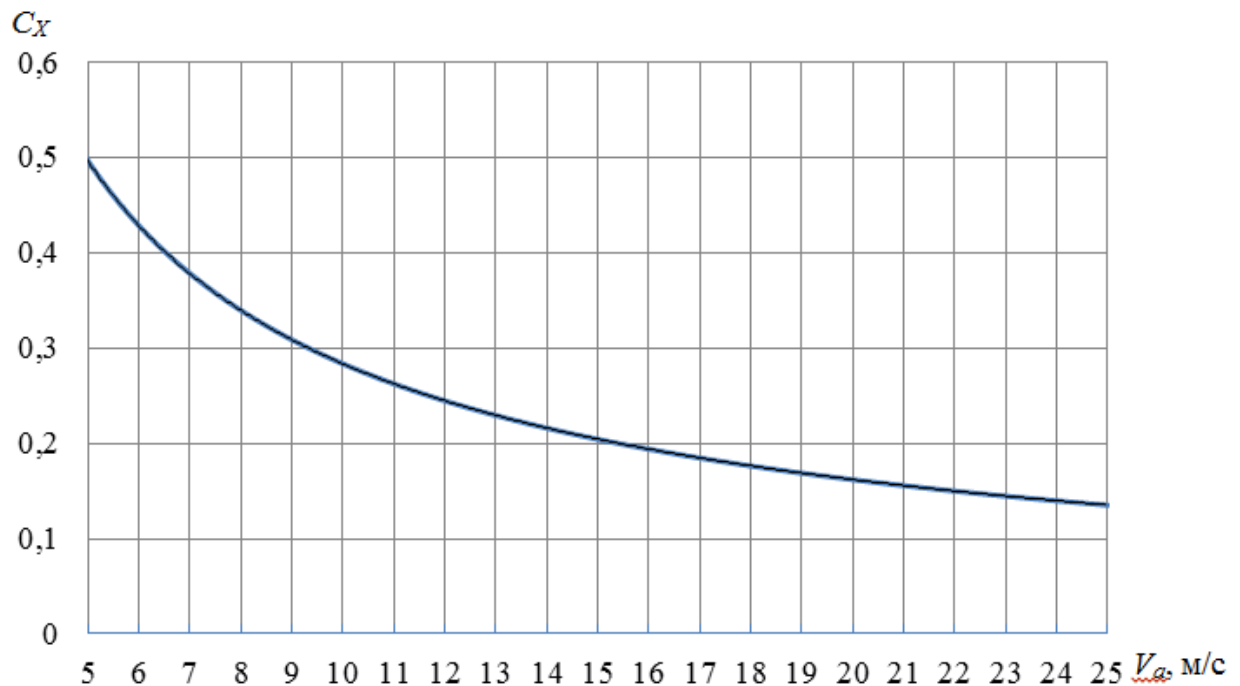


Рисунок 6.18 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля Daewoo Lanos седан

У таблиці 6.7 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2115 знаходиться в межах 1,83 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,30 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.7 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2115

Легковий автомобіль ВАЗ-2115															
C_x	1,83	1,25	0,94	0,83	0,75	0,62	0,53	0,46	0,40	0,38	0,36	0,34	0,33	0,31	0,30
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

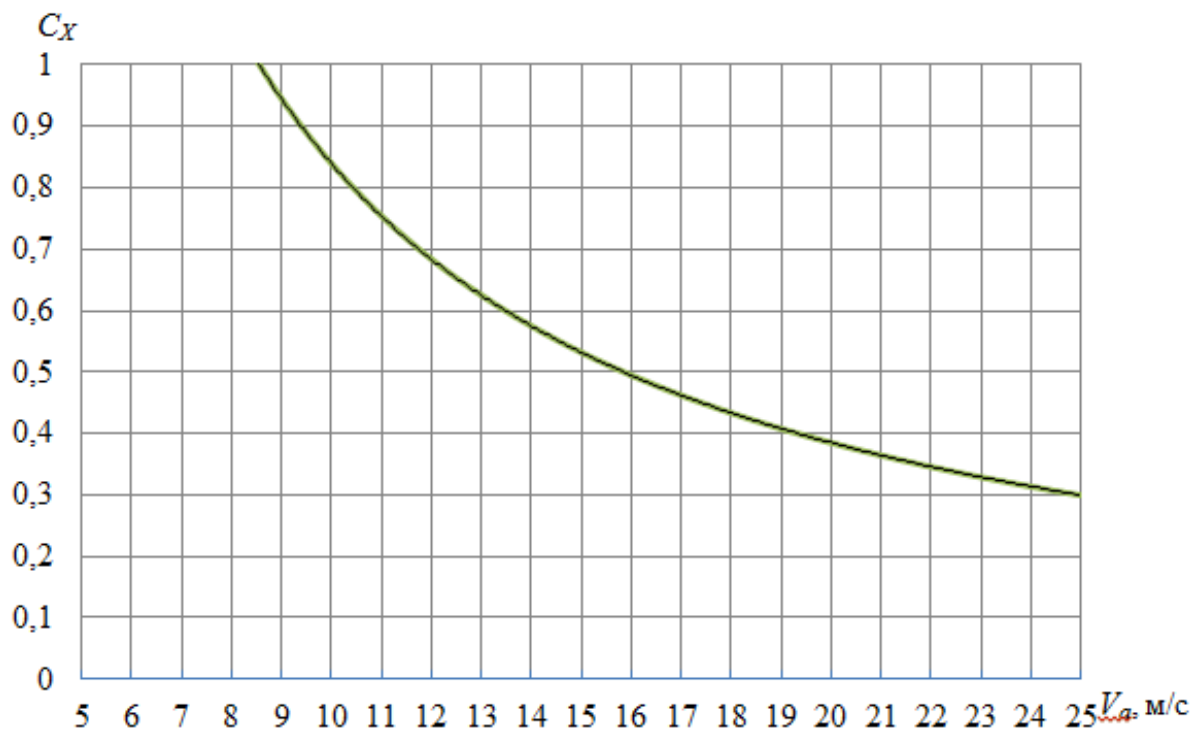


Рисунок 6.19 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля ВАЗ-2115

У таблиці 6.8 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2110 знаходиться в межах 0,65 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,16 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.8 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2110

Легковий автомобіль ВАЗ-2110															
C_x	0,65	0,48	0,39	0,35	0,32	0,28	0,25	0,22	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

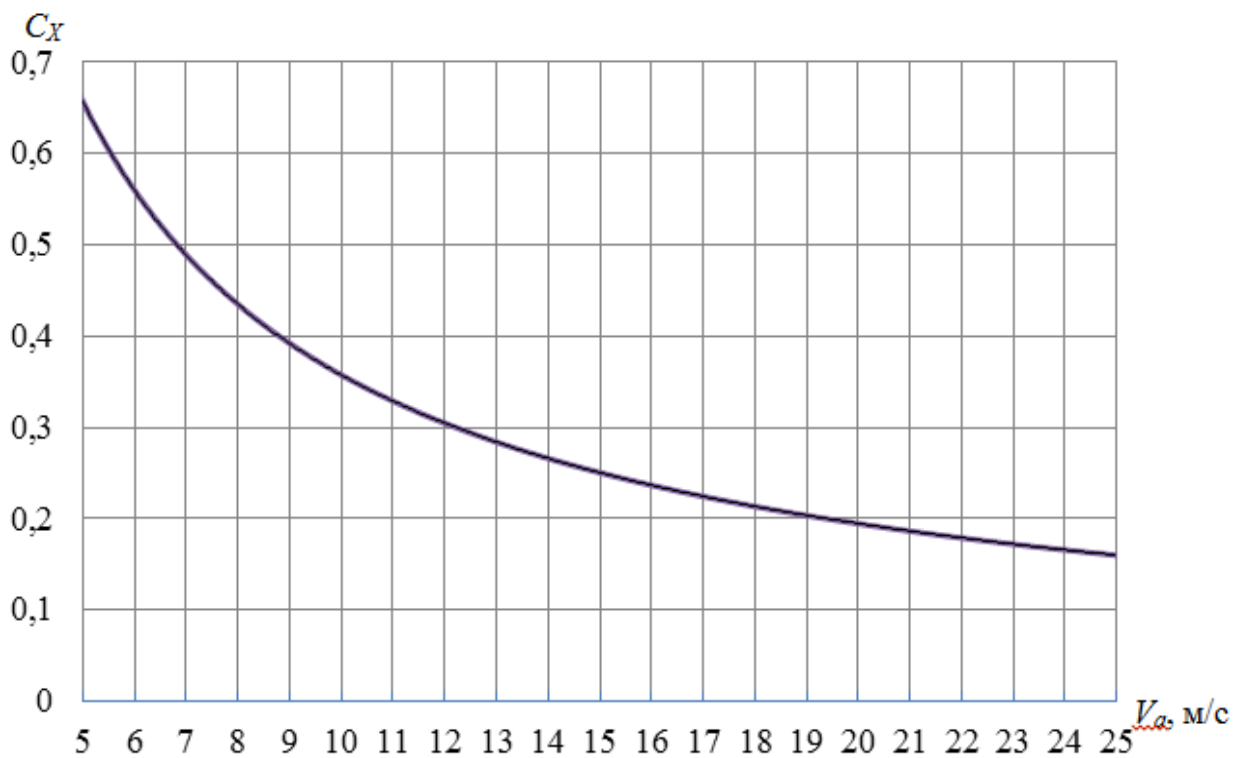


Рисунок 6.20 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля

ВАЗ-2110

У таблиці 6.9 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2121 знаходиться в межах 1,17 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,25 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.9 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2121

Легковий автомобіль ВАЗ-2121															
C_x	1,17	0,85	0,67	0,60	0,55	0,47	0,41	0,37	0,33	0,31	0,30	0,29	0,27	0,26	0,25
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

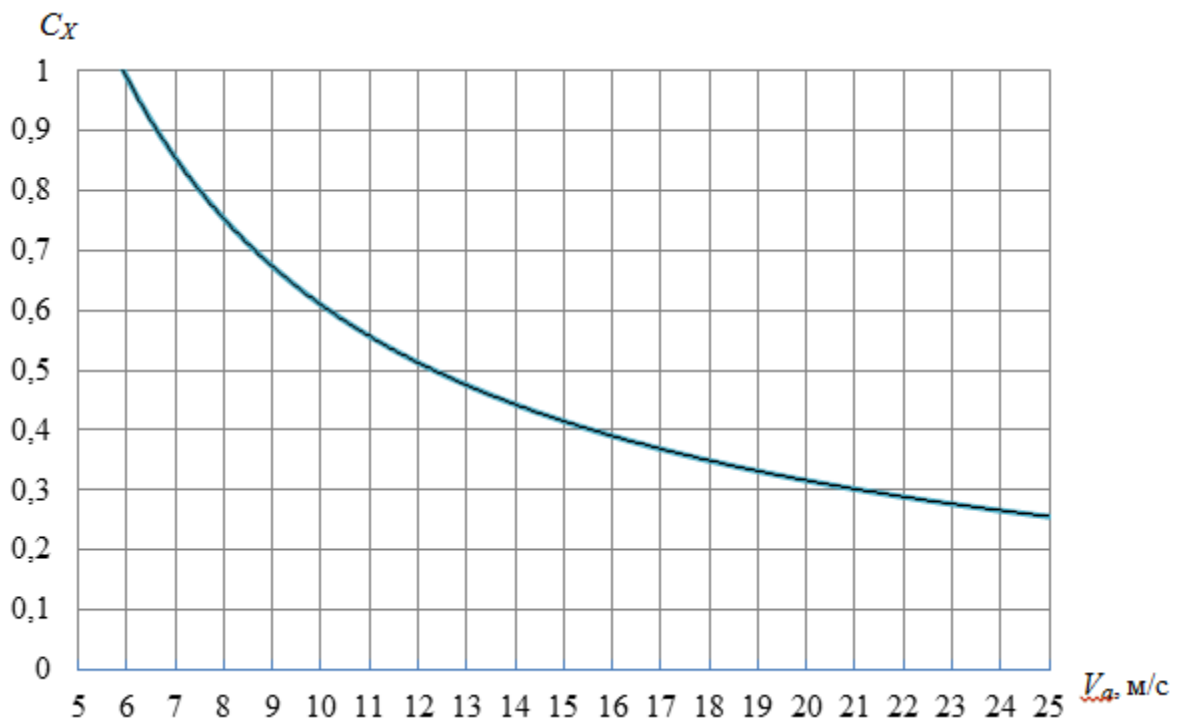


Рисунок 6.21 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля ВАЗ-2121

У таблиці 6.10 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2111 знаходиться в межах 2,27 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,28 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.10 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2111

Легковий автомобіль ВАЗ-2111															
C_x	2,27	1,47	1,06	0,92	0,818	0,65	0,54	0,46	0,40	0,37	0,35	0,33	0,31	0,29	0,28
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

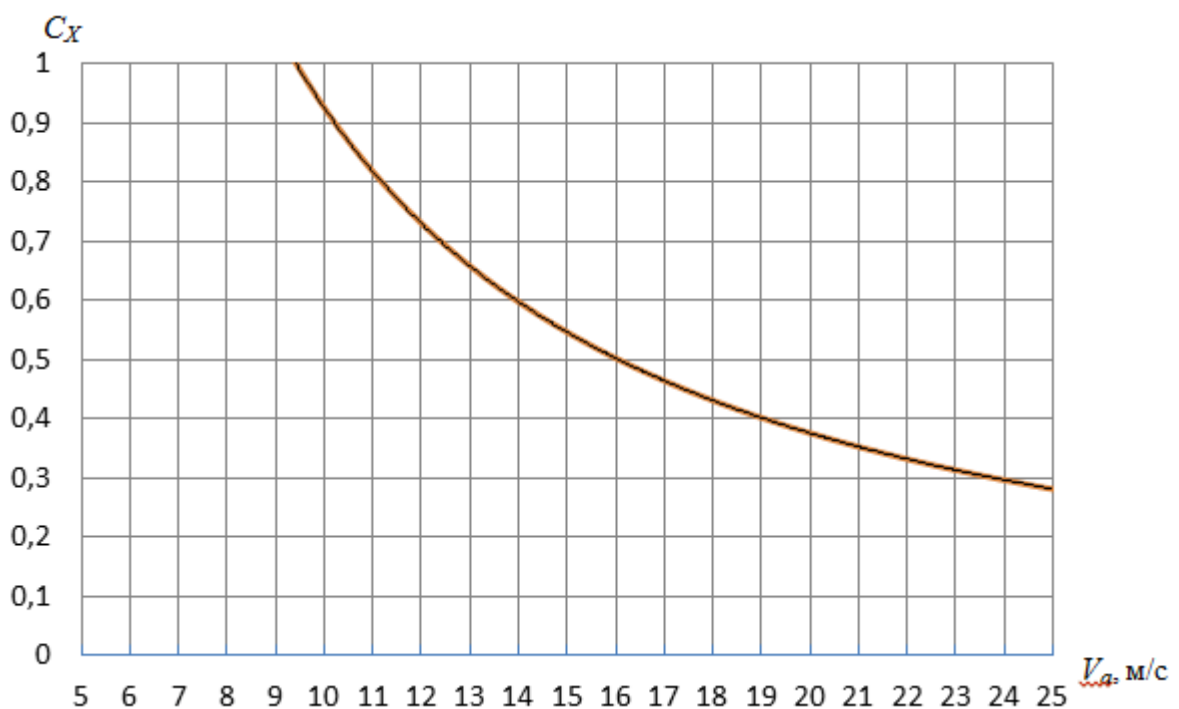


Рисунок 6.22 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля

ВАЗ-2111

У таблиці 6.11 ми спостерігаємо, як змінювалося значення коефіцієнта C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля. Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x для легкового автомобіля ВАЗ-2170 «Приора» знаходиться в межах 0,74 під час швидкості руху $V_a=5$ м/с і значення C_x опускається до 0,15 під час швидкості руху $V_a=25$ м/с.

Таблиця 6.11 – Зміна коефіцієнту опору повітря C_x в залежності від швидкості V_a легкового автомобіля ВАЗ-2170 «Приора»

Легковий автомобіль ВАЗ-2170 «Приора»															
C_x	0,74	0,54	0,42	0,38	0,34	0,30	0,25	0,22	0,13	0,20	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15
V_a , м/с	5	7	9	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	24	25

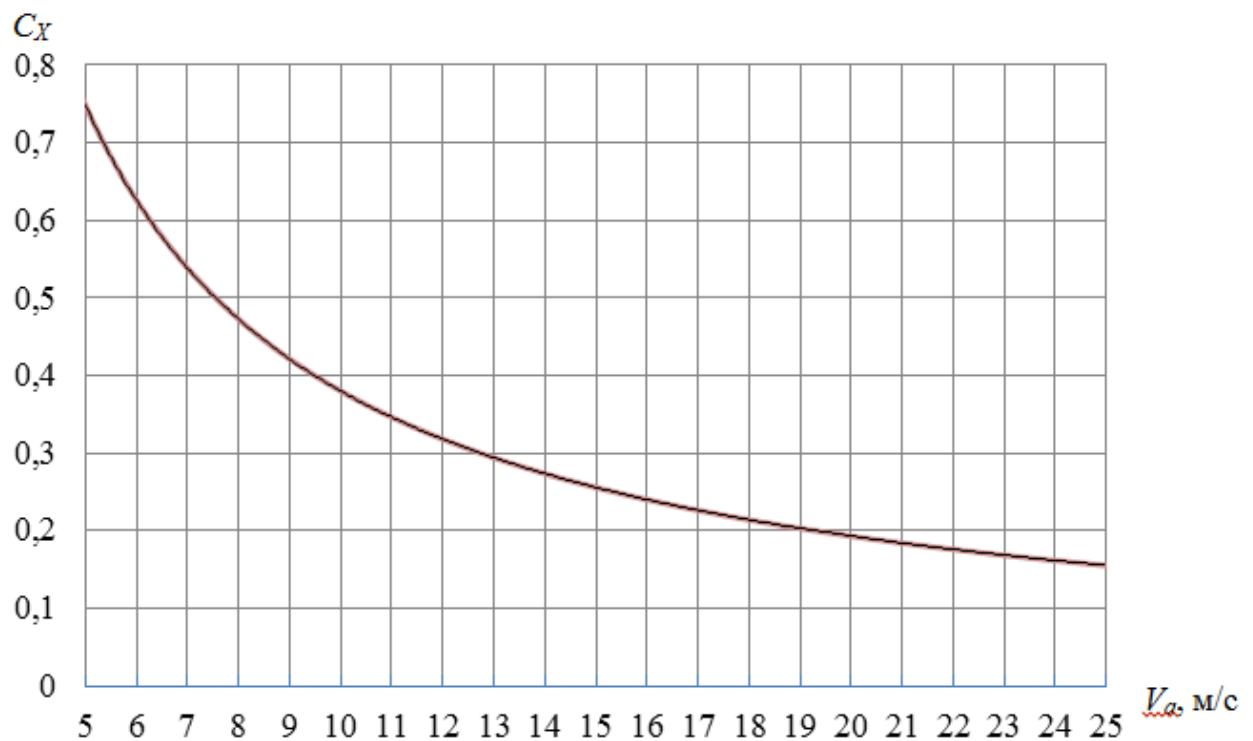


Рисунок 6.23 – Експериментальна залежність $C_x(V_a)$ для автомобіля ВАЗ-2170 «Приора»

6.4 Обробка експериментальних даних аеродинамічних властивостей легкових автомобілів

Вимірювальний комплекс, що включає трикоординатні датчики прискорень і бортовий комп'ютер, дозволив визначити значення C_x , які відповідають різним швидкостям руху досліджуваних легкових автомобілів. Використані залежності $C_x(V_a)$ дозволить уточнити вираз для визначення сили аеродинамічного опору руху автомобіля.

Для зручності використання методу, з отриманих експериментальних значень, визначення коефіцієнта аеродинамічного опору C_x , нами було визначено середнє арифметичне значення показника ступеня n_{cp} і коефіцієнта $A_{вср}$, які змінювалися в залежності від швидкостей руху V_a автомобіля (див. таблицю 6.12).

Таблиця 6.12 – Середнє арифметичне значення показника ступеня n_{cp} і коефіцієнта $A_{вср}$, для досліджуваних легкових автомобілів

Марка автомобіля	$A_{вср}$	Показник ступеня n_{cp}
Ваз-2170 «Приора»	3,60484	0,977252
Ваз-2110	2,697116	0,877632
Ваз-2111	11,41	1,298592
Ваз-2115	8,000009	1,124172
Ваз-2121	5,401333	0,947272
ЗАЗ-1103 «Славута»	3,837434	1,151153
Toyota Corolla E110	2,385834	0,903548
Daewoo Lanos	1,822555	0,808

Таблиця 6.13 – Результати експериментального визначення значення коефіцієнта C_x для різних швидкостей руху V_a досліджуваних легкових автомобілів

Швид- кість руху автомо- біля V_a , м/с	Коефіцієнт аеродинамічного опору C_x								
	ВАЗ- 2170 Приора	ВАЗ- 2111	ЗАЗ- 1103 Славути	ВАЗ- 2121	ВАЗ- 2110	ВАЗ- 2115	Тойота Е110	Daewoo Ланос	ВАЗ- 2107
5	1,47	2,94	2,29	2,32	1,30	3,37	1,12	1,16	2,20
6	1,23	2,32	1,86	1,95	1,11	2,60	0,97	1,01	1,76
7	1,06	1,89	1,55	1,69	0,96	2,17	0,85	0,89	1,55
8	0,93	1,59	1,33	1,49	0,86	1,82	0,76	0,81	1,33
9	0,82	1,37	1,16	1,33	0,77	1,56	0,69	0,74	1,16
10	0,74	1,19	1,03	1,20	0,70	1,36	0,63	0,68	1,03
11	0,68	1,05	0,92	1,10	0,65	1,20	0,59	0,63	0,92
12	0,62	0,94	0,83	1,01	0,60	1,07	0,55	0,59	0,83
13	0,57	0,85	0,76	0,94	0,56	0,96	0,51	0,56	0,76
14	0,53	0,77	0,70	0,87	0,52	0,87	0,48	0,53	0,70
15	0,50	0,70	0,64	0,82	0,49	0,80	0,45	0,50	0,64
16	0,47	0,64	0,60	0,77	0,46	0,73	0,43	0,47	0,64
17	0,44	0,60	0,56	0,73	0,44	0,67	0,41	0,45	0,60
18	0,42	0,55	0,52	0,69	0,42	0,63	0,39	0,43	0,55
19	0,39	0,51	0,49	0,65	0,40	0,58	0,37	0,42	0,51
20	0,38	0,48	0,46	0,62	0,38	0,54	0,36	0,40	0,48
21	0,36	0,45	0,44	0,59	0,36	0,51	0,34	0,38	0,45
22	0,34	0,42	0,41	0,57	0,35	0,48	0,33	0,37	0,42
23	0,33	0,40	0,39	0,54	0,34	0,45	0,32	0,36	0,40
24	0,31	0,38	0,37	0,52	0,32	0,43	0,31	0,35	0,38
25	0,30	0,36	0,36	0,50	0,31	0,41	0,30	0,34	0,36

В результаті проведення випробувань 9 легкових автомобілів вибігом з використанням методу обробки результатів, наведеного в роботі [59] вдосконаленого, в розділі 4, залежно (4.6) отримані значення коефіцієнта C_x для різних швидкостей руху (таблиця 6.13).

На рисунку 6.24 наведено графік залежності $C_x(V_a)$, побудований за даними, наведеними в таблиці 6.13. для всіх досліджуваних легкових автомобілів. Близкість кривих та характер їхнього проходження свідчить про точність проведення та обробки результатів експериментальних досліджень.

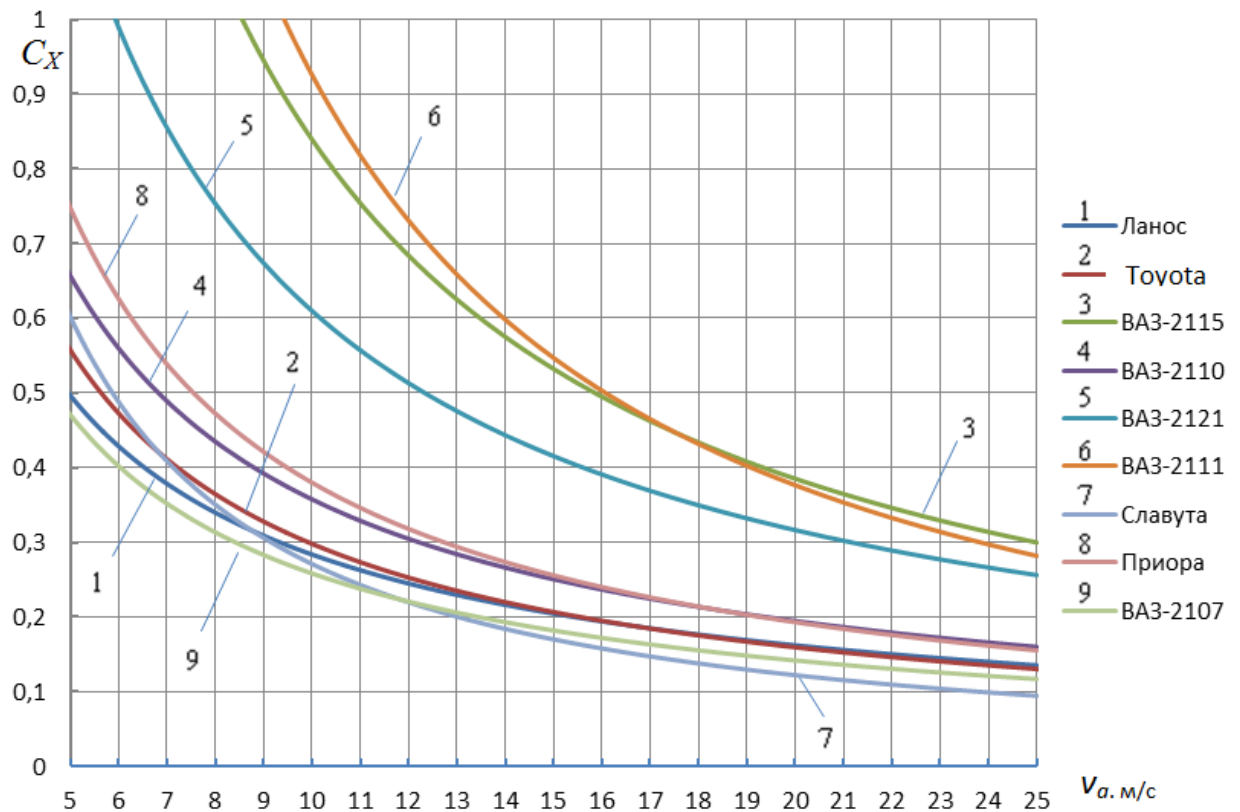


Рисунок 6.24 – Залежність від швидкості V_a коефіцієнта аеродинамічного опору C_x досліджуваних легкових автомобілів

Вид кривих $C_x(V_a)$, наведених на рисунку 6.24, дозволяє зробити висновок про те, що легкові автомобілі з типом кузова універсал (ВАЗ-2111 і ВАЗ-2121) мають гірший аеродинамічний опір C_x .

