

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

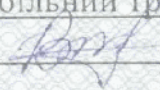
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

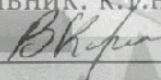
на тему:

«Покращення діагностування гальмівних систем легкових автомобілів в умовах станції технічного обслуговування Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»»

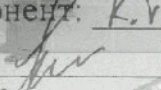
Виконав: студент 2-го курсу, групи
ІАТ-23м спеціальності 274 –

Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма –
Автомобільний транспорт

 Рудий В.О.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ
 Крещенецький В.Л.

« 6 » 12 2024 р.

Опонент: к.т.н., доц. каф. АТМ
 Косинко С.І.
« 19 » 12 2024 р.

Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 14 » 12 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

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

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

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

«18» 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Рудому Владиславу Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Покращення діагностування гальмівних систем легкових автомобілів в умовах станції технічного обслуговування Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»

керівник роботи Крещенський Володимир Леонідович, к.т.н., доцент,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі станції технічного обслуговування Тойота Цент Вінниця «Преміум Моторс»; об'єкт дослідження – процеси діагностування гальмівних систем автомобілів методами дорожніх і стендових випробувань»; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Аналіз методів та засобів діагностування робочих гальмівних систем.

2 Методологічна основа удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобіля методом стендових випробувань.

3 Експериментальна перевірка запропонованої методики.

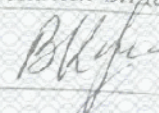
5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-2 Тема, мета та завдання дослідження.

3 Наукова новизна одержаних результатів.

- 4 Переваги та недоліки дорожніх та стендових методів випробувань
- 5 Параметри, які необхідно контролювати під час періодичних випробувань гальмівних систем.
- 6 Необхідні вимірювані параметри діагностування гальмівних систем автомобілів на стендах.
- 7 Реалізація удосконаленої методики діагностування гальмівних систем.
- 8 Визначення тиску в гідроприводі гальмівної системи автомобіля.
- 9 Характерні точки типових гальмівних діаграм автомобілів з гідравлічним приводом.
- 10 Основні характерні види нелінійності характеристик гальмівних механізмів, зумовлені їх технічним станом.
- 11 Можливості реалізації характеристик гальмівних механізмів, виходячи з умов дорожніх випробувань.
- 12 Визначення гальмівного шляху автомобіля.
- 13 Порівняння результату приведення даних стендових випробувань автомобіля до умов дорожніх випробувань.
- 14 Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання виконав
Розв'язання основної задачі	Крещенський В.Л., доцент кафедри АТМ		
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В., доцент кафедри АТМ		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024
10	Захист МКР	17.12.-20.12.2024

Здобувач

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

Рудий В.О.

Крещенський В.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.113.004

Рудий В.О. Покращення діагностування гальмівних систем легкових автомобілів в умовах станції технічного обслуговування Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс». Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – автомобільний транспорт, освітня програма – автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 108с.

На укр.мові. Бібліогр.: 27 назв; рис.: 46; табл. 10.

Предметом магістерської кваліфікаційної роботи є методи і засоби вдосконалення процесу діагностування, спрямовані на підвищення адекватності результатів діагностування автомобілів на стендах з результатами його випробувань на дорозі. В магістерській кваліфікаційній роботі проведено аналіз методів та засобів діагностування робочих гальмівних систем. Визначено методологічну основу удосконалення методики діагностування гальмівної системи автомобіля методом стендових випробувань. Проведена експериментальну перевірку запропонованої методики. Отримати рекомендації щодо застосування удосконалених методик на виробництві для діагностування гальмівних систем легкових автомобілів та науково обґрунтовані сформульовані вимоги до використовуюваного діагностичного обладнання.

Графічна частина складається з 14 слайдів.

Ключові слова: гальмівна система, станція технічного обслуговування, легковий автомобіль, діагностика, методи дорожніх і стендових випробувань, водій-гальмівна система, гальмівний шлях.

ANNOTATION

UDC 629.113.004

Rudy V.O. Improvement of diagnostics of braking systems of passenger cars in the conditions of the service station Toyota Center Vinnytsia "Premium Motors". Master's qualification work on specialty 274 - road transport, educational program - road transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 108p.

In the Ukrainian language. Bibliography: 27 titles; rice. :46; table 10.

The subject of the master's qualification work is the methods and means of improving the diagnosis process, aimed at increasing the adequacy of the results of car diagnostics on stands with the results of its tests on the road. In the master's qualification thesis, an analysis of methods and means of diagnosing working braking systems was carried out. The methodological basis for improving the technique of diagnosing the braking system of a car by the method of bench tests has been determined. An experimental test of the proposed method was carried out. Get recommendations on the application of improved methods in production for diagnosing brake systems of passenger cars and scientifically based formulated requirements for the used diagnostic equipment.

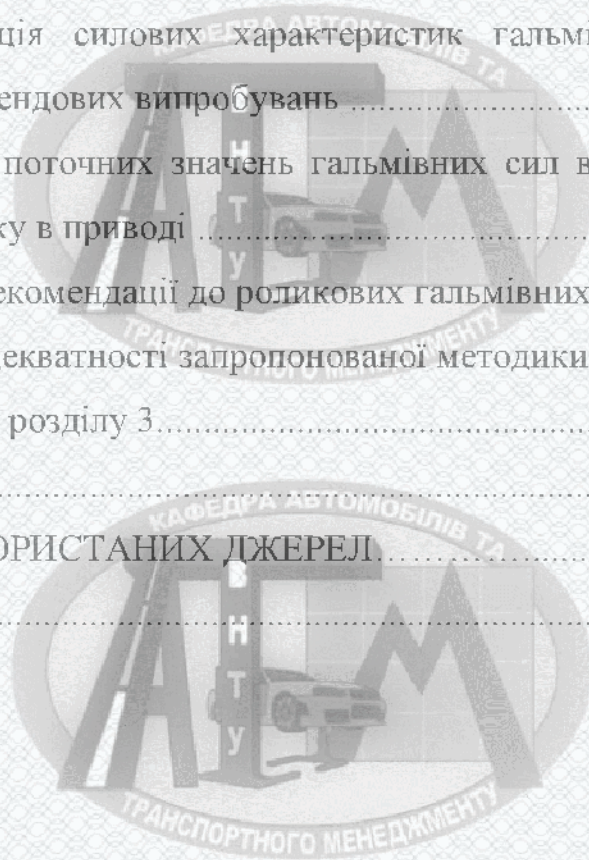
The graphic part consists of 14 slides.

Key words: braking system, service station, passenger car, diagnostics, methods of road and bench tests, driver-braking system, braking distance.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РОБОЧИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ	11
1.1 Метод дорожніх випробувань	11
1.2 Методи стендових випробувань	16
1.3 Порівняльний аналіз методів дорожніх і стендових випробувань	19
1.4 Комплексні методи діагностування робочих гальмівних систем з визначенням контрольованих параметрів розрахунковими методами або з застосуванням елементів математичного моделювання	24
1.5 Висновки до розділу 1	33
2 МЕТОДОЛОГІЧНА ОСНОВА УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ МЕТОДОМ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ	36
2.1 Аналіз контрольованих параметрів при різних методах діагностування гальмівної системи автомобіля	36
2.2 Забезпечення рівнозначності методів дорожніх і стендових випробувань	38
2.3 Розробка комплексного методу діагностування	41
2.3.1 Вимірювані параметри і визначувані характеристики	42
2.3.2 Дослідження робочого процесу системи "водій-гальмівна система" ..	44
2.3.3 Дослідження залежності гальмівної сили від приводного зусилля і тиску в приводі в режимі плавного приведення гальмівної педалі в дію ..	50
2.3.4 Бокові реакції на колесах в процесі гальмування	64
2.4 Розробка математичної моделі для розрахунку гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні	68
2.5 Висновки до розділу 2	78

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА ЗАПРОПОНОВАНОЇ МЕТОДИКИ	80
3.1 Обладнання та вимірювальна апаратура	80
3.2 Апроксимація силових характеристик гальмівних механізмів за результатами стендових випробувань	83
3.3 Розрахунок поточних значень гальмівних сил в функції приводного зусилля або тиску в приводі	90
3.4 Вимоги та рекомендації до роликів гальмівних стендів	93
3.5 Перевірка адекватності запропонованої методики	97
3.6 Висновки до розділу 3.....	102
ВИСНОВКИ	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	105
ДОДАТКИ	108



ВСТУП

Актуальність теми. На сьогодні в Україні відповідність технічного стану гальмівної системи до вимог безпеки дорожнього руху контролюється у відповідності до вимог ДСТУ 3649-97. Регламентовані цим стандартом методи діагностування не завжди забезпечують адекватність результатів дорожніх і стендових випробувань. Крім цього, для методів стендових випробувань стандартом не передбачена можливість випробування ДТЗ з гідравлічним приводом у спорядженому стані. Нормативи для такого методу випробувань не встановлені. Зазначений державний стандарт України розроблено на заміну ГОСТ 25478-91, але він, як і попередній, не вирішує зазначених проблем.

На практиці для випробувань ДТЗ у спорядженому стані застосовують індивідуальні нормативи, які встановлюються для конкретних моделей ДТЗ і конкретних моделей гальмівних стендів. Ці нормативні дані наводяться, як правило, в інструкціях з експлуатації стендів виробництва країн СНД, або у відомчих нормативних документах. Однак, встановлення індивідуальних нормативів для конкретних моделей ДТЗ та стендів не забезпечує достатній ступінь адекватності результатів стендових і дорожніх випробувань, а також випробувань ДТЗ у спорядженому стані і з повною масою. Масове збільшення моделей ДТЗ та стендів зарубіжного виробництва ускладнює проблеми індивідуального нормування.

Методики приведення результатів випробувань вимагають застосування засобів автоматизації, які тільки в останні роки реалізовані у окремих моделях гальмівних стендів зарубіжного виробництва. Однак, реалізовані в них методики приведення не завжди відповідають чинним в Україні нормативним документам і вимагають ґрунтовного доопрацювання.

Зазначені проблеми відомі досить вузькому колу фахівців і тільки у зв'язку з введенням в Україні сертифікації послуг з ремонту і технічного обслуговування ДТЗ та ДТЗ, що були у вжитку та ввозяться в Україну, вони стали актуальними. Не маючи індивідуальних нормативів для транспортних засобів зарубіжного

виробництва, або отримуючи результати, приведені до повної маси, не у відповідності з ДСТУ 3649-97, органи з сертифікації системи сертифікації УкрСЕПРО змушені або відмовляти у видачі сертифікатів.

Вирішення науково-технічних проблем з забезпечення можливості випробувань ДТЗ у спорядженому стані і підвищення ступеню адекватності одержуваних результатів з результатами випробувань за іншими методиками актуальне і має велике народногосподарське значення.

Основна ідея роботи полягає у розробленні методики, яка дозволяє на підставі випробувань конкретного автомобіля на роликовому гальмівному стенді силового типу в спорядженому стані прогнозувати його гальмівні властивості для умов гальмування з повною масою як на стенді, так і на дорозі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалася на кафедрі автомобілів та транспортного менеджменту ВНТУ відповідно до наказу № 207 по ВНТУ від «01» вересня 2015 р. про затвердження теми МКР.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – вдосконалення методики діагностування гальмівних систем легкових автомобілів на роликових гальмівних стендах силового типу за рахунок підвищення ступеню адекватності одержуваних результатів до результатів дорожніх випробувань.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- розробити методику прогнозування гальмівних властивостей автомобілів повної маси за результатами випробувань автомобілів спорядженої маси;
- розробити математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні;
- провести визначення адекватності результатів діагностування, одержуваних за допомогою стендових випробувань, до результатів дорожніх випробувань;

– розробити практичні рекомендації для застосування запропонованої методики діагностування гальмівної системи і вимог до засобів для її реалізації.

Об'єкт дослідження – процеси діагностування гальмівних систем автомобілів методами дорожніх і стендових випробувань.

Предмет дослідження – методи і засоби вдосконалення процесу діагностування, спрямовані на підвищення адекватності результатів діагностування автомобілів на стендах з результатами його випробувань на дорозі.

Методи дослідження. За результатами системного аналізу сучасних методів і засобів діагностування гальмівних систем визначені шляхи вдосконалення методики діагностування на роликівих гальмівних стендах. Дослідження процесів гальмування автомобіля на стенді та на дорозі виконані за результатами аналізу експериментальних даних з застосуванням методів математичної статистики для подальшого прогнозування процесів гальмування в інших умовах випробувань.

Наукова новизна одержаних результатів:

– за результатами експериментальних і статистичних досліджень процесу гальмування на роликівих гальмівних стендах силового типу удосконалені наукові основи та методики визначення характеристик приведення в дію гальмівної педалі в режимі екстреного гальмування, гальмівного механізму кожного колеса ДТЗ з гідроприводом як в режимі екстреного, так і повільного гальмування, системи "колесо - опорна поверхня";

– удосконалено наукові основи емпіричного визначення характеристик гальмівної системи за результатами стендових випробувань ДТЗ і прогнозування цих характеристик для умов стендових і дорожніх випробувань.

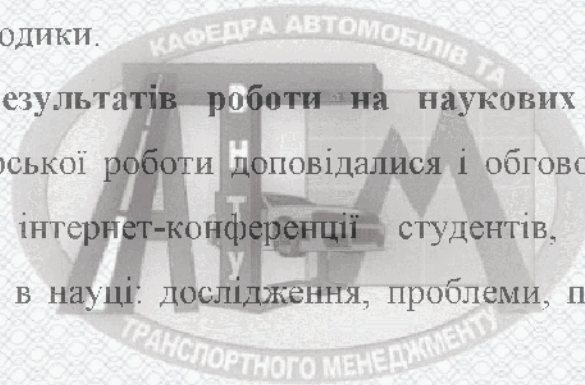
Практичне значення одержаних результатів.

Розроблені і експериментально перевірені методики для емпіричного визначення характеристик привода і гальмівних механізмів у процесі випробувань легкового автомобіля, за якими можна прогнозувати показники ефективності гальмування цього ж автомобіля як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення.

Розроблені рекомендації щодо впровадження зазначених методик на виробництві для діагностування гальмівних систем, науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання для можливості реалізації запропонованої методики.

Апробація результатів роботи на наукових конференціях. Основні положення магістерської роботи доповідалися і обговорювалися на Міжнародні науково-практичні інтернет-конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (м. Вінниця, 2024 р.) [27]

Публікації. Матеріали магістерської роботи висвітлені у 1 опублікованій науковій праці апробаційного характеру.



РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РОБОЧИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ

1.1 Метод дорожніх випробувань

Безпека дорожнього транспортного засобу (ДТЗ) в процесі їх експлуатації пов'язана з конструктивними характеристиками та технічним станом гальмівних систем, який оцінюється за показниками гальмівних властивостей –ефективності гальмування та стійкості ДТЗ в процесі гальмування.

Гальмівна система визначається характеристиками привода і гальмівних механізмів, які змінюються в процесі експлуатації, та запасом і рівнем енергії на момент гальмування, які постійно змінюються в процесі руху ДТЗ в певних межах.

В Україні кожна нова модель або модифікація ДТЗ повинна пройти сертифікаційні випробування з метою визначення відповідності гальмівної системи та її характеристик до вимог ГОСТ 22895-77 [6]. Методи таких випробувань регламентовані OST 37.001.067-86 [7] і передбачають визначення ефективності гальмування та стійкості ДТЗ в процесі гальмування методами дорожніх випробувань тільки для окремих характерних випадків і станів загальної системи.

В умовах експлуатації оцінювати технічний стан гальмівних систем з врахуванням усіх можливих станів загальної системи також неможливо, а тому для таких умов обмежуються окремими характерними режимами гальмування, причому число характерних станів більш обмежене. При цьому необхідно відмітити, що крім методів дорожніх випробувань передбачається застосування і інших методів.

ДСТУ 3649-97 [4] передбачає можливість контролю відповідності технічного стану гальмівної системи ДТЗ до вимог безпеки дорожнього руху за результатами дорожніх або стендових випробувань, причому їх результати розглядаються як рівноцінні.

У випадку діагностування гальмівної системи методом дорожніх

випробувань обмежуються одним режимом гальмування для одного з двох характерних станів завантаження ДТЗ за визначеними дорожніми та метеорологічними умовами, режимом приведення в дію органа керування, рівнем та запасом енергії привода.

Зважаючи на те, що в умовах експлуатації існує виробнича необхідність періодичного контролю показників технічного стану гальмівних систем ДТЗ, на практиці широке застосування знайшли методи випробувань, за якими ряд властивостей елементів загальної системи імітуються або вони відсутні. Це відноситься до стендових методів діагностування гальмівних систем, які в ряді країн є основними або ж застосовуються нарівні з дорожніми.

У процесі таких випробувань ефективність гальмування та стійкість автомобіля визначають не за вихідними, а за внутрішніми параметрами, які тільки частково характеризують загальну систему. Вимоги до цих параметрів формулюються, виходячи з вимог до вихідних (узагальнюючих) параметрів загальної системи, які повинні контролюватись в процесі дорожніх випробувань. Для забезпечення рівноцінності двох методів випробувань їх результати повинні бути однаковими.

Найбільш достовірним, "еталонним" методом діагностування є метод дорожніх випробувань з оцінкою ефективності гальмування за значенням гальмівного шляху, а стійкості – за фактом виходу або невиходу ДТЗ за межі уявного коридору руху визначеної ширини в процесі гальмування на прямолінійній, горизонтальній рівній ділянці дороги в заданому режимі та умовах.

У даному методі режим діагностування в найбільшій мірі відповідає режиму роботи гальмівної системи в умовах експлуатації. Забезпечується відтворення таких вхідних параметрів, як початкова швидкість гальмування та параметрів дорожніх умов. Мають місце такі фактори впливу на показники гальмування, як сповільнення ДТЗ та викликаний ним динамічний перерозподіл нормальних складових реакцій на колеса з боку опорної поверхні, а також зміна швидкостей руху ДТЗ та обертання його коліс в процесі гальмування і викликані ними зміни ряду параметрів самого процесу гальмування.

Діагностування гальмівних систем методом дорожніх випробувань і оцінка ефективності гальмування за величиною гальмівного шляху – найстаріший із існуючих методів.

Визначення ефективності гальмування за усталеним сповільненням і тривалістю спрацювання стало подальшим розвитком методів дорожніх випробувань. Професором М.А. Бухаріним [18] були встановлені аналітичні залежності гальмівного шляху від сповільнення і його змінювання в часі. Г.В. Зімелев [32] запропонував спрощену аналітичну залежність для визначення гальмівного шляху, який проходить ДТЗ до моменту досягнення сповільнення усталеного значення.

В роботах М.О.Яковлева [51] та Д.П.Веліканова [28] були запропоновані залежності, які враховують ряд експлуатаційних факторів.

Виходячи з цих та аналогічних залежностей, нормуються показники усталеного сповільнення і тривалості спрацювання гальмівної системи, виходячи із нормативів для гальмівного шляху. Їх відповідність і повинна забезпечувати рівноцінність різних методів діагностування. Однак в цих методах існує ряд недоліків, які не дозволяють забезпечити адекватності результатів випробувань за різними методами.

У випадку встановлення нормативів для двох параметрів та оцінки за ними ефективності гальмування можуть бути такі випадки, коли за одним з них технічний стан гальмівної системи може бути признаний, як незадовільний, в той час, коли при випробуванні того ж ДТЗ тільки за одним параметром – значенням гальмівного шляху, результат може бути задовільним.

В роботі А.О.Малюкова [33] пропонується коригувати нормативи для одного з контрольованих параметрів в залежності від фактичного значення іншого параметра. Така методика вирішує цю проблему, але вона досить громіздка і незручна для практичного використання оператором-діагностом без застосування спеціальних або обчислювальних засобів, які автоматизують процес коригування або отримання остаточної оцінки результатів.

У зв'язку з цим, в ДСТУ 3649-97 [4] передбачена можливість розрахункового

визначення гальмівного шляху, виходячи з фактичних значень усталеного сповільнення та тривалості спрацьовування.

Необхідно відмітити, що методи дорожніх випробувань з оцінкою ефективності гальмування за усталеним сповільненням та тривалістю спрацьовування мають ряд інших суттєвих недоліків.

Саме визначення терміна "усталене сповільнення" за ДСТУ 3649-97 [4] більше підходить для теоретичних досліджень. У практичній діяльності часто виникають суттєві труднощі при його визначенні [127].

По-перше, це труднощі визначення моменту досягнення сповільнення свого усталеного значення. По-друге, усталене сповільнення не завжди "усталене" і може як збільшуватись, так і зменшуватись у процесі гальмування більше, ніж на 5%.

Наступним недоліком є сам метод вимірювання і застосовуване обладнання. Більша частина деселерометрів дозволяє вимірювати не усталене значення сповільнення, а його максимальне значення. Деселерографи, завдяки можливості запису гальмівної діаграми, дозволяють визначати усталене значення сповільнення за діаграмою, але з недоліками, відміченими раніше.