6.5 Висновки по розділу 6

1. Проведені експериментальні дослідження 9 моделей легкових автомобілів методом вибігу з використанням мобільного реєстраційно - вимірювального комплексу та обробки результатів методом парціальних прискорень дозволили визначити взаємозв'язок між формою кузова та параметрами аеродинамічного опору. У більшості автомобілів коефіцієнт A_W знаходиться у межах 1,8-11,41 (м/с)ⁿ, а показник ступеня n – в межах 0,808-1,299.

2. Близкість кривих залежності коефіцієнта лобового аеродинамічного опору C_x усіх автомобілів, що пройшли випробування, та характер їхнього протікання свідчать про достовірність методу парціальних прискорень.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [48, 53, 57].

Розділ 7

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЗА
ДОПОМОГОЮ УДОСКОНАЛЕНОГО МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ
АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ АВТОМОБІЛЯ

7.1 Аналіз результатів експериментального дослідження аеродинамічних характеристик автомобілів

Після обробки результатів експериментальних досліджень транспортних засобів було проведено розрахунково-експериментальним методом (за допомогою методу парціальних прискорень) оцінку коефіцієнта C_x лобового аеродинамічного опору автомобілів. У нашому дослідженні ми провели оцінку того, наскільки буде відрізнятися дійсне значення C_x , яке залежить від швидкості руху автомобіля, від значень, представлених заводами - виробниками до кожної моделі автотранспортного засобу.

Узагальнення отриманих результатів випробування 11 моделей легкових і вантажних автомобілів дозволило дати практичні рекомендації щодо вибору на стадії проектування розрахункових параметрів аеродинамічного опору та уточнити характер зміни сили лобового аеродинамічного опору від швидкості.

При вибігу автотранспортних засобів $\dot{V}_a < 0$. Використовуючи датчики прискорення і спосіб обробки результатів вимірювань [231], який дозволяє визначати лінійне прискорення \dot{V} і лінійну швидкість V_a автомобіля, достатньо провести вимірювання в моменти часу t_1 і t_2 , що відрізняються на крок часу Δt . Рівняння (1.57) для вимірювання параметрів в моменти часу t_1 і t_2 буде розгорнуто в систему двох рівнянь

$$\begin{cases} \dot{V}_a(t_1) = -a_{w_1} - a_{TP_1} = -\frac{C_x}{2} \rho F [V_a(t_1)]^2 - a_{TP_1}; \\ \dot{V}_a(t_2) = -a_{w_2} - a_{TP_2} = -\frac{C_x}{2} \rho F [V_a(t_2)]^2 - a_{TP_2} \end{cases} \quad (7.1)$$

$$\quad (7.2)$$

Допускаючи, що $a_{TP_1} = a_{TP_2} = a_{TP}$, в результаті спільного рішення рівнянь (7.1) і (7.2) знаходимо параметри C_x і a_{TP} .

$$C_x = \frac{2}{\rho F} \cdot \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{[V_a(t_2)]^2 - [V_a(t_1)]^2}; \quad (7.3)$$

$$a_{TP} = \frac{\dot{V}_a(t_1) - \dot{V}_a(t_2)}{[V_a(t_2)/V_a(t_1)]^2} - \dot{V}_a(t_1). \quad (7.4)$$

Проводячи послідовну попарну обробку швидкостей V_a і прискорень \dot{V}_a в точках t_1 і t_2 з кроком середньої точки $\Delta \bar{t}$

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (7.5)$$

отримаємо масив значень C_x і a_{TP} .

Значення a_{TP} можуть бути використані для оцінки втрат в трансмісії.

Для точки \bar{t} визначаємо значення \bar{V}_a і $\bar{\dot{V}}_a$

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a_1} + V_{a_2}}{2}; \quad (7.6)$$

$$\bar{\dot{V}}_a = \frac{\dot{V}_{a_1} + \dot{V}_{a_2}}{2}. \quad (7.7)$$

Надалі з кроком $\Delta \bar{t}$ змінюємо середній час інтервалу

$$\bar{t} = \bar{t}_1 + \Delta\bar{t}, \quad (7.8)$$

і визначаємо величини C_x і їхнього зв'язока зі швидкістю руху автомобіля.

В результаті проведення випробування методом вибігання 11 моделей автомобілів визначені значення коефіцієнта C_x лобового аеродинамічного опору, відповідні різній швидкості руху.

На рисунку 7.1 наведені залежності $C_x(V_a)$ для 9-ти моделей легкових автомобілів минулих випробувань, а на рисунку 7.1 аналогічні графіки залежності для вантажних автомобілів КрАЗ-5233 і КрАЗ-6322.

У роботах [30, 85] для апроксимації кривих $C_x(V_a)$ запропоновано використовувати гіперболічну залежність виду (1.16)

$$\hat{C}_x = \frac{A_w}{V_a^n}, \quad (7.9)$$

де A_w – коефіцієнт регресії $(\text{м/с})^n$, чисельно рівний \hat{C}_x при $V_a = 1 \text{ м/с}$;
 n – показник ступеня при швидкості V_a .

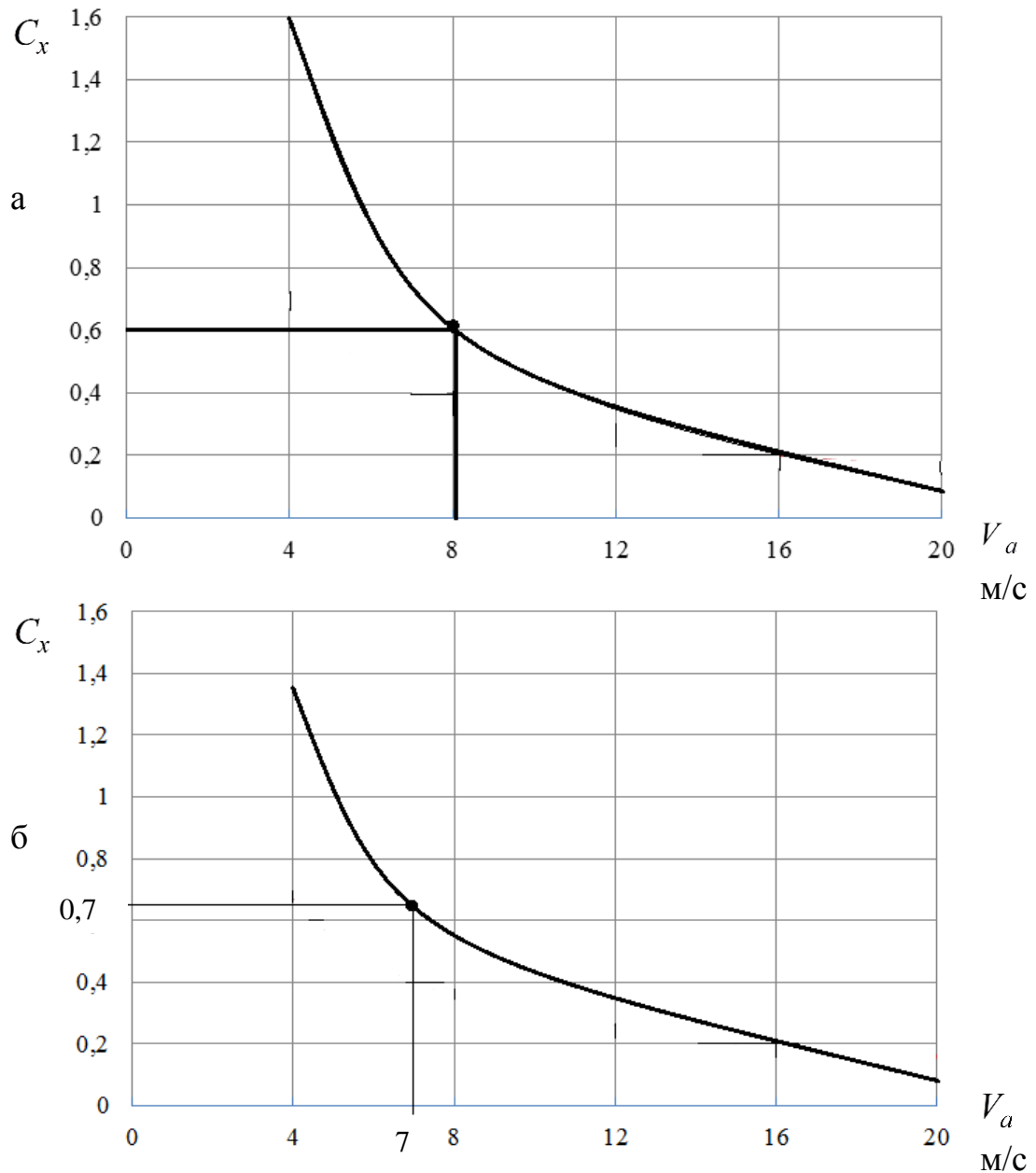
У таблиці 7.1 наведені значення A_w і n , отримані під час апроксимації залежності $C_x(V_a)$ гіперболою з використанням методу найменших квадратів.

Після підстановки залежності $\hat{C}_x(V_a)$ в рівняння для сили аеродинамічного опору [223], отримаємо

$$P_w = \frac{\hat{C}_x}{2} \rho F V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}. \quad (7.10)$$

Похідна сили аеродинамічного опору по швидкості автомобіля

$$\frac{2P_w}{2V_a} = \left(1 - \frac{n}{2}\right) A_w \rho F V_a^{1-n} . \quad (7.11)$$



а– вантажний автомобіль КрАЗ–5233;

б– вантажний автомобіль КрАЗ-6322

Рисунок 7.1 – Графіки залежності коефіцієнта лобового аеродинамічного опору C_x для 2-х моделей випробуваних вантажних автомобілів КрАЗ при швидкості руху V_a [30]

Аналіз рівняння (7.11) показує, що при $n-1 < 0$ з ростом швидкості автомобіля сила P_w збільшується, а при $n-1 > 1$ – зменшується.

Таблиця 7.1 – Параметри апроксимації для 11-ти моделей автомобілів, які пройшли випробування

№	Автомобіль	n	A_w (м/с) ⁿ
1	Daewoo Lanos (седан)	0,808	1,820
2	Toyota Corolla E110 (седан)	0,904	2,386
3	ВАЗ-2110 (седан)	0,878	2,697
4	ВАЗ-2115 (седан)	1,124	8,000
5	ВАЗ-2121 (універсал)	0,947	5,401
6	ЗАЗ-1103 Славута (ліфтбек)	1,151	3,837
7	ВАЗ-2111 (універсал)	1,299	11,41
8	ВАЗ-2170 Приора (седан)	0,977	3,601
9	ВАЗ-2107 (седан)	0,866	1,897
10	КрАЗ-5233 5-клас	0,908	1,177
11	КрАЗ-6322 6-клас	1,403	1,563

Аналіз параметрів, наведених у таблиці 7.1, показує, що величина A_w може перебувати в межах від 1,820 (м/с)ⁿ до 11,41 (м/с)ⁿ, а показник ступеня n від 0,808 до 1,403. Зазначені показники залежать від форми кузова і виду автотранспортного засобу.

Наприклад, для легкових автомобілів, що мають форму кузова «седан», показник ступеня n знаходиться в межах [0,8; 0,9] (автомобілі Daewoo Lanos, Toyota Corolla, ВАЗ-2107, ВАЗ-2110). Виняток становить автомобіль ЗАЗ-1103 "Славута", що має $n = 1,151$. Останнє визначається, очевидно, його формою кузова "ліфтбек", що кілька відрізняється від інших наведених у таблиці 6.17 моделей "седан".

Легкові автомобілі з формою кузова "універсал" мають більш високі (в порівнянні з формою кузова "седан") значення показника ступеня n , що знаходяться в межах $[0,947; 1,299]$. Вантажні автомобілі мають високі значення n , що знаходиться в межах $[0,908; 1,403]$.

Значення показника A_w при формі кузова "седан" змінюються в межах (див. таблицю 7.1) від $1,820 \text{ (м/с)}^n$ до $8,00 \text{ (м/с)}^n$; для легкових автомобілів з формою кузова "універсал" цей показник має значення від $5,401 \text{ (м/с)}^n$ до $11,41 \text{ (м/с)}^n$.

У ряді експериментальних і теоретичних досліджень відзначається зростання коефіцієнту лобового аеродинамічного опору. Нами було зроблено припущення про те, що автори цілого ряду досліджень під час великих швидкостей руху автомобіля продовжують використовувати квадратичну залежність аеродинамічної сили від швидкості. В роботі [203] з цього приводу сказано: "Беручи всюди закон квадратів слід ставити коефіцієнт C_x в залежності від швидкості V_a^n ". Там же [203] відзначається, що закон квадратів під час швидкості від 20 м/с до 80 м/с добре підтверджується. Закони опору тіл за швидкостей більше ніж 100 м/с поки ще досліджені недостатньо. Таким чином, зробимо висновок про те, що за швидкості руху, які перевищують 80 м/с слід використовувати закон кубів

$$P'_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^3. \quad (7.12)$$

Якщо продовжувати використовувати закон квадратів, при $V_a > 80 \text{ м/с}$, то вираз(7.12) слід перетворити до виду

$$P'_w = \frac{C_x V_a}{2} \rho F V_a^2 = \frac{C'_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (7.13)$$

де C'_x – умовний коефіцієнт лобового аеродинамічного опору при $V_a > 80$ м/с і використанні квадратичної залежності $P'_w(V_a)$,

$$C'_x = C_x \cdot V_a = \frac{A_w}{V_a^{n-1}}. \quad (7.14)$$

При $V_a = 80$ м/с отримаємо

$$C'_{x80} = C_{x80} \cdot 80 = \frac{A_w \cdot 80}{V_a^n} = \frac{A'_w}{V_a^n}; (\text{м/с})^{n-1}, \quad (7.15)$$

де A'_w – умовне значення A_w при $V_a > 80$ м/с і використанні квадратичної залежності $P'_w(V_a)$,

$$A'_w = 80A_w, \quad (7.16)$$

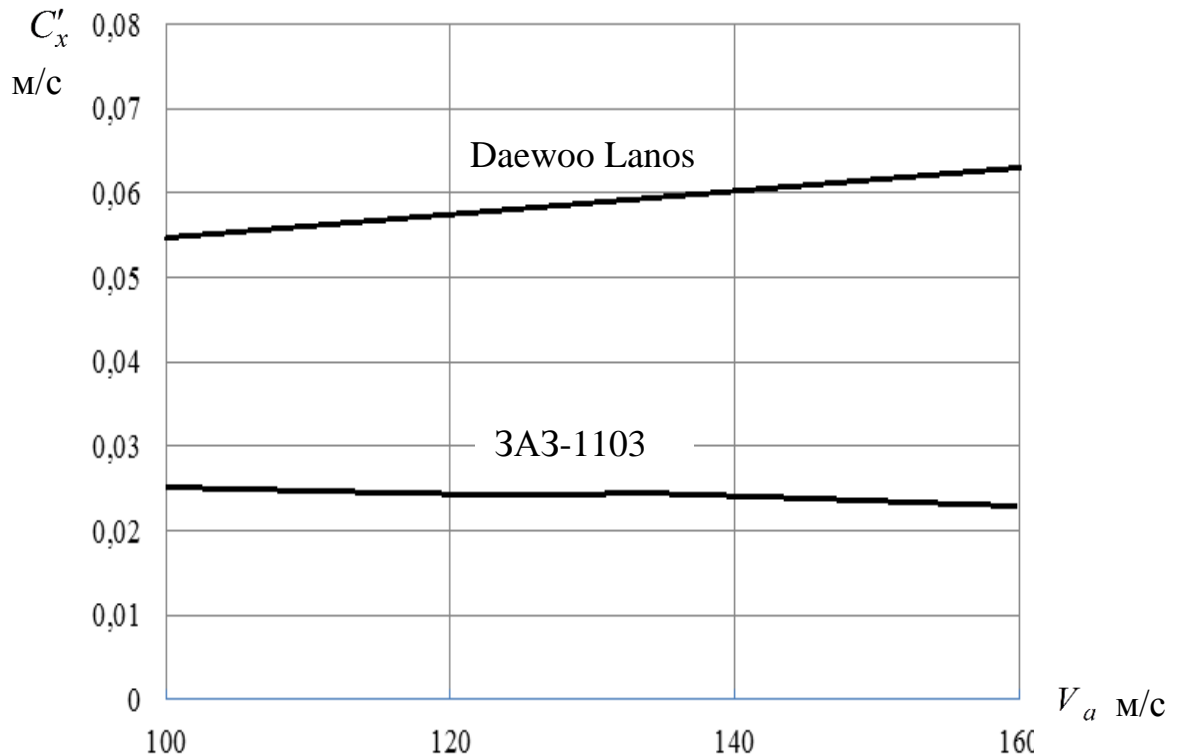
У таблиці 7.2 для 11 моделей автомобілів(представлених в таблиці 7.1) наведені значення коефіцієнта A'_w .

Аналіз залежності (7.14) показує, що під час швидкості руху автомобіля $V_a > 80$ м/с, якщо $n-1 > 1$, то величина C'_x буде зменшуватися з ростом швидкості V_a руху. Якщо ж $n-1 < 1$, то величина C'_x з ростом швидкості V_a руху автомобіля буде збільшуватися.

Розглянемо на прикладі двох автомобілів ЗАЗ-1103 і Daewoo Lanos, що мають $n=1,151$ і $n=0,808$, відповідно, характер зміни коефіцієнта C'_x під час швидкості $V_a > 80$ м/с (рис. 7.2)

Таблиця 7.2 – Значення коефіцієнта A'_w

Модель автомобіля	Daewoo Lanos	Toyota Corolla	ВАЗ-2110	ВАЗ-2115	ВАЗ-2121	ЗАЗ-1103	ВАЗ-2111	ВАЗ-2170	ВАЗ-2107	КрАЗ-5233	КрАЗ-6322
A'_w (м/с) ⁿ⁻¹	0,023	0,030	0,034	0,100	0,067	0,048	0,142	0,045	0,024	0,015	0,019

Рисунок 7.2 – Залежність $C'_x(V_a)$ при $V_a > 80$ м/с

Аналіз характеру протікання графіків на рисунку 7.2 показує, що при $V_a > 80$ м/с умовний коефіцієнт лобового аеродинамічного опору C'_x для Daewoo Lanos зростає з ростом швидкості, а для ЗАЗ-1103 – зменшується. Це пояснюється тим, що в першому випадку $n - 1 < 1$, а в другому – $n - 1 > 1$.

Таким чином, нами запропонована гіпотеза, що дозволяє пояснити причину зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору руху під час швидкості понад 80 м/с.

7.2. Оцінка ефективності підвищення потужності двигуна під час модернізації автомобілів

Аеродинамічний опір здійснює найбільший вплив на витрати потужності двигуна, що особливо проявляється на високих швидкостях руху легкових автомобілів. В роботі, на основі запропонованого методу розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля, запропонований метод оцінювання ефективності збільшення максимальної потужності двигуна при модернізації в процесі серійного виробництва. Ефективність вказаної модернізації оцінювалась за взаємозв'язком між відносним збільшенням максимальної потужності двигуна та відносним збільшенням максимальної швидкості автомобіля. В якості приклада розглянуто автомобіль ЗАЗ-1103 “Славута”, що в процесі свого випуску неодноразово проходив модернізацію зі збільшенням максимальної ефективної потужності двигуна.

Однак, відомо [203], що вираз (1.6) справедливий не на всьому діапазоні швидкостей. На малих швидкостях (до $V_a = 1$ м/с) справедливий закон першого ступеня, під час більших швидкостях, що близькі до швидкості звуку, має місце закон кубів, а під час швидкості вище звукової – знов спостерігається закон квадратів. Також пропонується [202, 203] для автомобілів приймати закон квадратів, при цьому ставити коефіцієнт C_x в залежності від швидкості руху автомобіля. В подальшому, під час створенні теорії автомобіля, про це попередження забули, приймаючи $C_x = const$ для усього діапазону швидкостей руху.

Результати досліджень, проведених у працях [30, 44], дозволили встановити, що коефіцієнт C_x лобового аеродинамічного опору змінюється за гіперболічним законом виразу (4.6).

Значення величин A_w та n є величинами постійними для конкретного автомобіля і, очевидно, залежать від форми його кузова.

На рис. 7.3 представлені залежності $C_x(V_a)$, отримані розрахунково-експериментальним шляхом в роботі [85]. Під час експерименту використовувався метод вибігу [204. 205], а під час виконанні обробки результатів – метод парціальних прискорень [85]. Для автомобілів ЗАЗ-1103 “Славути” та ВАЗ-2107 визначені значення коефіцієнтів, відповідно $A_w = 3,252 \text{ (м/с)}^{1,15}$ та $A_w = 1,597 \text{ (м/с)}^{0,866}$. Значення показників ступенів склали $n=1,150$ та $n=0,865$.

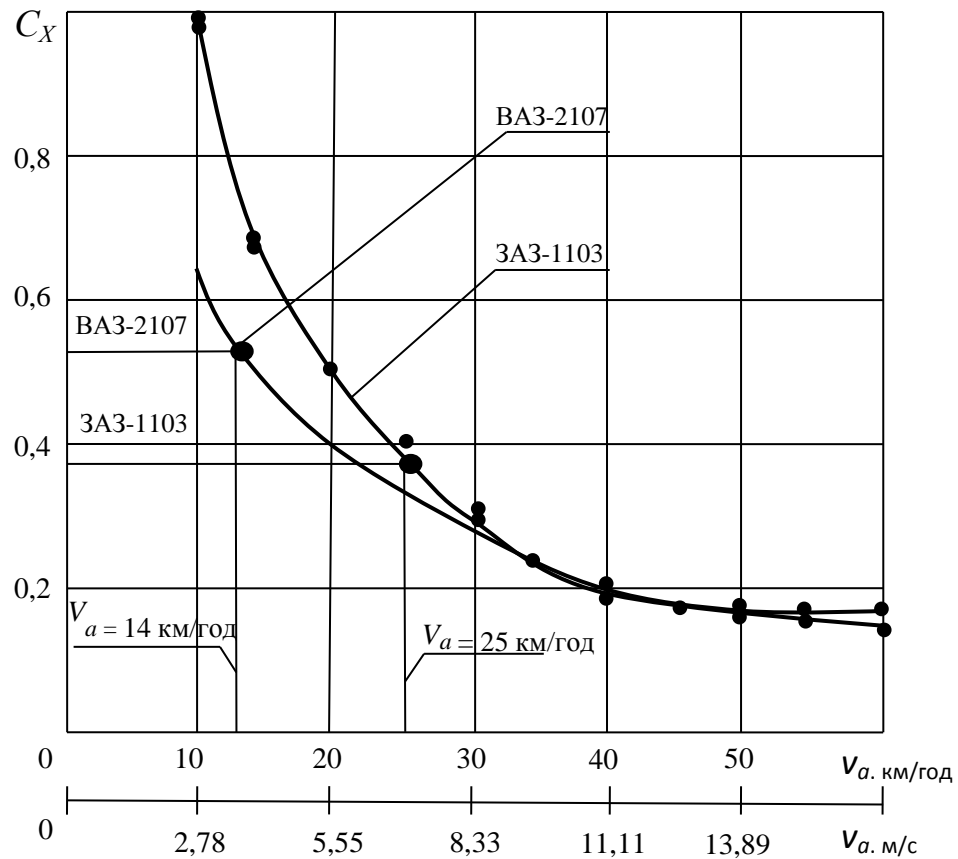


Рисунок 7.3 – Експериментальні залежності $C_x(V_a)$ [85]

Під час підстановці співвідношення (4.6) у вираз (1.6) отримаємо [85]

$$P_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n} . \quad (7.17)$$

Розрахунки, виконані для автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута” в роботі [85] показали, що під час максимальної швидкості руху $V_{max} = 126$ км/год (35 м/с), розрахункове значення P_w під час використанні традиційної формули (1.6) складає 492 Н, а під час уточнень – 81 Н, тобто зменшується більш ніж у 6 разів.

Потужність, що витрачається на подолання аеродинамічного опору, пропорційна P_w , тобто

$$N_w = P_w \cdot V_a \quad (7.18)$$

Таким чином, для автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута” під час розрахунку за уточненою формулою (7.17) потужність, що витрачається на подолання сили аеродинамічного опору, також зменшується більш, ніж у 6 разів.

В роботі П.Н. Гащука [83] показано, що енергетична ефективність автомобіля у значній мірі визначається його аеродинамічними характеристиками, тобто найбільша частка потужності двигуна, що витрачається, припадає на вказаний вид спротиву руху.

Таким чином, можна зробити висновок, про те, що залежність параметрів аеродинамічних характеристик від швидкості необхідно враховувати під час збільшення максимальної ефективної потужності двигуна в процесі його модернізації.