Як показав аналіз досліджень, проведених в ДержавтотрансНДІпроект спільно з НДІ судових експертиз, при вимірюванні сповільнення суттєвий вплив на результат має методична складова похибки вимірювання, яка для окремих ДТЗ може сягати до 30%.

Якщо для серійного або модернізованого ДТЗ ефективність гальмування та стійкість в процесі гальмування у відповідності до ГОСТ 22895-77 та ОСТ 37.001.067-86 необхідно визначати для ДТЗ як з повною масою, так і у спорядженому стані з двигуном, від'єднаним та під'єднаним до трансмісії, то для ДТЗ, які знаходяться в експлуатації, в ДСТУ 3649-97 [4] передбачено тільки один режим випробувань ДТЗ у спорядженому стані, подібний до режиму типу "нуль", з двигуном, від'єднаним від трансмісії. При цьому, у окремих випадках незадовільної оцінки ефективності гальмування для деяких видів ДТЗ передбачено повторно контролювати ефективність гальмування з повною масою. Практичний досвід [127] та примітка стандарту [4], свідчать, що результати випробувань одного і того ж ДТЗ

у двох станах завантаження і оцінка їх за існуючими нормативами у ряді випадків відрізняються. Для забезпечення рівноцінності двох методів випробувань необхідно забезпечити адекватність їх результатів.

Необхідно відмітити, що для умов експлуатації більш прийнятним є випробування ДТЗ у спорядженому стані, тому що в умовах автопідприємств баластування ДТЗ за умови дотримання паспортного розподілу навантаження на осі є трудомістким процесом і неприйнятним у масовому масштабі.

В умовах експлуатації діагностування гальмівних систем методами дорожніх випробувань не знаходить широкого застосування через те, що для його реалізації необхідно мати прямолінійну, горизонтальну ділянку дороги визначеної довжини з сухим і рівним дорожнім покриттям, стан якого необхідно підтримувати щодобово на протязі року. Крім цього, метод ускладнює вирішення другої задачі технічної діагностики – здійснення пошуку несправностей, що можливо для стендових методів діагностування і є дуже важливим для технічної експлуатації ДТЗ.

Ці та ряд інших проблем методів дорожніх випробувань детально опрацьовані і відмічені в роботі професора М.Я.Говорущенка [52], серед яких можна додатково відмітити і такі, як трудомісткість проведення випробувань, забезпечення їх безпеки, а також відсутність ділянок доріг в необхідних місцях для забезпечення можливості проведення таких випробувань автопідприємствами.

Як видно із наведених даних, методи дорожніх випробувань є найбільш прийнятними за умовами відтворення умов і факторів, які впливають на їх результат, і у випадку вирішення наведених вище проблем та недоліків, вони можуть забезпечити задовільну повторюваність і порівнюваність результатів випробувань та достовірність результату діагностування.

1.2 Методи стендових випробувань

Методи стендових випробувань імітують дорожні умови і замінюють один із елементів загальної системи – дорогу. При цьому виключається залежність

результату від іншого елементу загальної системи – погодних умов. Ці обставини значно зменшують вартість стендових методів контролю технічного стану гальмівних систем ДТЗ у порівнянні з методами дорожніх випробувань, що робить їх більш прийнятними для умов експлуатації.

На практиці використовуються методи діагностування гальмівних систем ДТЗ з застосуванням різних типів гальмівних стендів. Аналізу недоліків і переваг діагностування гальмівних систем на стендах різного типу присвячені роботи ряду дослідників, в яких наведені результати досліджень основних факторів і їх впливу на результати діагностування.

Заслужують уваги роботи, в яких результати аналізу методик діагностування систематизовані і знайшли відображення в класифікації стендів, яка базується на системному підході до принципів їх роботи, контрольованих параметрів і методів їх визначення, створюваних режимів діагностування та ін.

Детальна і найбільш повна класифікація наведена в роботах В.С.Гернера [45], Т. Wrzesinskiego [54], К. Siteka [55]. У відмічених роботах класифікація засобів діагностування здійснюється за рядом "перетинаючихся" ознак, за якими їх можна умовно розділити на групи і підгрупи.

За способом відтворення умов випробувань методи випробувань та стенди, які їх реалізують, можна поділити на дві групи:

- 1) з імітацією руху нерухомого ДТЗ шляхом обертання його коліс;
- 2) з безпосереднім рухом самого ДТЗ.

В залежності від застосовуваного способу імітації руху ДТЗ або забезпечення його руху обидві групи можна розділити на:

- силові:
 - 1) з примусовим пересуванням автомобіля;
 - 2) з примусовим обертанням його коліс;
- інерційні:
 - 1) з застосуванням інерції поступального руху автомобіля;
 - 2) з застосуванням інерції крутних мас автомобіля;
- 3) з застосуванням інерції крутних мас автомобіля і стенда.

Силові стенди використовують приводні зусилля від привода стенда або власної маси автомобіля, інерційні – сили і моменти інерції як автомобіля та його

коліс, так і роликів або маховиків стенда, які імітують кінетичну енергію автомобіля, що рухається, визначеної моделі.

Кожну із груп стендів з примусовим обертанням коліс можна розділити ще на дві за способом їх приведення:

- 1) з приводом через опорну поверхню за рахунок сил зчеплення;
- 2) з жорстким механічним приводом (за маточину колеса, тощо).

У першій групі момент, створений гальмівними механізмами, обмежений зчіпними властивостями шин з опорною поверхнею, у другій – практично не обмежений. У першій групі необхідно відмітити ряд засобів, які реалізують методи, близькі по суті до другої групи. Це стенди, в яких конструкцією передбачені різні пристрої, що збільшують сили зчеплення колеса з опорною поверхнею за рахунок довантажування коліс (збільшення зчіпної маси, самодовантажування під час випробувань за рахунок конструкції стенда, тощо). На таких стендах імітуються умови випробувань ДТЗ повної маси при випробуванні їх у спорядженому стані.

За способом визначення гальмівних сил, обумовлених моментом сил тертя в гальмівних механізмах коліс, виділяють стенди, у яких методи вимірювання базуються на визначенні:

- 1) реакцій або реактивних моментів, прикладених до елементів їх привода чи вимірювальної системи;
- 2) змін споживання енергії приводом або інших його характеристик (наприклад, ковзання приводних електродвигунів та ін.);
- 3) кутового сповільнення або числа обертів (гальмівного шляху) кожного із роликів;
- 4) кутового сповільнення кожного із коліс автомобіля.

За видом опорних поверхонь стендів їх можна розділити на:

- 1) роликові або барабанні;
- 2) площадкові або платформові;
- 3) стрічкові (транспортного типу);
- 4) безопорні (з вивішуванням коліс автомобіля).

У першій групі колеса осі ДТЗ, що випробовується, взаємодіють з роликами

(барабанами) стенда, в другій – з площадками або платформами, які досить близько імітують дорожнє покриття. В третій групі колеса рухаються по стрічці, яка у більшій мірі у порівнянні з роликами імітує дорожнє покриття. В четвертій групі колеса вивішуються і у процесі діагностування повністю відсутній вплив характеристик зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Інерційні площадкові стенди застосовують інерцію руху автомобіля, роликові – крутних мас стенда і автомобіля, які імітують енергію автомобіля, що рухається. В безопорних стендах застосовується енергія як крутних мас стенда і автомобіля, так і крутних мас тільки автомобіля (коліс та ін.).

Роликові стенди імітують умови руху для нерухомого автомобіля. Відсутній динамічний перерозподіл нормальних складових реакцій на колеса, сили інерції, які діють на автомобіль. При цьому початкова швидкість гальмування на роликових гальмівних стендах силового типу не відповідає початковим швидкостям гальмування на дорозі і тільки роликові стенди інерційного типу імітують початкову швидкість руху, близьку до реальної.

Ролики стенда не можуть відтворити адекватні умови взаємодії коліс з опорною поверхнею дорожнього покриття. Бокові сили, які виникають в процесі гальмування, або відсутні, або сприймаються вузлами стенда і не впливають на результат діагностування. На стендах з вивішуванням коліс ці фактори повністю відсутні.

Площадкові стенди, як силового, так і інерційного типу, імітують дорожню поверхню для автомобіля, який рухається із швидкостями значно меншими від реальних. Проте, на площадкових стендах інерційного типу має місце перерозподіл нормальних складових реакцій на колеса.

Площадкові стенди силового типу допускають можливість імітації динамічного перерозподілу нормальних реакцій, однак ця можливість практично не використовується, тому що достатньо складна в реалізації.

Короткий огляд основних характеристик найбільш поширених стендів наведений у таблиці додатку В.

1.3 Порівняльний аналіз методів дорожніх і стендових випробувань

Аналізуючи представлені додатку Б методи стендових випробувань, необхідно відмітити, що у порівнянні з методами дорожніх випробувань вони мають ряд переваг для умов експлуатації.

1. Як уже відмічалось, для проведення дорожніх випробувань необхідна ділянка дороги достатньої довжини для забезпечення можливості розгону автомобіля до заданої швидкості (35÷45 км/год за ДСТУ 3649-97) і виконання контрольного гальмування в екстреному режимі. Поверхня такої ділянки повинна бути рівною, з поліпшеним покриттям, яке забезпечує достатньо високі значення коефіцієнта зчеплення всесезонно. В умовах АТП та СТО потреба в контролі ефективності гальмування існує постійно і тому така ділянка дороги повинна знаходитися в задовільному стані щоденно. Випадання опадів викликає необхідність у спеціальному обслуговуванні цих ділянок. Стенди розташовуються у виробничих приміщеннях або під накриттям і їх опорна поверхня не потребує спеціального обслуговування і підтримування на необхідному рівні зчіпних властивостей на протязі всього року.

2. Всі методи стендових випробувань в тій чи іншій мірі забезпечують можливість вирішення другої задачі технічної діагностики – локалізацію відказів або пошук несправностей, тому що існуючі засоби діагностування дозволяють визначати, крім узагальнюючих (вихідних), деякі внутрішні параметри стану загальної системи – значення моментів, створених гальмівними механізмами, чи гальмівні сили в контакті кожного колеса з опорною поверхнею стенда, або сповільнення або ж гальмівні шляхи роликів, коліс автомобіля, тощо (див. додаток Б).

Ця можливість має важливе значення для технічної експлуатації ДТЗ. Стенди можуть бути вмонтовані в будь-яку технологічну лінію, де здійснюється технічне обслуговування (ТО) гальмівних систем. Вони дозволяють знизити витрати на ТО гальмівних систем за рахунок зниження трудомісткості і підвищення якості контрольно-діагностичних операцій, які входять в обсяг робіт ТО, а також,

визначення потреби у виконанні регулювальних робіт і виконання їх з забезпеченням контролю якості.

Точна і практично безпомилкова локалізація несправностей дозволяє понизити витрати на ремонт за рахунок зведення до мінімуму трудомісткості їх пошуку, зниження числа можливих помилок і непотрібних ремонтних робіт, що в свою чергу, впливає на економію запасних частин, трудовитрати на виконання ремонту і на тривалість простою автомобілів в зоні ТО і ремонту.

При проведенні таких робіт роликові гальмівні стенди мають певну перевагу перед площадковими. Вони більш технологічні і потребують набагато менше місця, тому що для проведення діагностування не потрібно здійснювати розгін автомобіля, особливо у випадках необхідності неоднократного повторення випробувань (напр., при виконанні регулювальних робіт).

3. Дорожні випробування у відповідності з нормативними вимогами [4-7] проводяться на ділянках дороги, у яких покриття має коефіцієнт зчеплення, як правило, близький до максимально можливого в експлуатації значення. В таких умовах тенденція до втрати стійкості автомобіля в процесі гальмування проявляється в найменшій мірі. В той же час, коефіцієнт зчеплення випробувальних ділянок дороги за умови випадання опадів може значно зменшуватися, що часто має місце в експлуатації. У цьому випадку може наступити втрата стійкості автомобіля за його технічним станом, або навіть в силу конструктивних особливостей, що не проявилось при випробуваннях на дорозі в сухому її стані.

В доповненні до правила №13 ЄЕК ООН [8] та у Директиві 71/320/ЕЕС передбачаються типові випробування автомобілів на дорожньому покритті з пониженими значеннями коефіцієнта зчеплення. Так як спорудження таких дорожніх покриттів і підтримування їх характеристик на необхідному рівні обходиться надто дорого, то для умов експлуатації і необхідності масового контролю цей метод неприйнятний.

Крім того, визначення гальмівних сил або моментів для кожного окремого колеса при стендових методах діагностування дозволяє кількісно оцінювати

нерівномірність гальмівних сил коліс осі. За величиною нерівномірності, яка в сукупності з конструктивними параметрами автомобіля визначає його стійкість у процесі гальмування, можна кількісно її оцінити, що недосяжне для методів випробувань на дорогах з достатньо високими значеннями коефіцієнта зчеплення.

При цьому можливий диференційований підхід до нормування коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил коліс осі для різних категорій ДТЗ [80, 120].

Поряд з відміченими перевагами у стендових методів випробувань є ряд недоліків:

1. Основний з них, характерний для всіх методів стендових випробувань, це труднощі у вирішенні проблеми нормування двох і більше (в залежності від типу стенда) взаємопов'язаних і взаємодоповнюючих параметрів, відмічених раніше для методу дорожніх випробувань.

2. Результати випробувань ДТЗ у двох станах завантаження не завжди адекватні між собою і часто неадекватні результатам дорожніх випробувань (особливо у випадку випробувань ДТЗ у спорядженому стані).

3. Вплив на результат діагностування невідповідності режимів діагностування і експлуатації автомобілів. Початкова швидкість гальмування не відповідає реальним умовам для жодного з методів випробувань на стендах силового типу. На таких стендах, як правило, імітується швидкість обертання коліс в межах 2-3 км/год для вантажних автомобілів і автобусів і 3-5 км/год – для легкових, рідше – до 15 км/год, яка в процесі гальмування залишається практично сталою (додаток Б).

4. Методи, в яких застосовується сила інерції рухомого ДТЗ з застосуванням стендів площадкового типу (див. додаток Б), передбачають гальмування зі швидкості 10-15 км/год. Методи, в яких застосовується сила інерції крутних мас роликів і маховиків, дозволяють імітувати швидкість обертання випробовуваних коліс, рівну або близьку до початкової швидкості гальмування (до 80 км/год).

5. В умовах стендових випробувань тільки на інерційних стендах площадкового типу має місце динамічний перерозподіл нормальних складових реакцій в процесі гальмування. На решті стендів він відсутній або протікає в

специфічних, відмінних від реальних умов формах.

6. Для всіх методів стендових випробувань опорні поверхні мають характеристики, відмінні від характеристик дорожнього покриття, особливо у роликівих стендів. Ця обставина веде до невідповідності визначених на стенді максимальних гальмівних сил тим силам, які можуть бути досягнуті на дорожньому покритті. Крім того, відмінність характеристик викликає відмінності у втратах на кочення коліс по опорних поверхнях, які будуть змінюватись під впливом навантаження ДТЗ, динамічного перерозподілу нормальних реакцій, імітованої швидкості та інших факторів, які не відповідають один одному для різних методів.

7. Кількісна оцінка нерівномірності гальмівних сил коліс осі, забезпечувана методами стендових випробувань, в силу недоліків нормування не дозволяє оцінити ступінь її впливу на стійкість в процесі гальмування з врахуванням конструктивних параметрів автомобіля.

Із порівняльного аналізу можна сформулювати висновок, що для умов експлуатації методи дорожніх випробувань менш прийнятні, не дивлячись на найбільшу достовірність одержуваних результатів. Це обумовлено наступними факторами:

- необхідністю наявності ділянки дороги визначеної довжини з заданими характеристиками, покриття якої необхідно підтримувати в задовільному стані незалежно від погодних і кліматичних умов;

- високими метрологічними вимогами до засобів вимірювань для визначення початкової швидкості ДТЗ, що значно їх подорожчує (тільки при визначенні ефективності гальмування за значеннями сповільнення і тривалості спрацьовування привода можна допустити зниження вимог до точності визначення початкової швидкості);

- високими метрологічними вимогами до обладнання для вимірювання сповільнення (відноситься до методичної складової похибки вимірювання);

- проблемами нормування і забезпечення адекватності результатів випробувань з оцінкою за декількома параметрами, а також для двох станів

завантаження ДТЗ;

– існуючі методи дорожніх випробувань дозволяють вирішувати тільки першу задачу технічної діагностики, тобто, дати відповідь на питання про те, чи відповідають або ж не відповідають показники ефективності гальмування вимогам безпеки дорожнього руху. У випадку невідповідності визначити її причину без застосування інших методів і засобів неможливо.

Стендові методи більш прийнятні для умов експлуатації, дякуючи їх технологічності і вирішуванню задач діагностування. При встановленні на лініях ТО вони забезпечують, крім контролю відповідності технічного стану гальмівних систем до вимог безпеки дорожнього руху, можливість пошуку несправностей (у випадку невідповідності), а також виконання контрольно-діагностичних операцій у обсязі робіт ТО-1 з високою якістю, визначення потреби у виконанні регульовальних робіт і здійснення контролю за якістю їх виконання в процесі регулювання.

За причин недоліків стендових випробувань, відмічених у п.1.1.4, їх результати не завжди рівноцінні між собою і з методами дорожніх випробувань, тому що допускають можливість одержання неадекватних результатів.

Для забезпечення рівноцінності різних стендових методів випробувань між собою і з методами дорожніх випробувань необхідно забезпечити адекватність результатів випробувань на роликових гальмівних стендах силового типу ДТЗ у спорядженому стані і повної маси, а також адекватність результатів випробувань на роликових стендах силового типу до результатів дорожніх випробувань.

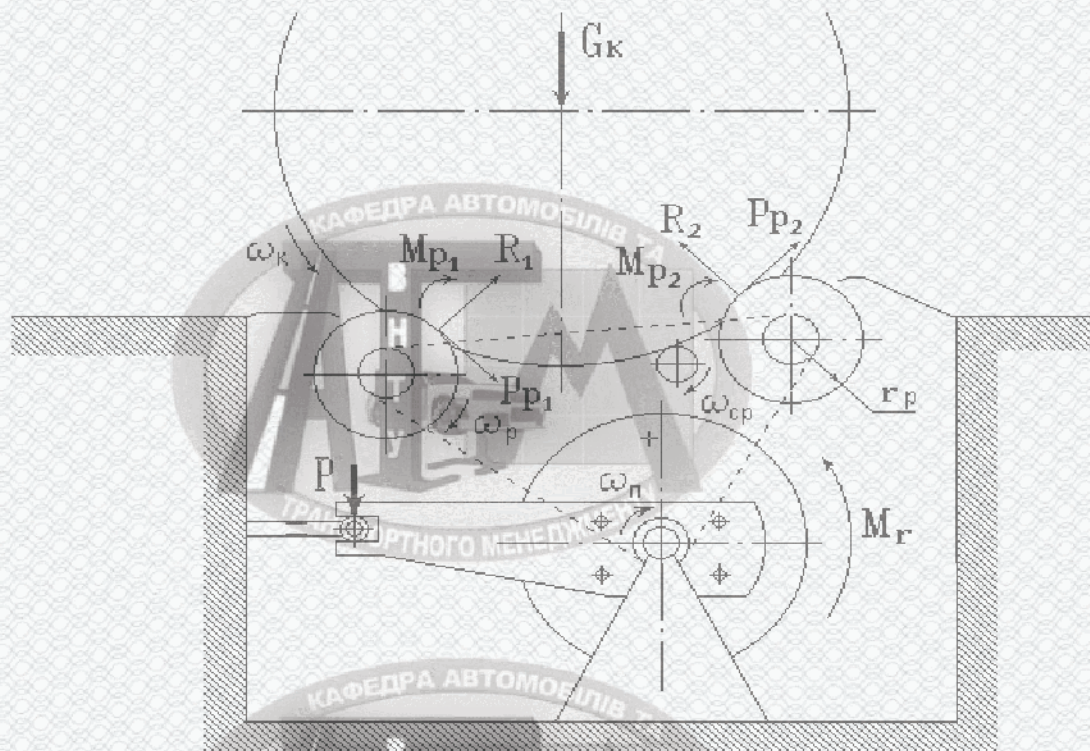
Для умов експлуатації найбільш прийнятними є методи стендових випробувань ДТЗ у спорядженому стані. Вирішення проблеми забезпечення можливості одержання адекватних результатів випробувань ДТЗ у спорядженому стані і з повною масою є першою задачею роботи. Забезпечення рівноцінності результатів, отримуваних методами стендових і дорожніх випробувань – друга задача магістерської кваліфікаційної роботи.