Після підстановки співвідношення (7.17) у вираз (7.18) отримаємо

$$N_w = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{3-n} \quad (7.19)$$

Рівняння (7.19) виражає залежність потужності, що витрачається на подолання сили аеродинамічного спротиву під час використанні уточненого методу визначення C_x (див. залежність (4.6)).

При тривалому випуску легкових автомобілів конкретної моделі виникає необхідність збільшення їхньої максимальної конструктивної швидкості руху та максимальної ефективної потужності двигуна.

Можна знайти велику кількість прикладів встановлення фірмами-виробниками нових, більш потужних двигунів в кузова легкових автомобілів, аеродинамічні характеристики яких залишаються попередніми. Аналіз тягово-швидкісних характеристик багатьох модернізованих в процесі виробництва легкових автомобілів показує, що під час установці більш потужного двигуна максимальна швидкість руху визначається неточно, очевидно, з використанням старої методики визначення аеродинамічного опору при $C_x = const$.

Представляє інтерес оцінка бажаного підвищення ефективної потужності двигуна $\Delta N_{e \max}$ під час модернізації легкового автомобіля з метою збільшення максимальної конструктивної швидкості руху. Ця оцінка є оцінкою адаптивної властивості легкового автомобіля до модернізації.

Баланс потужностей автомобіля під час русі з максимальною швидкістю

$$N_{e \max} \cdot \eta_{mp \max} = N_{\psi \max} + N_{w \max} , \quad (7.20)$$

де $N_{e \max}$, $N_{\psi \max}$, $N_{w \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, максимальні потужності, що витрачаються на подолання сил дорожнього опору та аеродинамічного;

$\eta_{mp \max}$ – ККД трансмісії під час реалізації максимальної ефективної потужності двигуна.

Приймаємо, що оцінка проводиться під час русі автомобіля горизонтальною дорожньою поверхнею. В цьому випадку

$$N_{\psi \max} = N_{f \max} , \quad (7.21)$$

де $N_{f \max}$ – потужність, що витрачається на подолання опору коченню коліс.

Ходова частина автомобіля з позицій класичної механіки представляє собою чотирьохланковий механізм [206]. З позицій класичної механіки, сили спротиву коченню, як і інші сили взаємодії коліс з дорогою, можуть бути розглянуті як внутрішні сили в механізмі. Це дозволило авторам роботи [207] розглядати втрати на спротив коченню коліс як внутрішні втрати передачі енергії від двигуна до рами (корпусу) автомобіля. З врахуванням вказаної обставини перетворимо рівняння (7.20) потужностного балансу до вигляду

$$N_{e \max} \cdot \eta_{mp \max} - N_{\psi \max} = N_{w \max} \quad (7.22)$$

чи

$$N_{e \max} \cdot \left(\eta_{mp \max} - \frac{N_{\psi \max}}{N_{e \max}} \right) = N_{w \max} \quad (7.23)$$

Таким чином,

$$N_{e \max} \cdot \eta'_{mp \max} = N_{w \max}, \quad (7.24)$$

де $\eta'_{mp \max}$ – ККД передачі від двигуна до рами автомобіля під час реалізації максимальної потужності двигуна $N_{e \max}$,

$$\eta'_{mp \max} = \eta_{mp \max} - \frac{N_{f \max}}{N_{e \max}}. \quad (7.25)$$

Приймаючи $\eta'_{mp \max} = const$, визначаємо диференціал функції (7.24)

$$\eta'_{mp \max} \cdot dN_{e \max} = dN_{w \max} \cdot \quad (7.26)$$

Переходячи від нескінченно малих величин до кінцевих, перетворимо (7.26) до вигляду

$$\eta'_{mp \max} \cdot \Delta N_{e \max} = \Delta N_{w \max} \cdot \quad (7.27)$$

На етапі попереднього проектування можна прийняти $\eta'_{mp \max} = 1$. Це дозволяє зробити висновок про те, що збільшення максимальної ефективної потужності двигуна під час модернізації дорівнює збільшенню максимальної потужності, що витрачається на подолання аеродинамічного опору автомобіля, тобто

$$\Delta N'_{e \max} \cong \Delta N_{w \max} \cdot \quad (7.28)$$

Таким чином, баланс потужностей автомобіля після проведення модернізації буде мати наступний вигляд:

$$N_{w \max} + \Delta N_{w \max} = \frac{A_w}{2} \rho F (V_{a \max} + \Delta V_{a \max})^{3-n}, \quad (7.29)$$

де $\Delta V_{a \max}$ – розрахункове прирощення максимальної конструктивної швидкості після модернізації автомобіля;

$V_{a \max}$ – максимальна конструктивна швидкість до модернізації автомобіля.

Рівняння (7.29) приведемо до вигляду

$$\Delta N_{w \max} = \frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{3-n} \left(1 + \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}} \right)^{3-n} - N_{w \max} \quad (7.30)$$

чи

$$\begin{aligned} \Delta N_{w \max} &= N_{w \max} \left(1 + \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}} \right)^{3-n} - \\ - N_{w \max} &= N_{w \max} \left[\left(1 + \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}} \right)^{3-n} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (7.31)$$

Поділивши ліву та праву частини рівняння (7.31) на $N_{w \max}$, отримаємо

$$\delta N_{e \max} = (1 + \delta V_{a \max})^{3-n} - 1, \quad (7.32)$$

де $\delta V_{a \max}$ – відносне збільшення максимальної конструктивної швидкості автомобіля після модернізації, $\delta V_{a \max} = \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}}$;

$\delta N_{e \max}$ – відносне збільшення максимальної ефективної потужності двигуна після модернізації, $\delta N_{e \max} = \frac{\Delta N_{e \max}}{N_{e \max}}$.

Аналіз залежності (7.32) показує, що під час одному і тому ж відносному збільшенні максимальної конструктивної швидкості $\delta V_{a \max}$ автомобіля відносне збільшення максимальної ефективної потужності двигуна $\delta N_{e \max}$ буде тим менше, чим більше значення показника ступеня n при швидкості V_a .

В таблиці 7.3 приведені значення показника n для автомобілів ВАЗ-2107 та ЗАЗ-1103 “Славута”, а також 9 автомобілів, що пройшли випробування. Аналіз даних, наведених в таблиці 7.3, показує, що найбільше значення $n=1,299$ має автомобіль ВАЗ-2111, а найменше $n=0,808$ – Daewoo Lanos. Це означає, що найбільшу ефективність під час модернізації з 9 розглянутих автомобілів має ВАЗ-2111, а найменшу – Daewoo Lanos.

На рис. 7.4 приведені графіки залежностей $\delta N_{e\max}(\delta V_{a\max})$ для 9-ти моделей автомобілів, представлених в таблиці 1. Для порівняння на цьому ж графіку наведена залежність $\delta N_{e\max}(\delta V_{a\max})$ при $n=0$. Аналіз характеру кривих на рисунку 7.4 показує, що під час розрахунку аеродинамічних характеристик автомобілів за традиційною формулою (1.6) при $C_x = const$ потрібне відносне збільшення потужності двигуна $\delta N_{e\max}$ при заданому $\delta V_{a\max}$ значно більше, ніж під час розрахунку за пропонованою формулою (7.17).

Таблиця 7.3 – Значення показника ступеня n для 9 моделей легкових автомобілів, що пройшли випробування

№ з/п	Модель автомобіля	Рік начала випуску	Тип кузова	Показник ступеня n
1	Daewoo Lanos	1997	седан	0,808
2	Toyota Corolla	1998	седан	0,903
3	ВАЗ-2107	1982	седан	0,867
4	ВАЗ-2110	1996	седан	0,878
5	ВАЗ-2121	1977	універсал	0,947
6	ЗАЗ-1103	1999	ліфтбек	1,151
7	ВАЗ-2111	1998	універсал	1,299
8	ВАЗ-2115	1997	седан	1,124
9	Ваз-2170	2006	седан	0,977

Автомобіль ЗАЗ-1103 “Славута” неодноразово проходив модернізацію, що супроводжувалася збільшенням максимальної ефективної потужності двигуна (таблиця 7.4).

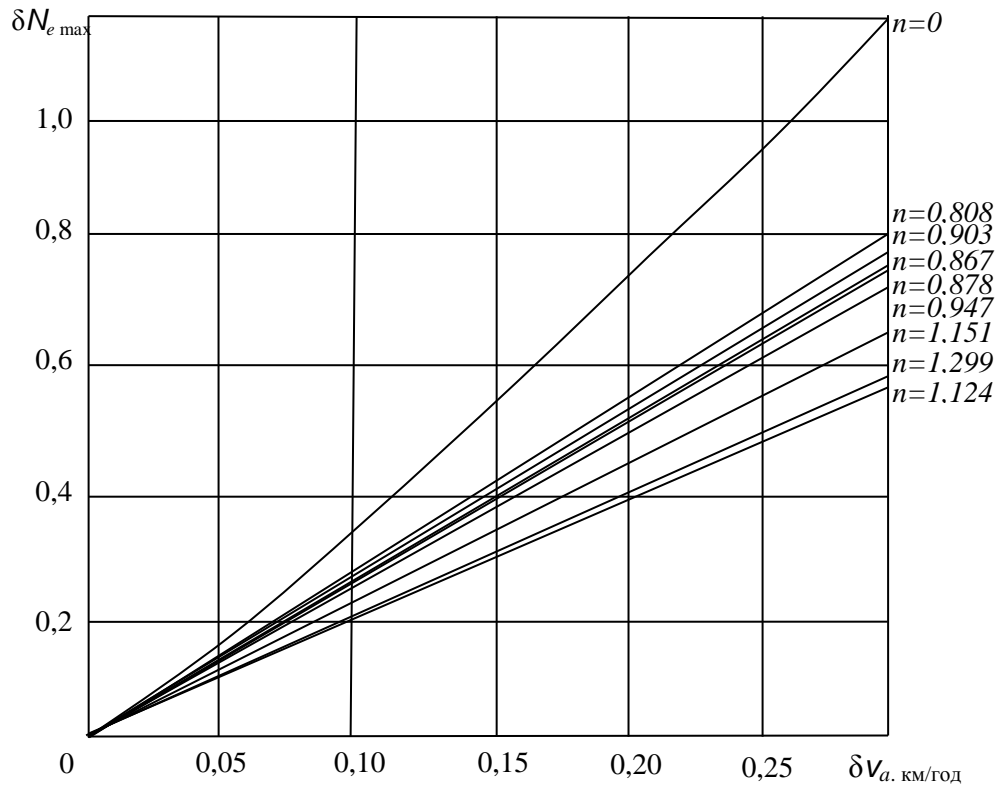


Рисунок 7.4 – Залежність $\delta N_{e \max} (\delta V_{a \max})$ під час різних значеннях n
(див. таблицю 7.3)

Таблиця 7.4 – Хронологія етапів модернізації автомобіля ЗАЗ-1103
“Славута”

№ з/п	Модель автомобіля	Рік початку виробництва	$N_{e \max}$ к.с. (кВт)	$V_{a \max}$, км/год	$\delta N_{e \max}$	$\delta V_{a \max}$
1	ЗАЗ-1103 1,2МТ	1999	58 (43)	147	1	1
2	ЗАЗ-1103 1,2МТ	2006	62,4 (45,9)	153-156	0,076	0,040
3	ЗАЗ-1103 1,3МТ	2001	46 (33,82)	154	-0,207	0,048
4	ЗАЗ-1103 1,3МТ	2002	66 (48,53)	160	0,138	0,088
5	ЗАЗ-1103 1,3i	2002	72 (52,94)	160	0,241	0,088
6	ЗАЗ-1103 1,1	1999	51 (37,5)	145	-0,121	-0,014
7	ЗАЗ-1103 1,2	2000	58 (42,6)	147	1	1
8	ЗАЗ-1103 1,2i	2006	62,4 (45,9)	153	0,076	0,040

На прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута” розглянемо наскільки результати зміни $N_{e \max}$ та $V_{a \max}$ під час модернізації відповідають

пропонованому розрахунковому співвідношенню (7.32). На рис. 7.5 наведений графік залежності $\delta N_{e \max}(\delta V_{a \max})$ для автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута”. Точки на графіку відповідають відповідній модернізованій моделі.

Аналізуючи положення точок на графіку, представленою на рис. 7.5, робимо наступний висновок:

– параметри автомобілів ЗАЗ-1103 1,2МТ (позиція 2 в табл. 7.4), ЗАЗ-1103 1,2і (позиція 10 в табл.7.4) і ЗАЗ-1103 1,3МТ (позиція 4 в табл.7.4) після модернізації шляхом збільшення потужності двигуна відповідають співвідношенню (7.32).

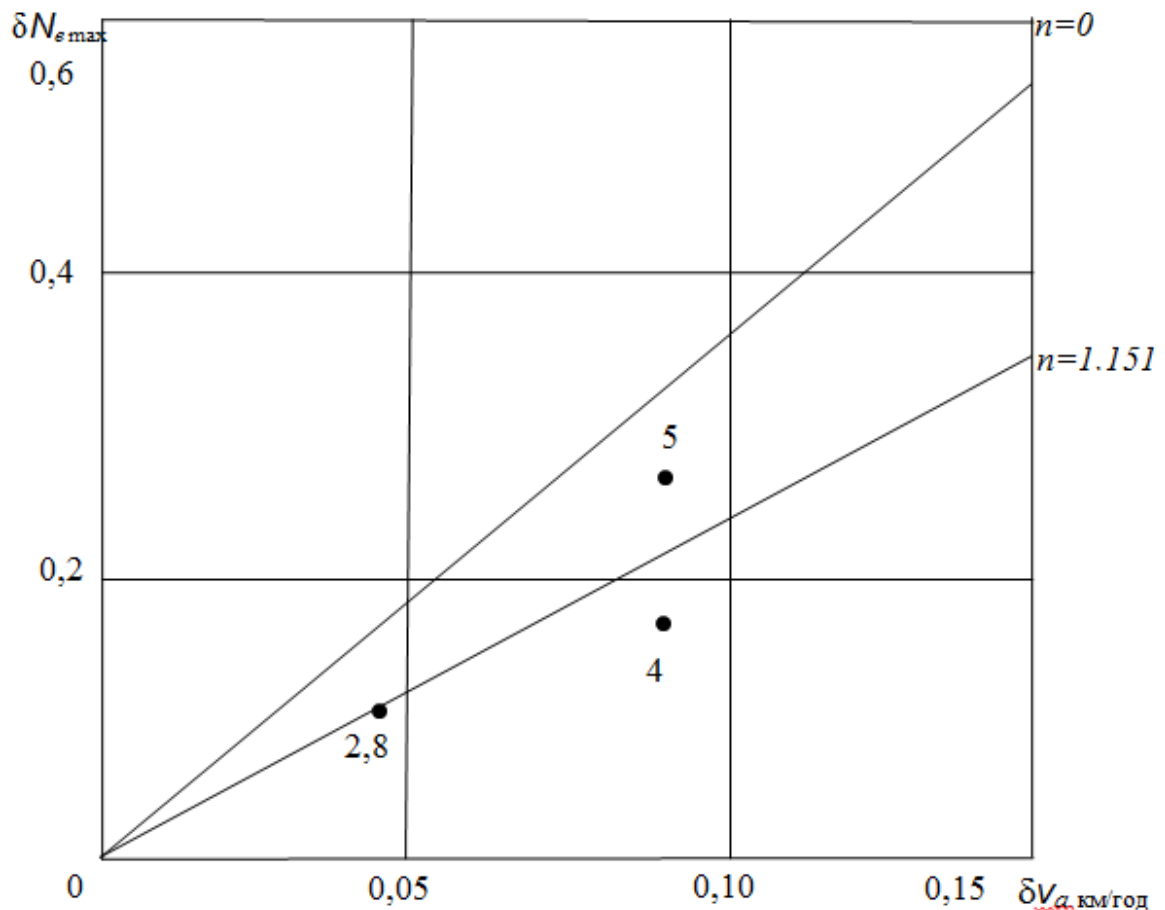


Рисунок 7.5 – Залежності $\delta N_{e \max}(\delta V_{a \max})$ для автомобіля ЗАЗ-1103 “Славута” при $n=0$ та $n=1,151$: точками указані модернізовані моделі автомобіля (номер відповідає позиції в таблиці 7.4)

Слід відмітити, що під час модернізації легкового автомобіля шляхом збільшення потужності двигуна та за необхідності збільшення максимальної конструктивної швидкості руху слід або зменшувати передавальне число головної передачі, або добавляти передачу, що прискорює.

Проведемо оцінку точності збігу результатів розрахунку за формулою (7.32) і статистичних даних.

Точки 1 і 3 (див. таблицю 7.4) враховувати не будемо, оскільки, як зазначалося раніше, вони мають явний викид. Розрахунок проводиться по точках 2, 4, 5, 8.

З формули (7.32), шляхом логарифмування визначимо показник ступеня n

$$n = 3 - \frac{\ln(1 + \delta N_{e \max})}{\ln(1 + \delta V_{a \max})} = n', \quad (7.33)$$

де n' – показник ступеня при швидкості в рівнянні (4.6), отриманий шляхом обробки статистичних даних за формулою (7.33).

У таблиці 7.5 наведені результати визначення n' по чотирьом точкам

Оцінка середнього значення показника n'

$$\bar{n}' = \frac{2 \times 1,132 + 1,467 + 0,440}{4} = 1,043, \quad (7.34)$$

Середнє квадратичне відхилення

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{1}{4-1} [(1,132 - 1,043)^2 \times 2 + (1,467 - 1,043)^2 + (0,440 - 1,043)^2]} = 0,432, \quad (7.35)$$

Ймовірність збігу результатів розрахунку визначимо за формулою (7.34) за допомогою квантилі нормованого нормального розподілу

Таблиця 7.5 – Визначення показників

№ ТОЧОК	$\delta V_{a \max}$	$\delta N_{e \max}$	n'
2	0,040	0,076	1,132
4	0,088	0,138	1,467
5	0,088	0,241	0,440
8	0,040	0,076	1,132

$$U_p = -\frac{n - n'}{\sigma_n} = -\frac{1,151 - 1,043}{0,432} = -0,25. \quad (7.36)$$

Зазначена квантиль відповідає ймовірності збігу результатів $p = 0,6$. Під час обмеженому обсязі вибірки ($N = 4$) це досить високий показник.

7.3 Оцінка потенційних показників автомобіля з урахуванням удосконаленого методу розрахунку аеродинамічних характеристик

7.3.1 Тягово-швидкісні характеристики

Існуюча методика вибору максимальної ефективної потужності двигуна на етапі проектування базується на визначенні потужності опору руху на максимальній швидкості автомобіля

$$N_{e \max} = \frac{m_{\Pi} g \psi V_{a \max} + \frac{C_x}{2} \rho F V_{a \max}^3}{\eta_{TP}}. \quad (7.37)$$

При використанні залежності (7.37), а також з урахуванням виразу для визначення P_w (7.10) максимальну ефективну потужність двигуна можна визначити наступним чином:

$$N_{e \max} = \frac{N_{w \max}}{\eta_{TP \max} - \frac{N_{f \max}}{N_{e \max}}} = \frac{\frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{3-n}}{\eta_{TP \max} - \frac{m_{II} g \psi V_{a \max}}{N_{e \max}}}. \quad (7.38)$$

Під час проєктування з певним ступенем точності можна прийняти відношення по автомобілю-прототипу

$$\frac{N_{e \max}}{V_{a \max}} = P_{KV}, \quad (7.39)$$

де P_{KV} – умовна тягова сила на колесах автомобіля-прототипу під час відсутності опору руху і втрат в трансмісії.

Максимальну швидкість руху автомобіля визначимо з виразу (7.38) з урахуванням співвідношення (7.39)

$$V_{a \max} = \sqrt[3-n]{\frac{2N_{e \max} (\eta_{TP} - \frac{mgf}{P_{KV}})}{A_w \rho F}}. \quad (7.40)$$

З використанням залежності (7.40) визначимо максимальну швидкість 11 випробуваних моделей автомобіля, яка обмежується опором руху. У таблиці 7.6 наведені значення $V_{a \max}$ для зазначених моделей машин і для порівняння представлені значення їх максимальної швидкості $V'_{a \max}$, заявлені в технічній характеристиці. У таблиці 7.6 для розрахунку приймалося $\eta_{TP} = 0,8$, $f = 0,015$ і $\rho = 1,2754$ кг/м³.

Аналіз результатів розрахунку, наведених у таблиці 7.6, показує, що максимально можливі за умовами опору руху швидкості $V_{a \max}$ значно перевершують їх максимальні значення $V'_{a \max}$, представлені в технічних характеристиках.

Таблиця 7.6 – Визначення максимальної швидкості $V_{a \max}$

№ з/п	Модель автомобіля	$N_{e \max}$ Вт	η_{TP}	$F, \text{м}^2$	$m_{II},$ кг	$P_{KV},$ Н	$A_w,$ (м/с)	n	Швидкість, км/год	
									$V'_{a \max}$	$V_{a \max}$
1	Daewoo Lanos	6300	0,8	1,898	1595	1319	1,820	0,808	172	313
2	Toyota Corolla E110	80882	0,8	1,922	1625	1493	2,386	0,904	195	383
3	ВАЗ-2110	69118	0,8	1,931	1525	1345	2,697	0,878	185	314
4	ВАЗ-2115	58823	0,8	1,874	1450	1283	8,000	1,124	165	295
5	ВАЗ-121	53700	0,8	1,852	1550	1465	5,401	0,947	132	237
6	ЗАЗ-1103	43000	0,8	1,777	1190	1053	3,837	1,151	147	407
7	ВАЗ-2111	66176	0,8	1,962	1530	1361	11,41	1,299	175	394
8	ВАЗ-2170	72059	0,8	1,885	1578	1418	3,601	0,977	183	351
9	ВАЗ-2107	71000	0,8	1,885	1430	1763	1,897	0,866	145	383
10	КрАЗ-5233	243000	0,8	8,580	17300	10292	1,177	0,908	85	116
11	КрАЗ-6322	243000	0,8	9,614	22800	10935	1,563	1,400	80	101

Це пояснюється тим, що традиційні методики проектного розрахунку автомобіля і вибору максимальної ефективної потужності двигуна визначають сили опору повітря при постійному, завищеному для максимальних швидкостей руху, коефіцієнті аеродинамічного опору. За розрахункової максимальної швидкості руху автомобіля і максимальної частоти обертання валу двигуна відбувався вибір передавального числа трансмісії на вищій передачі.

Таким чином, максимально допустима частота обертання валу двигуна є обмеженням максимальної швидкості руху автомобіля. Значення максимальних конструктивних швидкостей $V'_{a \max}$, наведених в технічних характеристиках, не характеризує граничні швидкісні можливості автомобілів.

Відразу виникає питання про можливість зниження максимальної ефективності потужності двигуна при збереженні тієї ж максимальної конструктивної швидкості руху. Однак, це спричинить за собою погіршення динамічних властивостей (прийомистості) автомобіля під час русі в міських умовах на відносно невеликих швидкостях.

Оскільки рухатись по шляху зменшення потужності двигуна нерационально, то резерв для зростання максимальної швидкості, що утворився, слід реалізовувати під час модернізації автомобіля за рахунок зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі. Звичайно, підвищення максимальної швидкості потрібно здійснювати так, щоб не збільшувати її до граничного значення. Збільшення швидкості повинно бути таким, щоб автомобіль і його елементи залишалися надійними під час зростанні динамічних навантажень.

Під час модернізації автомобіля шляхом збільшення максимальної конструктивної швидкості необхідно зменшувати передавальне число трансмісії на вищій передачі. В цьому випадку передавальне число трансмісії на вищій передачі для модернізованого автомобіля може бути визначено як

$$u_{TPB}'' = u_{TPB}' \frac{V_{a \max}'}{V_{a \max}''}, \quad (7.41)$$

де $V_{a \max}''$ – максимальна конструктивна швидкість автомобіля після модернізації,

$$V_{a \max}'' = V_{a \max}' + \Delta V_{a \max}. \quad (7.42)$$

u_{TPB}' – передавальне число трансмісії на вищій передачі до модернізації автомобіля.

Передавальне число трансмісії на вищій передачі після модернізації автомобіля

$$u''_{TPB} = u'_{KB} \cdot u''_{pKB} \cdot u''_{ГП}, \quad (7.43)$$

де $u'_{KB}; u''_{pKB}; u''_{ГП}$ – передавальні числа коробки передач на вищій передачі, роздавальної коробки на вищій передачі, головної передачі після модернізації автомобіля.

Під час модернізації шляхом зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі можна зменшувати будь-яке з зазначених вище передавальних чисел ($u'_{KB}; u''_{pKB}; u''_{ГП}$). На практиці це здійснюють найбільш простим шляхом – введенням прискорюючих передач в коробку передач.

Проведемо оцінку зміни енергоефективності автомобіля ЗАЗ-1103 після проведення модернізації в процесі виробництва. Оцінку енергоефективності будемо здійснювати з використанням залежності (1.27), запропонованої в роботі [49]. Прийmemo допущення того, щоб повна маса автомобіля m_{II} в процесі модернізації не змінювалася і дорівнювала 1190 кг. В таблиці 7.7 наведено розрахунок показників енергоефективності автомобіля ЗАЗ-1103 "Славута", що змінюється в процесі модернізації. Аналіз результатів розрахунків, наведених у таблиці 7.7, показує, що в результаті модернізації зі збільшенням максимальної ефективної потужності двигуна показник енергоефективності автомобіля ЗАЗ-1103 "Славута" знижується.

Отримані результати свідчать про те, що напрямок модернізації автомобілів, пов'язаний з установкою більш потужних (в тому числі форсованих) двигунів є неефективним.

Розглянемо принцип модернізації на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103, побудований на обліку запасу максимально допустимої за умовою опору руху швидкості автомобіля.

Таблиця 7.7 – Оцінка зміни енергоефективності ЗАЗ-1103 в процесі модернізації

№ з/п	Модель автомобіля	Рік випуску	$N_{e \max}$ Вт	$V_{a \max}$	u_{TPB}	Кінетична енергія, W_K , кДж	Енергоефективність E_w , кДж/кВт
1	ЗАЗ-1103 1.1	1999	37,5	145	2,847	962,2	25,653
2	ЗАЗ-1103 1.2 мт	1999	43,0	147		989,0	23,000
3	ЗАЗ-1103 1.2 і	2006	45,9	153		1071,4	23,333
4	ЗАЗ-1103 1.3 і	2002	52,94	160		1171,7	22,133

Припустимо, що в результаті зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі будуть отримані ті ж максимальні конструктивні швидкості руху, що і при збільшенні потужності двигуна.

Прийmemo за базову модель автомобіль ЗАЗ-1103 (1.1 л.) випуску 1999 року (таблиця 7.7). У таблиці 7.8 наведені результати оцінки енергоефективності автомобілів ЗАЗ-1103 після модернізації шляхом зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі. Під час модернізації приймаємо значення максимальної ефективної потужності двигуна величиною незмінною.

Аналіз результатів оцінки енергоефективності автомобіля ЗАЗ-1103 після модернізації дозволяє зробити наступні висновки:

– під час однакового збільшення максимальної конструктивної швидкості автомобіля, модернізація шляхом збільшення максимальної ефективності потужності двигуна призводить до зниження енергоефективності автомобіля (таблиця 7.7), а модернізація шляхом зменшення передавального відношення трансмісії – збільшення енергоефективності (таблиця 7.8);

– модернізація автомобіля зі збільшенням максимальної конструктивної швидкості за рахунок зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі дозволяє майже в 1,41 рази збільшити енергоефективність автомобіля ЗАЗ-1103 «Славута»;

– при передбачуваному спосіб модернізації прийомісткість автомобіля в міських умовах можна підвищити за рахунок зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі.

Таблиця 7.8 – Оцінка енергетичної ефективності автомобілів ЗАЗ-1103 після можливої модернізації зі зменшенням передавального числа трансмісії u_{TPB} на вищій передачі

№ з/п	Модель автомобіля	Рік випуску	$N_{e \max}$ кВт	$V'_{a \max}$ км/год	$V''_{a \max}$ км/год	u''_{TPB}	W''_{KB} , кДж	Енергоефективність кДж/кВт	
								E'_w	E''_w
1	ЗАЗ-1103 1.1	1999	37,5	145	145	2.847	7962,2	25,653	25,653
2	ЗАЗ-1103. 1.2 мт	1999		147	147	2.808	989,0	23,000	26,373
3	ЗАЗ-1103 1.2 i	2006		153	153	2.698	1071,4	23,333	28,571
4	ЗАЗ-1103 1.3 i	2002		160	160	2.580	1171,4	22,133	31,237

7.3.2 Показники енергоефективності

Зниження розрахункових значень витрат потужності двигуна на подолання максимального аеродинамічного опору A_w дозволяє поліпшити оцінку показника енергетичної ефективності автомобіля (див. залежність (1.27)).

У таблиці 7.9 наведені значення показника енергоефективності E_w , отримані для 9-ти випробуваних на аеродинаміку легкових автомобілів по їхніми паспортними даними.

Аналіз результатів розрахунку, наведених у таблиці 7.9, показує що показники енергоефективності 9-ти розглянутих моделей легкових автомобілів знаходяться в межах від 16,284 кДж/кВт до 29,383 кДж/кВт. Слід зазначити, що більш високі значення показника енергоефективності E'_w мають сучасні автомобілі закордонного виробництва, а більш низькі – старі автомобілі радянського виробництва. Найнижчий показник енергоефективності у автомобіля ВАЗ-2107 ($E'_w=16,287$ кДж/кВт). Український автомобіль ЗАЗ-1103 має значення E'_w , що знаходиться в середині інтервалу ($E'_w=23,0$ кДж/кВт). Але вказаний автомобіль, завдяки модернізації за рахунок зменшення додаткового числа трансмісії на вищій передачі (див. таблицю 7.8), може мати показник енергоефективності $E'_w=31,237$ кДж/кВт, тобто в 1,36 рази вище.

Проведемо оцінку реалізації потенційних можливостей за показником енергоефективності 9-ти розглянутих легкових автомобілів. Рівняння потужностного балансу при русі автомобіля на максимальній розрахунковій (за конструктивною особливістю) швидкості під час реалізації максимальної ефективної потужності має вигляд.

$$N''_{e \max} \cdot \eta_{TP} = m_{II} \cdot gfV_{a \max} + \frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{3-n}. \quad (7.44)$$

Перетворимо рівняння (7.44) до виду

$$N''_{e \max} = \frac{m_{II} \cdot V_{a \max}^2}{2\eta_{TP}} \left(\frac{2gf}{V_{a \max}} + \frac{A_w \cdot \rho F}{m_{II}} V_{a \max}^{1-n} \right). \quad (7.45)$$

Відповідно до співвідношення (1.27) з виразу (7.45) визначаємо потенційно можливе значення показника енергоефективності автомобіля

$$E_w'' = \frac{\eta_{TP}}{2gf} \cdot \frac{V_{a \max}}{1 + \frac{A_w \cdot \rho F}{2gf m_{II} V_{a \max}^{2-n}}} \quad (7.46)$$

У таблиці 7.10 наведені результати розрахунку показників E_w'' і $N_{e \max}''$ для 9-ти розглянутих легкових автомобілів при різних значеннях $V_{a \max}$.

На рисунку 7.6-7.14 наведено графіки залежностей $E_w''(V_{a \max})$ і $N_{e \max}''(V_{a \max})$ зазначених автомобілів, для порівняння, на кожному графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні E_w' і $N_{e \max}'$.

Аналіз результатів розрахунку, наведених в таблиці 7.10, показує, що український автомобіль ЗАЗ-1103 за своїми потенційними можливостями перевершує всі розглянуті моделі легкових автомобілів.

Таблиця 7.9 – Показники енергоефективності E_w 9-ти випробуваних моделей легкових автомобілів

№ з/п	Модель автомобіля	$N_{e \max}'$, кВт	$V_{a \max}'$, км/год	m_{II} , кг	$W_{КИН}$, кДж	E_w' , кДж/кВт
1	Daewoo Lanos	63,000	172	1595	1814,864	28,807
2	Toyota Corolla E110	80,882	195	1625	2376,562	29,383
3	ВАЗ-2110	69,118	185	1525	2007,4279	29,043
4	ВАЗ-2115	58,823	165	1450	1518,3173	25,812
5	ВАЗ-2121	53,700	132	1550	1038,738	19,343
6	ЗАЗ-1103	43,000	147	1190	989,027	23,000
7	ВАЗ-2111	66,176	175	1530	1802,163	27,233
8	ВАЗ-2170	72,059	183	1578	2032,525	28,206
9	ВАЗ-2107	71,000	145	1430	1156,375	16,287

Таблиця 7.10 – Розрахунок показників E_w'' і $N_{e\max}''$ для 9-ти моделей

ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

№ з/п	Модель автомобіля	Показник	Максимальна швидкість $V_{a\max}$, км/год						
			80	100	120	140	160	180	200
1	Daewoo Lanos	E_w'' , кДж/кВт	43,814	50,539	56,141	60,831	64,777	68,113	70,943
		$N_{e\max}''$, кВт	8,96	12,14	15,73	19,77	24,244	29,181	34,59
2	Toyota Corolla E110	E_w'' , кДж/кВт	44,245	51,491	57,729	63,134	67,847	71,980	75,624
		$N_{e\max}''$, кВт	9,040	12,138	15,590	19,403	23,582	28,13	33,06
3	BA3-2110	E_w'' , кДж/кВт	40,87	46,782	51,677	55,766	59,212	62,137	64,638
		$N_{e\max}''$, кВт	9,185	12,537	16,344	20,615	25,358	30,578	39,296
4	BA3-2115	E_w'' , кДж/кВт	35,998	41,388	46,062	50,173	53,831	57,119	60,087
		$N_{e\max}''$, кВт	9,915	13,475	17,435	21,786	26,522	31,634	37,119
5	BA3-2121	E_w'' , кДж/кВт	34,864	39,19	42,685	45,553	47,942	49,957	51,673
		$N_{e\max}''$, кВт	10,944	15,212	20,111	26,651	31,833	38,664	46,148
6	3A3-1103	E_w'' , кДж/кВт	44,892	53,262	60,911	67,949	74,464	80,524	86,185
		$N_{e\max}''$, кВт	6,575	8,593	10,820	13,202	15,735	18,416	21,242
7	BA3-2111	E_w'' , кДж/кВт	38,780	45,705	52,046	57,908	63,369	64,488	73,310
		$N_{e\max}''$, кВт	9,712	12,875	16,281	19,917	23,773	27,839	32,108
8	BA3-2170	E_w'' , кДж/кВт	41,797	48,422	54,126	59,084	63,430	68,268	70,680
		$N_{e\max}''$, кВт	9,293	12,534	16,147	20,133	24,485	29,233	34,348
9	BA3-2107	E_w'' , кДж/кВт	44,278	51,397	57,464	62,663	67,145	71,090	74,414
		$N_{e\max}''$, кВт	7,95	10,701	13,782	17,203	20,969	25,088	29,564

Досягти цього заводським конструкторам стало можливим за рахунок створення оригінальної і досконалої форми кузова. Порівнюючи значення максимально ефективної потужності двигунів, встановлених на 9-ти розглянутих легкових автомобілях, і необхідну за умовою подолання аеродинамічного опору A_w на максимальній швидкості $V_{a \max}$, можна зробити висновок про те, що остання значно менше. Тут можна заперечити, що, знижуючи максимальну ефективну потужність двигуна $N''_{e \max}$, ми погіршуємо динаміку розгону. Це справедливе заперечення, однак під час розгону на відносно малих швидкостях руху можна збільшити передавальні числа проміжних передач. Це питання буде розглянуто в подальших дослідженнях.

На рисунку 7.6 наведено графік залежностей енергоефективності $E''_w(V_{a \max})$ і $N''_{e \max}(V_{a \max})$ для легкового автомобіля Daewoo Lanos після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E'_w і $N'_{e \max}$ серійного легкового автомобіля Daewoo Lanos до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля Daewoo Lanos в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a=80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N''_{e \max}=8,96$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E''_w=43,814$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a=200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N''_{e \max}=34,59$ кВт, при цьому $E''_w=70,943$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

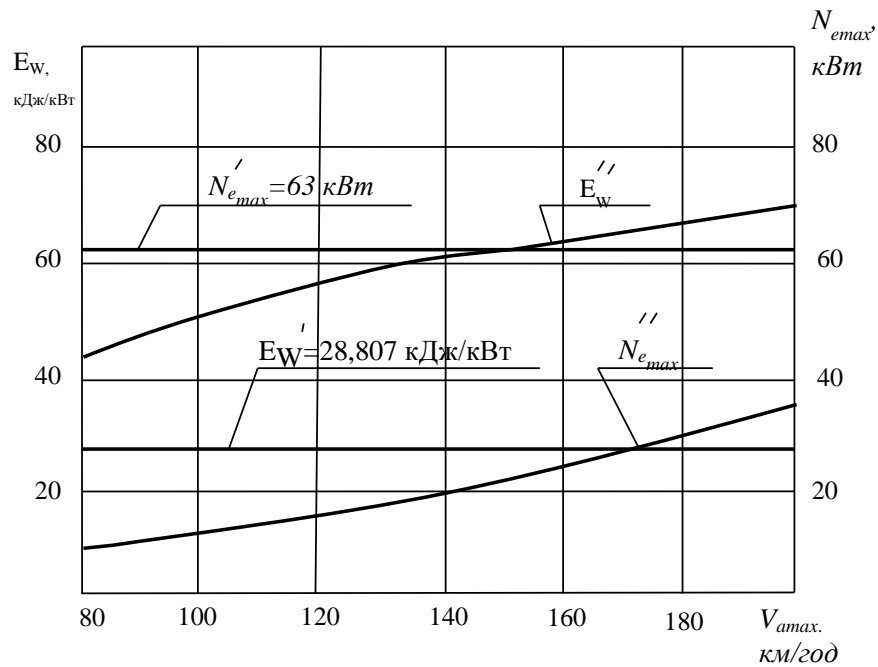


Рисунок 7.6 – Залежності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для автомобіля Daewoo Lanos

На рисунку 7.7 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для легкового автомобіля Toyota Corolla E110 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e\max}'$ серійного легкового автомобіля Toyota Corolla E110 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля Toyota Corolla E110 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a=80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e\max}'=9,40$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w'=44,245$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a=200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e\max}''=37,115$ кВт, при цьому $E_w''=75,624$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

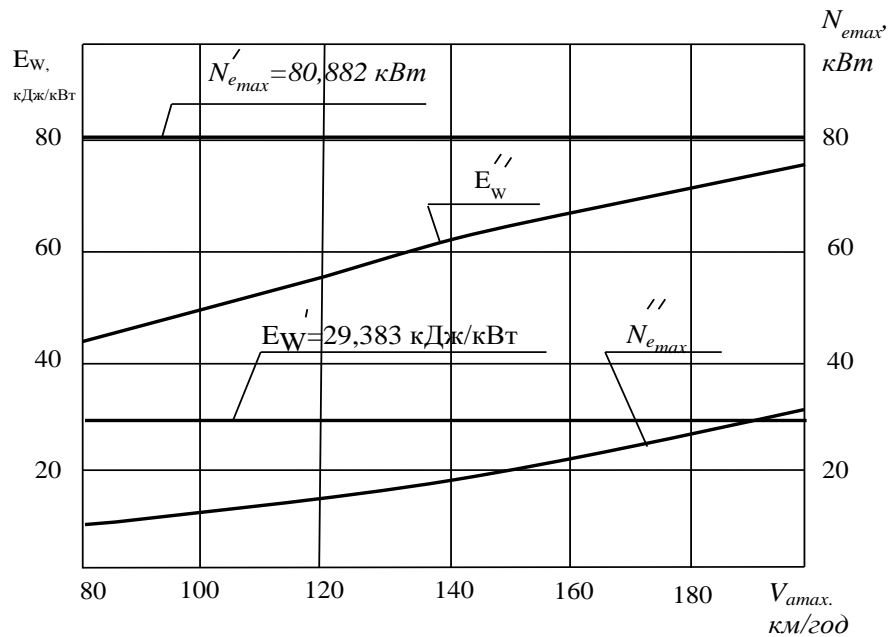


Рисунок 7.7 – Залежності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для автомобіля Toyota Corolla E110

На рисунку 7.8 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2110 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e_{max}}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2110 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2110 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a = 80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e_{max}}'' = 9,185$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w'' = 40,87$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a = 200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e_{max}}'' = 39,296$ кВт, при цьому $E_w'' = 64,638$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

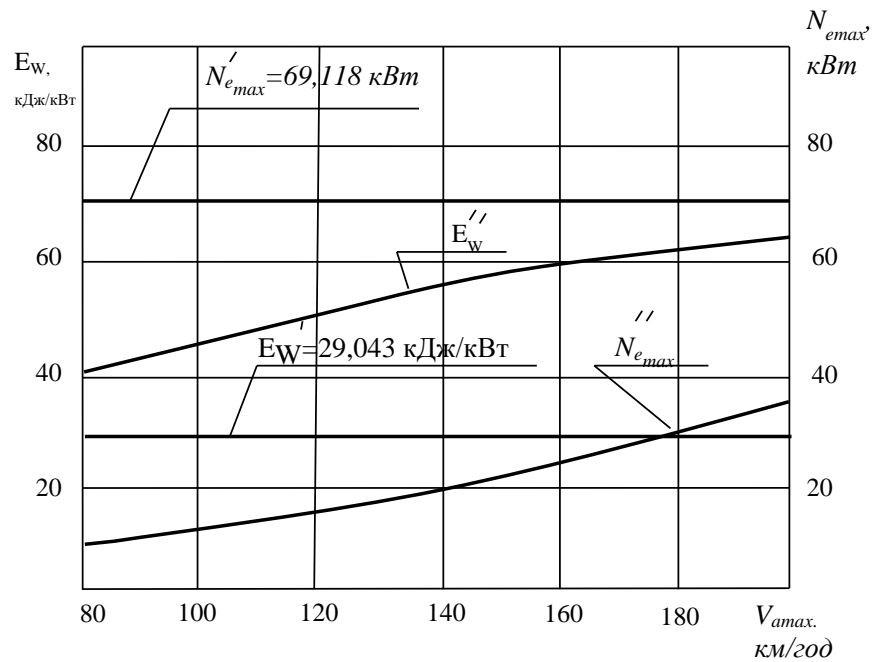


Рисунок 7.8 – Залежності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для автомобіля ВАЗ-2110

На рисунку 7.9 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2115 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e\max}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2115 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2115 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a=80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e\max}'=9,915$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w'=35,998$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a=200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e\max}''=39,296$ кВт, при цьому $E_w''=60,087$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

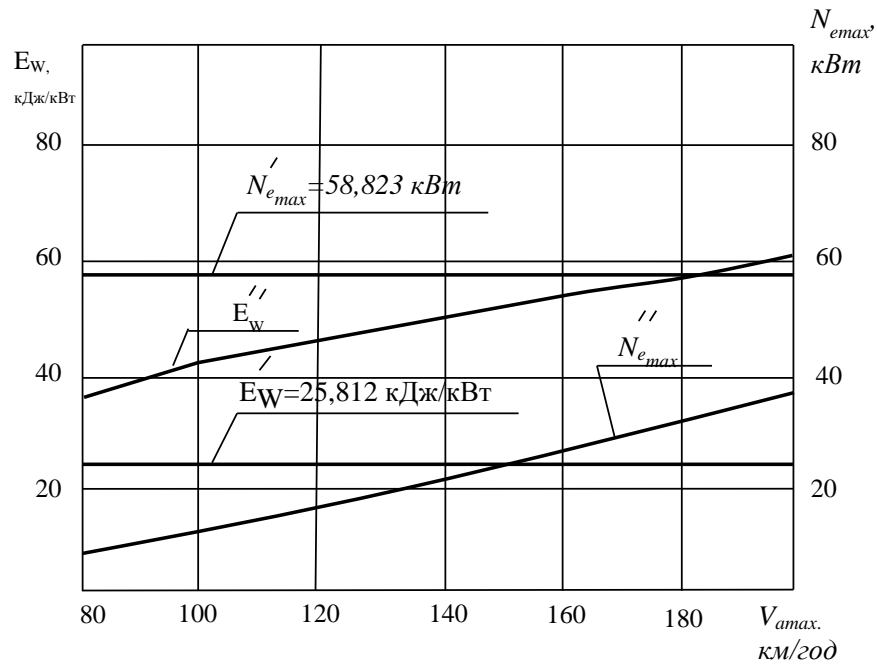


Рисунок 7.9 – Залежності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для автомобіля
ВАЗ-2115

На рисунку 7.10 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2121 після пропонуваної модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e_{max}}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2121 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2121 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a = 80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e_{max}}' = 10,944$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w' = 34,864$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a = 200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e_{max}}' = 46,148$ кВт, при цьому $E_w' = 51,673$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

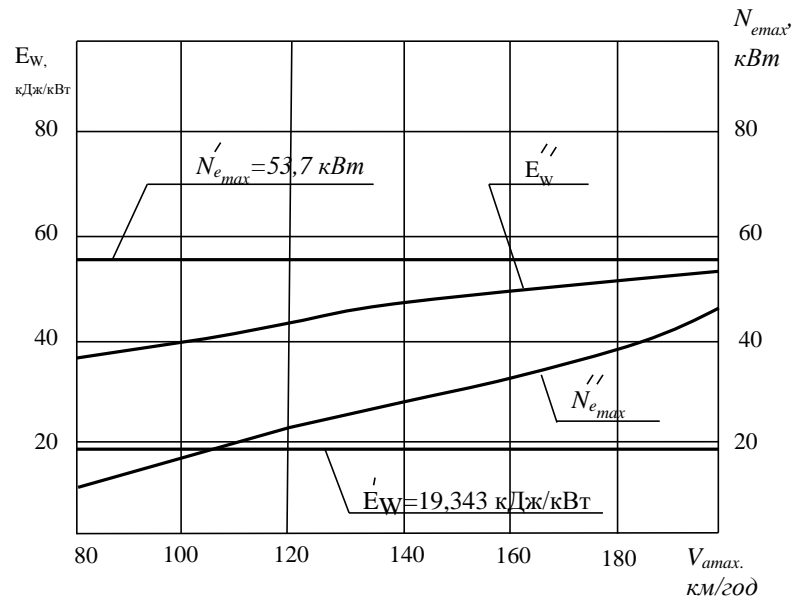


Рисунок 7.10 – Залежності $E''_w(V_{a_{max}})$ і $N''_{e_{max}}(V_{a_{max}})$ для автомобіля
ВАЗ-2121

На рисунку 7.11 наведено графік залежностей енергоефективності $E''_w(V_{a_{max}})$ і $N''_{e_{max}}(V_{a_{max}})$ для легкового автомобіля ЗАЗ-1103 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E'_w і $N'_{e_{max}}$ серійного легкового автомобіля ЗАЗ-1103 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ЗАЗ-1103 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a = 80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N'_{e_{max}} = 6,575$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E'_w = 44,892$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a = 200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N'_{e_{max}} = 71,242$ кВт, при цьому $E'_w = 86,185$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

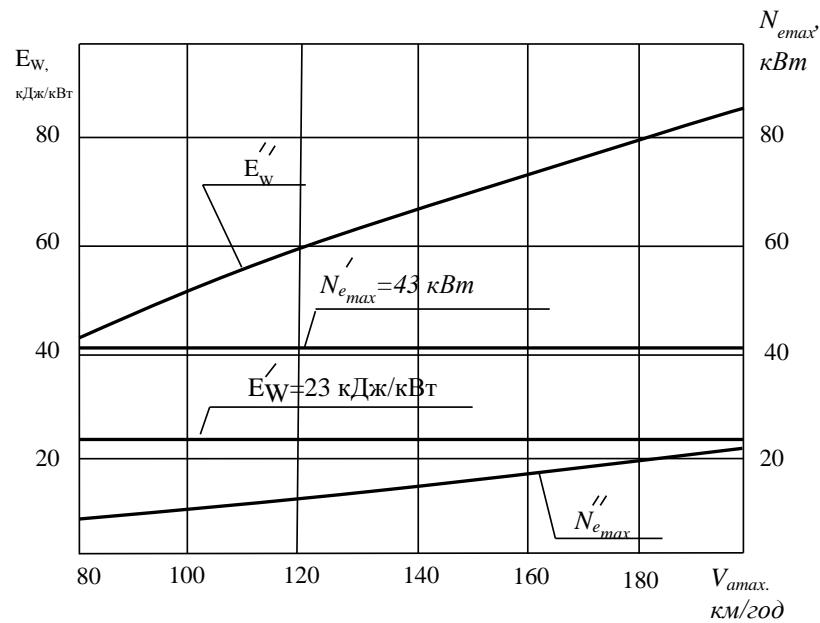


Рисунок 7.11 – Залежності $E_W''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для автомобіля
ЗАЗ-1103

На рисунку 7.12 наведено графік залежностей енергоефективності $E_W''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2111 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_W' і $N_{e_{max}}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2111 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2111 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a=80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e_{max}}''=9,712$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_W''=38,780$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a=200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e_{max}}''=32,108$ кВт, при цьому $E_W''=73,310$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

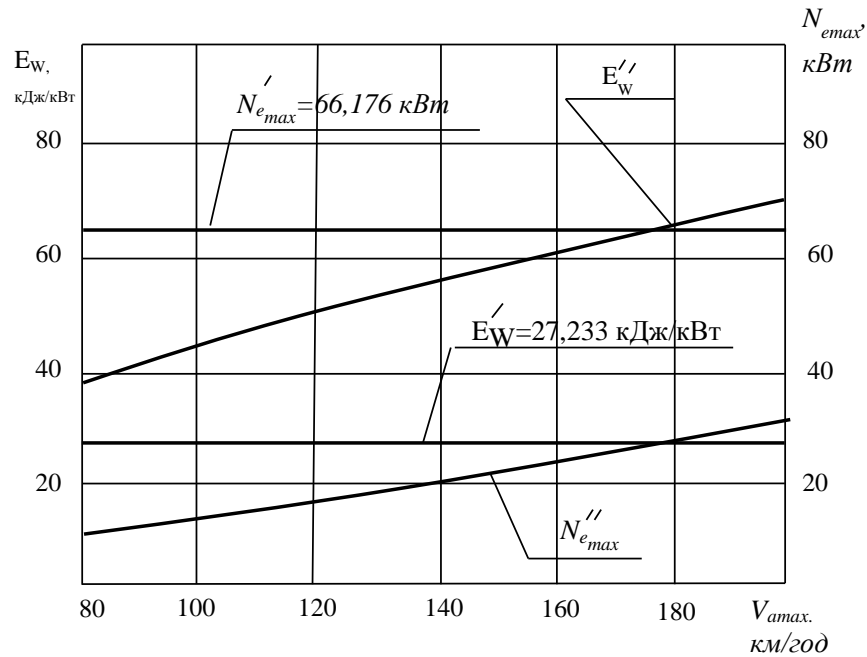


Рисунок 7.12 – Залежності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для автомобіля ВАЗ-2111

На рисунку 7.13 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a_{max}})$ і $N_{e_{max}}''(V_{a_{max}})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2170 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e_{max}}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2170 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2170 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a = 80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e_{max}}'' = 9,293$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w'' = 41,797$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a = 200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e_{max}}'' = 34,348$ кВт, при цьому $E_w'' = 70,680$ кДж / кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

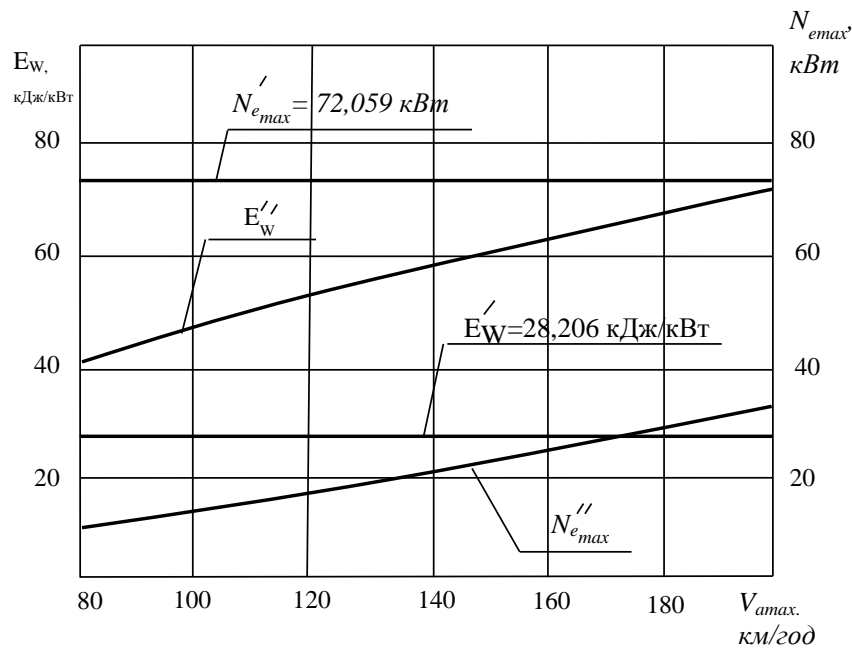


Рисунок 7.13 – Залежності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для автомобіля ВАЗ-2170

На рисунку 7.14 наведено графік залежностей енергоефективності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для легкового автомобіля ВАЗ-2107 після запропонованої модернізації. Для порівняння на графіку наведені горизонтальні прямі, відповідні енергоефективності E_w' і $N_{e\max}'$ серійного легкового автомобіля ВАЗ-2107 до його модернізації. Для серійного легкового автомобіля ВАЗ-2107 в інтервалі швидкостей V_a від 80 км/год до 200 км/год зростає необхідна максимальна потужність двигуна і його енергоефективність. А саме – якщо нам необхідно, щоб легковий автомобіль рухався з максимальною швидкістю $V_a=80$ км/год, то досить буде максимальної потужності двигуна $N_{e\max}'=7,95$ кВт, при цьому енергоефективність становитиме $E_w''=44,278$ кДж/кВт. Якщо нам необхідно, щоб максимальна швидкість була $V_a=200$ км/год, то максимальна потужність двигуна повинна зрости до $N_{e\max}''=29,564$ кВт, при цьому $E_w''=74,414$ кДж/кВт. Це означає, що зі збільшенням максимальної швидкості V_a руху автомобіля значно збільшується його енергоефективність.