1.4 Комплексні методи діагностування робочих гальмівних систем з визначенням контрольованих параметрів розрахунковими методами або з застосуванням елементів математичного моделювання

На практиці для контролю технічного стану гальмівних систем найбільш часто застосовують методи стендових випробувань на роликових гальмівних стендах силового та інерційного типів, а також на інерційних площадкових стендах. В таблиці додатку Б наведені основні технічні характеристики та можливості деяких найбільш розповсюджених моделей гальмівних стендів. В Україні і в світовій практиці найбільше розповсюдження отримали роликові стенди силового типу.

На стендах такого типу колеса випробовуваної осі автомобіля встановлюють на приводні ролики стенда та примусово прокручують їх за допомогою приводів стенда (рис.1.1). В процесі прокручування загальмовують колеса і визначають реактивні моменти M_r для кожного з коліс, які виникають на корпусах балансірно підвішених елементів привода. При цьому контролюють приводне зусилля P_p на органах керування гальмівних систем, які випробовуються.

Одержане значення реактивного моменту M_r приводять до окілля приводних роликів $M_r = (P_{p1} + P_{p2}) \cdot r_p + M_{r1} + M_{r2}$ і розглядають ΣP_{pi} , як силу, рівну гальмівній силі P_t випробовуваного колеса ($\Sigma P_{pi} \approx P_t$). Крім вимірювання гальмівних сил і приводного зусилля, деякі стенди забезпечують визначення поточних значень ковзання випробовуваних коліс S_{sk} в процесі їх загальмовування, які застосовуються для автоматичної сигналізації про блокування або для відключення приводів стенда з метою попередження місцевого зношування шини заблокованого колеса в місцях контакту з роликами стенда.



G_k – навантаження на колесо; M_{p1} , M_{p2} – моменти опору кочення коліс по роликах; R_{p1} , R_{p2} – приведені колові сили; r_p – радіус ролика; M_r – реактивний момент на корпусі привода; ω_k , ω_p , ω_{cp} – кутові швидкості колеса, ролика, відстежуючого ролика

Рисунок 1.1 – Схема вимірювання гальмівної сили колеса на роликовому гальмівному стенді силового типу

Як правило, приводи відключаються або вмикається сигналізація у випадку досягнення ковзання $S_{ск} = 15 \div 45\%$.

Для визначення поточних значень ковзання колеса в процесі загальмовування застосовують відстежуючий ролик, що може вільно обертатися, і який притискається до випробовуваного колеса. В процесі загальмовування ролик відстежує частоту обертання колеса. Поточні значення ковзання при цьому визначаються, як правило, у відповідності з виразом:

$$S_{ск} = \frac{\omega_{cp0} - \omega_{cp2}}{\omega_{cp0}} \quad (1.1)$$

де ω_{cp0} – частота обертання відстежуючого ролика за відсутності гальмівного

момента (початкове значення);

$\omega_{срт}$ – частота обертання відстежуючого ролика у процесі загальмовування коліс (поточні значення);

Існують стенди, які крім зазначених параметрів дозволяють вимірювати параметри тривалості процесів гальмування, а саме:

τ_z – тривалість запізнювання;

τ_n – тривалість наростання гальмівних сил в заданому проміжку значень;

$dP\tau/dt$ – величина наростання гальмівних сил в заданому проміжку часу dt ;

$\tau_{сп}$ – тривалість спрацьовування на стенді (для стендових випробувань [4]);

τ_p – тривалість розгальмовування кожного із коліс та ін.

Для визначення показників процесу гальмування в екстреному режимі необхідно контролювати і темп приведення в дію органу керування $-dp_n/dt$, що також забезпечують деякі стенди.

Стандартизовані в ДСТУ 3649-97 методи контролю ефективності гальмування полягають у вимірюванні максимальних гальмівних сил кожного із коліс за умови не перевершення приводного зусилля нормативного значення та відсутності блокування хоча б одного з коліс і у визначенні загальної питомої гальмівної сили, як відношення суми виміряних гальмівних сил до повної маси автомобіля.

У цьому стандарті передбачений метод стендових випробувань автомобілів повної маси. У спорядженому стані передбачено випробовувати тільки ДТЗ з пневмоприводом і наведена методика приведення результатів їх випробувань до умов випробувань ДТЗ повної маси (рекомендований додаток Б до стандарту [4]). Стандартом передбачена можливість застосування інших методик, які забезпечують не гіршу достовірність від стандартизованої методики.

При випробуванні ДТЗ у спорядженому стані досягти нормативних значень, встановлених для ДТЗ повної маси, практично неможливо ні на одному з існуючих стендів без збільшення сил зчеплення коліс з роликами. Збільшення зчіпної маси випробуваної осі автомобіля або застосування інших методів подорожчує та

ускладнює процедуру випробувань, а тому на практиці широко застосовуються методи, які базуються на математичному моделюванні процесу гальмування на стендах і визначення розрахункових значень параметрів.

До найбільш розповсюджених методів відносяться:

- приведення результатів випробувань автомобіля в спорядженому стані до умов його випробувань повної маси (прогнозування);
- встановлення нормативних вимог до результатів випробувань у спорядженому стані, виходячи із нормативів для повної маси.

Методики, які забезпечують приведення результатів, одержаних при випробуванні у спорядженому стані, до умов випробувань автомобілів повної маси, базуються на застосуванні залежності гальмівної сили кожного з коліс від тиску в приводі або від приводного зусилля на органі керування гальмівної системи (надалі – приводного зусилля), що являє собою силову характеристику гальмівного механізму.

Зміна характеру розподілу питомих тисків по довжині накладки в процесі гальмування обумовлюється наведеними в зазначених роботах факторами, серед яких - геометричні параметри деталей гальмівного механізму, ступінь припрацювання пар тертя, жорсткість гальмового барабана і колодки, наявність зазорів і зношування в спряженнях деталей гальмівного механізму, тощо.

Врахувати механізми і фактори, які обумовлюють зміни закону розподілу тиску і обумовлене ними змінювання характеристики гальмівного механізму в математичній моделі складно, що видно із проаналізованих робіт і експериментальних даних.

На гальмівних стендах силового типу зазначена характеристика визначається при плавному приведенні в дію органа керування, виходячи із умови забезпечення, як правило, не менше одного повного оберту колеса в процесі її визначення.

Типова гальмівна характеристика наведена на схемі рис.1.2.



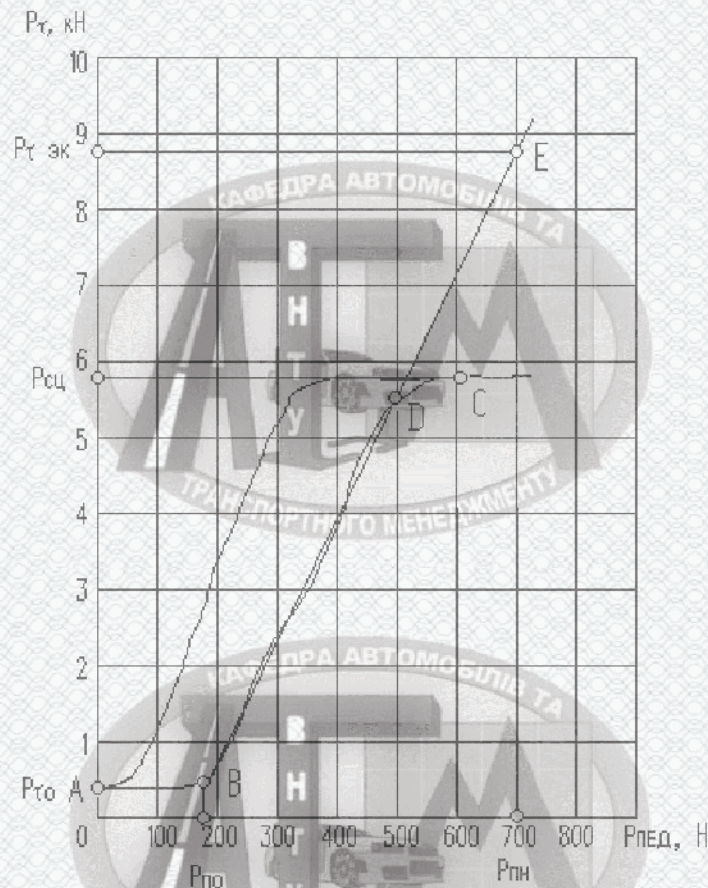


Рисунок 1.2 – Гальмівна діаграма з ілюстрацією лінійної графічної екстраполяції залежності гальмівної сили від приводного зусилля до значення нормативного приводного зусилля $P_{прн}$.

Точка А - зусилля прокручування незагальмованих коліс, $P_{т0}$, яке являє собою силу опору коченню випробовуваного колеса на роликах стенда.

Ділянка АВ – наростання приводного зусилля $r_{пр}$ до початку гальмування ($r_{пр0}$).

Ділянка BD – наростання гальмівної сили P_t в залежності від росту приводного зусилля $r_{пр}$.

Точка С відповідає моменту блокування колеса, після чого гальмівна сила обмежується умовами зчеплення ($P_{тц}$) і практично не змінюється з ростом приводного зусилля. Блокування в умовах випробування автомобіля в спорядженому стані, як правило, настає до моменту досягнення приводного зусилля значення, обмеженого нормативними вимогами $r_{прн}$.

Для приведення результатів випробування автомобілів в спорядженому стані

до умов їх випробувань повної маси ділянку цієї характеристики BD екстраполюють до нормативного значення приводного зусилля $p_{пн}$ з метою визначення гальмівної сили $P_{т_{ок}}$, яка відповідає цьому значенню (точка E).

Поширені методики з графічними методами екстраполяції. В технічній документації на гальмівні стенди фірми Hofmann (Німеччина) [87] рекомендовано метод лінійної графічної екстраполяції, проілюстрований на схемі рис.1.2. Стенди, обладнані засобами реєстрації гальмівних характеристик, дозволяють проводити екстраполяцію графічним методом безпосередньо на одержаних графіках.

В ДСТУ 3649-97 наведена рекомендована методика приведення результатів випробувань ДТЗ з пневмоприводом у спорядженому стані до умов випробувань того ж ДТЗ у стані завантаження до повної маси [4]. У цьому стандарті не передбачена можливість приведення результатів випробувань для ДТЗ з гідроприводом і методика приведення відсутня.

На ринку гаражного та контрольно-діагностичного обладнання України існують стенди BDE різних моделей, виробництва Німеччини які постачаються фірмою Cartec (Німеччина, Польща). В них реалізовані методики приведення результатів випробувань для ДТЗ з пневмоприводом і з гідроприводом. У цих моделей стендів приведення здійснюється за виразом, встановленим Наказом міністра транспорту Польщі від 1 грудня 1983 р. [103]:

$$Z = \sum (P_i \cdot k_i) / (m_a \cdot g) \cdot 100\%, \quad (1.2)$$

де Z – ефективність гальмування, % (розрахункове сповільнення);

P_i – сума гальмівних сил лівого і правого коліс, отримана за умови блокування одного із коліс i -ої осі, Н;

$k_i = p_{роз} / p_i$ – коефіцієнт пропорційності для i -ої осі;

m_a – повна маса ДТЗ, кг;

$g=9,81\text{м/с}^2$;

$p_{роз}$ – розрахункова сила на педалі, Н;

p_i – сила натиску на педаль, для якої виміряні гальмівні сили P_i , Н.

Похибка приведення результатів випробувань за наведеними методиками суттєво залежить від вибору точок В і D та нелінійності характеристики і може перевершувати вимоги, встановлені, в ДСТУ 3333-96 [104], що відмічено в роботах [85,86]. Застосування методики приведення для ДТЗ з гідравлічним приводом та підсилювачем, реалізованої в стендах BDE, може привести до похибки приведення до 100%. Аналіз різних методик діагностування показав, що подальший розвиток методик, які базуються на приведенні одержуваних результатів, пов'язаний з вдосконаленням математичного апарату екстраполяції. А тому наступним етапом розвитку цього методу була апроксимація одержаних гальмівних характеристик аналітичними залежностями, які застосовують для екстраполяції.

Задовільні результати дозволяє одержати апроксимація експериментальних даних лінійною залежністю виду $y = a \cdot x + b$ [88]:

$$P_{pi} = P_{z0} + a \cdot (p_{pi} - p_{n0}), \quad (1.3)$$

де P_{pi} – екстрапольоване значення гальмівної сили для нормативного значення приводного зусилля p_{pi} ;

P_{z0} – зусилля прокручування незагальмованого колеса;

p_{pi} – нормативне приводне зусилля;

p_{n0} – приводне зусилля, за якого починається процес наростання гальмівної сили;

a – коефіцієнт, який визначається емпірично.

Однак, реальна характеристика гальмівного механізму часто нелінійна і залежить від ряду факторів. Для деяких технічних станів гальмівного механізму апроксимація його характеристики лінійною залежністю може привести до значних помилок як апроксимації, так і екстраполяції.

З метою зменшення впливу нелінійності гальмівної характеристики на результат приведення застосовуються методики, в яких апроксимація здійснюється з застосуванням інших залежностей.

Загалом методики екстраполяції гальмівної характеристики до нормативного приводного зусилля за наявності апаратів трансформації тиску (вакуумні або пневматичні підсилювачі, обмежувачі тиску, автоматичні регулятори гальмівних сил та ін.) не враховують їх вплив на результат приведення. У випадках, коли за умовами зчеплення неможливо досягнути "перелому" залежності гальмівної сили від приводного зусилля з працюючим вакуумним підсилювачем або обмежувачем тиску, помилка результату екстраполяції може досягати значень, які перевершують 100%.

Відомі методики не враховують вплив на результат екстраполяції обмеження максимальних гальмівних сил зчіпними властивостями шин та роликів в стані завантаження автомобіля до повної маси, а також впливу процесу змінювання ковзання коліс на прогнозоване значення максимальної гальмівної сили. В існуючих методиках приведення також не враховується вплив змінювання зусиль прокручування незагальмованих коліс на результат, що суттєво змінює гальмівну характеристику автомобіля повної маси по відношенню до маси спорядженого стану. Відсутня також методика приведення результатів для умов екстреного приведення в дію органа керування гальмівної системи.

Встановлення нормативних вимог до результатів випробувань автомобілів у спорядженому стані, виходячи із нормативів, встановлених для умов випробувань ДТЗ повної маси – інший метод вирішення проблеми, який також базується на застосуванні залежності гальмівної сили від тиску в приводі або приводного зусилля. При цьому нормуються гальмівні сили кожного із коліс.

Для зниження імовірності помилкового результату діагностування в часткових режимах і максимального використання зчіпних властивостей застосовують методики встановлення роздільних нормативів для окремих осей конкретних автомобілів. Це методики нормування як питомих гальмівних сил осей, так і конкретних значень гальмівних сил для кожного колеса з врахуванням

можливості реалізації зчіпних властивостей. При такому нормуванні існують проблеми, основною з яких є проблема розподілу нормативного значення загальної питомої гальмівної сили або нормованих значень гальмівних сил для кожної осі автомобіля, виходячи з нормативу загальної питомої гальмівної сили для ДТЗ.

Тут має місце протиріччя двох підходів до нормування.

У першому з них нормативне значення загальної питомої гальмівної сили намагаються розділити між осями, виходячи з раціонального розподілу, за якого забезпечується необхідна ефективність гальмування на всьому діапазоні можливих значень коефіцієнта зчеплення коліс кожної осі.

Інший підхід базується на розподілі нормативу загальної питомої гальмівної сили між осями автомобіля, виходячи з розподілу, закладеного в конструкції автомобіля.

Основним протиріччям двох підходів до нормування є те, що не завжди конструктивно закладений розподіл гальмівних сил між осями є оптимізованим за умови забезпечення раціонального застосування зчіпних властивостей коліс кожної осі. У зв'язку з цим нормативи для часткового режиму з застосуванням різних підходів нормування можуть бути різними для однієї і тієї ж моделі автомобіля і на практиці можуть бути випадки, коли за одним нормативом технічний стан гальмівної системи признається задовільним, а за іншим – ні, або навпаки.

Коригування нормативів двох параметрів з врахуванням фактичних значень одного з них і конструктивних особливостей автомобілів є наступним методом вирішення проблеми. Для стендових випробувань автомобілів за ДСТУ 3649-97 ефективність гальмування передбачено оцінювати за значенням загальної питомої гальмівної сили і тривалості спрацьовування. Але нормування двох взаємодоповнюючих параметрів в окремих випадках також приводить до невизначеностей. Наприклад, технічний стан автомобіля, у якого один з зазначених параметрів не відповідає нормативним вимогам, може бути оцінений як задовільний за результатами випробувань іншими методами. Також можуть мати місце випадки, коли технічний стан автомобіля може забезпечити необхідне

значення гальмівного шляху з меншим від нормативного значенням загальної питомої гальмівної сили за рахунок меншого у порівнянні з нормативним значення тривалості спрацювання.

1.5 Висновки до розділу 1

В процесі експлуатації технічний стан автомобіля і його гальмівних систем змінюється і веде до змінювання його гальмівних властивостей. ДСТУ 3649-97 передбачає проведення контролю відповідності гальмівних властивостей автомобілів, які знаходяться в експлуатації, до вимог безпеки методами дорожніх чи стендових випробувань, як рівноцінними.

Дорожні випробування автомобіля з метою визначення його гальмівних властивостей дозволяють одержати найбільш достовірні результати, тому що у цьому випадку загальна система (режим руху-водій-автомобіль-гальмівна система-колеса-дорога-погодні умови) більш повно відповідає умовам експлуатації у порівнянні з стендовими методами випробувань.

В умовах АТП більш прийнятні методи стендових випробувань на гальмівних стендах силового і інерційного типів. Однак, результати таких випробувань не завжди адекватні з результатами дорожніх випробувань, особливо при випробуванні ДТЗ у спорядженому стані, а тому, обидва методи не є рівноцінними.

Методи стендових випробувань автомобілів за ДСТУ 3649-97 в стані завантаження до повної маси або в спорядженому стані з довантаженням випробуваної осі не можуть завжди забезпечити адекватності результатів з результатами дорожніх випробувань, тобто і рівноцінності дорожніх і стендових методів діагностування.

На результати методів стендових випробувань ДТЗ у спорядженому стані впливає значно більше число факторів, однак ці методи випробувань більш прийнятні за причини менших витрат і можливостей організації їх проведення в умовах автотранспортних підприємств. Однак, стандартизовані методи стендових

випробувань і нормативні вимоги дозволяють проведення випробувань ДТЗ з гідроприводом тільки в стані завантаження до повної маси, що для умов АТП за необхідності масового контролю неприйнятно.

Існуючі методики випробувань автомобілів у спорядженому стані базуються на часткових режимах випробувань, які можна умовно розділити на дві групи: методики приведення результатів до умов випробувань автомобіля повної маси і методики встановлення індивідуальних нормативних вимог для часткових режимів.

Методики нормування показників ефективності гальмування для автомобілів у спорядженому стані не враховують виникнення нелінійності гальмівних механізмів, яка має місце в експлуатації, що може привести до одержання недостовірного результату без врахування фактичних значень нелінійності.

Методики нормування показників ефективності гальмування містять в собі протиріччя, яке до цих пір не вирішене - встановлення нормативних вимог, виходячи з розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, закладеного в конструкції, або виходячи з умов максимальної реалізації зчіпних властивостей, що може привести до неадекватних результатів діагностування.

Більш прийнятними у порівнянні з методиками нормування часткових режимів діагностування є методики, які базуються на приведенні результатів, одержаних у спорядженому стані, до умов випробування автомобіля повної маси.

Методики приведення результатів є більш універсальними у порівнянні з методиками індивідуального нормування в умовах масового збільшення в експлуатації парку моделей автомобілів, тому що індивідуальні нормативи залежать не тільки від моделі автомобіля, але і моделі стенда.

Методики приведення результатів випробувань автомобілів у спорядженому стані до умов їх випробувань в стані завантаження до повної маси не враховують обмеження максимальних гальмівних сил за умовами зчеплення з роликами стенда і дорожнім покриттям з врахуванням динамічного перерозподілу нормальних реакцій на колеса, а також характеристик зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Методики приведення результатів випробувань автомобілів у спорядженому

стані до умов їх випробувань з повною масою, одержаних в екстреному режимі гальмування, відсутні.

При застосуванні методу дорожніх випробувань стійкість ДТЗ в процесі гальмування оцінюється недостатньо повно. При проведенні контрольних гальмувань в стандартизованих умовах нерівномірність розподілу гальмівних сил та інші експлуатаційні фактори за певних умов майже не впливають на показники стійкості, в той час як на дорозі в реальних умовах (мокра дорога, наявність піску, тощо) їх вплив може бути суттєвим.

Метод стендових випробувань дозволяє кількісно оцінити значення нерівномірності розподілу гальмівних сил на колесах однієї осі автомобіля і оцінити в першому наближенні їх вплив на стійкість. Однак, стандартизовані методи і існуючі методики не забезпечують реалізацію цієї можливості.