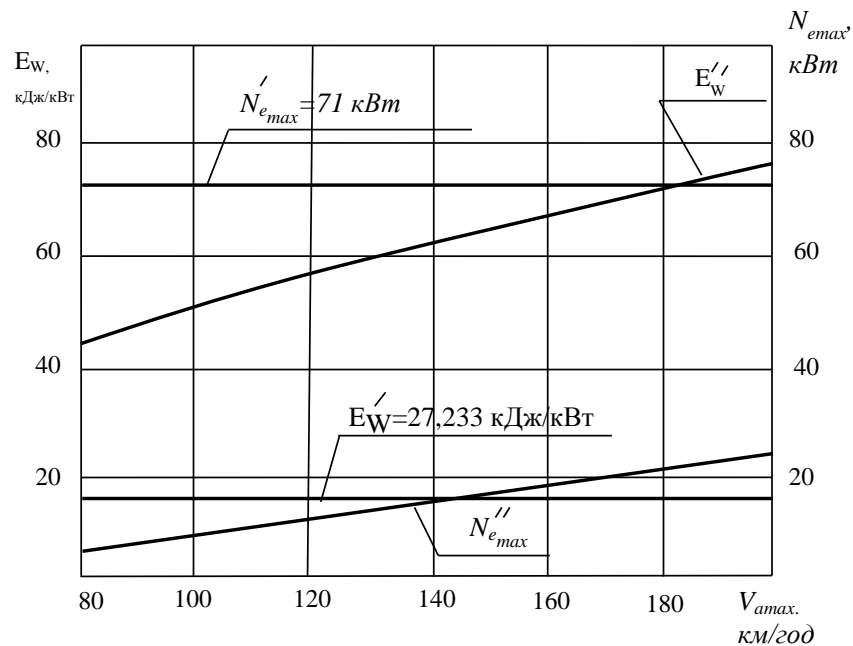


Рисунок 7.14 – Залежності $E_w''(V_{a\max})$ і $N_{e\max}''(V_{a\max})$ для автомобіля ВАЗ-2107

7.4 Висновки по розділу 7

1. Результати проведеного дослідження дозволили визначити, що під час змінному, залежному від швидкості коефіцієнті C_x лобового аеродинамічного опору, потрібне відносне збільшення максимальної потужності двигуна (при заданому відносному збільшенні максимальної конструктивної швидкості автомобіля) менше, ніж під час розрахунку за традиційною методикою, що має $C_x = const$ та $n=0$. Чим вище n , тим менш потрібна величина відносного збільшення максимальної потужності двигуна.

2. З розглянутих 9-ти моделей легкових автомобілів найбільш пристосованими до збільшення потужності двигуна під час модернізації є автомобілі Ваз-2115, ВАЗ-2111, ЗАЗ-1103, оскільки забезпечують при заданому відносному збільшенні максимальної конструктивної швидкості найменше збільшення максимальної ефективної потужності двигуна. А автомобіль Daewoo Lanos найменш пристосований до збільшення потужності двигуна.

3. Визначення аеродинамічного опору за допомогою запропонованої залежності дозволило отримати взаємозв'язок між підвищенням максимальної потужності двигуна при модернізації та підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля. На прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 "Славута", який кілька разів проходив таку модернізацію, підтверджено адекватність отриманої аналітичної залежності. Ймовірність співпадіння аналітичних та статистичних результатів становить $p = 0,6$.

4. При модернізації легкового автомобіля шляхом збільшення потужності двигуна і при необхідності збільшення максимальної конструктивної швидкості руху має сенс або зменшувати передаточне число головної передачі, або додати в трансмісію прискорюючу передачу.

5. Використання методів парціальних прискорень для розрахунково-експериментального визначення коефіцієнта лобового аеродинамічного опору дозволило отримати емпіричне рівняння для його визначення. Залежність від швидкості зазначеного коефіцієнта носить гіперболічний характер, причому як коефіцієнт регресії в чисельнику і показник ступеня A_w і показник ступеня n при швидкості автомобіля залежать від виду автотранспортного засобу та його форми кузова.

6. В результаті обробки експериментальних даних визначено наступне:

- величина A_w знаходиться в межах від $1,820 (м/с)^n$ до $11,41 (м/с)^n$;
- значення показника ступеня знаходиться в межах $[0,808; 1,403]$;
- для легкових автомобілів, що мають форму кузова «седан», $0,8 \leq n \leq 0,9$, а A_w – в межах від $1,820 (м/с)^n$ до $8,00 (м/с)^n$;
- для легкових автомобілів, що мають форму кузова "універсал", $0,947 \leq n \leq 1,299$ і A_w змінюються від $5,401 (м / с) n$ до $11,41 (м / с) n$;
- вантажні автомобілі 5-го класу мають $A_w = 1,177 (м/с)^n$ і $n=0,908$, а 6-го класу – $A_w = 1,563 (м/с)^n$ и $n=1,403$.

7. Запропонована гіпотеза, що пояснює зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору під час високих швидкостях руху автомобіля, яка базується на припущенні того, що автори багатьох досліджень при $V_a > 80$

м/с продовжують використовувати квадратичну залежність аеродинамічної сили від швидкості. При $n-1 > 1$ и $V_a > 80$ м/с еквівалентний (який сприймався зазначеними авторами) коефіцієнт C_x' з ростом швидкості зменшується, а при $n-1 < 1$, навпаки, зростає.

8. Проведений на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 аналіз зміни його енергоефективності після модернізації дозволяє зробити наступний висновок:

– під час заданого підвищенні максимальної конструктивної швидкості автомобіля підвищення потужності двигуна призводить до зниження енергоефективності, а зменшення передатного значення трансмісії на вищій передачі – до збільшення енергоефективності;

– для автомобіля ЗАЗ-1103 зменшення передатного числа трансмісії на вищій передачі від 2,847 до 2,58 дозволяє у 1,41 рази підвищувати енергоефективність;

– під час зниженні передатного числа трансмісії на вищій передачі прийомистість автомобіля у міських умовах можна забезпечити за рахунок підвищення передатних чисел коробки передач на проміжних передачах.

9. Модернізація легкових автомобілів за рахунок зменшення передатних відношень трансмісії на вищих передачах, що визначено на прикладі 9-ти моделей, дозволяє збільшити у 1,5 рази енергоефективність під час зменшенні потрібної максимальної ефективної потужності двигуна.

Основні результати дослідження по даному розділу опубліковані в роботах [17, 30, 48, 53, 57].

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження запропонована науково-методична база формування функціональних (динамічних) властивостей автотранспортних засобів на етапі проєктування та модернізації.

1. Проведений аналіз джерел науково-технічної інформації доводить, що теоретична база забезпечення високої якості АТЗ на етапі проєктування АТЗ застаріла і має низку недоліків, які не дозволяють домогтися високої конкурентоспроможності вітчизняних виробів на світовому ринку. Потребують удосконалення методи прогнозування показників динамічних властивостей на етапі проєктування і кваліметричної їх оцінки під час постановки на виробництво та за тривалої експлуатації виробу.

2. Проведені дослідження дозволили запропонувати вдосконалену класифікацію основних властивостей автомобіля, що дає уможливити більш повно оцінювати якість і забезпечувати вимоги до показників динамічних властивостей. Найбільш важливими динамічними властивостями автомобіля як механічної системи є стійкість і керованість, що забезпечують активну безпеку. На етапі проєктування, для визначення показників стійкості і керованості найбільшою складністю є оцінка моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі. Уточнена формула ймовірного розрахунку радіусу інерції дозволяє зменшити похибку від 21-27% до 5%. Це дало можливість зменшити похибку визначення моменту інерції відносно вертикальної осі автомобіля від 46-61% до 10%. Для визначення моменту інерції відносно вертикальної осі дослідних зразків автомобілів запропоновано схему стенда, що уможливлює зменшення похибки позиціонування машини під час проведенні випробувань.

3. Запропонований новий вид контрольних випробувань – контрольні випробування на стабільність функціонування, завдяки чому можна провести оцінку якості АТЗ не тільки на етапі визначальних випробувань при

постановці на виробництво, але і за результатами оцінки динамічних властивостей у процесі тривалої експлуатації. У разі контрольних випробуваннях на стабільність функціонування показниками і критеріями оцінки повинні бути швидкості зміни параметрів, що контролюються у часі (чи залежно від пробігу).

4. Розроблений метод і отримані аналітичні вирази дозволяють на етапі попереднього проектування здійснювати вибір максимальної конструктивної швидкості руху, максимальної ефективної потужності двигуна, визначати показники динамічних властивостей автомобіля, на основі глибокого прогнозу зростаючих вимог суспільства. Глибина прогнозу визначається часом проектування, постановкою на виробництво, терміном випуску і служби конкретної моделі автомобіля.

5. Нормування показників прискорення й уповільнення для автомобілів, що надходять в експлуатацію, і перебувають у тривалій експлуатації повинні відрізнятися. Для нових автомобілів під час проектування потрібно створювати певний «запас» за нормативними показниками динамічних властивостей.

Проведена оцінка мінімально допустимих середніх сталих уповільнень дозволила визначити, що АТЗ категорії M_1 ; N_2 і N_3 повинні мати запас при визначенні нормативних значень в межах від 10% до 14%. Для автомобілів категорії M_2 ; M_3 і N_1 необхідно або підвищити рівень нормативних значень для нових машин, або знизити зазначений рівень для АТЗ, що перебувають в експлуатації.

6. Використання методу оцінки за допомогою ентропії дало змогу визначити, що в наш час досягнута гранична ефективність гальмування за умовами зчеплення коліс з дорогою. Урахування тенденцій зростання максимальних конструктивних швидкостей легкових автомобілів дозволило також прогнозувати енергонавантаженість та енергоємність гальмівних механізмів і вимог до цих показників.

7. Запропоновані методи і засоби проведення випробувань на стенді автомобілів та їхніх агрегатів дозволяють покращити динамічні характеристики моторно-трансмійних установок, гальмівних механізмів та інших агрегатів на етапі підготовки виробництва і проведення випробувань. Конструкції стендів дозволяють змінювати модельовані параметри, що важливо під час модернізації автомобілів у процесі виробництва.

8. Проведені експериментальні дослідження 9 моделей легкових автомобілів методом вибігу з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу та обробки результатів методом парціальних прискорень дозволили визначити взаємозв'язок між формою кузова та параметрами аеродинамічного опору. У більшості автомобілів коефіцієнт A_W знаходиться у межах $1,8-11,41 \text{ (м/с)}^n$, а показник ступеня n – у межах $0,808-1,299$. При цьому для легкових автомобілів, що мають форму кузова "седан" $0,8 \leq n \leq 0,9$, а A_W знаходиться в межах від $1,820 \text{ (м/с)}^n$ до $8,000 \text{ (м/с)}^n$. Для легкових автомобілів, що мають форму "універсал" $0,947 \leq n \leq 1,299$ и A_W знаходиться в межах від $5,401 \text{ (м/с)}^n$ до $11,410 \text{ (м/с)}^n$. Для прикладу, вантажні автомобілі 5-го класу мають $n=0,908$ и $A_W=1,177 \text{ (м/с)}^n$, а вантажні автомобілі 6-го класу – $n=1,403$ та $A_W=1,563 \text{ (м/с)}^n$.

9. Визначення аеродинамічного опору за допомогою запропонованої залежності дозволило отримати взаємозв'язок між підвищенням максимальної потужності двигуна під час модернізації та підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля. На прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 "Славути", що кілька разів проходив таку модернізацію, підтверджено адекватність отриманої аналітичної залежності. Ймовірність співпадіння аналітичних та статистичних результатів складає $p = 0,6$.

10. Запропонована гіпотеза, що пояснює зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору за високих швидкостей руху автомобіля, і ґрунтується на припущенні того, що автори багатьох досліджень при $V_a > 80$

м/с продовжують використовувати квадратичну залежність аеродинамічної сили від швидкості. При $n-1 > 1$ і $V_a > 80$ м/с еквівалентний (який приймався зазначеними авторами) C'_x зі зростанням швидкості зменшується, а при $n-1 < 1$, навпаки зростає.

11. Модернізація легкових автомобілів за рахунок зменшення передатних відношень трансмісії на вищих передачах, що визначено на прикладі 9-ти моделей, дозволяє збільшити у 2-3 рази енергоефективність за зменшення потрібної максимальної ефективної потужності двигуна.

Проведений на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 аналіз зміни його енергоефективності після модернізації дозволяє зробити такі висновки:

- підвищення потужності двигуна призводить до зменшення енергоефективності, а зменшення передатного значення трансмісії на вищій передачі від 2,847 до 2,231 дозволяє у 2,5 рази підвищувати енергоефективність при збільшенні його максимальної конструктивної швидкості;

- у разі зниження передатного числа трансмісії на вищій передачі, для забезпечення прийомистості автомобіля у міських умовах можливе підвищення передатних чисел коробки передач на проміжних передачах.

12. Результати проведеного дослідження прийняті до використання на наступних підприємствах і в організаціях: ПАТ "АвтоКрАЗ", ПрАТ "Спецбудмаш", АТ "Харківський тракторний завод", ННЦ "УМЕСГ", ДП "ХЗСМ".

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Подригало М. А. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин: монография / М. А. Подригало, В. П. Волков, Ю.В. Тарасов и др. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.
2. 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, Ю.В. Тарасов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.
3. Тарасов Ю.В. Результаты дорожных испытаний легковых автомобилей с различными сочетаниями тормозных накладок на передней и задней оси / Тарасов Ю.В., Павленко В.Н. // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенко – 2007. – № 60 – С. 195 – 201.
4. Тарасов Ю.В. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, А.А. Бобошко, М.В. Байцур, Д.М. Клец // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник. – 2008. – №2(7). – С. 5–13.
5. Тарасов Ю.В. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, А.А. Бобошко, Д.М. Клец // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – Выпуск 16 – С. 61–64.
6. Тарасов Ю.В. Статистичний аналіз коефіцієнтів стабільності гальмівних механізмів легкових автомобілів / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В. С. Шеин // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 2. – С. 28–31.
7. Тарасов Ю.В. Квалиметрия тормозных свойств легкового автомобиля второго класса с различными тормозными накладками на диагностической станции ПДС-Л / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов,

Ю.В. Горбик, В.А. Зуев, А.И. Коробко, В.С. Шеин // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – №5 (159) Частина 1. – С. 280–285.

8. Тарасов Ю.В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // Автомобильный транспорт. – 2011. – Выпуск 29. – С. 114–116.

9. Тарасов Ю.В. Достижение достоверности результатов испытаний пар трения тормозных механизмов / М.А. Подригало, В.С. Шеин, А.И. Коробко, В.С. Шеин // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2011. – №1. – С. 128–132.

10. Тарасов Ю.В. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – 2012. – №1. – С. 59–64.

11. Тарасов Ю.В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2013. – Выпуск 40 – С. 33–37.

12. Тарасов Ю.В. Оцінювання придатності (валідація) випробувального устаткування / Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин, А.І. Коробко, О.С. Костенко, Ю.А. Радченко // Метрологія та прилади, Науково-виробничій журнал. – 2014. – № 3. – С. 48–55.

13. Тарасов Ю.В. Совершенствование требований к качеству автомобиля/ М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, С.А. Соколовский.// Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України – 2014. – № 2(24) – С. 5 – 8.

14. Тарасов Ю.В. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, Д.В. Абрамов, В.М. Ефимчук // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: вестник НТУ «ХПИ». – 2015 № 10. – С. 28–37.

15. Тарасов Ю.В. Применение метода парциальных ускорений при оценке энергонагруженности тормозов в процессе дорожных испытаний / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенко – 2015. – № 60 – С. 575 – 581.

16. Тарасов Ю.В. Применение линейных акселерометров для оценки динамических свойств при испытаниях автомобилей / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов // Труды Таврического государственного агротехнологического университета. – Вып.4. – 2015. С. 18–24.

17. Тарасов Ю.В. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / Подригало М.А., Абрамов Д.В., Тарасов Ю.В., Коробко А.И., Кайдалов Р.О., Никорчук А.И.// Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенко – 2015. – № 60 С. 55–67.

18. Тарасов Ю.В. Определение предельных нормативных показателей тормозной динамичности транспортных средств / Ю.В. Тарасов // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. - Полтава, ПолтНТУ, 2016. – Вип. 2(47). - С. 37–44.

19. Тарасов Ю.В. Energy assessment of the dynamism and economy of cars / Ю.В. Тарасов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, Н.М. Подригало, Д.В. Абрамов, Р.О. Кайдалов, В.И. Гацько, А.С. Мазин, А.В. Литвинов, М.В. Барун / / - "Восточно-Европейский журнал передовых технологий" № 5/7 (89) 2017–с. 58–64. (Scopus)

20. Тарасов Ю.В. Вдосконалення класифікації видів випробувань колісних машин/ Тарасов Ю.В., //Науковий журнал Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів –Харків, ХНТУСГ ім. Петра Василенко, 2017. – Вип. 10. – С. 76–80.

21. Тарасов Ю.В. Development of the method for estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car / Ю.В. Тарасов, М.А. Подригало, А.И. Коробко, Е.А. Дубинин, М.В. Байцур / / - Journal of engineering sciences - Суми, СумДу, 2017. – Вип. 4. – С. 12–16.

22. Yu. Tarasov. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile/ M. Podrigalo , R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov / Eastern-european journal of enterprise technologies. –Kh.: Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. –1/7(91). PP. 62–70. (Scopus)

23. Тарасов Ю.В. Улучшение качества автомобилей совершенствованием методов их испытаний / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, И.А. Радченко.// Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенко – 2018. – № 75 С. 40–48.

24. Yu. Tarasov. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / M. Podrigalo, I. Gritsuk, D. Klets, O. Sirgiyenko, O. Soloviov, V. Hatsko, M. Baitsur, Yu. Tarasov, N. Bulgakov, A. Golovan, V. Savchuk, A. Ahieiev, T. Bilousova / I. et al SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018 , doi: 10.4271/2018-01-1881. (Scopus)

25. Тарасов Ю.В. Применение метода парциальных ускорений для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.– Луцьк: Луцький НТУ, 2019.–№1(12).–С. 211-216

26. Yu. Tarasov. Improvement of the method for assessing the energy load of vehicle/ M. Podrigalo, D. Abramov, Yu. Tarasov, M. Kholodov / Proceedings of International Scientific Conference «Current Problems of Transport 2019»–Т.: Current Problems of Transport 2019, 2019. –1/7(91). PP. 63–70. (Web of Science Core Collection).

27. Yu. Tarasov. The improvement brake`s qualities of the car by developing the method of the choosing frictional pairs of the brakes mechanisms / M. Podrigalo, M. Kholodov, D. Klets, A. Turenko, V. Bogomolov, V. Hatsko, A. Molodan, Yu. Tarasov, V. Rudzinskiy, M. Aloksa, / I. et al SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019 , doi: 10.4271/2019-01–2145. (Scopus)

28. Тарасов Ю.В. Энергетическая эффективность автомобилей и методы ее оценки / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин, И.А. Радченко //Науковий журнал Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – Харків, ХНТУСГ ім. Петра Василенко, 2019. – Вип. 15. – С. 236–248.

29. Тарасов Ю.В. Оценка управляемости полноприводного автомобиля при установившемся повороте / М.А. Подригало, А.А. Кашканов, А.А. Морозов, Ю.В. Тарасов, Н.Н. Потапов, В.М. Биша // «Вісник Машинобудування та транспорту» (ВНТУ). – 2019. – Выпуск 2(10). – С. 81–88.

30. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Літвінов О.В, Кудімов С.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.І. Удосконалення методу експериментально-теоретичного визначення параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля. /Наукове видання. Збірник наукових праць НАНГУ. – Вип. 1 (33)/2019. – С. 20–30.

31. Тарасов Ю.В. Определение показателей и критериев функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, // Автомобильный транспорт. – 2019. – Выпуск 45. – С. 114–116.

32. Тарасов Ю.В. Прогнозирование требований к эффективности торможения автомобилей/ Ю.В. Тарасов, М.А. Подригало, Е.М. Гецович // - «Вісник сумського національного аграрного університету» - Суми, СНАУ, 2019. - Вип. 2(36).– С. 37–41.

33. Тарасов Ю.В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів / М.А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України– 2019. – № 2(24) – С. 29 – 34.

34. Тарасов Ю.В. Оцінка питомої потужності двигуна при проектуванні автотранспортних засобів / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, О.С. Драгун, И.А. Радченко, С.С. Лукашенко //Науковий журнал Технічний сервіс

агропромислового, лісового та транспортного комплексів - Харків, ХНТУСГ ім. Петра Василенко, 2020. – Вип. 15. - С. 236–243.

35. Тарасов Ю.В. Классификация стендов для испытания сменных тормозных колодок в сборе / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // «Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту»: матеріали міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, 17-19 травня 2011р. – Севастополь, 2011. – С. 48-49.

36. Тарасов Ю.В. Определение составляющих энергетического баланса автомобиля при торможении / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : всеукраїнська науково-практична конференція. – Донецьк, 2011.– С. 31.

37. Тарасов Ю.В. Оцінка енергонавантажності гальмівних механізмів / М.А. Подригало, Ю.В.Тарасов, В.С. Шеїн // Збірник тез доповідей V-ої науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ» Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 15-17 травня 2012 р. – Львів 2012 р. – С. 65.

38. Тарасов Ю.В. Новое в теории торможения автомобилей и тракторов / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, М.В. Байцур, В.И. Назаров, М.П. Холодов, В.С. Шеин // Сборник научных материалов Международной очно-дистанционной научно-практической конференции «Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов», 18-20 апреля 2012 г. – Сургут 2012. – С. 60.

39. Тарасов Ю.В. Оценка повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозных механизмов / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : II всеукраїнська науково-практична конференція. 18-19 вересня 2013 р. – Донецьк, 2013. – С. 47-49.

40. Тарасов Ю.В. Влияние фрикционной неустойчивости колодок передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность

торможения / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» : матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. 16-17 квітня 2013 р. –Харків, 2013. – С. 148–149.

41. Тарасов Ю.В. Підвищення точності випробувань на ефективність гальмівними механізмами колісних машин / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн // «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України»: п'ята науково-практична конференція Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 року : тези доповідей. – Харків, 2013. – С. 97–98.

42. Тарасов Ю.В. Оцінка впливу точності вимірювання швидкості і маси автомобіля на точність непрямих вимірювань енергії, що поглинається гальмами / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеин // "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту": матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 116–118.

43. Тарасов Ю.В. Підвищення надійності військової техніки шляхом оцінки придатності методів сертифікаційних випробувань / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн, М.С. Гулина // Збірник матеріалів наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору» : наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. І. Кожедуба, 8-9 квітня 2015 року : тези доповідей. – Харків, 2015. – С. 514.

44. Тарасов Ю.В. Випробувальний стенд для визначення нерівномірності крутного моменту моторно-трансмісійної установки автотранспортного засобу / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “ Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки ” 30 березня 2017 року : тези доповідей. – НАНГУ, – Харків, 2017. – С. 57–59.

45. Тарасов Ю.В. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Ю.В. Тарасов, Д.В. Абрамов, А.І. Коробко, А.О. Молодан // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. – КІНПАТPI,– Львів, 2017. – С. 87–88.

46. Тарасов Ю.В. Випробування на стабільність функціонування, як новий вид оцінки основних характеристик автомобіля під час його експлуатації / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.В. Патек //ХНАДУ // Збірник тез доповідей научно-практичної конференції “ Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 30 жовтня 2017 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2017. – С. 74–76.