Аналізуючи наведені фактори і ступінь їх впливу на результати діагностування гальмівної системи автомобілів у спорядженому стані, можна зробити висновок, що в даній роботі необхідно вирішити такі задачі:

- розробити методику прогнозування гальмівних властивостей автомобілів повної маси за результатами випробувань автомобілів спорядженої маси;
- розробити математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні;
- провести визначення адекватності результатів діагностування, одержуваних за допомогою стендових випробувань, до результатів дорожніх випробувань;
- розробити практичні рекомендації для застосування запропонованої методики діагностування гальмівної системи і вимог до засобів для її реалізації.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЧНА ОСНОВА УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ МЕТОДОМ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ

2.1 Аналіз контрольованих параметрів при різних методах діагностування гальмівної системи автомобіля

Гальмівна динаміка ДТЗ при гальмуванні робочою гальмівною системою відноситься до його найважливіших експлуатаційних властивостей, які впливають на безпеку дорожнього руху. Вона забезпечується конструкцією автомобіля і його гальмівної системи, а також рівнем їх технічного стану. Враховуючи, що в цій роботі предметом досліджень є тільки одна з гальмівних систем – робоча, розглянемо її призначення.

У відповідності з ДСТУ 2919-94, робоча гальмівна система призначена для зниження швидкості руху, обмеження її на спуску та зупинки ДТЗ з необхідними ефективністю і стійкістю.

Виходячи з цього, основними оціночними показниками гальмівної динаміки є ефективність гальмування і стійкість ДТЗ в процесі гальмування.

Аналіз нормативних документів [4, 6, 7, 11], які діють в нашій країні і за кордоном [8, 9], показав, що ефективність гальмування і стійкість в процесі гальмування в деяких випадках оцінюється за різними параметрами.

Для визначення параметрів, які необхідно контролювати під час періодичних випробувань робочих гальмівних систем в умовах експлуатації, потрібно обґрунтувати мінімально необхідний і достатній перелік контрольованих параметрів.

Результати аналізу показують, що узагальнюючими (вихідними) параметрами, які характеризують гальмівну систему, є:

- гальмівний шлях автомобіля, який характеризує ефективність гальмування;

- відхилення від коридору руху встановленої ширини, яке характеризує стійкість автомобіля в процесі гальмування;

- витрата енергії або робочого тіла в процесі гальмування, а також за відсутності гальмування, що характеризує конструктивні характеристики привода і його герметичність в експлуатації;

- тривалість досягнення в приводі встановленого тиску робочого тіла і його максимальне значення, що характеризує продуктивність привода та його технічний стан.

Крім вихідних параметрів загальна система характеризується вхідними параметрами, які визначають режим гальмування і, відповідно, режими діагностування. Сюди відносяться:

- початкові швидкість гальмування і напрямок руху (за ДСТУ 3649-97 [4] водій в процесі випробувань не повинен змінювати напрямок руху в процесі гальмування або коригувати його у випадку відхилення за винятком необхідності запобігання дорожньо-транспортної пригоди);

- темп приведення гальмівної педалі в дію і максимальне приводне зусилля на органі керування;

- показники мас автомобіля, момент інерції і геометричні розміри автомобіля;

- зчіпні властивості дорожнього покриття і шин автомобіля;

- метеорологічні умови, які впливають на зчіпні властивості коліс з дорожнім покриттям, і на величину опору руху автомобіля, а також напрям і швидкість вітру.

Внутрішні параметри системи характеризують технічний стан і характеристики окремих елементів загальної системи або їх сукупностей.

Наприклад, гальмівний момент на колесі $M_{\text{дв}}$ залежності від приводного зусилля на органі керування $p_{\text{д}}$ характеризує конструктивні характеристики і технічний стан привода і гальмівних механізмів. Максимальне значення гальмівної сили на колесі $P_{\text{тсц}}$ обмежується зчіпними властивостями колеса з опорною поверхнею. Його визначають нормальна реакція опорної поверхні на колесо $G_{\text{д}}$, характеристики шини і опорної поверхні $\phi_{\text{д}}$, $\phi_{\text{хі}}$, $\phi_{\text{уі}}$ з врахуванням впливу на них метеорологічних умов. Нормальна реакція опорної поверхні, в свою чергу,

залежить від динамічного перерозподілу навантажень, викликаного сповільненням ДТЗ - $J_{ав}$, яке залежить від суми реалізованих гальмівних сил. Ці залежності пов'язані зворотними зв'язками, які показані на схемі.

2.2 Забезпечення рівнозначності методів дорожніх і стендових випробувань

Для забезпечення рівнозначності методів дорожніх і стендових випробувань необхідно для умов стендових випробувань відтворити або зімітувати всі відсутні елементи загальної системи і перервані зворотні зв'язки, або враховувати їх відсутність чи відмінності. Існуючі методики діагностування на роликівних гальмівних стендах силового типу і нормативні вимоги до контрольованих параметрів не забезпечують виконання цієї умови.

В умовах стендових випробувань неможливо забезпечити можливість контролю ефективності гальмування за одним узагальнюючим параметром, що можливо у випадку дорожніх методів випробувань – за гальмівним шляхом автомобіля. Це пов'язано з тим, що методи стендових випробувань забезпечують можливість визначення тільки внутрішніх параметрів, які характеризують загальну систему – гальмівні сили на кожному з коліс в контакті з роликами стенда і тривалості спрацювання для кожного колеса. Виходячи з цих параметрів, ефективність гальмування оцінюють за значеннями загальної питомої гальмівної сили і тривалості спрацювання робочої гальмівної системи автомобіля.

З визначених на стенді значень гальмівних сил кожного з коліс визначають розрахунковий параметр – загальну питому гальмівну силу, яка у відповідності з приписами стандарту [4] визначається як відношення суми визначених на стенді максимальних значень гальмівних сил коліс до сили тяжіння автомобіля повної маси:

$$\gamma_t = \sum P_{ti} / (Ma \cdot g), \quad (2.1)$$

де $\sum P_{ti}$ – сума максимальних гальмівних сил коліс, визначених на стенді, Н;
 Ma – повна маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння m/c^2 .

За тривалість спрацювання гальмівної системи для автомобіля приймається максимальне із значень тривалостей спрацювання, визначених на стенді для кожного колеса.

Тривалість спрацювання колеса визначається як тривалість від початку приведення в дію органа керування до моменту, коли гальмівна сила колеса досягне усталеного значення, яке на практиці, як правило, становить 75%-85% від максимального значення. Так як максимальні значення гальмівних сил, що визначаються на стенді і реалізуються на дорозі в процесі гальмування, не будуть відповідати один одному, то і тривалості спрацювання, визначені на стенді і дорозі, також будуть різними.

За умови виключення такого елемента загальної системи, як дорога, ці обидва параметри для умов стендових випробувань будуть розглядатись як вихідні. Однак, загальна питома гальмівна сила не є узагальнюючим параметром, яким є гальмівний шлях для методу дорожніх випробувань.

Для методів стендових випробувань необхідно контролювати і тривалість спрацювання, що не позбавляє ці методи від такого недоліку, як необхідність нормування двох параметрів без взаємного врахування їх фактичних значень.

Виключення дороги, як одного з елементів загальної системи, і заміна її роликами стенда приводить до того, що максимальні значення гальмівних сил, визначених на стенді, не будуть відповідати тим гальмівним силам, які можуть бути реалізовані на дорозі.

Виключення дороги і заміна її роликами стенда приводить до відмінностей реалізуємих гальмівних сил за цілим рядом причин, основними з яких є:

- відмінності характеристик взаємодії колеса з роликами стенда і дорожнім покриттям;
- відсутність динамічного перерозподілу нормальних складових навантаження на колесо, що значно змінює максимальні значення гальмівних сил, які будуть мати місце на дорозі.

Імітація динамічного перерозподілу нормальних складових навантажень між осями автомобіля практично неможлива в умовах стендових випробувань, хоча б тому, що величина перерозподілу залежить від реалізованих гальмівних сил на всіх колесах автомобіля, а більшість гальмівних стендів не забезпечують можливості одночасного випробування коліс всіх осей. Крім того, нерівномірність гальмівних сил і ексцентричність розташування центра мас автомобіля веде до різних значень перерозподілу нормальних складових навантаження між колесами однієї осі автомобіля. В процесі гальмування на дорозі має місце розворот автомобіля, який також впливає на зміну нормальних складових навантаження на колеса.

Таким чином, основним, найбільш суттєвим фактором, який викликає неадекватність результатів діагностування двома методами, є відмінності в динамічному перерозподілі нормальних складових навантаження між осями та колесами автомобіля, в результаті чого визначені на стенді максимальні значення гальмівних сил не будуть рівні з гальмівними силами, які мають місце на дорозі за умовами зчеплення. За цих же причин визначені на стенді значення тривалостей спрацьовування для окремих коліс і для автомобіля в цілому також не будуть рівні тим значенням, які будуть мати місце при гальмуванні на дорозі.

Стійкість автомобіля в процесі гальмування у відповідності з ГОСТ 25478-91 [120] оцінювалась за величиною лінійного відхилення. У відповідності з визначеннями, поданими в стандартах [36, 4], поняття "лінійного відхилення" є невизначеністю, тому що в ідеальному випадку, коли траєкторія руху являє собою пряму (фактичне відхилення відсутнє), у відповідності з визначенням цього терміна величина відхилення буде дорівнювати половині колії. Якщо навіть усунути зазначену невизначеність цього терміна, то на практиці визначити значення лінійного відхилення практично неможливо або ж можливо з значними затратами, що робить розглянутий параметр неприйнятним для умов експлуатації.

В ДСТУ 3649-97, а також ГОСТ 22895-77 і ОСТ 37.001.067-86 стійкість автомобіля оцінюється за таким якісним параметром, як відхилення від коридору руху. Контролювати цей параметр об'єктивно значно простіше, ніж зазначені раніше. Однак контроль стійкості автомобіля в процесі гальмування на

дорожньому покритті з достатньо високими значеннями коефіцієнта зчеплення недостатньо достовірно дозволить судити про стійкість автомобіля в процесі гальмування на дорозі з пониженими значеннями коефіцієнта зчеплення, що має місце на практиці в умовах експлуатації.

Для методів стендових випробувань ДСТУ 3649-97 передбачає оцінювати стійкість в процесі гальмування за значенням коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил коліс осі. Такий показник і нормативні вимоги до нього також не забезпечують адекватності результатів випробувань, одержаних двома методами.

Нормативні вимоги до цього показника, навіть для окремих категорій автомобілів і окремих їх осей, не забезпечують адекватності оцінки стійкості з результатами дорожніх випробувань.

2.3 Розробка комплексного методу діагностування

В результаті стендових випробувань автомобілів можуть бути одержані не повні характеристики гальмівних властивостей, а тільки деякі вихідні функціональні характеристики гальмівної системи і побічні параметри, які дозволяють ставити питання про прогноз таких показників гальмівних властивостей, як ефективність гальмування і стійкість ДТЗ в процесі гальмування на дорозі. Для того, щоб оцінити ефективність гальмування і стійкість автомобіля в процесі гальмування за результатами стендових випробувань необхідно, виходячи з виміряних на стенді параметрів і характеристик, визначити розрахунковим шляхом такі параметри, як гальмівний шлях автомобіля або його сповільнення в функції часу, або сумарну гальмівну силу в функції часу, приведену до умов гальмування на дорожньому покритті з заданими характеристиками та лінійне відхилення центра мас і кут розвороту ДТЗ, за якими можна встановити факт виходу чи невиходу ДТЗ за межі встановленого коридору руху.

Методи стендових випробувань ДТЗ у спорядженому стані є найбільш прийнятними для діагностування гальмівних систем автомобілів, однак вони потребують застосування комплексних методів діагностування, які полягають в

визначенні на стенді характеристик привода, гальмівних механізмів і шин, і наступним математичним моделюванням процесу гальмування на дорозі з заданими характеристиками. Такий комплексний підхід дозволить оцінювати ефективність гальмування за розрахунковим значенням гальмівного шляху автомобіля, аналогічному для умов дорожніх випробувань, що забезпечить задовільну адекватність і рівноцінність двох методів випробувань і можливість співставлення їх результатів.

Методологічна основа роботи повинна базуватись на застосуванні теоретичного моделювання процесу гальмування на дорожньому покритті, виходячи з вихідних даних, одержаних при гальмуванні на стенді, з подальшою перевіркою за даними дорожніх випробувань натурних зразків.

2.3.1 Вимірювані параметри і визначувані характеристики

У процесі діагностування гальмівних систем автомобілів на роликівих стендах у відповідності до ДСТУ 3649-97 вимірюють максимальні значення гальмівних сил $P\tau_i$, які досягаються на кожному з коліс автомобіля, за умови відсутності їх блокування або за умови не перевершування приводного зусилля на органі керування p_n (надалі – приводного зусилля) нормативного значення. Виходячи з виміряних значень $P\tau_i$, обчислюють загальну питому гальмівну силу γ_τ (2.1) і коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил коліс однієї осі K_n .

При випробуванні автомобілів з гідроприводом, як правило, гальмівну силу визначають в функції приводного зусилля, а автомобілів з пневмоприводом – в функції тиску в пневмоприводі. Такі характеристики називають "силовими характеристиками".

Принцип вимірювання гальмівної сили колеса базується на вимірюванні реактивного моменту на балансірних елементах привода стенда і приведенні його до сили, прикладеної по дотичній до ролика на плечі їх радіусу, яку приймають за гальмівну силу колеса в контакт з роликами.

Для методів стендових випробувань стандартом [4] регламентується ще один показник ефективності гальмування – "тривалість спрацьовування гальмівної системи на стенді" (надалі - тривалість спрацьовування).

Відповідно до ДСТУ 3649-97 на стенді тривалість спрацьовування вимірюється для кожного колеса, а для ДТЗ береться значення для того з коліс, виконавчий механізм якого знаходиться у найгірших умовах – тобто береться найбільше з визначених значення.

Вимірювання цього параметра на різних моделях стендів здійснюється по-різному. Найбільш широко в практику стендових випробувань увійшло поняття тривалості спрацьовування, як тривалості від моменту початку приведення в дію органу керування до моменту, коли гальмівна сила колеса досягає 30% - 90% (в залежності від моделі стенда) від максимального значення гальмівної сили, яку можна реалізувати на конкретному зразку стенда для конкретної моделі ДТЗ. У такому випадку результати випробувань навіть для окремих зразків тієї ж моделі стенда можуть бути різними.

Для визначення тривалості спрацьовування визначають залежності гальмівних сил коліс в функції часу або тривалості досягнення гальмівних сил кожного з коліс значення, встановленого для кожного конкретного випадку випробувань. Такі характеристики називають "динамічними".

Крім цих характеристик і параметрів, на більшості роликових стендів вимірюють величину відносного ковзання коліс.

Значення ковзання застосовується для запобігання блокуванню коліс на роликах стенда або сигналізації про його виникнення для того, щоб уникнути небажаного місцевого зношування протектора шини в процесі випробувань.

Принцип вимірювання відносного ковзання проілюстрований. Відстежуючий ролик 3 знаходиться у постійному контакті з випробуваним колесом автомобіля 1 і приводиться тільки від нього. За відсутності обертання колеса або за умови його блокування на роликах 2, які обертаються, відстежуючий ролик також не буде обертатися.

У процесі випробувань поточні значення відносного ковзання колеса визначають у відповідності з залежністю:

$$S_{ск} = \frac{\omega_{ср0} - \omega_{ср}}{\omega_{ср0}} \quad (2.2)$$

де $\omega_{ср0}$ – частота обертання відстежуючого ролика у випадку вільного прокручування коліс і за відсутності гальмівного моменту на колесі;

$\omega_{ср}$ – поточне значення частоти обертання колеса в процесі його загальмовування.

2.3.2 Дослідження робочого процесу системи "водій-гальмівна система"

Для забезпечення повторюваності і відтворюваності результатів випробувань як у разі окремих гальмувань, так і для різних методів і видів випробувань, режим приведення в дію гальмівної педалі регламентується нормативними документами [4,6,7,8]. Аналіз вимог зазначених нормативних документів до режиму приведення гальмівної педалі в дію і праць ряду дослідників [18,20,45] показує, що у випадку дорожніх методів випробувань застосовують режим екстреного гальмування, а у випадку випробувань на роликівих стендах силового типу застосовують два режими приведення – екстрений і плавний. В обох випадках встановлюються вимоги до максимального значення приводного зусилля і темпу приведення гальмівної педалі.

В процесі приведення гальмівної педалі приводне зусилля не повинне перевершувати максимальних значень, які нормуються для конкретних категорій транспортних засобів. Для методів дорожніх і стендових випробувань максимальне значення приводного зусилля обмежується ще однією умовою. Це вимога відсутності блокування хоча б одного з коліс автомобіля в процесі гальмування.

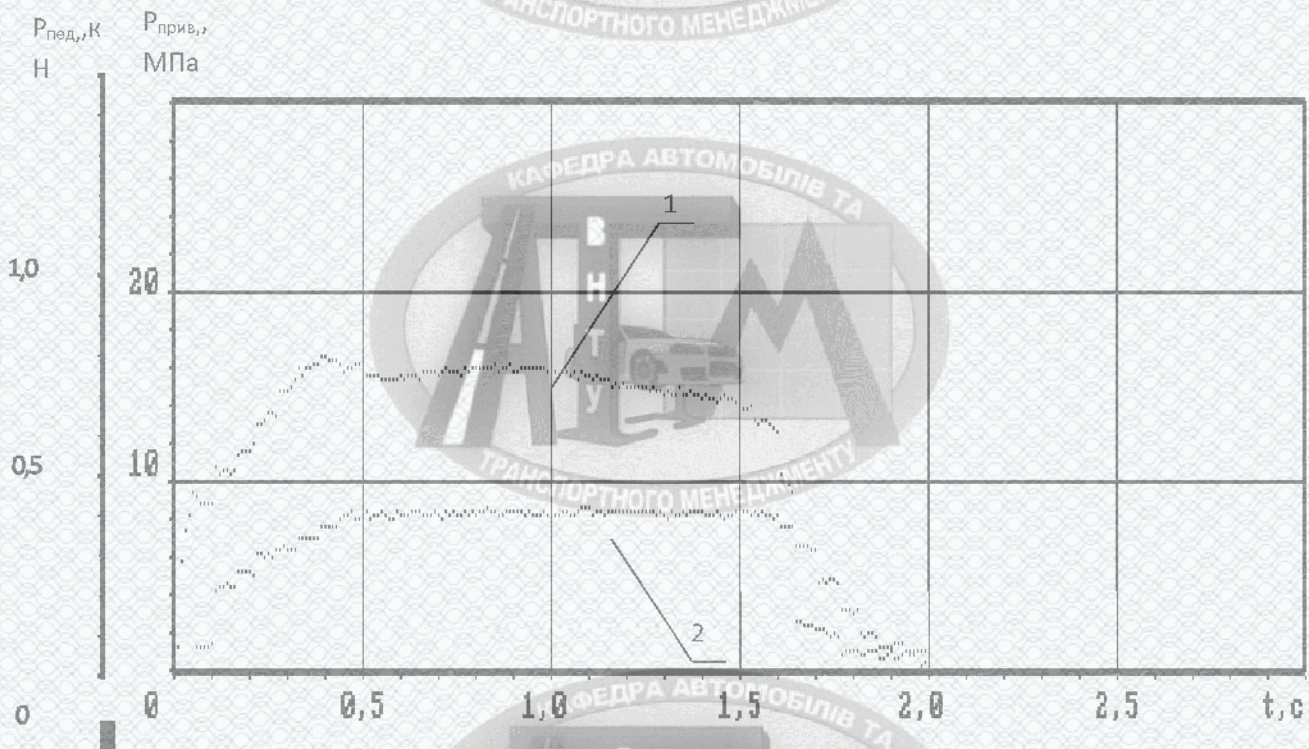
Темп приведення для методів дорожніх і стендових випробувань регламентується по-різному.

Для екстреного режиму гальмування темп приведення не повинен перевершувати 0,2 с [4] (в деяких країнах регламентують максимальний і мінімальний темп приведення).

Для режиму плавного приведення темп приведення знаходиться в межах від 2 до 10 с – в залежності від конструкції та характеристики застосовуваного стенда, виходячи з умови забезпечення не менше одного оберту колеса в процесі приведення. Так, як імітована на стенді швидкість випробування для різних моделей стендів різна і знаходиться в широкому діапазоні, то і темп приведення педалі також різний.

Як відмічається в роботах [18,20], видержати регламентований темп приведення в режимі екстреного гальмування досить важко. Такі вимоги до забезпечення режиму гальмування вимагають певної кваліфікації водія-випробувача. Він повинен "укластися" в регламентований темп приведення педалі і при цьому не перевершити встановленого максимального значення приводного зусилля. У зв'язку з цим для випробувань часто застосовувались і застосовуються різноманітні пристосування. Серед таких пристосувань найбільш розповсюджені "механічна нога" (як звичайно, з пневматичним або електричним приводом) або регульовані упори гальмівної педалі [4,20]. Однак такі пристосування створюють певні незручності в процесі випробувань і не завжди можуть забезпечити заданий режим приведення в дію гальмівної педалі, а тому вони не знайшли широкого розповсюдження на практиці, особливо для методу дорожніх випробувань.

На рис. 2.1, 2.2 зображені залежності зусилля на гальмівній педалі і тиску в приводі в функції часу для екстрених режимів приведення, одержані під час виконання гальмування водієм-випробувачем. Результати одержані за допомогою бортового вимірювального комплексу "БІК-1", розробленого в Державтотранс-НДІпроект, до якого входить комплект датчиків (приводного зусилля на педалі, тиску в контурах гідропривода, пройденого шляху, сповільнення, тощо), сигнали яких після попереднього оброблення реєструвались в переносному персональному комп'ютері.



1 – зусилля, прикладене до гальмівної педалі; 2 – тиск у приводі гальм першої осі

Рисунок 2.1 – Характеристики приводного зусилля та тиску в приводі в екстреному режимі приведення гальмівної педалі



Рисунок 2.2 – Характеристика тиску в приводі гальм коліс другої осі

В ході випробувань застосовувалось стандартне програмне забезпечення вимірювання та реєстрації сигналів плати аналого-цифрового перетворювача, а також спеціалізоване програмне забезпечення, розроблене фахівцями ДержавтотрансНДІпроект.

Проведений автором аналіз процесу навчання водія-випробувача і проведення ним підготовчих гальмувань перед проведенням випробувань безпосередньо, а також даних випробувань показує, що процес приведення педалі в дію можна умовно розділити на дві фази.

В першій фазі випробувач, орієнтуючись за показами показчика приводного зусилля, органолептично підбирає і у подальшому намагається витримати темп наростання зусилля до значення, рівного 50-70% від максимального для цих випробувань.

У другій фазі випробувач контролює свої дії, зменшуючи темп росту зусилля, виходячи із умови не перевершування нормативного значення.

Процес приведення проходить за час, близький до 0,2 с і за цей час обидві фази практично накладаються і плавно переходять одна в іншу. В результаті цього зміна приводного зусилля в функції часу носить характер, близький до експоненціальної залежності, що видно з наведених характеристик.

Приймаючи до уваги необхідність додержування режиму приведення в дію органа керування в процесі випробувань, в цій роботі необхідно вирішити дві

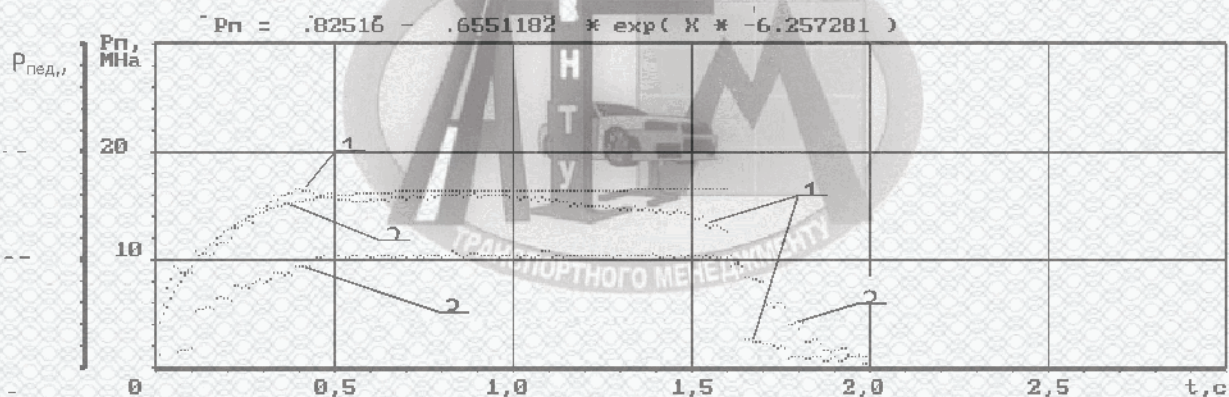
задачі, а саме: описати фактичні дані за результатами стендових випробувань аналітичною залежністю приводного зусилля в функції часу, а також задавати цю “стандартну” характеристику у відповідності до нормативних вимог.

Для легкових автомобілів, у яких гідравлічний привід гальм, можна прийняти припущення про те, що наростання тиску в функції часу також носить експоненціальний характер.

При цьому у автомобілів з гідроприводом, у яких в приводі відсутні апарати трансформації приводного тиску, ця залежність ближче до “чистої” експоненти, ніж у автомобілів, у яких є такі апарати з перемінним коефіцієнтом трансформації.

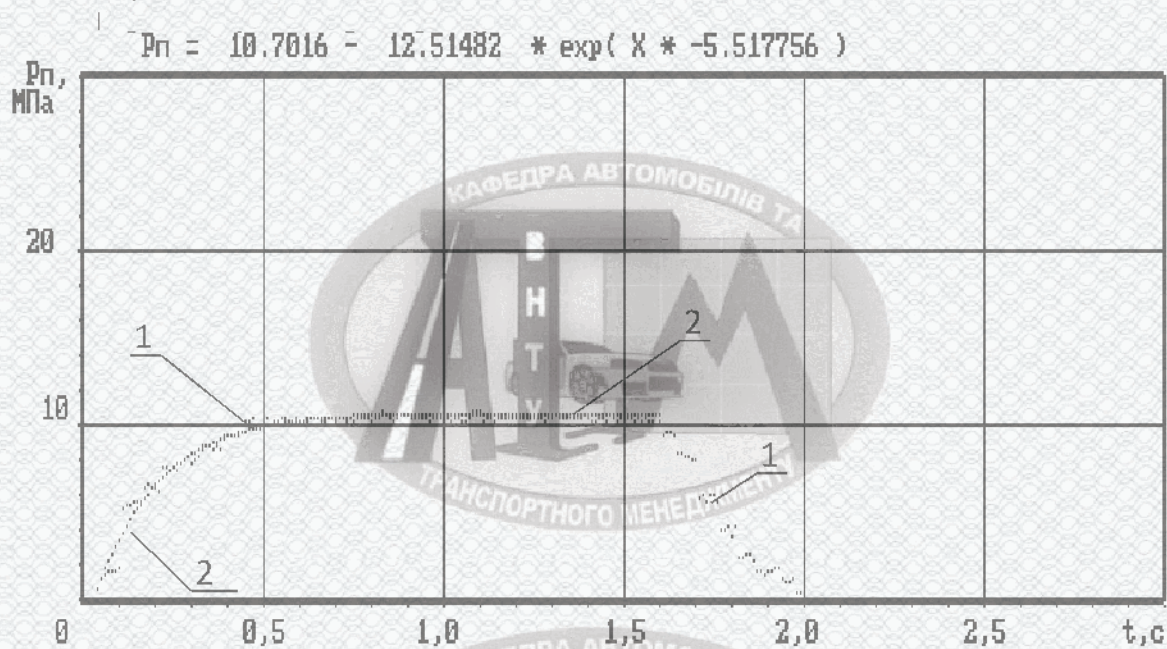
На рис. 2.3, 2.4. наведені результати апроксимації приводного зусилля і тиску в гідроприводі автомобіля Daewoo Lanose потенціальною залежністю.

У випадку застосування в гальмівних стендах мікропроцесорних пристроїв, результати вимірювання приводного зусилля реєструються з заданою дискретністю в масштабі реального часу і накопичуються в запам'ятовуючому пристрої у вигляді масиву даних. Ці дані можуть бути застосовані для приведення результатів стендових випробувань до умов дорожніх випробувань безпосередньо за умови, що дискретність вимірювань співпадає з дискретністю обчислень, які виконуються при приведенні результатів випробувань. В такому випадку немає необхідності апроксимації залежності приводного зусилля від часу.



1 — зусилля, прикладене до гальмівної педалі за результатами вимірювань; 2 — результат апроксимації залежності приводного зусилля у функції часу; 3 — тиск у приводі гальм коліс другої осі за результатами вимірювань

Рисунок 2.3 – Апроксимація приводного зусилля експонентою



1 – тиск у приводі гальм коліс другої осі за результатами вимірювань. 2 – результат апроксимації залежності тиску у приводі гальм коліс другої осі у функції часу

Рисунок 2.4 – Апроксимація тиску в гідроприводі експонентною

З метою проведення теоретичних досліджень впливу режиму приведення в дію гальмівної педалі на показники процесу гальмування, а також забезпечення повторюваності і порівнюваності результатів випробувань у випадку прогнозування цих показників для визначеного (стандартного) режиму гальмування, бажано мати можливість задавати і “стандартні” характеристики режиму приведення гальмівної педалі.

Ця задача може вирішуватися шляхом опису процесу зміни в часі приводного зусилля на гальмівній педалі експоненціальною залежністю, визначеною за результатами середньостатистичних характеристик, одержаних в результаті експериментальних досліджень.

У випадку необхідності досліджень впливу режиму приведення в дію гальмівної педалі, коефіцієнти, які входять до виразу (2.3) можна задавати, виходячи із задач досліджень.

Тиск в приводі збільшується до свого максимального значення за характеристикою, яку з задовільною похибкою можна описати експоненціальною залежністю в функції часу:

$$p = p_{\max}(1 - a \cdot \exp(-bt)), \quad (2.3)$$

де $p_{\max}$ – максимальне значення приводного зусилля на органі керування або тиску в приводі;

a, b – емпіричні коефіцієнти.

Для дослідження стандартного режиму коефіцієнти рівняння визначаються із умов додержування заданого максимального зусилля, темпу його наростання в часі і можливості реалізовувати його в реальних умовах.

В останньому випадку умови проведення випробувань можна вважати умовно нормативними, тому, що навіть досвідчений водій-випробувач не зможе постійно і стабільно видержувати стандартний режим приведення в дію органа керування гальмівної системи.

2.3.3 Дослідження залежності гальмівної сили від приводного зусилля і тиску в приводі в режимі плавного приведення гальмівної педалі в дію

Типові силові характеристики гальмівного механізму (надалі – характеристики) являють собою залежність гальмівної сили $P\tau$ від тиску в приводі p або від зусилля, прикладеного до гальмівної педалі p_n і наведені на рис. 2.5, 2.6.



Характеристика на рис. 2.5 може бути віднесена до залежностей гальмівної сили від тиску в гідроприводі, в якому відсутні апарати трансформації тиску робочого тіла (підсилювачі, обмежувачі тиску, автоматичні регулятори гальмівних сил, та ін.). За наявності апаратів трансформації тиску залежність гальмівної сили від приводного зусилля змінюється (рис. 2.6.).

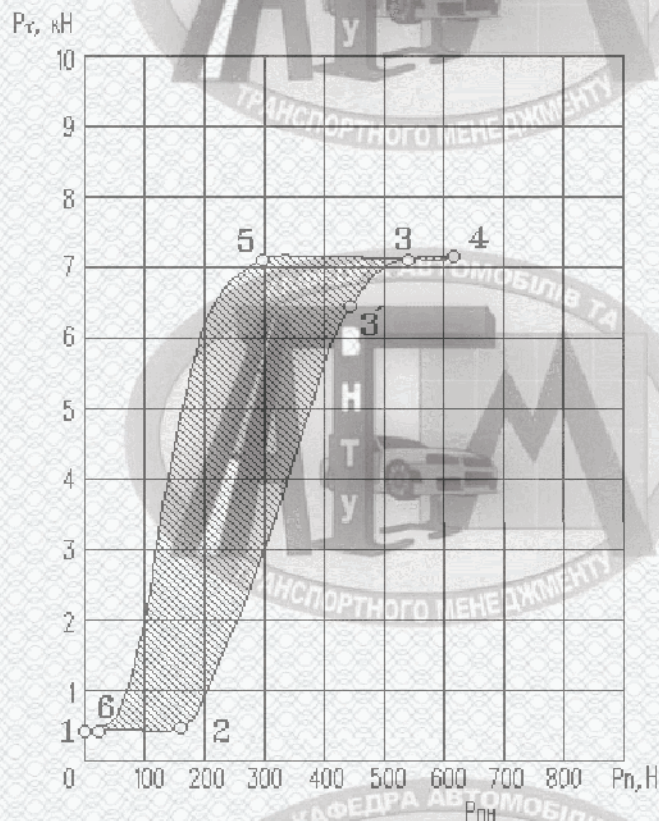


Рисунок 2.5 – Характерні точки гальмівної діаграми автомобіля без апаратів трансформації тиску в приводі

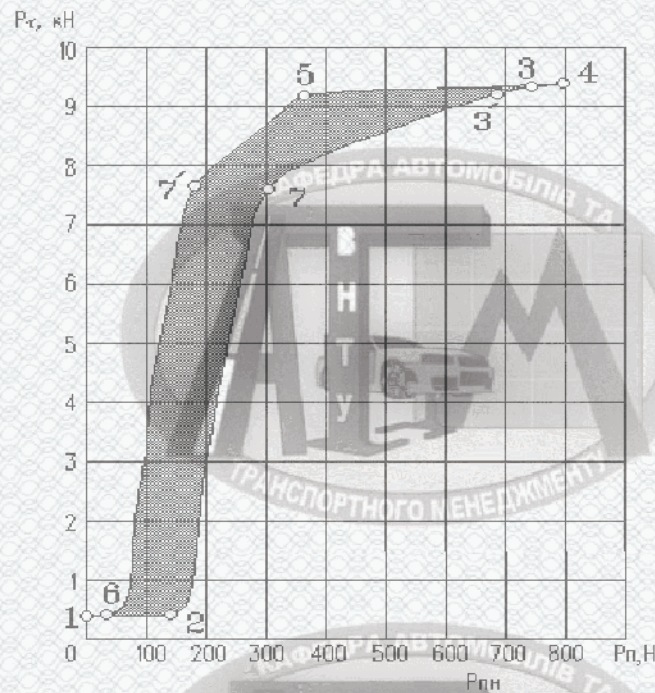


Рисунок – 2.6 Характерні точки гальмівної діаграми автомобіля з вакуумним підсилювачем

Зображені силові характеристики можуть бути поділені на три характерних ділянки.

Точка 1 являє собою зусилля прокручування незагальмованого колеса за відсутності приводного зусилля або тиску в приводі. На ділянці 1-2 відбувається наростання приводного зусилля за відсутності гальмування.

В точці 2 гальмівний механізм починає загальмовуватись і з ростом приводного зусилля зростає і гальмівна сила. З ростом гальмівної сили починає збільшуватись ковзання колеса, яке впливає на значення гальмівної сили в контакті колеса з роликами.

В точці 3 гальмівна сила досягає свого максимального значення, яке забезпечується силою зчеплення колеса з роликами даного стенда, після чого ріст гальмівної сили з наростанням приводного зусилля практично припиняється.

Після зупинки наростання приводного зусилля (точка 4) і початку його зменшування починається процес розгальмовування.

Через наявність втрат в приводі і гальмівному механізмі розгальмовування колеса починається в точці 5, після чого з зменшенням приводного зусилля зменшується і гальмівна сила на колесі.

В точці 6 настає повне розгальмовування колеса, після чого гальмівна сила стає рівною зусиллю прокручування незагальмованого колеса. Чим більші втрати в приводі і гальмівному механізмі, тим ширша область, обмежена кривою 1-6 (заштрихована на рис. 2.5, 2.6.). Ця область являє собою реальну характеристику гальмівного механізму.

В залежності від режиму і характеру приведення в дію гальмівної педалі можна отримати будь-яку з точок, обмежених цією кривою. Однак в процесі випробувань для оцінки ефективності гальмування інтерес являють тільки ділянки 1-2 і 2-3.

У зв'язку з цим процес наростання приводного зусилля в плавному режимі приведення повинен бути якомога більш плавним. Не рекомендуються зупинки росту приводного зусилля в функції часу і не допускаються тимчасове зменшування приводного зусилля в процесі приведення, тому що при цьому визначувана характеристика буде викривлятися і наближатись до середини заштрихованої області.

Ділянка 1-2 описує процес кочення колеса по роликах стенда. Ця ділянка характеристики являє собою близьку до лінійної залежність виду $y = P\tau_o$.

Аналізуючи величину $P\tau_o$, можна відмітити, що теоретично в ідеальному випадку $P\tau_o$ є величиною постійною. Однак, в результаті аналізу залежності цієї величини від різних факторів, необхідно відмітити, що вона залежить в основному:

- від коефіцієнта опору коченню f_k ;
- від вертикальної складової навантаження, яка приходить на колесо.

Коефіцієнт опору коченню в процесі випробувань залежить від ряду факторів, основними з яких є швидкість кочення і тиск в шині, однак у випадку стендових випробувань їх можна прийняти за величини постійні. На роликових гальмівних стендах швидкість обертання роликів постійна і незначно змінюється в

залежності від величини гальмівної сили, яка реалізується в контактні колеса з роликми стенда. У випадку дорожніх випробувань обидва параметри змінюються.

У процесі загальмовування колеса швидкість кочення змінюється від свого початкового значення до нуля. Враховуючи, що на таких стендах для вантажних автомобілів імітована швидкість не перевершує 5 км/год, можна нехтувати впливом її змінювання на сам коефіцієнт.

Тиск в шині в процесі загальмовування також практично не змінюється і тому впливом його змінювання також можна знехтувати.

Вертикальна складова навантаження на колесо в умовах відсутності гальмування на роликовому стенді не змінюється. Її значення можна визначити зважуванням автомобіля з визначенням розподілу навантаження як між осями, так і між колесами.

Існують ряд стендів, у яких вагові пристрої вмонтовані в стенд і дозволяють визначати вертикальну складову навантаження на кожне колесо, встановлене на ролики стенда. Для стендів, у яких такі вагові пристрої відсутні, можливе застосування додаткових вагових пристроїв, які знайшли широке застосування.

У випадку відсутності таких пристроїв і випробування автомобіля у спорядженому стані або в стані завантаження до повної маси у відповідності з паспортними даними на автомобіль, можна з певним наближенням прийняти фактичний розподіл навантаження рівним до паспортного розподілу.

У цьому випадку в залежності від особливостей конструкції стенда і характеристик підвіски автомобіля, а також від положення автомобіля на стенді можливі відхилення фактичного розподілу навантаження від паспортного.

Приймаючи вищезазначені припущення, можна визначити коефіцієнт опору коченню для кожного колеса, виходячи із значення зусилля прокручування і вертикальної складової навантаження.

Однак, приймаючи до уваги гіпотезу цієї роботи і необхідність прогнозування визначених на стенді характеристик для умов гальмування на дорозі, необхідно констатувати, що для прогнозування втрат на кочення залежність виду $y = P\tau_0$ не може бути застосована за наступних причин.

При прогнозуванні процесу гальмування на дорозі початкова швидкість гальмування в 5-20 разів вище швидкості, імітованої на стенді.

Навантаження на колесо також змінюється майже в два рази (в залежності від моделі автомобіля). А тому на стенді необхідно визначити характеристику $P\tau_0$, яка враховувала б вплив на коефіцієнт опору коченню швидкості руху автомобіля і вертикальної складової навантаження, що приходить на колесо, і які найбільш впливають на опір коченню.

Аналіз характеристик опору коченню в роботах ряду дослідників [15-17] показав, що в цьому конкретному випадку найбільш прийнятною може бути залежність, запропонована в роботі Вжесинського [54], яка являє собою вираз (2.4). В цій залежності, варіюючи всього лиш одним коефіцієнтом p можна одержати результати, близькі до реальних характеристик:

$$P\tau_0 = \frac{R_{zi}}{p_i^{0.64}} \cdot \left(0,2 + \frac{V_{xi}^{3.7}}{p_i^{1.41} \cdot 1.42 \cdot 10^7} \right), \quad (2.4)$$

де R_{zi} - вертикальна складова навантаження на i -те колесо;

V_{xi} - швидкість кочення i -го колеса;

p_i - емпіричний коефіцієнт для i -го колеса.

Коефіцієнт p_i являє собою характеристику пружних властивостей шини і за своїми значеннями близький до фактичних значень тиску в шині. Знаючи фактичні значення $P\tau_0$, вертикальну складову навантаження R_{zi} і швидкість кочення колеса по роликах стенда V_{xi} , можна визначити значення цього коефіцієнта.

Приймаючи припущення, що цей коефіцієнт суттєво не змінюється при заміні роликів на дорожнє покриття, можна застосовувати його та залежність (2.3) для прогнозування втрат на кочення в умовах дорожніх випробувань в залежності від швидкості і вертикальної складової навантаження на колеса.