47. Тарасов Ю.В. Совершенствование оценки характеристик динамических испытаний колесных транспортных средств / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов// Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація” 25 травня 2018 року : тези доповідей. – ХНТУСГ, – Харків, 2018. – С. 33–34.

48. Тарасов Ю.В. Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля/ М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, А.І. Коробко, І.А. Радченко //ХНАДУ // Збірник тез доповідей научно-практичної конференції “ Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 18 жовтня 2018 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2018. – С. 75–76.

49. Тарасов Ю. В. Оценка функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов// Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація ” 16 травня 2019 року : тези доповідей. – ХНТУСГ, – Харків, 2019. – С. 33–37.

50. Тарасов Ю.В. Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку/ М.А. Подригало,

Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн //ХНАДУ // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 16 жовтня 2019 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2019. – С. 45–46

51. Тарасов Ю.В. Прогнозування максимальної ефективної потужності двигуна / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, І.О. Радченко, В.С. Шеїн // “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” 31 жовтня 2019 року : тези доповідей. – НАНГУ – Харків, 2019. – С. 170–171

52. Тарасов Ю.В. Исследование влияния стабильности фрикционных пар передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, М.С. Карчан // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики. Збірник наукових праць. – 2008. – Випуск 2. – С. 349–355.

53. Тарасов Ю.В. Вдосконалення методики визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при вибігу автомобіля/ М.А. Подригало, Ю.В. Тарасов, І.О. Радченко, В.С. Шеїн // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю Харківського автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету "Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування" 16-18 вересня 2020 р.: тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2020. – С. 153–55

54. Пат. 72709 України, Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмових механізмів/ Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.І., Шеїн В.С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 27.08.2012.

55. Пат. 88651 України, Сигнальна реєстраційно-вимірювальна система / Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.І., Шеїн В.С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.03.2014.

56. 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.

57. 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.

58. Пат. 109002 України, Стенд для вимірювання стоянкових гальм транспортних засобів / Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.І., Лебедєв С.А., Радченко Ю.А., Шеїн В.С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 10.08.2016.

59. Пат. 116527, G01L 5/28 України, Стенд для випробування гальмівної системи транспортних засобів / Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коробко А.І., Туренко О.І., Байцур М.В.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.05.2017.

60. Пат. 125513 України, G01P 15/00, Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля / Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Кайдалов Р.О., Нікорчук А.І., Літвінов О.В.; заявник і патентовласник Національна академія національної гвардії України, 10.05.2018.

61. Пат. 141660 України, Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів / Байцур М.В., Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Коряк О.А., Коробко А.І., Подригало Н.М.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 29.07.19.

63. Чудаков Е.А. Теория автомобиля/ Е.А. Чудаков.–М.:ОНТИ–НКТП СССР, 1935.–392 с.

64. Чудаков Е.А. Теория автомобиля/ Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1940.– 396 с.
65. Чудаков Е.А. Теория автомобиля/ Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950.– 343 с.
66. Вахламов В.К. Эксплуатационные свойства автомобиля/ В.К. Вахламов.– М: Академия, 2008. –238 с.
67. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда/ Я.Х. Закин. – М: Транспорт, 1986 – 136с.
68. Клец Д.М. Концепция обеспечения стабильности показателей устойчивости и управляемости автомобилей: дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. – Х. , 2015. –528 с.
69. Гацько В.И. Влияние эксплуатационных факторов на управляемость грузового автомобиля при установившемся движении: дис. канд. техн. наук: 05.22.20/ Гацько Василий Иванович. – Х. , 2015. –179 с.
70. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин/ И.И. Артоболевский. –М. Наука, 1975. –640 с.
71. Подригало Н.М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок тягово-транспортных машин: дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Подригало Надежда Михаловна – Х. , 2016. –409 с.
72. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних властивостей автомобілів: дис. доктора техн. наук: 05.22.20/ Абрамов Дмитрій Володимирович – Х. , 2018. –480 с.
73. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потер при установившейся режиме движения транспортно-тяговых машин/ М.А. Подригало , Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк/ Вісник національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту». Серія: автомобіле та тракторобудування. Збірник наукових праць. – 2015. – № 9 (Н18). –с. 98–107.

74. Артемов Н.П. Динамическая стабилизация мобильных сельскохозяйственных агрегатов: дис. доктора техн. наук: 05.05.11/ Артемов Николай Прокофьевич. – Х. , 2014. –399 с.

75. Шуляк М.Л. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах: дис. доктора техн. наук: 05.22.02/ Шуляк Михайло Леонідович. – Х. , 2017. –402 с.

76. Кайдалов Р.О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: дис. доктора техн. наук: 05.22.02/ Кайдалов Руслан Олегович. – Х. , 2018. –394 с.

77. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля/ Б.С. Фалькевич.– М.: Машгиз, 1963. – 239с.

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

79. Файст В.Л. Совершенствование требований к динамическим свойствам легковых автомобилей: дис. канд. техн. наук: 05.22.20/ Файст Валерий Львович – Х. , 2012. –169с.

80. Динамика автомобиля/ М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, В.Л. Файст, Д.М. Клец, В.В. Редько. –Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008.– 424с.

81. Подригало М.А. Оценка технического уровня по показателям динамических свойств автомобилей/ М.А. Подригало, Д.М. Клей, А.Н. Мостовая // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2012. – Випуск 25 – с. 226–223.

82. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль/ Ю. Мацкерле. Пер. с чешского. – М.: Машиностроение, 1987.–320 с.

83. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля/ П.Н. Гащук – Львов: Свит, 1992. –208с.

84. Гащук П.Н. Теоретичні основи аналізу та синтезу оптимальних енергоперетворюваних властивостей автотранспортних засобів: автореф. дис.

на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство»/ П.Н. Гащук. – Львів, 1997. – 48 с.

85. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С.Полянский, Д.М.Клец, А.И.Коробко, В.В.Задорожная]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:Міськдрук, 2012. – 220с.

86. Коробко А.И. Усовершенствование методов и метрологического обеспечения проведения динамических испытаний автомобиля: дис. На получение степени канд. техн. наук: 05.01.02/ Коробко Андроей Иванович. – Х. 2013. – 176 с.

87. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля/ П.П. Евсеев. Сборник научно-технических разработок. – К.:ЗАТ «Вікол», 2006. – 236 с.

88. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте/ Н.Я. Говорущенко. – М., Транспорт, 1990.-135с.

89. Токарев А.А. Еще раз о КПД автомобиля/ А.А. Токарев//Автомобильная промышленность. – 1997. – №9. – с.18–21.

90. Кириченко И.Г. Оценка коэффициента полезного действия колесных машин на транспортных операциях / И.Г. Кириченко, Н.М. Подригало// Автомобильный транспорт: сб. научн. Тр. ХГАДТУ. – 1998. – Вып.1 – с.26-28.

91. Евсеев П.П. Энергетические показатели функционирования автомобиля / П.П. Евсеев// Автомобильная промышленность.– 1999. –№2– с.15-17.

92. Евсеев П.П. Еще раз о КПД автомобиля / П.П. Евсеев// Автомобильная промышленность.– 1999. –№3–с.20–21.

93. Евсеев П.П. Работа, производительность и КПД автомобиля с позиции физики, стандартизации и метрологии / П.П. Евсеев// Автомобильная промышленность.– 2003. –№4–с.7–10.

94. Евсеев П.П. Эффективный КПД двигателя автомобиля / П.П. Евсеев// Автомобильная промышленность. – 2006. - №4. – с. 12-14.
95. Кириченко И.Г. Коэффициент полезного действия дорожно-строительной машины / И.Г.Кириченко, Н.М. Подригало// Тракторная энергетика в растениеводстве. Серия: Тракторостроение : сб. научн. Тр. ХГТУСХ.-1999. –с.293–300.
96. Подригало М.А. Коэффициент динамичности и КПД легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И. Коробко, А.Н. Мостовая// Вестник ХНАДУ: сб. научн. Тр. – 2010. – Вып. 49. – с. 29–34.
97. Подригало М.А. Динамика разгона и коэффициент полезного действия легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.Н. Мостовая, О.А. Назарько // Механіка та машинобудування. Науково – технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ».– 2009. – №2. – с. 56–69.
98. Токарев А.А. Приемистость автомобиля / А.А. Токарев// Автомобильная промышленность. – 1979. – №5. – с. 32–45.
99. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля / М.А.Подригало, Н.М. Подригало// Автомобильная промышленность. – 2007. - №8. – с.19 – 21.
100. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст. // Автомобильная промышленность. – 2008. – №8. – с. 12–16.
101. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов / М.А. Подригало – Х. : Академия ВВ МВС Украины, 2013. – 222 с.
102. Эткин Д.М. О топливной экономичности массовых автомобилей в США, ее регулировании и путях повышения (по материалам публикаций) / Д.М. Эткин// Журнал автомобильных инженеров. – 2009. – №5 (58). – М.: Изд-во ООО «Издательский Дом ААИ ПРЕСС» – с.10–15.
103. Козлов А.В. Современные требования к уровню энергетической эффективности транспортных средств / А.В. Козлов// Журнал

автомобильных инженеров. – М.: ООО «Издательский Дом ААИ ПРЕСС»; 2014. – №1 (84). – с. 28–33.

104. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути ее обеспечения в России / М.В. Нагайцев// Журнал автомобильных инженеров. – М.: Изд-во ООО «Издательский Дом ААИ ПРЕСС»; 2014. - №4 (87) – с.32 – 37.

105. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути ее обеспечения в России. Часть 2 «Формирование и реализация требований в ЕС» / М.В.Нагайцев// Журнал автомобильных инженеров. – М.: Изд-во ООО «Издательский Дом ААИ ПРЕСС»; 2014. - №5 (88) – с.18 – 24.

106. Благодоров А.А. Повышение энергоэффективности транспортных машин при использовании механических бесступенчатых передач с регулируемыми силовыми функциями / А.А. Благодоров, А.В. Юркевич // журнал автомобильных инженеров. – М. : «Издательский Дом ААИ ПРЕСС»; 2017. – №2 (103) – с.18 – 21.

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

108. BOSCH Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: За рулем, 2000. – 896 с.

109. Бухарин Н.А. Автомобили / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М.Щукин. – М.- Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.

110. Шасси автомобиля ЗИЛ – 130. Под ред. А.М. Кригера. – М.: Машиностроение, 1973. – 400 с.

111. Мазин А.С. Оценка энергетической нагруженности автомобилей / А.С. Мазин, Р.О. Кайдалов, М.А. Подригало // Збірник наукових праць

Національної академії Національної гвардії України. – Х. : НАНГУ, 2017. – Випуск 2 (30). – с. 28-36.

112. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 – Автомобільні шляхи та аеродроми / Н.В. Ярещенко. – Х., 1999. – 16 с.

113. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. –403с.

114. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков,В.А.Карпенко, Е.М.Гецович, А.А.Бобошко, В.М.Ефимчук, А.Н.Матырин]; под ред. М.А.Подригало. – Х.:ХНАДУ, 2003. - 403с.

115. Волков В.П. Формирование функциональной стабильности тормозных свойств колесных машин: дис. на получение научн. степени доктора техн. наук: спец. 05.22.02 / Волков Владимир Петрович. – Х.: 2005. – 278 с.

116. Тарасов Ю.В. Улучшение эксплуатационных свойств легковых автомобилей совершенствованием методики выбора тормозных колодок: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.02 / Тарасов Юрий Владимирович. – Х., 2007.–230 с.

117. Павленко В.Н. Улучшение устойчивости легковых автомобилей рациональным выбором в эксплуатационных условиях характеристик фрикционных пар: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.02 / Павленко Вячеслав Николаевич.– Х., 2009. – 212 с.

118. Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 / Подригало Михаил Абович.–Х., 1993. – 397 с.

119. Косолаков Г.М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении: дис. на соискание уч. степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 / Косолаков Геннадий Максимович. – Волгоград, 1973. – 386 с.

120. Кузнецова О.И. Поперечная устойчивость легкового автомобиля при торможении: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/ О.И.Кузнецова. – М., 1969. – 22 с.

121. Лебедянец В.Г. Поперечные отклонения автомобиля при торможении: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы»/ В.Г.Лебедянец. – Волгоград, 1969 – 22с.

122. Степанов В.Ю. Снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.02 / Степанов Виктор Юрьевич. – Х., 2006.– 156с.

123. Бобошко А.А. Повышение маневренности колесных тракторов и самоходных шасси: дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.02 / Бобошко Александр Андреевич. – Х., 2002.– 239с.

124. Юрченко А.Н. Исследование влияния угловых и линейных смещений мостов автомобиля на устойчивость его движения: автореф. дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.541 «Эксплуатация транспортных средств» /А.Н.Юрченко.–Х., 1972.–28 с.

125. Клец Д.М. Влияние эксплуатационных факторов и технического состояния автомобиля на его устойчивость против заноса : дис. на соискание уч. степени кандидата техн. наук: спец. 05.22.20 / Клец Дмитрий Михайлович. – Х., 2009. – 219 с.

126. Мазин А.С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя / А.С.Мазин // Збірник наукових праць Національної академія Національної гвардії України. – Х. НАНГУ, 2015. – Вип. 1 (25). – с.21-25.

127. Подригало М.А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя / М.А.Подригало, А.С.Мазин, В.И.Гацько // Вестник Харьковского

национального автомобильно-дорожного университета. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – с.158-167.

128. Подригало М.А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / М.А. Подригало, А.С.Мазин, А.А.Бобошко и др.// Вісник машинобудування та транспорту. Науковий журнал. – Вінниця: ВНТУ. – №2 (6), 2017. – с.116–123.

129. Энциклопедический словарь / [под ред. Б.А.Веденского]. Часть 3. – М.:БСЭ, 1955. –744с.

130. Лаптев С. А. Комплексная система испытаний автомобилей: формирование, развитие, стандартизация: [производственное издание] / С. А. Лаптев. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 172 с.

131. Rompe, K., Heißing, B., Methods for the Objective Description of the Driving Characteristics of Heavy Commercial Vehicles: обзорная информация / SAE. Technical Paper 845058, 1984. –12 с

132. Балабин И.В. Испытания автомобилей: учеб. пособие / И.В. Балабин, Б.А. Куров, С.А. Лактев – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1988. – 192 с.

133. ГОСТ 22576-90. Библиографическая запись. Библиографическое описание электронных ресурсов. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний (СТ СЭВ 6893 -89): Введ. 1992–01–01. – Москва: Госстандарт СССР, 1991. – 13с.

134.Файст В.Л. Совершенствование требований к динамическим свойствам легковых автомобилей: дис. канд. техн. наук : 05.22.20: защищена 04.04.12 / В.С. Файст – Харьков, 2012 – 169 с. – Библиогр.: с. 33–56.

135. Подригало М.А. Тяговой баланс или дисбаланс автомобиля? (В порядке обсуждения) [Текст] / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2010. – №5. – с.23-26.

136. Подригало Н.М. Коэффициент полезного действия трансмиссии транспортно-тяговых машин [Текст] / Подригало Н.М.// Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра

Василенка. «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві». Наукове видання. – Вип. 122. – Харків: ХНТУСГ ім.. Василенка, 2012. – с. 132–137.

137. Балабин И.В. Криволинейное движение АТС 4х2. Модели заноса и опрокидывания [Текст] / И. В. Балабин, С. А. Морозов // Автомобильная промышленность, 2005. — № 11. –С. 22–26.

138. Федюкин В. К. Квалиметрия. Измерение качества промышленной продукции / Федюкин В. К. – М.: Кнорус, 2013. – 318 с.

139. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств / В.Д.Бурдаков. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 160 с.

140. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.

141. Основы конструкции современного автомобиля / [Иванов А.В., Солнцев А.Н., Гаевсий В.В., Ключкин П.Н., Осипов В.И., Попов А.И.]; под ред. Иванов А.В. – М.: За рулем, 2012. – 336 с.

142. Носаков И.В., Кудрявцев С.М. Анализ технического уровня и потребительских свойств АТС. Предпроектные исследования / И.В. Носаков, С.М. Кудрявцев // Автомобильная промышленность. – 2001. – №2. – С. 13-16.

143. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Е.П. Попов – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 304 с.

144. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения/ А.М. Ляпунов. Собрание сочинений. т.2 – М.–Л: Изд-во АН СССР, 1956–384с.

145. Словарь иностранных слов. Издание 13-е стереотипное / [под ред. А.Г.Спирина, И.А.Акчурина, Р.С.Каргинской].– М.:Рус.яз., 1986. – 608 с.

146. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. Я. Дитрих. – М. Мири, 1984. –454 с.

147. Филипс Ч. Системы управления с обратной связью / Ч. Филипс, Р.Харбер. Пер. с англ. Б.И. Копылова. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2001. – 616с.
148. Podrigalo M. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency/ M. Podrigalo, D. Klets, N. Podrigalo, D. Abramov, R.Kaidalov, V. Hatsko, A. Mazin, A. Litvinov, M. Barun // Eastern – European journal of enterprise technologies. – 2017.-№ 5/7 (89).– p. 58–64
149. ГОСТ 16504-81 Система государственных испытаний продукции. Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения, 1981. – 24 с.
150. ГОСТ 13377-75. Государственный стандарт Союза ССР. Надежность в технике. Термины и определения, 1975. – 23 с.
151. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник / Кушвид Р.П. – М.: МГИУ, 2011. – 351 с.
152. Испытания автомобилей: учебное пособие. / В.П. Беляев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 293 с.
- 153 Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Е.П. Попов – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 304 с.
154. Закон України «Про захист прав споживачів» від 12.05.1991 № 1023-ХІІ.
155. Литвинов А.С., Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Гринберг Н.С. Исследование управляемости и устойчивости трехосных автомобилей с различными приводами при круговом движении // Автомобильная промышленность. 1980.– № 9.– с. 6–19.
156. Носенков М.А. О безопасном повороте автомобиля // Автомобильная промышленность. 1980.– № 9.– с. 19–20.
157. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Сельхозиздат, 1962.– 312с.

158. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля против заноса. – М. Машгиз, 1949.– 193с.
159. Pauly Axel. Lenkmaschine zur Untersuchung der Eahrdynamik von Kraftfakrzeugen. “Automobiltechn. Z.”, 1977, № 718, – с.307–310.
160. Подригало М.А. Прогноз требований к тормозному управлению АСТ / [М.А Подригало, В.П. Волков, В.М Ефимчук, В.И. Клименко] // Автомобильная промышленность. – М.: машиностроение. – 2003. – №5, – С. 35–36.
161. Волков В.П. Ретроспективный анализ требований предъявляемых к эффективности торможения /В.П. Волков// Автошляховик України. – К.:2002. –№2(168) – С.11–13.
162. Ефимчук В.М. Прогноз изменения нормативных требований к запасным тормозным системам легковых автомобилей/В.М. Ефимчук// Автомобіле та тракторобудування. Військ. НТУ “ХПИ” –Х. НТУ ”ХПИ”– 2003. –№4. – С. 143–146.
163. Волков В.П. Оценка перспективы перемещения различных схем отдельных контуров тормозного привода легковых автомобилей /В.П. Волков, В.М. Ефимчук// Вестник НТУ “ХПИ” –Х.НТУ “ХПИ”. – 2002. – №10. – С. 109–116.
164. Волков. В.П. Кибернетический подход к формированию тормозных свойств автотранспортных средств. /В.П. Волков// Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Х. НТУ “ХПИ”. – 2001. - №1,2. – С.84-88.
165. Forkenbrock G. An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс] / G. Forkenbrock, E. Devin // NHTSA Technical Report, DOT HS 809875, – 2005. – Режим доступа к жур.: http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vrtc/ca/capubs/HTSA_forkenbrock_driversteeringcapabilityrpt.pdf.
166. Legecuis T., Bourassa P.A., Laneville A. On the extension of the gratzmuuer critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted

vehicles/ T. Legecuis, P. Bourassa, A. Laneville// Vehicle system dynamics, 1985, – № 14, – P. 23–27.

167. Technical Report FEV2005–01. Technical overview of brake performance testing for Original Equipment and Aftermarket industries in the US and European markets/ C. Agudelo, E. Ferro/ – TR, 2005. – 27p.

168. Волков В.П. Обобщение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств./В.П. Волков –Х.: ХНАДУ. – 2003 –306с.

169. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing / Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry : collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P. 51–54.

170. Волков В.П. Методика прогнозирования развития требований стандартов к эффективности торможения легковых автомобилей/В.П. Волков//Автомобильная промышленность. – 2004. – №11. –С.37-38.

171. Волков В.П. Системный подход к прогнозу стандартов эффективности торможения легковых автомобилей/В.П. Волков// Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – 2004. – 24. –С.11–14.

172. Комаров Д.М. Математические модели, оптимизация требований стандартов /Д.М. Комаров. – М.: Изд-во стандартов, 1976. –184с.

173. Ландау Л.Д. Курс общей физики. Механика и молекулярная физика. /Л.Д. Ландау, А.И. Ахиезер, Е . М . Лифшиц,. – М.: Наука, 1969. – 400с.

174. Яриценко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: авторед. дис. на здобуття канд. техн. наук;/Н.В. Яриценко. – Харків, 1999. – 16с.

175. Бак А.Н., Вейс А.Л. () Техническая энциклопедия. Том 1.– Москва: Мосполиграф. 1927. – 858 с.

176. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики/ С.М. Тарг. – М.:Наука, 1968. – 480 с.

177. Бортницкий П.И. Тягово – скоростные качества автомобилей. Справочник / П.И. Бортницкий, В.И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
178. Подригало М. А. Уточнение вероятностного метода определения радиусов инерции колесной машины / М. А. Подригало, Е. А. Дубинин, В. В. Глущенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2015. – Вып. 37. – С. 116–122.
179. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. Пер. с англ. Г. К. Мирзоев. – М. : Машиностроение, 1975. – 216 с.
180. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе / Е. А. Чудаков. – М. – Л. : Изд-во АН СССР, 1945. –144 с.
181. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
182. Mitschke M. Fahrtrichtung und Fahrstabilitat Vor vierradrigen Kraftfahrzeugen. “Deutsche Kraftfahrtforschung”, 1960, № 135. – pp. 25 – 34.
183. Julien M. A. Etude analytique de la stabilite de routes des voitures automobiles. SJA, № 4, 1955. – pp. 74 – 94.
184. Добрин А. С. Исследование движения автомобиля по заданной траектории / А. С. Добрин // Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобиля. – Вып. 1. – М. : НАМИ, 1966. – 219 с.
185. Добрин А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении / А. С. Добрин // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 9. – С. 23-27.
186. Волков В.П. Кибернетический подход к формированию тормозных свойств автотранспортных средств/ В.П. Волков// Механика и машиностроение.–Харьков: НТУ «ХПИ», 2001.–№1,2.–С84–88.
187. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля/ Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение № 18.– Харьков. Издательство ХГУ.–1962.–36с.

188. Единообразное предписание, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Издательство ООН, 1973.

189. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 22895-77 – [Введен 01.01.81].–М.; Изд-во стандартов, 1986.–19с.

190. Федюкин В.К. Основы кваліметрії. Управление Качеством продукции. Учебное пособие/ В.К. Федюкин.–М.: ФИЛИН, 2004.–296с.

191. Колісні транспортні засоби . Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010– [Чинний від 2011-07-01].– К.: Держспоживстандарт України, 2011.–26с.

192. Автотранспортные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки: ГОСТ 25478-91 ОКП 45000 – [Введен 01.07.93].–М.; Изд-во стандартов, 1993. – 65 с.

193. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. Национальный стандарт Украины. ДСТУ UN/ECE R 13-H-00:2002. [Введен 200-07-24].— Киев: Госстандарт Украины, 2002. – 125 с.

194. Дитрик Я. Проектирование и конструирование. Системный подход / Я. Дитрик/.–М.: Мир, 1984.–454с.

195. Решетов Д.Н. Надежность машин/ Д.Н. Решитов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев / – М.: Высшая школа, 1988.–238с.

196. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин /М.С. Комаров. - М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

197. Шеїн В.С. Удосконалення методів і засобів сертифікаційних випробувань фрикційних пар гальмівних механізмів автомобілів : дис. канд. техн. наук: спец. 05.01.02 / Шеїн Віталій Сергійович. – Х., 2017. – 195 с.

198. Евграфов, Н.А. Аэродинамика автомобиля: Учебное пособие. / Н.А. Евграфов. М.:МГИУ, 2010. 356 с. ISBN: 978-5-2760-1707-5.

199. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. / В.А. Петрушов. М.: Торус Пресс, 2008. 351 с. ISBN: 978-5-94588-059-7.

200. Рабинович, Э.Х. Сопротивления движению легкового автомобиля при выбеге. / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров, А.В. Магатин, Д.В. Светличный. //Автомобильный транспорт. 2010. вып. 26. с. 53–58.

201. Узбеков, Ф.М. Оптимизация геометрических параметров кузова автомобиля по аэродинамическим характеристикам. Дисс. на соискание учёной степени канд. техн. наук. М., 1984. 164 с.

202. Аэродинамика автомобиля / Под. ред. В.Г. Глухо, пер. с нем. Н.А. Юниковой; под ред. С.П. Згородникова. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

203. Техническая энциклопедия / Бах А.Н., Берштейн-Коган С.В., Вейс А.Л. и др. – Том 1. – М.: Типография Мосполиграф, 1927. – 858 с.

204. Пути развития сотрудничества КамАЗа и НАМИ в области испытаний грузовых автомобилей и автопоездов способом выбега / Д.Х. Валеев, В.С. Карабцев, С.В. Бахшутлов, В.А. Петрушов // Журнал автомобильных инженеров, 2014. №5 (88). – с. 28–33.

205. Измерение аэродинамического сопротивления движению автомобилю дорожным методом / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров, Д.В. Никитин // Метрология – 2012. – С. 390–393.

206. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и попределение понятия “тяговая сила” (в порядке обсуждения) / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность. - 2007. – №1. – с. 25–26.

207. Asis Abdulgazis and Mikhail Podrigalo. A new approach to assessment of vehicles traction dynamics / JSMTMTE 2020 / JOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 971 (2020) 052100 doi:10.1088/1757-899X/971/5/052100. pp.1–7.