Ділянка 2-3 описує процес змінювання гальмівної сили на окіллі колеса в функції тиску в приводі або приводного зусилля. Ця ділянка характеристики являє

собою силову характеристику гальмівного механізму, на яку накладена характеристика втрат на кочення коліс по роликах стенда в процесі його загальмовування.

Характеристика гальмівного механізму, описана аналітичною залежністю на ділянці 2-3 за визначеними на стенді даними, буде приблизно адекватною і для умов дорожніх випробувань.

Відмінності будуть тільки в її межах і в незначних відмінностях втрат на кочення по роликах стенда і дорожньому покритті.

Для коліс передньої осі у випадку гальмування на дорозі, ділянка характеристики 2-3 буде мати більшу довжину, а для коліс задньої осі (візка) – вона буде коротшою за рахунок динамічного перерозподілу нормальних складових навантаження на колеса.

Відмінностями втрат на кочення можна знехтувати за причини того, що вони будуть відносно незначними у порівнянні із значеннями гальмівних сил, які досягаються в процесі гальмування.

У випадку випробування ДТЗ у спорядженому стані, за якого вертикальні складові навантаження на колеса значно менші від тих, які мають місце в стані завантаження до повної маси, довжина ділянок для різних коліс також буде меншою. Крім цього, довжина ділянки буде змінюватись і у відповідності до відмінностей зчіпних властивостей коліс з роликами стенда і дорожнім покриттям.

У зв'язку з цим, визначені на стенді силові характеристики для кожного з коліс в межах своїх ділянок у випадку прогнозування процесу гальмування для умов дорожніх випробувань, буде необхідно екстраполювати або інтерполювати в залежності від умов зчеплення, стану завантаження і інтенсивності процесу гальмування.

Дослідження, проведені в ДержатотрансНДІпроект показали, що визначаєму на стенді ділянку характеристики можна описати аналітичними залежностями апроксимуючи одержані дані на цій ділянці методом найменших квадратів.

Аналіз робіт, присвячених дослідженню силових характеристик, а також аналіз конструкції привода і гальмівних механізмів, показує, що теоретично ця

залежність у більшості існуючих гальмівних механізмів на ділянці 2-3 являє собою пряму виду $y = a \cdot x + b$.

Однак, як показують практичні результати випробувань, не завжди визначена за результатами випробувань ділянка характеристики може бути описана прямою. Фактори, які здійснюють вплив на характер визначуваної залежності і досліджені раніше, розглянуті в розділі 1 цієї роботи.

Як показали дослідження, із простіших залежностей найменшу похибку апроксимації забезпечує поліном із степенем, який автоматично можна підібрати в залежності від заданої похибки апроксимації.

Для практичного застосування найбільш прийнятні характеристики виду: $Y = a \cdot x + b$ та $Y = a \cdot x^b + c$, отримані методами апроксимації даних на ділянці 2-3 методом найменших квадратів.

При прогнозуванні характеристик процесу гальмування на дорозі з необхідною точністю, виходячи із одержаних на стенді даних, необхідно враховувати вплив на результат прогнозування похибок апроксимації, а також можливих похибок екстраполяції або інтерполяції, для чого необхідно враховувати наявність нелінійності, її характер і кількісні значення. При цьому, якщо похибка апроксимації лінійною залежністю перевершує встановлене значення, то дані апроксимуються степеневою залежністю. Якщо і в цьому випадку похибка апроксимації перевершує задану – необхідно проаналізувати і встановити характер нелінійності, її причину і визначити можливість прогнозування для таких випадків. Величина нелінійності оцінюється за значенням коефіцієнта b .

В результаті аналізу робіт та експериментальних даних можна виділити три основні групи факторів, які обумовлюють нелінійність характеристики, вплив яких необхідно враховувати:

- експлуатаційні фактори;
- нерівномірне зношування поверхні гальмового барабана (овальність), диска або порушення технології розточування гальмових барабанів (відхилення центрів обертання при розточуванні і при встановленні на автомобіль);
- відсутність плавності збільшування приводного зусилля в функції часу.

На схемі, приведеній на рис. 2.7, наведені два характерні види нелінійності залежності $P\tau = f(p_n)$, обумовлені експлуатаційними факторами. В одних випадках реальна характеристика відхиляється вгору (BD_3), в інших – вниз (BD_2). По відношенню до характеристики BD_1 .

Основним з факторів, що обумовлюють ці характерні види нелінійності [43-46, 85, 86], є змінювання характеру розподілу питомого тиску по довжині накладок в контакті з гальмовими барабанами в процесі загальмовування, яке викликає відповідну зміну характеристики гальмівного механізму та змінює його ефективність у процесі загальмовування, що і обумовлює саму нелінійність.

При апроксимації характеристики лінійною залежністю у випадку 3 (рис. 2.7) результати екстраполяції будуть занижені а інтерполяції – завищені.

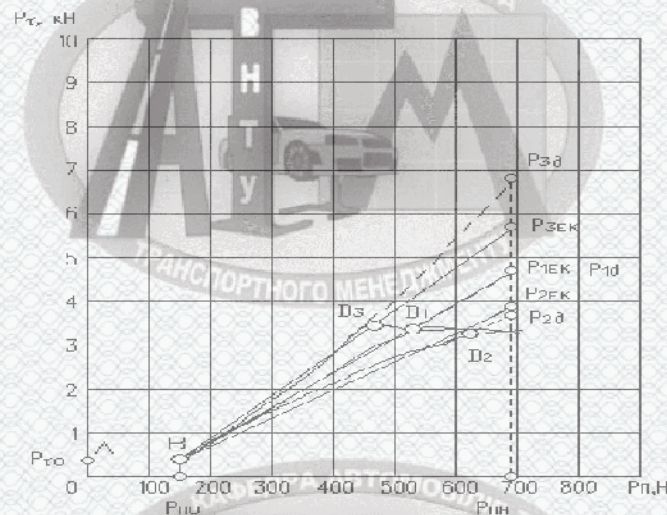


Рисунок 2.7 – Характерні види нелінійності залежностей гальмівної сили від приводного зусилля на гальмівній педалі та похибки їх екстраполяції

Наявність впливу на силові характеристики гальмівних механізмів овального зношування або відхилення в центруванні, допущені в процесі ремонту і збирання гальмівних механізмів, також повинні аналізуватися і прийматися до уваги. У випадку наявності таких факторів нелінійність характеристики обумовлюється накладенням на неї залежності, за характером близької до синусоїди з періодом, рівним повному оберту колеса і амплітудою, яка залежить від величини

нерівномірності зношування або відхилення в центруванні гальмового барабана на маточині (рис. 2.8.).

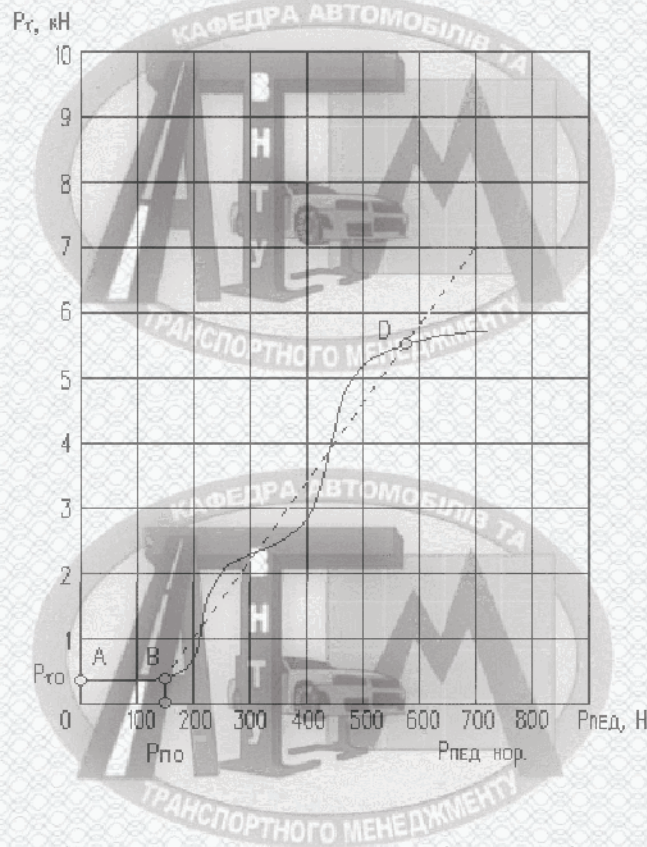


Рисунок 2.8— Спотворення залежності гальмівної сили від приводного зусилля через нерівномірне зношування гальмового диска чи барабана (овалізація), або через порушення технології ремонту та збирання гальмівного механізму

Дані випробувань, одержані за умови відсутності плавного збільшення приводного зусилля, не повинні розглядатися і прийматися до уваги. Оцінка "плавності" приведення органа керування гальмівної системи проводиться за залежністю росту приводного зусилля в функції часу.

Як відмічалось у п. 2.3.3, гальмівна характеристика на ділянці 2-3 являє собою комплексну характеристику, яка об'єднує характеристики гальмівних механізмів, характеристики кочення коліс по роликах стенда і характеристики зчеплення колеса з роликами стенда в процесі загальмовування. При цьому прийнято припущення про те, що на відміченій ділянці (2-3) комплексна гальмівна характеристика практично тотожна характеристиці гальмівних механізмів, яке

базується на тому, що решта з відмічених характеристик практично не проявляються на цій ділянці. Це означає, що і на стенді і на дорозі гальмівні характеристики в межах ділянки 2-3 також можна вважати тотожними.

Основна відмінність зазначених характеристик визначається тільки довжиною самої ділянки 2-3. Це відноситься до розташування точки 3 на характеристиці, положення якої визначається в основному зчіпними властивостями опорних поверхонь з шиною і нормальною складовою навантаження на колесо. Чим більша вертикальна складова навантаження на колесо і чим більші значення сил зчеплення колеса з поверхнею роликів, тим далі по лінії характеристики буде лежати точка 3. На рис. 2.9. проілюстровано характер зміни характеристик в залежності від вертикальної складової навантаження.

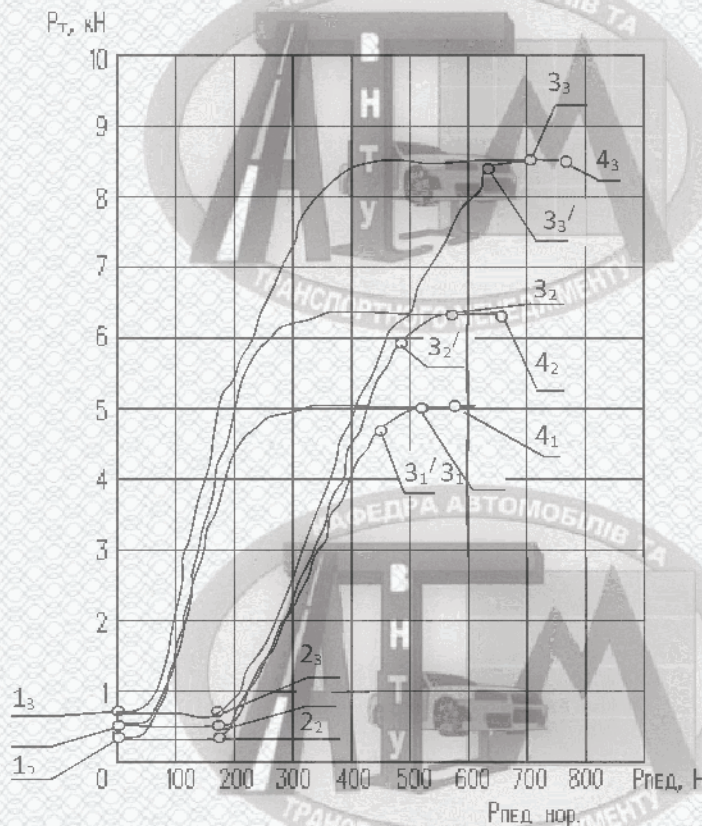


Рисунок 2.9 – Вплив на гальмівну характеристику нормальної складової навантаження на колесо

Характеристики з точками, які мають індекс 1, відносяться до мінімального завантаження ДТЗ, 2 – до проміжного і 3 – до максимального. В представлених

випадках сама характеристика (кут нахилу) практично не змінюється від ступеню завантаження ДТЗ. Із збільшенням вертикальної складової навантаження на колеса змінюються втрати на прокручування незагальмованих коліс (ділянка 1-2), що "піднімає" всю характеристику, але не змінює її характеру. Крім цього, змінюється положення точки 3 на ділянці 2-3, що "подовжує" саму ділянку характеристики.

Необхідно відмітити, що положення точки 3 на характеристиці носить умовний характер, тому що блокування колеса відбувається в момент, позначений на характеристиці точкою 4. Процес ковзання колеса після точки 3' починає носити більш яскраво виражений характер і починає здійснювати суттєвий вплив на гальмівну характеристику. При цьому діаграма гальмівного механізму "спотворюється" і з ростом ковзання переходить в характеристику процесу ковзання заблокованого колеса по роликах стенда, що обертаються.

Опису процесів, які відбуваються на ділянках 3'-4 і 2-3-4 гальмівної характеристики, присвячені роботи ряду дослідників. Аналіз цих робіт показав, що процес загальмовування колеса на ділянці 2-4 відбувається з ковзанням колеса, яке збільшується з ростом гальмівної сили і досягає максимуму в точці 4. Суттєвий вплив процес ковзання колеса здійснює на характеристику на ділянці 3'-4.

Для практичного застосування з метою прогнозування гальмівної характеристики в процесі гальмування на дорозі з врахуванням змін нормальної складової навантаження, викликаного динамічним перерозподілом, необхідно визначити положення точки 3', тобто ширину ділянки 2-3', на якій може бути реалізована визначена на стенді характеристика гальмівного механізму.

Як правило, кожна із відмічених вище робіт дає прийнятну залежність для своїх конкретних умов і задач застосування.

Прийнятна аналітична залежність, яка описує процес загальмовування колеса до повного його блокування і зв'язує величину ковзання з реалізованою гальмівною силою, запропонована в роботах Дика, однак для умов стендових випробувань і прогнозування визначеної на стенді характеристики в дорожніх умовах вона неприйнятна через складнощі в практичній реалізації.

Приймаючи припущення про недеформованість опорної поверхні і розглядаючи процес ковзання, як комплексний, який складається з ковзання, обумовленого деформацією шини, і ковзання, обумовленого тертям в контакт з опорною поверхнею і руйнуванням гуми покриття, вважаємо за доцільне застосувати математичний апарат, який описує процес деформації і зсуву ґрунту, запропонований Кошарним М. Ф. [16]. Для цього випадку залежність буде описувати деформацію і зсув (руйнування) матеріалу покриття.

Після перетворень залежності, яка описує цей процес, одержимо наступну залежність ковзання шини по твердій опорній поверхні від гальмівної сили загальмовуваного колеса, проілюстровану на (рис. 2.10):

$$P\tau = P\tau_0 + (R_z\phi_{уст} - P\tau_0) \cdot (1 - \exp(-K\tau S_0) + m\tau \cdot S_0^{nt} \exp(-n\tau S_0)), \quad (2.5)$$

де $\phi_{уст}$ – усталене значення коефіцієнта зчеплення;

$K\tau$, $m\tau$, $n\tau$ – коефіцієнти, отримані емпіричним шляхом;

S_0 – відносне значення ковзання колеса:

$$S_0 = S_k / S_m, \quad (2.6)$$

де S_k – поточне значення ковзання (змінюється в межах від 0 до 1);

S_m – ковзання за максимального значення коефіцієнта зчеплення (див. рис. 2.10).

Вираз (2.6) може бути основою для моделювання характеристики гальмівного механізму за даними, визначеними на стенді, у якій не враховується зворотній зв'язок – вплив гальмівної сили на ковзання колеса.

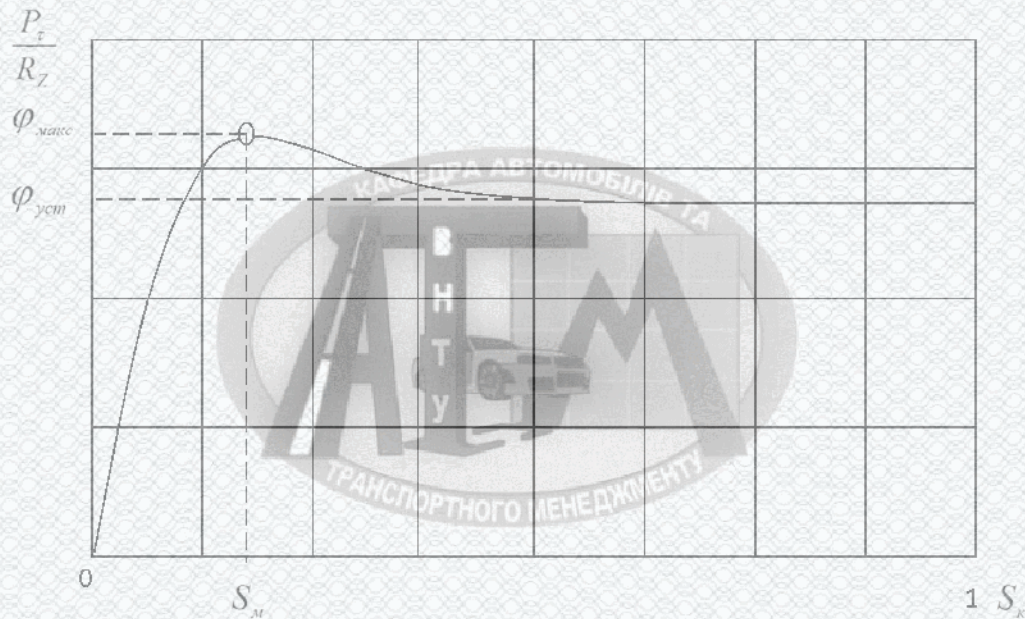


Рисунок 2.10 – Ковзання колеса в процесі гальмування в залежності від реалізованої питомої гальмівної сили $\frac{P\tau}{R_z} = f(S_K)$

Найпростіші залежності для моделювання, які приблизно враховують зчипні властивості коліс з опорною поверхнею, можуть бути представлені залежностями:

$$P\tau = P\tau_0, \quad \text{при } p_n \leq p_{n0}; \quad (2.7)$$

$$P\tau = (P\tau_0 - B) + A(p_n - p_{n0}), \quad \text{при } p_n > p_{n0}; \quad (2.8)$$

$$P\tau = R_z \varphi_{уст}, \quad \text{при } P\tau > R_z \varphi_{уст}. \quad (2.9)$$

Якщо p_n менше значення p_{n0} , при якому починається процес наростання гальмівної сили із збільшенням приводного зусилля на гальмівній педалі, то гальмівна сила дорівнює зусиллю прокручування незагальмованого колеса.

Якщо приводне зусилля більше цього значення, то гальмівна сила визначається за виразом (2.7) з одночасною перевіркою за умовою виразу (2.8).

Недоліком запропонованих залежностей є те, що не враховується процес впливу ковзання колеса на реалізовану гальмівну силу і крім того, момент блокування колеса не відповідає "точці перелому" характеристики, обумовленої умовою виразу.

Для врахування зазначених недоліків і більш близького до реального процесу опису його аналітичними залежностями, виходячи з виразів для визначення поточних значень приводного зусилля (чи тиску в приводі), запропоновані наступні вирази:

$$P\tau = P\tau_0, \quad \text{при } p_n \leq p_{n0}, \quad (2.10)$$

$$P\tau = (P\tau_0 - B) + A(p_n - p_{n0}) - Q \cdot S_x + R_{\mu} \varphi_{\text{уст}} m \tau S_0^n \exp(-n \tau S_0), \quad \text{при } p_n > p_{n0} \quad (2.11)$$

де Q – коефіцієнт, який характеризує пружні властивості покриття в напрямку, дотичному до окілля колеса, та визнається для кожного з коліс емпірично за даними стендових випробувань.

Розв'язуючи рівняння, як систему двох рівнянь з двома невідомими, одержимо значення $P\tau$ та S_0 для будь-якого значення p_n у будь-який момент часу, задаючись приводним зусиллям, як функцією часу.

Тут друге рівняння являє собою один із двох виразів (2.10-2.11), який вибирається в залежності від поточного значення p_n .

З метою практичного застосування вищезазначених виразів для знаходження $P\tau$ і S_0 для задаваних значень p_n був застосований метод знаходження невідомих шляхом виключення одного з них і приведення виразу до вигляду $F(x)=0$ з подальшим його рішенням методом Ньютона, що застосовується для знаходження коренів нелінійних рівнянь виду $F(x)=0$. Рішення реалізовано на ПЕОМ.