208. Бухарин, Н.А. Автомобили / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.-Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.

209. Гуревич, Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
210. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 89. – С. 87–89.
211. Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей / Цимбалин В. Б., Кравец В.Н., Кудрявцев С.М., Успенский И.Н., Песков В.И.// – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
212. Абдулгасис У.А. Метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии / Абдулгасис У., Абдулгасис А., Подригало М., Полянский А., Подригало Н. //MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farke and argy-food industry machinery / Vol/14, № 1. Lublin – Simferopol – Mykolayiv – Kiev – Lviv – Rzeszow, 2012. pp 37-42.
213. Абдулгасис У.А. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии на конвейере сборки автомробилей / Абдулгасис У.А., Абдудгасис А.У., Подригало М.А., Подригало Н.М.// Ученые записки Крымского иженерно-педагогического университета. – Вып. 36. Технические науки. – Симферополь: НТУ КИПУ, 2012 – с. 6-8.
214. Янте А. Механика движения автомобиля/ Янте А.// –.; Государственное научно-техническое из-во машиностроительной литературы, 1952.–263 с.
215. RU 2307356 Устройство для измерения скорости объекта, МПК G01P3/50 / Коровин В. А., Коровин В. К.; Патентообладатель: ООО «Научно-производственное предприятие «Резонанс» RU.; – 2006104665/28, Дата подачи заявки: 14.02.2006; Опубликовано: 27.09.2007, Бюл. № 27
216. RU 2431847 Способ определения скорости движения наземного транспортного средства, МПК G01P3/50 / Кулешов В. В., Макаров В. А., Кутузов С. В. ; Патентообладатель: Федеральное государственное

образовательное учреждение высшего профессионального образования Военная академия Ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого МО РФ (RU). – 2010101941/28, Дата подачи заявки: 22.01.2010; Опубликовано: 20.10.2011, Бюл. № 29).

217. Пат. 51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № и 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

218. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – III, 28 с.

219. Роликовые стенды для поверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование) / Н. Я. Говорущенко, В. П. Волков, Э. Х. Рабинович и др. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2009. – 344 с

220. Пат. RU 2244911 с2, МПК G 01 M 17/00, B 60 T 17/22. Способ испытаний стояночной тормозной системы транспортного средства / Блянкинштейн И. М. (RU), Ильин А. М. (RU); заявители Блянкинштейн Игорь Михайлович, Ильин Александр Михайлович. – № 2000120604/28; заявл. 07.08.2000; опубл. 20.01.2005, Бюл. № 2.

221. Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование) / Н. Я. Говорущенко, В. П. Волков, Э. Х. Рабинович и др. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.

222. Пат. RU 2391237 с1, МПК B60T 17/22, G01L 5/28, G01M 17/007. Испытательный стенд Осипова для диагностирования тормозов автотранспортного средства / Осипов А. Г. (RU); заявители Осипов Артур Геннадиевич. – № 2008139838/11; заявл. 07.10.2008; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16.)

223. Михайловский Е. В. Аэродинамика автомобиля/Е. В. Михайловский. – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с.

224. Гросс Д. С., Сексинский У. С. Некоторые проблемы испытаний автомобилей в аэродинамических трубах//Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 56 – 78.

225. Гоецц Н Влияние результатов испытаний в аэродинамической трубе на форму кузова, вентиляцию и загрязнение поверхности легковых автомобилей//Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 163-185.

226. Грингхэм Х. Е., Баумэн У. Д. Исследования в аэродинамической трубе истечения отработавших газов//Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 197–211.

227. Ода Н., Хосино Т. Визуализация трехмерного воздушного течения в дымовой аэродинамической трубе//Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 211–227.

228. Хучо У. Х., Джансен Л. Дж., Шварц Г. Взаимодействие пограничного слоя, образующегося на платформе, с потоком под автомобилем при продувке в аэродинамической трубе//Аэродинамика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – с. 244-264.

229. Аэродинамика автомобиля// Под ред. В. Г. Гухо; Пер. с нем. Н. А. Юниковой; Под ред. С. П. Загородникова. – М.: Машиностроение, 1987. – 424 с.

230. Динаміка колеса автомобіля /[А.У. Абдулгадіс, Д. В. Абрамов, М. П. Артёмов, В. У. Гацько та інші]; Под ред. М. А. Подригало та О. С. Полянського. – Х.: ХНАДУ, 2019. – 199 с.

231. Пат. 51031 на корисну модель України МПК (2009), G01P3/00, G01P15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях. Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л. – u20100136, заявл. 04.02.2010, опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.

Додаток А

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію
результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М. А. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин: монография / М. А. Подригало, В. П. Волков, Ю. В. Тарасов и др. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.
2. 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, Ю. В. Тарасов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.
3. Тарасов Ю. В. Результаты дорожных испытаний легковых автомобилей с различными сочетаниями тормозных накладок на передней и задней оси / Ю.В. Тарасов, В. Н. Павленко // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – 2007. – № 60. – С. 195-201.
4. Тарасов Ю. В. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, М. В. Байцур, Д. М. Клец // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник. – 2008. – №2(7). – С. 5–13.
5. Тарасов Ю. В. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, Д. М. Клец // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – Выпуск 16 – С. 61–64.
6. Тарасов Ю. В. Статистичний аналіз коефіцієнтів стабільності гальмівних механізмів легкових автомобілів / М. А. Подригало, Ю. В.

Тарасов, В. С. Шеин // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 2. – С. 28–31.

7. Тарасов Ю. В. Квалиметрия тормозных свойств легкового автомобиля второго класса с различными тормозными накладками на диагностической станции ПДС-Л / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Ю. В. Горбик, В. А. Зуев, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – №5 (159) Частина 1. – С. 280–285.

8. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Автомобильный транспорт. – 2011. – Выпуск 29. – С. 114–116.

9. Тарасов Ю. В. Достижение достоверности результатов испытаний пар трения тормозных механизмов / М. А. Подригало, В. С. Шеин, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2011. – №1. – С. 128–132.

10. Тарасов Ю. В. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – 2012. – №1. – С. 59–64.

11. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2013. – Выпуск 40 – С. 33–37.

12. Тарасов Ю. В. Оцінювання придатності (валідація) випробувального устаткування / Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, А. І. Коробко, О. С. Костенко, Ю. А. Радченко // Метрологія та прилади, Науково-виробничий журнал. – 2014. – № 3. – С. 48–55.

13. Тарасов Ю. В. Совершенствование требований к качеству автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, С. А. Соколовский. // Збірник наукових

праць Національної академії національної гвардії України – 2014. – № 2(24) – С. 5 – 8.

14. Тарасов Ю. В. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, В. М. Ефимчук // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: Вестник НТУ «ХПИ». – 2015 № 10. – С. 28–37.

15. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений при оценке энергонагруженности тормозов в процессе дорожных испытаний / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенко – 2015. – № 60 – С. 575 – 581.

16. Тарасов Ю. В. Применение линейных акселерометров для оценки динамических свойств при испытаниях автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Труды Таврического государственного агротехнологического университета. – Вып.4. – 2015. – С. 44 – 51.

17. Тарасов Ю. В. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, А. И. Коробко, Р. О. Кайдалов, А. И. Никорчук // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – № 60. – С. 20 – 31.

18. Тарасов Ю. В. Определение предельных нормативных показателей тормозной динамичности транспортных средств / Ю. В. Тарасов // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. - Полтава, ПолтНТУ, 2016. – Вип. 2(47). – С. 37–44.

19. Тарасов Ю. В. Energy assessment of the dynamism and economy of cars / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Д. М. Клец, Н. М. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов, В. И. Гацько, А. С. Мазин, А. В. Литвинов, М. В. Барун // - "Восточно-Европейский журнал передовых технологий" № 5/7 (89) 2017 –с. 58–64. (Scopus).

20. Тарасов Ю. В. Вдосконалення класифікації видів випробувань колісних машин/ Ю. В. Тарасов //Науковий журнал Технічний сервіс

агропромислового, лісового та транспортного комплексів –Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенко, 2017. – Вип. 10. – С. 76–80.

21. Тарасов Ю. В. Development of the method for estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, А. И. Коробко, Е. А. Дубинин, М. В. Байцур // - Journal of engineering sciences – Суми, СумДУ, 2017. – Вип. 4. – С. 12–16.

22. Yu. Tarasov. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile/ М. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov / Eastern-european journal of enterprise technologies. –Kh.: Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. –1/7(91). PP. 62–70. (Scopus).

23. Тарасов Ю. В. Улучшение качества автомобилей совершенствованием методов их испытаний / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, И. А. Радченко // Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2018. – № 75. – С. 40-48.

24. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.– Луцьк: Луцький НТУ, 2019.–№1(12).–С. 211-216

25. Тарасов Ю. В. Энергетическая эффективность автомобилей и методы ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин, И. А. Радченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 15. – С. 236-248.

26. Тарасов Ю. В. Оценка управляемости полноприводного автомобиля при установившемся повороте / М. А. Подригало, А. А. Кашканов, А. А. Морозов, Ю. В. Тарасов, Н. Н. Потапов, В. М. Биша // «Вісник

Машинобудування та транспорту» (ВНТУ). – 2019. – Випуск 2(10). – С. 81–88.

27. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Літвінов О. В, Кудімов С. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І. Удосконалення методу експериментально-теоретичного визначення параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля. /Наукове видання. Збірник наукових праць НАНГУ. – 2019– Вип. 1 (33). – С. 20–30.

28. Тарасов Ю. В. Определение показателей и критериев функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Автомобильный транспорт. – 2019. – Выпуск 45. – С. 114–116.

29. Тарасов Ю. В. Прогнозирование требований к эффективности торможения автомобилей/ Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Е. М. Гецович // – «Вісник сумського національного аграрного університету» – Суми, СНАУ, 2019. - Вип. 2(36).– С. 37–41.

30. Yu. Tarasov. Improvement of the method for assessing the energy load of vehicle/ М. Podrigalo , D. Abramov, Yu. Tarasov, M. Kholodov // Proceedings of International Scientific Conference «Current Problems of Transport 2019»–Т.: Current Problems of Transport 2019, 2019. –1/7(91). PP. 63-70. (Web of Science Core Collection).

31. Тарасов Ю. В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України– 2019. – № 2(24) – С. 29 – 34.

32. Тарасов Ю. В. Оцінка питомої потужності двигуна при проектуванні автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, О. С. Драгун, І. А. Радченко, С. С. Лукашенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2020. – Вип. 15. – С. 236-243.

33. Yu. Tarasov. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / M. Podrigalo, I. Gritsuk, D. Klets, O. Sirgiyenko, O. Soloviov, V. Hatsko, M. Baitsur, Yu. Tarasov, N. Bulgakov, A. Golovan, V. Savchuk, A. Ahieiev, T. Bilousova // I. et al SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018 , doi: 10.4271/2018-01-1881. (Scopus).

34. Yu. Tarasov. The improvement brake`s qualities of the car by developing the method of the choosing frictional pairs of the brakes mechanisms / M. Podrigalo, M. Kholodov, D. Klets, A. Turenko, V. Bogomolov, V. Hatsko, A. Molodan, Yu. Tarasov, V. Rudzinskiy, M. Alokxa, // I. et al SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019 , doi: 10.4271/2019-01-2145. (Scopus).

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

35. Тарасов Ю. В. Новое в теории торможения автомобилей и тракторов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. В. Байцур, В. И. Назаров, М. П. Холодов, В. С. Шеин // Сборник научных материалов Международной очно-дистанционной научно-практической конференции «Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов», 18-20 апреля 2012 г. – Сургут 2012. – С. 27-29. (Заочна форма участі)

36. Тарасов Ю. В. Классификация стендов для испытания сменных тормозных колодок в сборе / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту»: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих учених, 17-19 травня 2011р. – Севастополь, 2011. – С. 48–49. (Заочна форма участі)

37. Тарасов Ю. В. Определение составляющих энергетического баланса автомобиля при торможении / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : всеукраїнська науково-практична конференція. – Донецьк, 2011.– С. 31-34. (Заочна форма участі)

38. Тарасов Ю. В. Оцінка енергонавантажених гальмівних механізмів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей V-ої науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ» Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 15-17 травня 2012 р. – Львів 2012 р. – С. 65-71. (Заочна форма участі)

39. Тарасов Ю. В. Оценка повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : II всеукраїнська науково-практична конференція. 18-19 вересня 2013 р. – Донецьк, 2013. – С. 47–49. (Заочна форма участі)

40. Тарасов Ю. В. Влияние фрикционной нестабильности колодок передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» : матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. 16-17 квітня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 148–149. (Заочна форма участі)

41. Тарасов Ю. В. Підвищення точності випробувань на ефективність гальмівними механізмами колісних машин / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України»: п'ята науково-практична конференція Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 року : тези доповідей. – Харків, 2013. – С. 97–98. (Очна форма участі)

42. Тарасов Ю. В. Оцінка впливу точності вимірювання швидкості і маси автомобіля на точність непрямих вимірювань енергії, що поглинається гальмами / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту": матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 116-118. (Заочна форма участі)

43. Тарасов Ю. В. Підвищення надійності військової техніки шляхом оцінки придатності методів сертифікаційних випробувань / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, М. С. Гулина // Збірник матеріалів наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору»: наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. І. Кожедуба, 8-9 квітня 2015 року: тези доповідей. – Харків, 2015. – С. 514-515. (Очна форма участі)

44. Тарасов Ю. В. Випробувальний стенд для визначення нерівномірності крутного моменту моторно-трансмісійної установки автотранспортного засобу / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки” 30 березня 2017 року: тези доповідей. – НАНГУ, – Харків, 2017. – С. 57–59. (Очна форма участі)

45. Тарасов Ю. В. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, А. І. Коробко, А. О. Молодан // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. – КІНПАТРИ, – Львів, 2017. – С. 87–88. (Заочна форма участі)

46. Тарасов Ю. В. Випробування на стабільність функціонування, як новий вид оцінки основних характеристик автомобіля під час його експлуатації / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. В. Патек // ХНАДУ // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 30 жовтня 2017 року: тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2017. – С. 74–76. (Очна форма участі)

47. Тарасов Ю. В. Совершенствование оценки характеристик динамических испытаний колесных транспортных средств / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції

“Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація” 25 травня 2018 року : тези доповідей. – ХНТУСГ, – Харків, 2018. – С. 33-34. (Заочна форма участі)

48. Тарасов Ю. В. Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. І. Коробко, І. А. Радченко // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 18 жовтня 2018 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2018. – С. 75-76. (Очна форма участі)

49. Тарасов Ю. В. Оценка функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 16 травня 2019 року. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С. 33–37. (Заочна форма участі)

50. Тарасов Ю. В. Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 16 жовтня 2019 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2019. – С. 45-46 . (Очна форма участі)

51. Тарасов Ю. В. Прогнозування максимальної ефективної потужності двигуна / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С Шеїн // “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” 31 жовтня 2019 року : тези доповідей. – НАНГУ – Харків, 2019. – С. 170–171. (Очна форма участі)

52. Тарасов Ю. В. Исследование влияния стабильности фрикционных пар передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. С. Карчан

// Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: збірник наукових праць. – 2008. – Випуск 2. – С. 349–355. (Очна форма участі)

53. Тарасов Ю. В. Вдосконалення методики визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при вибігу автомобіля/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С. Шеїн // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування», 16-18 вересня 2020 р. – ХНАДУ, – Харків: 2020. – С. 153–55. (Очна форма участі)

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

54. Пат. 72709 України, Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмових механізмів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 27.08.2012.

55. Пат. 88651 України, Сигнальна реєстраційно-вимірювальна система / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.03.2014.

56. 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.

57. 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.

58. Пат. 109002 України, Стенд для вимірювання стоянкових гальм транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Лебедєв С. А., Радченко Ю. А., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 10.08.2016.

59. Пат. 116527, G01L 5/28 України, Стенд для випробування гальмівної системи транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Туренко О. І., Байцур М. В.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.05.2017.

60. Пат. 125513 України, G01P 15/00, Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Літвінов О. В.; заявник і патентовласник Національна академія національної гвардії України, 10.05.2018.

61. Пат. 141660 України, Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів / Байцур М. В., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коряк О. А., Коробко А. І., Подригало Н. М.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 29.07.19.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивні відгуки на: Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” (Вінниця, ВНТУ, 21-23 жовтня 2013 р., заочна форма участі); XIII Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозиуму (Львів, КІНПАТРІ, 15-17 травня 2017 р., заочна форма участі); Международній очно-дистанційній науково-практичній конференції “Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов” (Сургут, 18-20 квітня 2012р., заочна форма участі); Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування” (Харків, ХНАДУ, 16-18 вересня 2020 р., очна форма участі); Міжнародній науково-технічній конференції

студентів, аспірантів та молодих учених “Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту” (Севастополь, 17-19 травня 2011р., заочна форма участі); Всеукраїнській практичній конференції молодих учених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 23-24 листопада 2011 р., заочна форма участі); Науково-технічній конференції “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ” (Львів, Академія сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 15-17 травня 2012 р., заочна форма участі); II Всеукраїнській практичній конференції молодих вчених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 18–19 вересня 2013 р., заочна форма участі); V Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України” (Харків, Академія внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 р., очна форма участі); Науковій конференції “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (Харків, ХУПС ім. Івана Кожедуба, 8-9 квітня 2015 р., очна форма участі); Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки” (Харків, НАНГУ, 30 березня 2017 р., очна форма участі), Науково-практичних конференціях “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація ” (Харків, ХНТУСГ, ” 25 травня 2018 р., 16 травня 2019 р., заочна форма участі); науково-практичних семінарах “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України” (Харків, НАНГУ, 31 жовтня 2019 р., 2 квітня 2020 р., очна форма участі); Науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” (Харків, ХНАДУ, 15-18 жовтня 2019 р., очна форма участі); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (2011 – 2020 рр., очна форма участі).

Додаток Б
Акти впровадження



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД»
61007, Україна, м. Харків, пр. Московський, 275
тел.: +38 0572 93 51 80, факс: +38 0572 94 17 60
e-mail: info@xtz.com.ua



Акт впровадження АТ «Харківський тракторний завод»
за результатами дисертаційної роботи
Тарасова Юрія Володимировича

Акціонерним товариством «Харківський тракторний завод» прийнято до використання при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт наступні результати дисертаційної роботи Тарасова Юрія Володимировича, яка буде представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук:

- методика випробувань на вібростійкість агрегатів трансмісії автотранспортних засобів при коливаннях крутного моменту двигуна;
- методика оцінки енергетичної навантаженості колісних машин.

Цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та фінансових розрахунків.

Директор технічний



В.С. Пивовар

10.09.2020

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Директор ДП «ХЗСМ»



О.Д. Горобець

2018 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача ступеня доктора технічних наук
Тарасова Юрія Володимировича

Комісія у складі:

Голова комісії – Є.М. Стрілець – перший заступник директора та член
комісії,

- В.В. Воронцов – головний конструктор
- О.А. Ілляшенко – головний технолог

встановила, що результати дисертаційного дослідження здобувача наукового
ступеня доктора технічних наук Тарасова Юрія Володимировича, а саме:

- метод оцінки параметричної стабільності автотранспортних засобів
категорій N_2 в N_3 при нормальній експлуатації;
- методи і засоби для проведення випробувань моторно-трансмійних
установок автотранспортних засобів;
- підвищення інформативності та точності результатів динамічних
випробувань при використанні лінійних акселерометрів і гіроскопічних
датчиків.

використовуються при проведенні дослідно-конструкторських робіт з
модернізації автотранспортних засобів, що випускаються на нашому
підприємстві.

Голова комісії

Є.М. Стрілець

Члени комісії:

Handwritten signatures in blue ink. One signature is for V.V. Voroncov and the other is for O.A. Ilyashenko.

В.В. Воронцов

О.А. Ілляшенко



ЗАТВЕРДЖУЮ

директор ТОВ «Спецбудмаш»

Ю.В. Басюк

2021 р

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Тарасова Юрія Володимировича

Товариство з обмеженою відповідальністю «Спецбудмаш» прийняло до використання при виконанні науково-дослідних і проектно-конструкторських робіт результати дисертаційної роботи Тарасова Юрія Володимировича, що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. До використання прийняти наступні результати:

- удосконалення методів та засобів випробувань моторно – трансмісійних агрегатів автотранспортних засобів;
- стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі;
- методика оцінки аеродинамічних характеристик автомобіля в дорожніх умовах.

Начальник виробництва

О.В. Мельников

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор технічного Приватного
акціонерного товариства «АвтоКрАЗ»

« 25 »  Бузина
2020 року

**АКТ**

про реалізацію результатів наукових досліджень здобувача
наукового ступеня доктора технічних наук
Тарасова Юрія Володимировича

Комісія у складі:

голови комісії – заступник директора технічного з нової техніки ПрАТ «АвтоКрАЗ» кандидат технічних наук Дунь Сергій Вікторович та членів комісії: головний конструктор - Васечек Сергій Володимирович, заступник головного конструктора – начальник відділу робочого проектування Мельник Сергій Миколайович встановила, що результати досліджень, які викладено у дисертаційній роботі докторанта ХНАДУ, канд. техн. наук Тарасова Ю.В., а саме:

- методи оцінки енергетичної навантаженості автотранспортних засобів;
- методика випробувань на вібростійкість агрегатів трансмісії автотранспортних засобів при коливаннях крутного моменту двигуна

розроблені особисто автором і реалізуються при виконанні дослідно-конструкторських робіт у Приватному акціонерному товаристві «АвтоКрАЗ».

Голова комісії:



С.В. Дунь

Члени комісії:



С.В. Васечек



С.М. Мельник

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Національного наукового
центру «Інститут механізації та
електрифікації сільського
господарства»



В.В. Адамчук

« 5 » 01 2021 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
здобувача наукового ступеня доктора технічних наук
Тарасова Юрія Володимировича

Даний акт складено комісією у складі:

Третяк В. М. – к.т.н., доц., – завідувач лабораторії гібридних мобільних енергозасобів ННЦ «ІМЕСГ»;

Говоров О. Ф. – к.т.н. – старший науковий співробітник лабораторії гібридних мобільних енергозасобів ННЦ «ІМЕСГ»;

Подригало М.А. – д.т.н., проф., – завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Комісія визначила, що в Національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» при проведенні пошукових науково-дослідних робіт зі створення перспективних машинно-тракторних агрегатів використовувались теоретичні напрацювання канд. техн. наук Тарасова Юрія Володимировича, які полягають в забезпеченні технічного рівня тягово-транспортних засобів при проектуванні та модернізації а саме:

– метод оцінки функціональної та параметричної стабільності тягово-транспортних засобів при тривалій експлуатації;

– для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей тягово-транспортних засобів показник – швидкість змінювання параметрів, що характеризують динамічні властивості.

Результати теоретичних досліджень також можуть використовуватись при створенні перспективних гібридних моторно-трансмісійних установок машинно-тракторних агрегатів.

Члени комісії:

В.М. Третяк

О.Ф. Говоров

М.А. Подригало

Додаток В

Паспорт вимірювально-реєстраційного комплексу для випробувань мобільних машин і їх елементів «ВРКВММ 4-001»



ВИМІРЮВАЛЬНО-РЕЄСТРАЦІЙНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН І ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

Модифікація:

«ВРКВММ 4-001»

ПАСПОРТ

4-001.000.00 ПС



В.1 Основні технічні характеристики

Діапазон контролюємих параметрів:

прискорення , $\pm 1,5$ g

Межа основної допустимої відносної похибки прискорення, % ± 1

Напруга живлення: 220 В, 50 Гц

Габаритні розміри комплексу, мм

вимірювального блоку 270x420

обчислювального блоку..... 80x90

Маса комплексу, кг

вимірювальний блок 0,2

обчислювальний блок 2,3

Умови експлуатації:

температура навколишнього середовища: - 10 °С до + 45 °С;

відносна вологість навколишнього середовища до 80 % при 25 °С;

атмосферний тиск від 66,6 кПа до 106,6 кПа

.....(від 500 мм рт.ст. до 800 мм рт.ст.)

Рекомендовані системні вимоги: Процесор – 1,66 GHz, оперативна пам'ять –

1 Гб, відеокарта – 512 МБ, ОС – Win 7.

Середній термін експлуатації, років - не менше 6

Технічні характеристики акселерометра наведено в таблиці Е.1.

Якщо не зазначено інше: $-40\text{ °C} \leq T_A \leq 105\text{ °C}$, $2,2\text{ V} \leq V_{DD} \leq 3,6\text{ V}$,

прискорення вісь X = 0g, вісь Y = 0g, вісь Z = -1g.