2.3.4 Бокові реакції на колесах в процесі гальмування

В процесі гальмування на стенді визначаються гальмівні сили кожного з коліс, як поздовжні реакції на колесах. В умовах стендових випробувань поперечні складові реакцій відсутні. Вони можуть мати місце в разі заїзду автомобіля на ролики стенда під кутом до поздовжньої осі стенда. У цьому випадку при запуску приводних двигунів стенда виникають поперечні сили, які намагаються вирівняти автомобіль, після чого вони практично відсутні.

У випадку невеликого відхилення при заїзді на ролики стенда автомобіль під дією поперечних сил самовстановлюється на роликах стенда. Якщо відхилення встановлення автомобіля на стенді значне – колеса автомобіля в процесі самовстановлення можуть досягти бокових упорів стенда, після чого, як правило, необхідно повторити процес заїзду і встановлення випробовуваної осі автомобіля на ролики стенда.

У випадку випробувань коліс керованих осей бокові зміщення автомобіля на роликах стенда можна обмежити за допомогою керма автомобіля. У цьому випадку поперечні сили урівноважуються силами, обумовленими деталями рульового керування і реакціями невипробовуваних коліс.

Випробування у такому випадку з застосуванням традиційних методик не рекомендується проводити, тому що при цьому спотворюються значення вимірюваних параметрів. В результаті таких спотворень змінюються характеристики зчеплення коліс з роликами стенда і нормальні складові навантажень на колеса, що веде до зміни максимальних гальмівних сил, реалізованих на стенді, а саме – до зміни положення точки 3 на гальмівній характеристиці.

На відміну від гальмування на стенді, в процесі гальмування автомобіля на дорозі практично завжди мають місце поперечні складові реакцій на колеса з боку опорної поверхні, викликані різницею сил опору коченню коліс, різницею гальмівних сил коліс осі, зміщенням центра мас автомобіля відносно його осі симетрії та ін. факторами.

Різниця сил викликає розвертаючий момент, який веде до зміни початкової траєкторії руху автомобіля за умови відсутності корегуючих дій водія (умови випробувань за ДСТУ 3649-97 [4]).

Зміна траєкторії руху, в свою чергу, також впливає на зміну поперечних сил. В результаті цього змінюються гальмівні характеристики, які можуть бути реалізовані на дорожньому покритті. При цьому змінюються нормальні складові реакцій на колесах і характеристики зчеплення коліс з поверхнею дорожнього покриття, що також, як і у випадку стендових випробувань, веде до зміни максимальних гальмівних сил, які можуть бути реалізовані на дорозі, а саме – до зміни положення точки 3 на гальмівній характеристиці кожного з коліс.

Крім цих має місце ще один фактор. Поперечні складові реакцій на колеса можуть змінюватися в значних межах, досягаючи своїх максимальних значень за умовами зчеплення коліс з дорожнім покриттям. При цьому гальмівні сили також досягають своїх максимальних значень. В цих умовах відбувається зміна характеристик зчіпних властивостей колеса з опорною поверхнею як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках. При цьому необхідно відмітити, що зазначені характеристики взаємно пов'язані і здійснюють вплив одна на іншу в залежності від фактичних значень гальмівних і поперечних сил.

Гальмівна сила на шині колеса виникає як наслідок прикладення до колеса гальмівного моменту, в той час, як бокова сила обумовлюється деформацією шини відносно дороги, викликаній боковим відведенням або боковим ковзанням.

Найбільш простим методом визначення максимально можливих значень гальмівної і поперечної сил з врахуванням їх взаємного впливу на характеристики зчеплення колеса з опорною поверхнею, є метод, який базується на застосуванні принципу "еліпсу тертя". Він базується на тому, що максимальне значення сили зчеплення не може перевершити визначене значення як в поперечному, так і в поздовжньому напрямках.

Якщо Y_0 – бокова сила, яка виникає при даному куті відведення в умовах вільного обертання колеса, то бокова сила при гальмівній силі X і тому ж куті

відведення може бути приблизно знайдена побудовою еліпса, мала вісь якого дорівнює Y_0 , а велика – $X_{макс}$:

$$(Y/Y_0)^2 + (X/X_{макс})^2 = 1. \quad (2.12)$$

Якщо прийняти, що $X_{макс i} = R_{zi} \varphi_{vi}$, а X_i – поточні значення $P\tau_i$, а також що максимальна бокова сила, яка може виникнути при боковому ковзанні за умови відсутності гальмівної сили $Y_{0 i} = Y_{макс i} = R_{zi} \varphi_{vi}$, то Y_i – будуть максимальні значення бокової сили, яка може бути досягнута при поточних значеннях гальмівних сил, рівних X_i . Звідси максимально можливе значення бокової сили з врахуванням гальмівної сили, буде дорівнювати:

$$P_{Y_{макс i}} = R_{zi} \varphi_{vi} \sqrt{1 - (P\tau_i / (R_{zi} \varphi_{vi}))}. \quad (2.13)$$

Характер залежності бокової сили, яка діє на колесо, від кута відведення, можна проілюструвати на експериментально одержаній кривій, зображеній на рис.2.11 в праці .

Найбільш часто на практиці застосовують першу ділянку залежності бокової сили від кута відведення, на якій вона приймається лінійною і оцінюється як "коефіцієнт опору відведенню". Рідше застосовується аналітичний опис цієї залежності на всьому діапазоні бокового ковзання.

Як видно з характеру кривої, її приблизно можна апроксимувати залежністю, аналогічною залежності. Якщо для залежності в процесі діагностування на гальмівному стенді визначаються всі необхідні коефіцієнти апроксимації, то для потрібної залежності їх визначити на серійному роликовому гальмівному стенді практично неможливо. Приймаючи припущення, що зчіпні характеристики випробовуваної шини в поздовжньому напрямку тісно пов'язані з характеристиками шини в поперечному напрямку і залежать від кута відхилення

швидкості, можна в першому наближенні застосувати коефіцієнти, визначені для поздовжнього напрямку:

$$P_y = P_{y0} + (R_z \varphi_y - P_{y0}) \cdot (1 - \exp(-K\tau \cdot \gamma_0)) + m\tau \cdot m_0 \exp(-n\tau \cdot \gamma_0), \quad (2.14)$$

де φ_y – відкориговане значення коефіцієнта зчеплення в поперечному напрямку;

$K\tau$, $m\tau$, $n\tau$ – коефіцієнти, отримувані емпіричним шляхом;

γ_0 – відносне значення кута відведення колеса:

$$\gamma_0 = \gamma_x / \gamma_m, \quad (2.15)$$

де γ_x – поточне значення ковзання (змінюється в межах від 0 до 1);

γ_m – ковзання при досягненні коефіцієнта зчеплення максимального значення.

У цьому випадку значення φ_y необхідно коригувати у відповідності з виразом (2.14). При цьому, для коригування максимально можливих значень $\varphi_{x,1}$ (2.15) в залежності від фактичних значень поперечної сили, можна застосовувати наступну залежність, одержану аналогічно залежності (2.16):

$$P_{x, \max 1} = R_z \varphi_{y,1} \sqrt{1 - P_{y,1} / (R_z \varphi_{y,1})}. \quad (2.16)$$

2.4 Розробка математичної моделі для розрахунку гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні

Гальмування автомобіля в різних умовах має свої особливості. В залежності від нерівномірності дії гальмівних моментів, і у зв'язку з цим різними величинами дотичних, бічних і вертикальних реакцій на колесах, воно може тривати з різним

сполученням заблокованих і незаблокованих коліс. Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування, дорожніх умов, так і від тривалості стадій процесу.

Процес гальмування автомобільного колеса з блокуванням можна умовно розділити на дві стадії: динамічна (кочення без блокування) і статична (ковзання заблокованого колеса).

В динамічній стадії відбувається зростання гальмівної сили на колесі автомобіля від нуля до максимального значення, яке визначається зчіпними якостями коліс чи найбільшим тиском робочого тіла в гальмівному приводі. Тривалість динамічної стадії залежить від конструкції приводу, індивідуальних особливостей водія, зчіпних якостей коліс з дорогою.

Розглянемо процес екстреного гальмування автомобіля в загальному випадку, беручи до уваги те, що гальмування відбувається при від'єднаному двигуні. Кінетична енергія автомобіля, що поглинається під час одного гальмування, дорівнює

$$\Delta E_k = \frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g}, \quad (2.17)$$

де v_a – швидкість на початку гальмування;

δ – коефіцієнт урахування обертових мас (при відключеному двигуні);

G_a – вага автомобіля.

Коефіцієнт урахування обертових мас можна визначити за наступною формулою [6]

$$\delta = 1 + \frac{\sum I_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G_a}, \quad (2.18)$$

де $\sum I_k$ – сума приведених моментів інерції коліс автомобіля та пов'язаних з ними мас;

r_0 – динамічний радіус колеса автомобіля.

При гальмуванні без блокування коліс (гальмування з АБС) основна частина кінетичної енергії автомобіля перетворюється в тепло при терті в гальмівних механізмах. При відсутності АБС у гальмівному приводі перетворення механічної енергії автомобіля в теплову у динамічній стадії відбувається при терті фрикційного елемента гальмівної колодки об металеву поверхню барабану чи диску. Статична стадія характеризується заблокованими колесами, тому механічна енергія у даній стадії перетворюється у теплову при терті шин заблокованих коліс об дорожню поверхню.

Гальмування автомобіля без блокування коліс відбувається при коченні коліс автомобіля по дорожній поверхні з проковзуванням, яке визначається коефіцієнтом s .

На рис. 2.11 схематично показано процес гальмування автомобільного колеса без його блокування. Його гальмівний шлях S_z умовно можна поділити на відстань $S_{зк}$, яку колесо проходить при „чистому” коченні, та відстань $S_{зс}$, яку колесо проходить при ковзанні по дорожній поверхні. Оскільки $S_z = \omega_k \cdot r_k \cdot t_z$, а $r_k = \frac{r_0}{1-s}$, де r_0 – радіус колеса у вільному режимі, а t_z – час гальмування, то

$$S_z = \omega_k \cdot t_z \cdot \frac{r_0}{1-s}. \quad (2.19)$$

Відстань, яку проходить загальмоване автомобільне колесо при коченні

$$S_{зк} = \omega_k \cdot r_0 \cdot t_z = S_z \cdot (1-s). \quad (2.20)$$

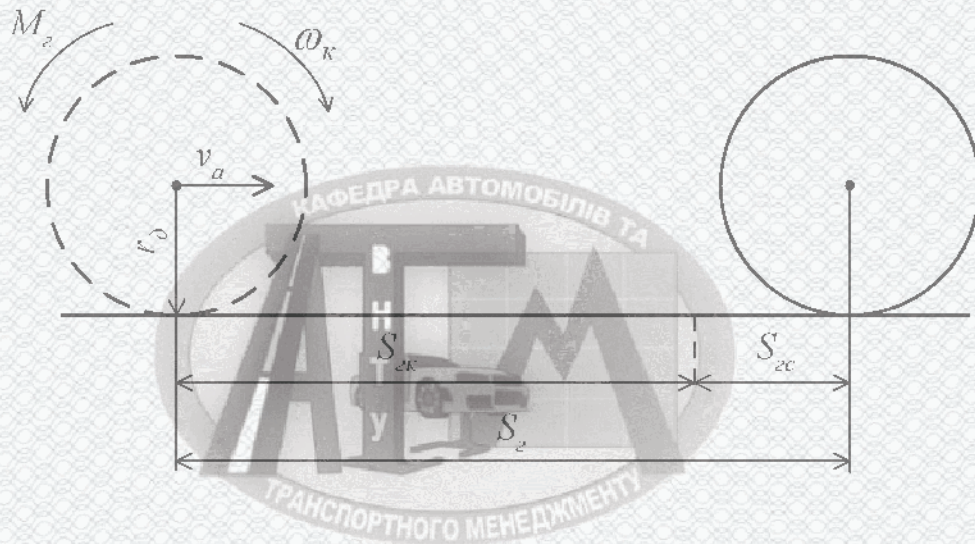


Рисунок 2.11 – Гальмування автомобільного колеса без блокування

Відповідно, відстань, яку проходить колесо автомобіля в процесі гальмування при ковзанні

$$S_{zc} = S_z - S_z \cdot (1 - s) = S_z \cdot s. \quad (2.21)$$

Для того, щоб зупинити автомобіль при гальмуванні, необхідно створити сили опору руху, сума робіт яких кількісно повинна бути рівна сумі кінетичної та потенційної енергій автомобіля. Отже, загальний вигляд енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні без блокування коліс можна подати наступним чином [9]

$$\Delta E \pm \Delta P = A_t + A'_t + A_f + A_{\varphi} + A_w, \quad (2.22)$$

де ΔE – кількість кінетичної енергії автомобіля;

ΔP – зміна потенційної енергії автомобіля при русі на підйом чи спуск;

A_t – робота сил тертя в гальмівних механізмах;

A'_t – робота сил тертя в агрегатах трансмісії;

A_f – робота сили опору кочення;

A_{φ} – робота сили тертя ковзання в контактi коліс з дорогою;

A_w – робота сили опору повітря.

Кількість енергії, яка витрачається на подолання підйому при гальмуванні

$$\Delta P = G_a \cdot \sin \alpha \cdot S_z = G_a \cdot i \cdot S_z, \quad (2.23)$$

де $i = \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{s}$, де α, h, s – відповідно кут величини ухилу, висота підйому і довжина його по горизонталі.

При гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги $\Delta P = 0$.

Будь-яку роботу, що входить до рівності (2.21), можна визначити як добуток середньої величини прикладеної сили на переміщення, протягом якого діяла ця сила.

Зі збільшенням проковзування коліс автомобіля роботи сил A_t, A'_t, A_f будуть зменшуватися, а при $s = 1$ („юз“) дорівнюють нулю. При цьому залишається лише робота сил опору повітря та сил тертя ковзання шин автомобіля по дорожній поверхні.

Роботу сил тертя в гальмівних механізмах можна визначити за формулою

$$A_t = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_D} \cdot (1 - s_i) \cdot S_z, \quad (2.24)$$

де M_{zi} – гальмівний момент на i -му колесі автомобіля;

s_i – повздовжнє проковзування на i -му колесі автомобіля.

Робота сил тертя в агрегатах трансмісії [6]

$$A'_t = \frac{M_r}{r_0} \cdot (1 - s_{cp}) \cdot S_z, \quad (2.25)$$

де M_r – середній момент сил опору в трансмісії.

s_{cp} – середнє арифметичне значення повздовжніх проковзувань ведучих коліс автомобіля.

Робота сили опору кочення має незначний вплив на процес гальмування на малих швидкостях, завдяки малому значенню коефіцієнта опору коченню. Зі збільшенням швидкості руху він збільшується.

Робота сили опору кочення коліс при гальмуванні без блокування може бути розрахована за формулою

$$A_f = \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) \cdot S_z, \quad (2.26)$$

де G_{ki} – нормальне навантаження на i -те колесо;

f_i – коефіцієнт опору кочення для i -го колеса автомобіля.

Роботу сил тертя ковзання в контактї шин з дорогою, з врахуванням перерозподілу ваги автомобіля опишемо наступною залежністю

$$A_\phi = \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \phi_{xi} \cdot s_i \cdot S_z, \quad (2.27)$$

де R_{zi} – нормальна реакція на i -те колесо автомобіля;

ϕ_{xi} – коефіцієнт повздовжнього зчеплення i -го колеса автомобіля.

Щодо роботи сили опору повітря, то на малих швидкостях (до 40 км/год) її частка в загальному балансі сил опору руху незначна. Однак, в діапазоні високих швидкостей сила опору повітря зростає пропорційно квадрату швидкості і повинна враховуватись.

Визначити роботу сили опору повітря можна з наступної залежності [9]

$$A_w = P_{wcp} \cdot S_p, \quad (2.28)$$

де P_{wcp} – середнє значення сили опору повітря при гальмуванні автомобіля на шляху S_p .

З теорії автомобіля відомо, що

$$P_w = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot v_w^2 = k_n \cdot F \cdot v_w^2, \quad (2.29)$$

де c_x – коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору;

ρ_n – густина повітря (згідно з ГОСТ 4401-81, на рівні моря $\rho_n = 1,225 \text{ кг/м}^3$);

k_n – коефіцієнт опору повітря;

F – площа міделя або лобова площа, яка рівна площі проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його поздовжній осі;

v_w – відносна швидкість повітря.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря $v_w = v_a$. При присутності вітру відносна швидкість v_w дорівнює геометричній сумі швидкостей v_a автомобіля і v_v вітру (див. рис. 2.12)

$$v_w = \sqrt{v_a^2 + v_v^2 + 2v_a v_v \cos \beta}, \quad (2.30)$$

де β – кут між напрямком вітру і повздовжньою віссю (лінія $I-I$) автомобіля.

Середнє значення сили опору повітря при екстремому гальмуванні до зупинки знаходимо, користуючись властивістю визначеного інтегралу „теоремою про середнє”, тоді

$$P_{w\text{cp}} = \frac{1}{0-v_{w0}} \int_{v_{w0}}^0 k_n F v_w^2 dv_w = \frac{1}{3v_w} k_n F v_w^3 \Big|_0^{v_{w0}} = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2, \quad (2.31)$$

де v_{w0} – відносна швидкість повітря в момент натискання на педаль гальм.

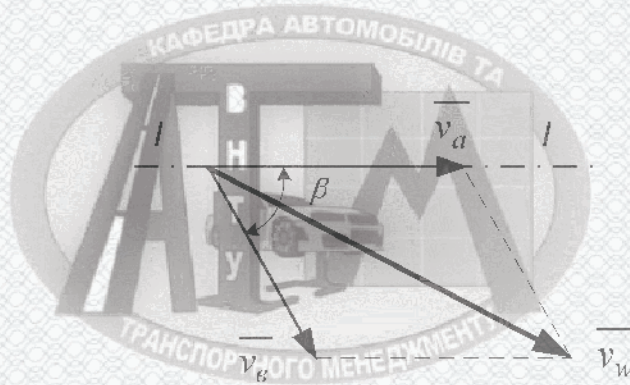


Рисунок 2.12 – Схема додавання швидкостей вітру та руху автомобіля

Користуючись (2.30), формулу (2.28) можна записати наступним чином

$$A_w = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2 \cdot S_z, \quad (2.32)$$

Отже, енергетичний баланс автомобіля при екстремому гальмуванні у випадку кочення коліс без блокування прийме наступний вигляд



$$\frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_{\rho}} \cdot (1-s_i) \cdot S_{zi} + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \cdot S_{zi} + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 \cdot S_{zi} +$$

$$+ \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1-s_i) \cdot S_{zi} + \frac{M_r}{r_{\rho}} \cdot (1-s_{cp}) \cdot S_{zi} \pm G_a \cdot i \cdot S_{zi}$$
(2.33)

Із залежності (2.33) можна вивести формулу для визначення гальмівного шляху автомобіля

$$S_a = v_a \cdot (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) + \frac{\delta \cdot (G_a \cdot (v_a - 0,5\tau_n \cdot j_{yem}))^2}{2g \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_{\rho}} \cdot (1-s_i) + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1-s_i) + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 + \dots \right)} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\dots + \frac{M_r}{r_{\rho}} \cdot (1-s_{cp}) + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \pm (G_a \cdot i)}{}$$
(2.34)

З урахуванням часу реакції водія τ_{pv} , часу запізнення спрацювання гальмівної системи τ_{cn} та наростання сповільнення τ_n , зупиночний шлях автомобіля буде рівним

Далі приведемо варіант розрахунку гальмівного моменту при невідомій величині тиску робочого тіла в гальмівному механізмі. Цей спосіб, що наведений у роботі [10], є придатним для розрахунку гальмівних моментів на колесах автомобілів, обладнаних АБС.

Кутове прискорення колеса умовно розділяється на дві складові

$$\omega = \omega' + \omega'',$$
(2.35)

де

$$\omega' = \frac{1-s}{r_{\rho}} \cdot \frac{dv}{dt},$$
(2.36)

є „корисною” складовою, обумовленою сповільненням темпу обертання колеса, а складова

$$\dot{\omega}'' = -\frac{v}{r_o} \cdot \frac{ds}{dt}, \quad (2.37)$$

є „шкідливою”, оскільки викликає нестійкість динамічного стану колеса, тобто змінює його відносне повздовжнє проковзування. Якщо $\dot{\omega}'' < 0$, то $\frac{ds}{dt} > 0$ і колесо

намагається заблокуватися, а якщо $\dot{\omega}'' > 0$, то $\frac{ds}{dt} < 0$ і виникає розгальмовування колеса. Для забезпечення гальмування колеса на горизонтальній поверхні дороги без зміни його повздовжнього проковзування необхідно, щоб $\dot{\omega}'' = 0$, а гальмівний момент дорівнював

$$M_p = R_z \cdot \varphi_x \cdot r_o - I_k \dot{\omega}'. \quad (2.38)$$

Або, приймаючи до уваги (2.34), отримаємо

$$M_p = R_z \cdot \varphi_x \cdot r_o - \frac{I_k (1-s)}{r_o} \cdot j, \quad (2.39)$$

де $j = \frac{dv}{dt}$ – сповільнення центру колеса автомобіля;

I_k – приведений момент інерції колеса автомобіля.