Таблиця В.1 – Технічні характеристики акселерометра

Характеристика	Символ	Min	Оптимальне	Max	Одиниця вимірювання
Робочий діапазон Напруга живлення Сила струму Діапазон робочих температур Діапазон вимірювання прискорення, X-вісь, Y-вісь, Z-вісь	V_{DD} I_{DD} T_A g_{FS}	2,2 - -40 -	3,3 500 - $\pm 1,5g$	3,6 800 +105 -	V μA $^{\circ}C$ g
Вихідний сигнал Zero-g ($T_A = 25^{\circ}C, V_{DD} = 3,3V$) Zero-g X-вісь Y-вісь Z-вісь	V_{OFF} V_{OFF}, T_A	1,485 $\pm 2,6$ $\pm 5,8$ $\pm 1,0$	1,65 $\pm 0,6$ $\pm 5,8$ $\pm 0,8$	1,815 $\pm 3,8$ $\pm 5,9$ $\pm 0,8$	V
Чутливість ($T_A = 25^{\circ}C, V_{DD} = 3,3V$) 1.5g	$S_{1,5g}$	740	800	860	mV/g
Чутливість X-вісь Y-вісь Z-вісь	V, T_A	$\pm 0,02$ $\pm 0,01$ $\pm 0,01$	$\pm 0,02$ $\pm 0,01$ $\pm 0,00$	$\pm 0,02$ $\pm 0,01$ $\pm 0,01$	%/ $^{\circ}C$
Пропускна здатність X, Y Z	f_{-3db} f_{-3db}	- -	350 150	- -	Гц Гц
Шум RMS (0,1 Гц – 1 кГц) Спектральна густина потужності RMS (0,1Гц–1кГц)	n_{RMS} n_{PSD}	- -	4,7 350	- -	mVrms
Час керування Power-Up Час відгуку Enable Час відгуку Резонансна частота чутливого елемента X, Y Z Внутрішня частота дискретизації	$t_{RESPONSE}$ t_{ENABLE} f_{GCELL} f_{GCELL} f_{CLK}	- - - - -	1,0 0,5 6,0 3,4 11	2,0 2,0 - - -	ms ms кГц кГц кГц
Нелінійність, $X_{OUT}, Y_{OUT}, Z_{OUT}$	NL_{OUT}	-1,0	-	+1,0	%FSO
Cross-Axis чутливість осей	$V_{XY,XZ,YZ}$	-	-	5,0%	%

В.2 Комплектність

В.2.1 Комплектність приведена в таблиці Е.2

Таблиця В.2 - Комплектність

Найменування	Позначення	Кіл. приладів, шт	Примітка
Блок обчислювальний (РС) з блоком живлення	РС Asus	1	
Акселерометри	ММА7260QT	4	
Програмне забезпечення	Vehicle Dynamics V 3.7	1	
Паспорт	4-001.00.00 ПС	1	
Корпус	–	1	

В.3 Опис і робота

В.3.1 Комплекс призначений для вимірювання кінематичних, динамічних і потужнісних характеристик мобільних машин (ММ) і їх елементів при дорожніх і стендових випробуваннях.

В.3.2 Комплекс використовується для визначення динамічних властивостей вантажних і легкових автомобілів, автобусів і автопоїздів, тракторів, військової колісної і гусеничної техніки, а також їх елементів в процесі експлуатації, при проведенні автотехнічної експертизи і інших випадках, що вимагають оперативного контролю стану ММ.

В.3.3 Комплекс визначає лінійні прискорення і сповільнення ММ, а також проводить розрахунок кутових швидкості і прискорення, миттєвого радіусу повороту, координату центру пружності ММ, лінійну швидкість V.

В.3.4 Комплекс забезпечує додаткові функціональні можливості:

– результати вимірювання параметрів ММ відображаються в реальному часі на екрані обчислювального блоку;

- можливість обробки зареєстрованих даних в прикладному програмному забезпеченні (наприклад Microsoft Office Excel, MATLAB тощо);
- можливість перегляду записів зареєстрованих даних;
- можливість введення температурної корекції та поправки на встановлення датчиків.

В.3.5 Експлуатаційні обмеження

В.3.5.1 До експлуатації допускаються комплекси, які пройшли метрологічну атестацію у відповідності з методикою атестації і мають відповідну відмітку в паспорті.

В.3.5.2 До роботи з комплексом допускаються особи, ознайомлені з цим паспортом.

В.3.5.3 Перед експлуатацією необхідно провести зовнішній огляд обчислювального блоку і акселерометрів, перевірити:

- відсутність механічних пошкоджень;
- надійність з'єднання роз'ємів.

В.3.5.4 Не допускається нанесення комплексу механічних ударів.

В.3.5.5 У разі збоїв в роботі комплексу, не передбачених цим паспортом, вимкнути живлення і знову включити через 10 секунд. Якщо після цього знайдені збої в роботі, комплекс відправити в ремонт.

В.3.6 Живлення комплексу

В.3.6.1 Живлення комплексу здійснюється від Li-ion акумулятора. Заряджати акумулятор необхідно згідно технічних вимог до обчислювального блоку.

В.3.6.2 При зберіганні комплексу заряджати акумулятор необхідно не рідше 1 разу у 14 днів.

Д.3.6.3 Процес заряджання проводити відповідно до вимог інструкції з експлуатації PC Asus.


В.3.7 Підготовка комплексу до використання


В.3.7.1 Роботу з комплексом виконує 1 оператор.

В.3.7.2 Встановити необхідну кількість акселерометрів на горизонтальних поверхнях, жорстко з'єднаних з елементами кузова або несівної системи ММ, всередині або ззовні і закріпити їх за допомогою струбцин або двосторонньої клейкої стрічки (в комплект не входить) чи спеціального пристосування. Напрямок стрілки осі X повинен співпадати з поздовжньою віссю ММ. Стрілка осі Z повинна бути направлена вгору.

В.3.7.3 Під'єднати кабелі акселерометрів до PC Asus до USB-роз'ємів напряду або через концентратор.

В.3.7.4 Встановити мобільну машину перед ділянкою відведеною для випробувань.

В.3.7.5 Ввімкнути PC Asus натисканням кнопки  . Зачекати завантаження операційної системи.

В.3.7.6 Запустити програмне забезпечення Vehicle Dynamics V 3.7: на «Робочому столі» натиснути два рази на ярлик  . На дисплеї з'явиться вікно програми (рисунок Д.1).

В.3.7.7 Натиснути кнопку . На екрані з'явиться вікно для введення номерів акселерометрів (3 останні цифри номера акселерометра) (рисунок В.2). У відповідних місцях ввести номери акселерометрів: спочатку вводяться номери акселерометрів під'єднаних з лівої сторони, потім номери акселерометрів під'єднаних з правої сторони. Натиснути кнопку .

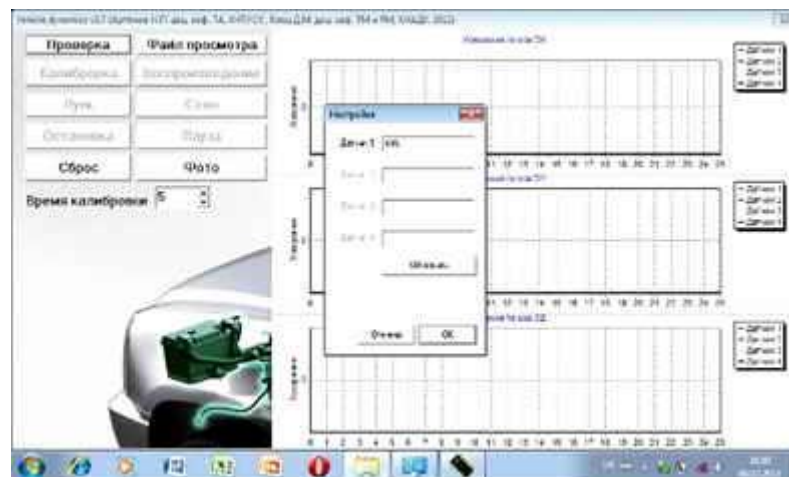

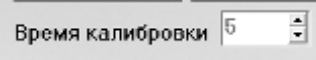


Рисунок В.1 - Вікно програми Vehicle Dynamics V 3.7





Рисунок В.2 - Вікно для введення номерів акселерометрів

В.3.7.8 Натиснути кнопку  і зачекати час указаний в полі . В ході виконання цієї операції буде розрахована поправка на відхилення від горизонтальності поверхні, на якій встановлені акселерометри.

В.3.7.9 Комплекс готовий до використання

Д.3.8 Використання комплексу

В.3.8.1 Натиснути кнопку . На екрані з'явиться напис . Розпочати рух ММ відповідно до методики проведення випробувань. Процес вимірювання лінійних прискорень буде відображатись на екрані у реальному часі (рисунок В.3).

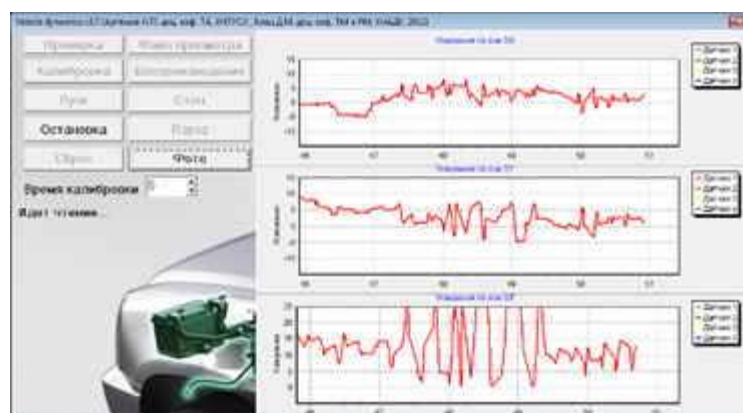
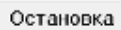




Рисунок В.3 - Екран відображення процесу вимірювання лінійних прискорень

В.3.8.2 Закінчення процесу вимірювання здійснюється натисканням кнопки


.

В.3.8.3 Відновити процес запису можна натисненням кнопки .

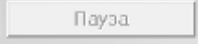

В.3.8.4 Для збереження файлу з вимірними даними і початку запису нового файлу натиснути кнопку .

В.3.8.5 По закінченні вимірювань закрити програму Vehicle Dynamics V 3.7 натиснувши  у правому верхньому куті. Вимкнути PC Asus. Від'єднати акселерометри від PC Asus. Обережно зняти акселерометри з ММ.

В.3.9 Перегляд зареєстрованих даних

В.3.9.1 Для перегляду зареєстрованих даних у вікні програми Vehicle Dynamics V 3.7 натиснути кнопку . У вікні, що відкриється, вибрати папку, де розташовано виконавчий файл, потім папку, ім'я якої складається з дати проведення випробувань у форматі «рр-мм-дд». Вибрати необхідний файл (формат імені файлу «гг-мм-сс.№№№№») і відкрити його, натиснувши два рази на ньому.

В.3.9.2 Розпочинається процес перегляду натисканням кнопки .

В.3.9.3 Призупиняється процес перегляду натисканням кнопки , зупиняється – .

В.3.9.4 Кнопка  зберігає екран у форматі «.bmp».

В.4 Ресурси, терміни служби і зберігання

В.4.1 Термін служби комплексу не менше 6 років при дотриманні вимог діючої експлуатаційної документації.

В.4.2 При зберіганні комплексу необхідно не менше ніж два рази у місяць заряджати акумулятор PC Asus.

Додаток Д

Патенти, які засвідчують права інтелектуальної власності



(11) 72709

(19) UA

(51) МПК
B60T 17/22 (2006.01)

(21) Номер заявки: **u 2012 01920**

(22) Дата подання заявки: **20.02.2012**

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **27.08.2012**

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: **27.08.2012, Бюл. № 16**

(72) Винахідники:
Подригало Михайло Абович, UA,
Альокса Микола Миколайович, UA,
Тарасов Юрій Володимирович, UA,
Коробко Андрій Іванович, UA,
Бері Руслан Володимирович, UA,
Шейн Віталій Сергійович, UA,
Кравцов Михайло Сергійович, UA

(73) Власник:
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, UA

(54) Назва корисної моделі:

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ІНЕРЦІЙНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ФРИКЦІЙНИХ ПАР ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

(57) Формула корисної моделі:

Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмових механізмів, що містить масивну чавунну плиту, на якій розташовані дві опори, в підшипниках яких обертається вал із закріпленими на ньому маховими масами, також містить електродвигун, супорт, систему приводу, яка приводить в дію гальмовий механізм, систему охолодження гальма, систему керування стендом та систему вимірювання параметрів гальмування, який відрізняється тим, що має компоновку максимально наближену до будови автомобіля, а саме: оснащений двома коробками перемикачів передач, одна з яких з'єднана з енергетичною установкою, з карданною передачею та підводиться до редуктора заднього моста; друга коробка перемикачів передач - з маховою масою і разом з першою дозволяють в більшому діапазоні варіювати необхідною енергією.



(11) 88651

(19) UA

(51) МПК

B60T 17/22 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2013 12290
 (22) Дата подання заявки: 21.10.2013
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.03.2014
 (46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 25.03.2014, Бюл. № 6

(72) Винахідник:
 Подригало Михайло Абович, UA,
 Тарасов Юрій Володимирович, UA,
 Коробко Андрій Іванович, UA,
 Шеїн Віталій Сергійович, UA

(73) Власник:
 ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ,
 вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, UA,
 Подригало Михайло Абович, вул. Державинська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001, UA,
 Тарасов Юрій Володимирович, вул. Ком. Коржа, 4, кв. 124, м. Харків, 61184, UA,
 Коробко Андрій Іванович, вул. Шкільна, 11, с. Красна Поляна, Зміївський р-н, Харківська обл., 63411, UA,
 Шеїн Віталій Сергійович, вул. Танкопія, 5-а, кв. 65, м. Харків, 61060, UA

(54) Назва корисної моделі:

СИГНАЛЬНА РЕЄСТРАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА

(57) Формула корисної моделі:

Сигнальна реєстраційно-вимірвальна система, що містить блок керування та датчик зусилля, яка відрізняється тим, що блок керування комплексу підключається до бортового комп'ютера транспортного засобу, а зміни значень необхідних показників, що контролюються датчиками прискорень та датчиком зусилля, супроводжуються відповідними сигналами за допомогою сигнальних візуального та звукового блоків.





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **106039** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
G01P 15/00
G01P 3/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2015 10857 (22) Дата подання заявки: 06.11.2015 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.04.2016 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.04.2016, Бюл.№ 7</p>	<p>(72) Винахідник(и): Подригало Михайло Абович (UA), Абрамов Дмитрій Володимирович (UA), Тарасов Юрій Володимирович (UA), Коробко Андрій Іванович (UA), Оліярник Богдан Олексійович (UA), Власюк Петро Степанович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA), Подригало Михайло Абович, вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001 (UA), Абрамов Дмитрій Володимирович, пров. Крилова, 5, м. Харків, 61090 (UA), Тарасов Юрій Володимирович, вул. Ком. Корка, 4, кв. 124, м. Харків, 61184 (UA), Коробко Андрій Іванович, вул. Шкільна, 11, с. Красна Поляна, Зміївський р-н, Харківська обл., 63411 (UA), Оліярник Богдан Олексійович, вул. Білозора, 22, м. Львів-Винники, 79495 (UA), Власюк Петро Степанович, вул. Володимира Великого, 14, кв. 5, м. Львів, 79053 (UA)</p>
---	---

UA 106039 U

(54) СИСТЕМА ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ**(57) Реферат:**

Система для вимірювання параметрів руху рухомих об'єктів складається з елементів вимірювання та пристроїв оброблення і візуалізації інформації. Вимірювання параметрів руху (лінійного прискорення, лінійної швидкості, кутового прискорення, кутової швидкості, миттєвого радіуса повороту, напрямку вектора лінійної швидкості) здійснюють одночасно датчиком лінійних прискорень і датчиком кутової швидкості (гіроскопом), виконаними в одному блоці. Інформація про параметри руху об'єктів одержується шляхом математичної обробки сигналів, отриманих з датчиків.





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 101997 (13) U
(51) МПК
G01L 5/13 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2015 03553**
(22) Дата подання заявки: **16.04.2015**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **12.10.2015**
(46) Публікація відомостей про видану патенту: **12.10.2015, Бюл.№ 19**

(72) Винахідник(и):
Абрамов Дмитрій Володимирович (UA),
Кайдалов Руслан Олегович (UA),
Коробко Андрій Іванович (UA),
Нікорчук Андрій Іванович (UA),
Подригало Михайло Абович (UA),
Тарасов Юрій Володимирович (UA)

(73) Власник(и):
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA),
Абрамов Дмитрій Володимирович,
пров. Крилова, 5, м. Харків, 61090 (UA),
Кайдалов Руслан Олегович,
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),
Коробко Андрій Іванович,
вул. Школьна, 11, с. Кр. Поляна, Зміївський р-н, Харківська обл., 61143 (UA),
Нікорчук Андрій Іванович,
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),
Подригало Михайло Абович,
вул. Державінська, 2/148, м. Харків, 61001 (UA),
Тарасов Юрій Володимирович,
вул. Ком. Корка, 4/124, м. Харків, 61184 (UA)

UA 101997 U

(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ ПОТУЖНОСТІ НА ВЕДУЧИХ КОЛЕСАХ АВТОМОБІЛЯ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

(57) Реферат:

Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації полягає у визначенні швидкості й прискорення автомобіля при розгоні з повною подачею палива, причому вимірювання швидкості й прискорення здійснюють на початку експлуатації й після тривалого пробігу автомобіля при його однаковій масі, а потім визначають зміну потужності двигуна через добуток маси автомобіля, швидкості руху та різниці прискорень автомобіля при цій швидкості на початку експлуатації та після тривалого пробігу.





УКРАЇНА

(19) UA (11) 116527 (13) U

(51) МПК

G01L 5/28 (2006.01)

B60T 17/22 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 12260</p> <p>(22) Дата подання заявки: 02.12.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.05.2017, Бюл.№ 10</p>	<p>(72) Винахідник(и): Байцур Максим Вячеславович (UA), Коробко Андрій Іванович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Тарасов Юрій Володимирович (UA), Туренко Олександр Ігорович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA), Байцур Максим Вячеславович, вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001 (UA), Коробко Андрій Іванович, вул. Шкільна, 11, с. Красна Поляна, Зміївський р-н, Харківська обл., 63411 (UA), Подригало Михайло Абович, вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001 (UA), Тарасов Юрій Володимирович, вул. Ком. Корка, 4, кв. 124, м. Харків, 61184 (UA), Туренко Олександр Ігорович, вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002 (UA)</p>
--	--

UA 116527 U

(54) СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**(57) Реферат:**

Стенд для випробовування гальмівних систем транспортних засобів, що містить опорні майданчики та горизонтальні силові циліндри. В конструкцію додатково введено опорні майданчики для задньої осі транспортного засобу та додаткові вертикальні силові циліндри.





ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109002** (13) **U**
(51) МПК
B60T 17/22 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

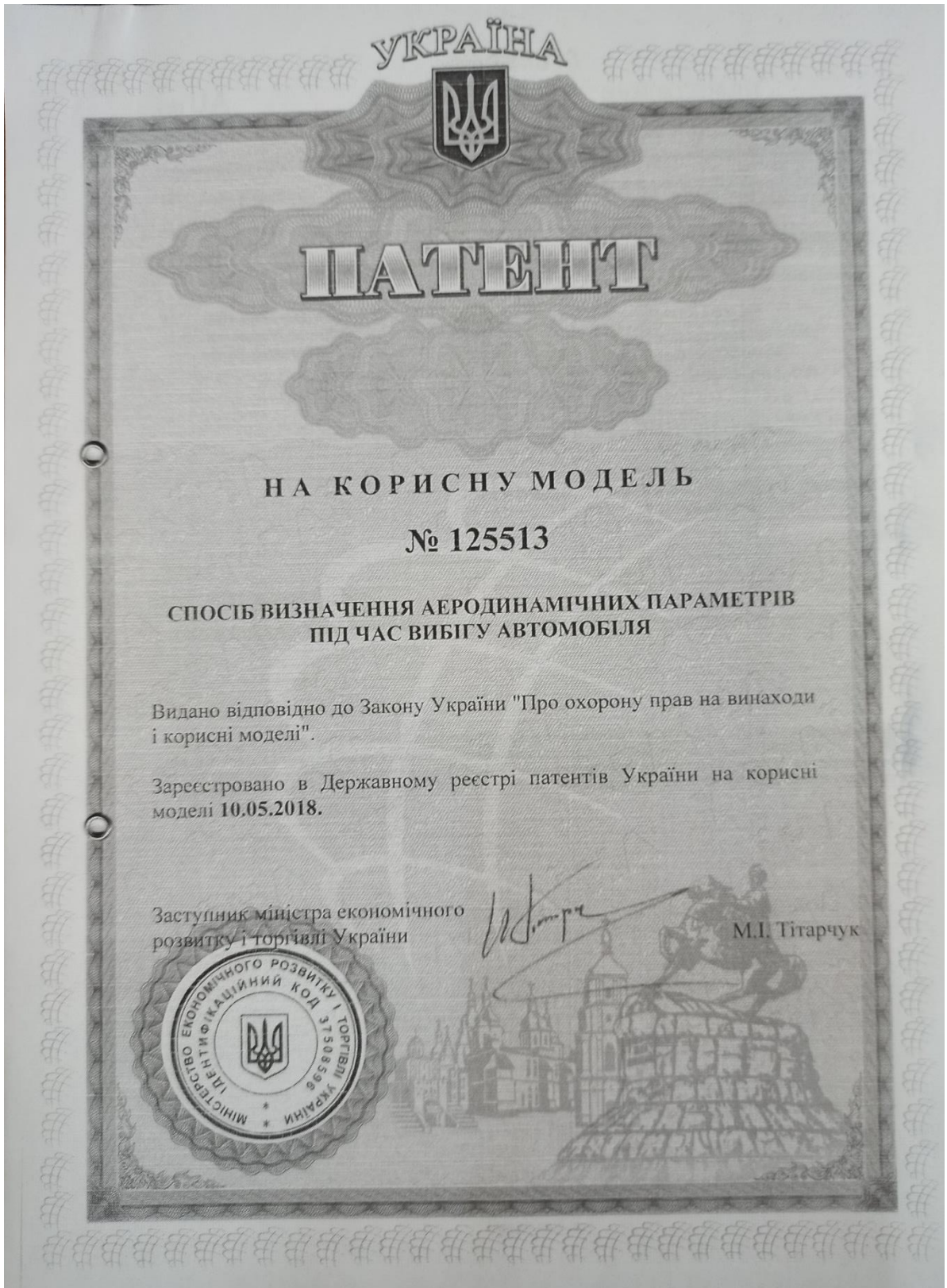
<p>(21) Номер заявки: u 2016 00862</p> <p>(22) Дата подання заявки: 03.02.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.08.2016</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.08.2016, Бюл.№ 15</p> <p>(72) Винахідник(и): Коробко Андрій Іванович (UA), Лебедєв Сергій Анатолійович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Радченко Юлія Андріанівна (UA), Тарасов Юрій Володимирович (UA), Шейн Віталій Сергійович (UA)</p>	<p>(73) Власник(и): ДЕРЖАВНА НАУКОВА УСТАНОВА "УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО" ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ, вул. Котлова, 236, м. Харків, 61040 (UA), Коробко Андрій Іванович, вул. Школьна, 11, с. Красна Поляна, Зміївський р-н, Харківська обл., 63411 (UA), Лебедєв Сергій Анатолійович, вул. Петровського, 33-а, кв. 13, м. Харків, 61024 (UA), Подригало Михайло Абович, вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків, 61001 (UA), Радченко Юлія Андріанівна, пров. Квартальний, 4, кв. 131, смт Пісочин, Харківський р-н, Харківська обл., 62416 (UA), Тарасов Юрій Володимирович, вул. Ком. Корка, 4, кв. 124, м. Харків, 61184 (UA), Шейн Віталій Сергійович, вул. Танкопія, 5-а, кв. 65, м. Харків, 61060 (UA)</p>
---	---

UA 109002 U

(54) СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ СТОЯНКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

(57) Реферат:

Стенд для випробування стоянкових гальм транспортних засобів за принципом створення еквівалентного навантаження, який відрізняється тим, що навантаження, яке прикладається до транспортного засобу, створюється без використання великогабаритних конструкцій (естакад), забезпечується автоматичний розрахунок необхідного навантаження, підвищується точність його реалізації і забезпечується універсальність за рахунок можливості проводити випробування великого ряду транспортних засобів незалежно від їх маси та габаритних розмірів.



(11) 125513

(19) UA

(51) МПК (2018.01)
G01P 15/00
G01P 3/00

(21) Номер заявки: u 2017 12485

(22) Дата подання заявки: 15.12.2017

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: 10.05.2018(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: 10.05.2018,
Бюл. № 9(72) Винахідники:
Подригало Михайло Абович,
UA,
Кайдалов Руслан Олегович,
UA,
Нікорчук Андрій Іванович,
UA,
Тарасов Юрій
Володимирович, UA,
Літвінов Олексій
Володимирович, UA(73) Власник:
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ
УКРАЇНИ,
майдан Захисників України, 3,
м. Харків, 61001, UA

(54) Назва корисної моделі:

СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІД ЧАС ВИБІГУ АВТОМОБІЛЯ

(57) Формула корисної моделі:

Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля, при якому автомобіль розганяють до швидкості 0,8 від максимальної, рухають автомобіль накатом (вибіг) і вимірюють в процесі вибігу сповільнення автомобіля, який відрізняється тим, що за значеннями сповільнень у два моменти часу, виміряних через встановлений інтервал часу, визначають темп зменшення сповільнення та за спрощеною моделлю розраховують аеродинамічні параметри.



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 141660

ІНЕРЦІЙНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ТРАНСМІСІЇ
АВТОМОБІЛІВ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 27.04.2020.

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **141660** (13) **U**

(51) МПК

G01M 1/10 (2006.01)**G01M 1/16** (2006.01)**G01M 13/025** (2019.01)

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2019 09011</p> <p>(22) Дата подання заявки: 29.07.2019</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.04.2020</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.04.2020, Бюл.№ 8</p>	<p>(72) Винахідник(и): Байцур Максим В'ячеславович (UA), Коробко Андрій Іванович (UA), Коряк Олександр Олександрович (UA), Подригало Михайло Абович (UA), Подригало Надія Михайлівна (UA), Тарасов Юрій Вікторович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Байцур Максим В'ячеславович, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Коробко Андрій Іванович, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Коряк Олександр Олександрович, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Подригало Михайло Абович, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Подригало Надія Михайлівна, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA), Тарасов Юрій Вікторович, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002 (UA)</p>
---	--

UA 141660 U

(54) ІНЕРЦІЙНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ**(57) Реферат:**

Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів містить масивну чавунну плиту, на якій встановлюється об'єкт випробувань (коробка передач) і електродвигун, з'єднаний з вхідним валом коробки передач через карданний шарнір, інерційні маси і балансири машини, систему управління стендом і систему вимірювання динамічних параметрів трансмісії. Стенд має ведучий міст, який з'єднано карданним валом із об'єктом випробувань (коробкою передач) для імітації реальних умов навантаження об'єкта випробувань (коробки передач), а електродвигун має можливість повороту в площині чавунної плити відносно подовжньої осі об'єкта випробувань (коробки передач) для імітації його вібронавантаження.