Для визначення моментів інерції оберткових частин автомобіля використовують довідкові дані чи апроксимуючі залежності, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних.

Момент інерції колеса у зборі з шиною, статичний радіус якого $r_{cm} = 271 - 400$ мм, описується наступним апроксимуючим поліномом

$$I_k = 9.196 - 0.074 \cdot r_{cm} + 0.154 \cdot 10^{-3} \cdot r_{cm}^2. \quad (2.40)$$

Момент інерції колеса, статичний радіус якого $r_{cm} = 400 - 575$ мм, описується наступним апроксимуючим поліномом [27]

$$I_k = 92 - 0.473 \cdot r_{cm} + 0.636 \cdot 10^{-3} \cdot r_{cm}^2. \quad (2.41)$$

У роботі [27] вказується, що ці залежності дають досить задовільний результат для розрахунків динаміки автомобіля на дорозі, оскільки середньоквадратична погрішність експериментального визначення моментів інерції методом крутильних коливань не перевищувала 2%.

2.5 Висновки до розділу 2

Узагальнюючими параметрами, які характеризують гальмівну систему, є:

- гальмівний шлях автомобіля, який характеризує ефективність гальмування;
- відхилення від коридору руху встановленої ширини, яке характеризує стійкість автомобіля в процесі гальмування;
- витрата енергії або робочого тіла в процесі гальмування, а також за відсутності гальмування, що характеризує конструктивні характеристики привода і його герметичність в експлуатації;
- тривалість досягнення в приводі встановленого тиску робочого тіла і його максимальне значення, що характеризує продуктивність привода та його технічний стан.

За результатами експериментальних і статистичних досліджень процесу гальмування на роликівих гальмівних стендах силового типу розроблені наукові основи та методика автоматизованого визначення характеристик: приведення в дію гальмівної педалі в режимі екстреного гальмування; гальмівного механізму кожного колеса автомобіля з гідроприводом як в режимі екстреного, так і повільного гальмування; системи "колесо - опорна поверхня". Характеристики дозволяють прогнозувати показники ефективності гальмування такого автомобіля у стані завантаження до повної маси як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення.

Розроблено математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні.



РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА ЗАПРОПОНОВАНОЇ МЕТОДИКИ

3.1 Обладнання та вимірювальна апаратура

Стендові випробування виконані на роликових стендах силового типу моделі "Brecon 3.12+3.13" фірми "Hofmann" і моделі "СТ-2" (див. рис. 3.1-3.4).



Рисунок 3.1 – Стенд моделі СТ-2

Вимірювальна система стенда "Brecon 3.12+3.13" обладнана двома самописцями, призначеними для запису гальмівних діаграм автомобілів з гідроприводом і з пневмоприводом. Для аналізу і обробки результатів випробувань одержані графічні залежності оброблювались вручну і результати обробки у вигляді табличних даних заносились в пам'ять ЕОМ з клавіатури і формувались в масиви даних.



- 1 – передній та задній приводні ролики з бетонним покриттям;
2 – відстежуючий ролик

Рисунок 3.2 – Роликова опора стенда СТ-2

Вимірювальна система стенда СТ-2 під'єднана до персонального комп'ютера для реєстрації в реальному масштабі часу сигналів датчиків стенда і додаткового обладнання, яке застосовувалось для випробувань. Під'єднання здійснено через стандартну плату аналого-цифрового і цифро-аналогового перетворення (ЦАП/АЦП). Частота дискретизації сигналу по одному каналу – 30 мкс і може задаватись програмно. Число комутованих каналів – 16.

Значення вимірюваних параметрів записувались через кожні 0,01 с в цифровому вигляді і подавались на дисплеї комп'ютера у вигляді графічних залежностей.





Рисунок 3.3 – Пульт стенда

При цьому записувались значення: гальмівних сил для двох коліс, зусилля на педалі, двох або одного значення тиску в гідроприводі, сигнал датчика моменту початку приведення в дію гальмівної педалі та ін. параметри.

У цій роботі записані значення вимірюваних параметрів застосовувались для подальшого аналізу, оброблення, а також моделювання процесу гальмування.



Рисунок 3.4 – Датчик приводного зусилля на педалі

3.2 Апроксимація силових характеристик гальмівних механізмів за результатами стендових випробувань

Згідно з п. 2.3, реальна силова характеристика гальмівного механізму, визначена на стенді, являє собою не лінію, а область точок.

До того ж, необхідно враховувати, що систему "колесо-ролики-привод стенда" потрібно розглядати як коливальну систему. У зв'язку з цим рівень сигналу, який являє собою поточне значення гальмівної сили, коливається навколо свого істинного значення.

Для забезпечення можливості зчитування або реєстрації поточних значень гальмівних сил системи вимірювання і реєстрації стенда згладжують одержувану характеристику.

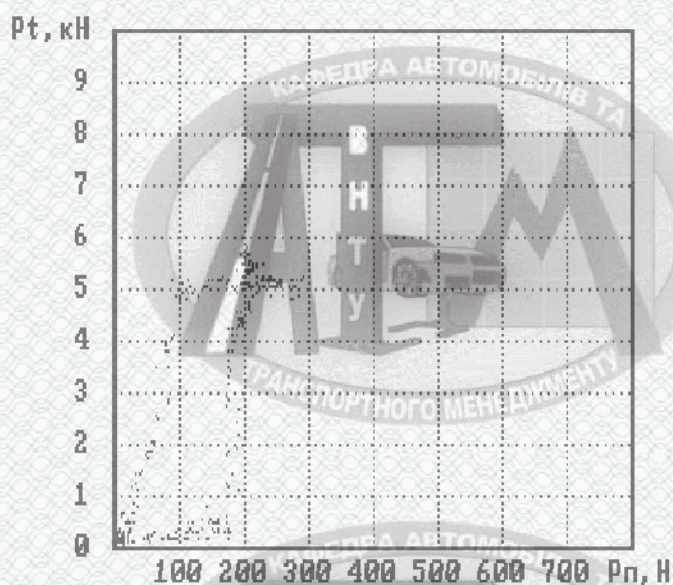
На рис. 3.5 – 3.9 зображені характеристики процесу гальмування правого і лівого коліс передньої осі автомобіля Daewoo Lanos на стенді СТ-2 з тензометричною системою вимірювання сил і цифровою системою реєстрації з застосуванням персонального комп'ютера, обладнаного платою узгодження і читання сигналів системи вимірювання стенда. Така система реєстрації одержує незгладжений сигнал і виконує тільки попереднє його згладжування програмно.

Зареєстровані характеристики побудовані у вигляді точок, координати яких відповідають дискретним значенням приводного зусилля на педалі і відповідним їм значенням гальмівних сил кожного з коліс.

На рис. 3.5 та рис. 3.6 наведені характеристики, одержані при працюючому вакуумному підсилювачі (при працюючому двигуні), а на рис. 3.7 і 3.8 – при непрацюючому.

Апроксимація ділянок "2-3" цих характеристик методом найменших квадратів дозволяє описати кожен з них своїм рівнянням вигляду $y = a \cdot x + b$ і визначити коефіцієнти апроксимації a та b . Результати апроксимації наведені на рис. 3.9-3.12 в графічному вигляді. Процес апроксимації може виконуватись на персональному комп'ютері зразу ж після реєстрації виміряних даних або після

випробувань з застосуванням цих даних, записаних на зовнішній запам'ятовуючий пристрій.



Press any key to continue

Рисунок 3.5 – Гальмівна діаграма лівого колеса Daewoo Lanos з працюючим вакуумним підсилювачем

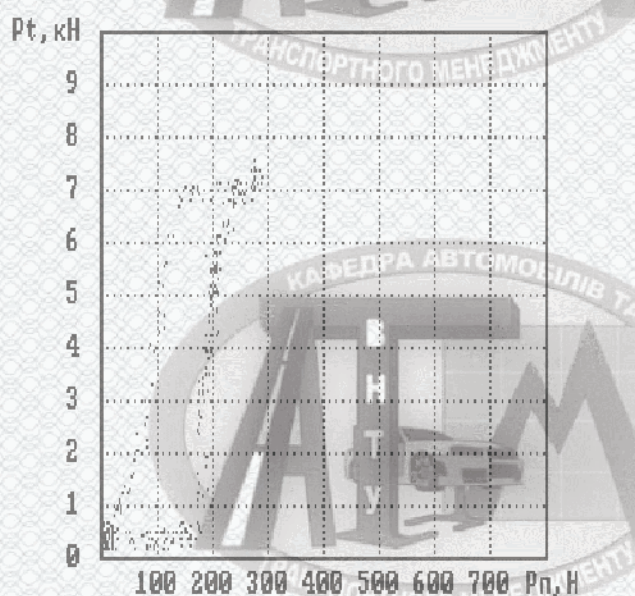
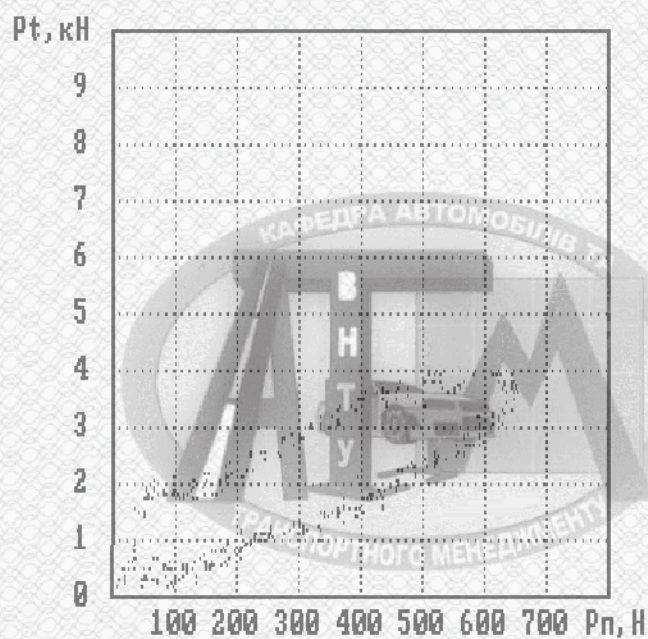
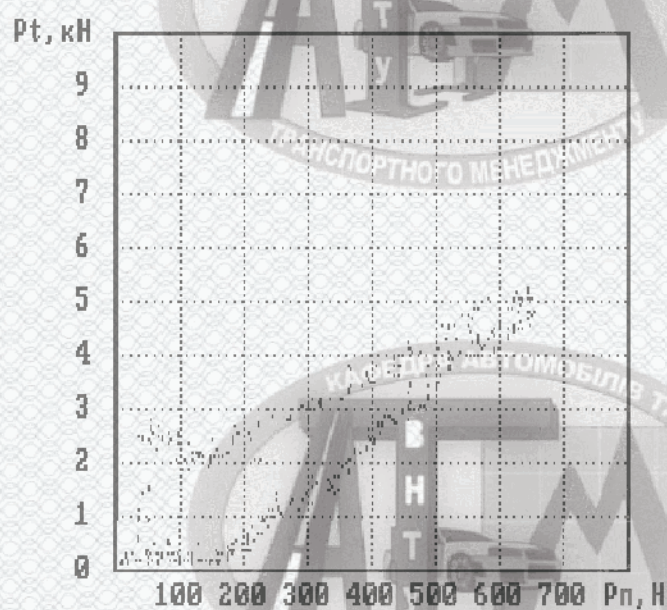


Рисунок 3.6 – Гальмівна діаграма правого колеса Daewoo Lanos з працюючим вакуумним підсилювачем



Press any key to continue

вакуумним підсилювачем



Press any key to continue

непрацюючим вакуумним підсилювачем



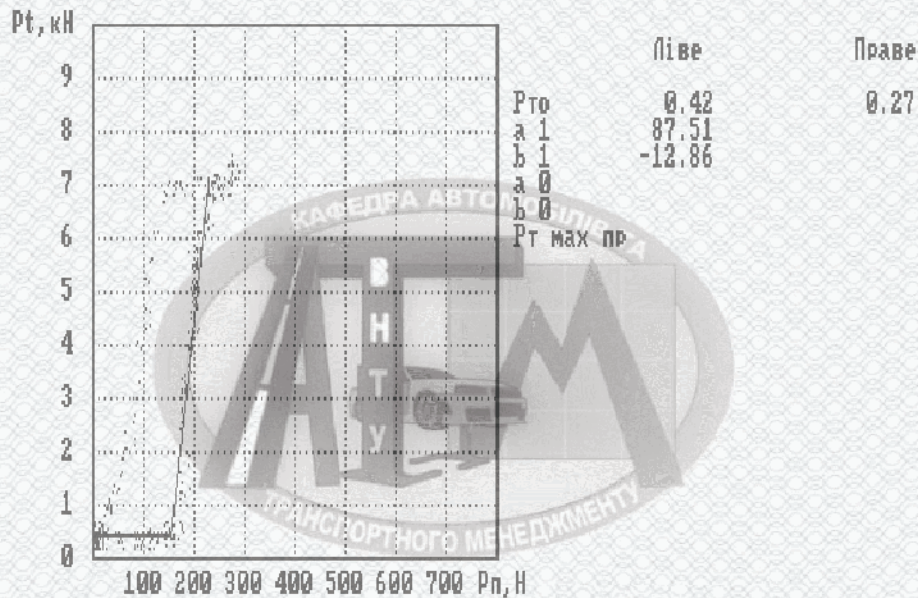


Рисунок 3.9 – Гальмівна діаграма лівого колеса DaewooLanos з працюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та апроксимації ділянки наростання гальмівної сили до моменту блокування колеса

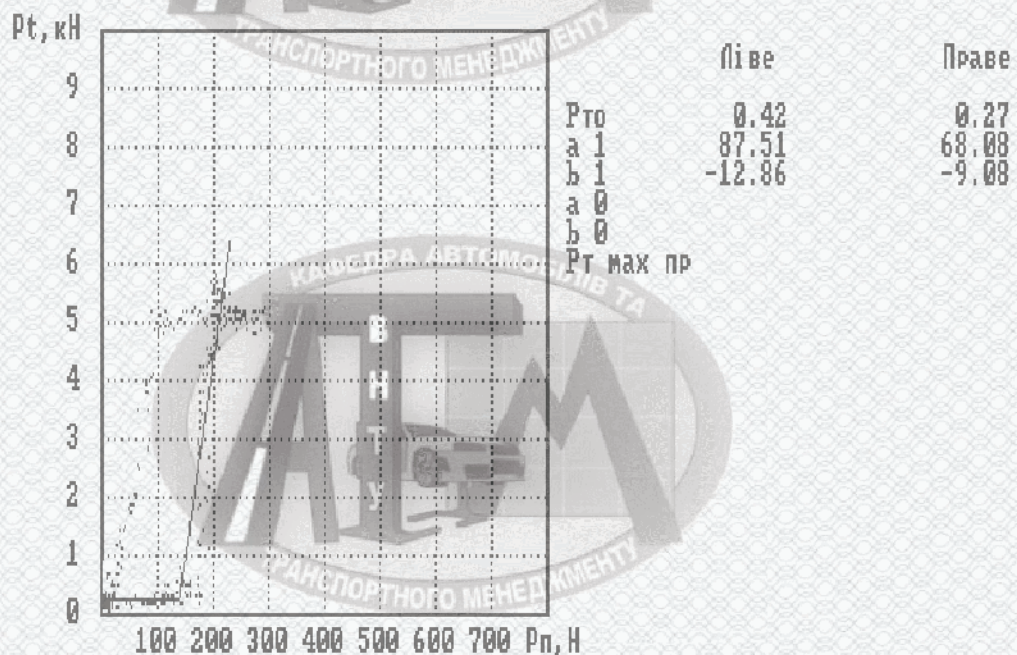
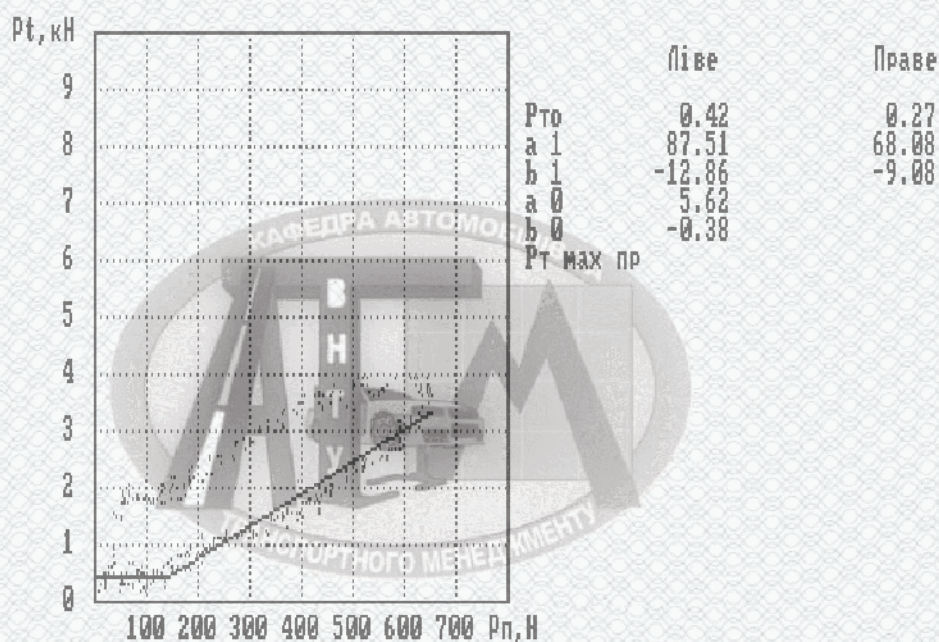
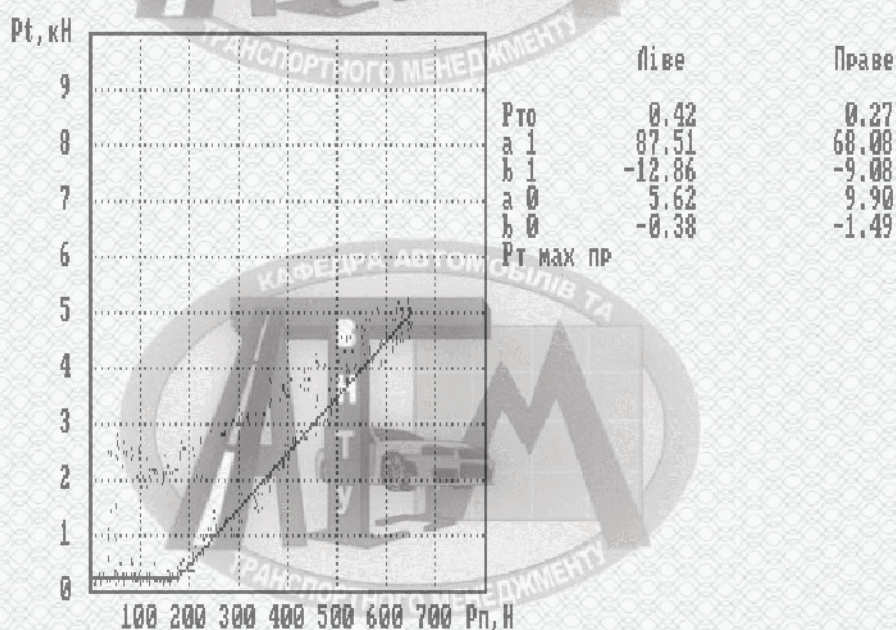


Рисунок 3.10 – Гальмівна діаграма правого колеса Daewoo Lanos з працюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та апроксимації ділянки наростання гальмівної сили до моменту блокування колеса



Press any key to continue

Рисунок 3.11 – Гальмівна діаграма лівого колеса DaewooLanos з непрацюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та апроксимації ділянки наростання гальмівної сили



Press any key to continue

Рисунок 3.12 – Гальмівна діаграма лівого колеса Daewoo Lanos з непрацюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та апроксимації ділянки наростання гальмівної сили

Зважаючи на те, що при випробуванні автомобілів в спорядженому стані, обладнаних вакуумними чи гідровакуумними підсилювачами, практично неможливо одержати всю характеристику (за умовами зчеплення), а одержані ділянки характеристик часто не дозволяють визначити "точку перелому", обумовлену характеристикою підсилювача, то необхідно вирішити проблему визначення точки перелому і характеристики після цієї точки.

Для вирішення цієї проблеми можна запропонувати наступне:

- визначення характеристик з працюючим підсилювачем;
- визначення характеристик з непрацюючим підсилювачем;

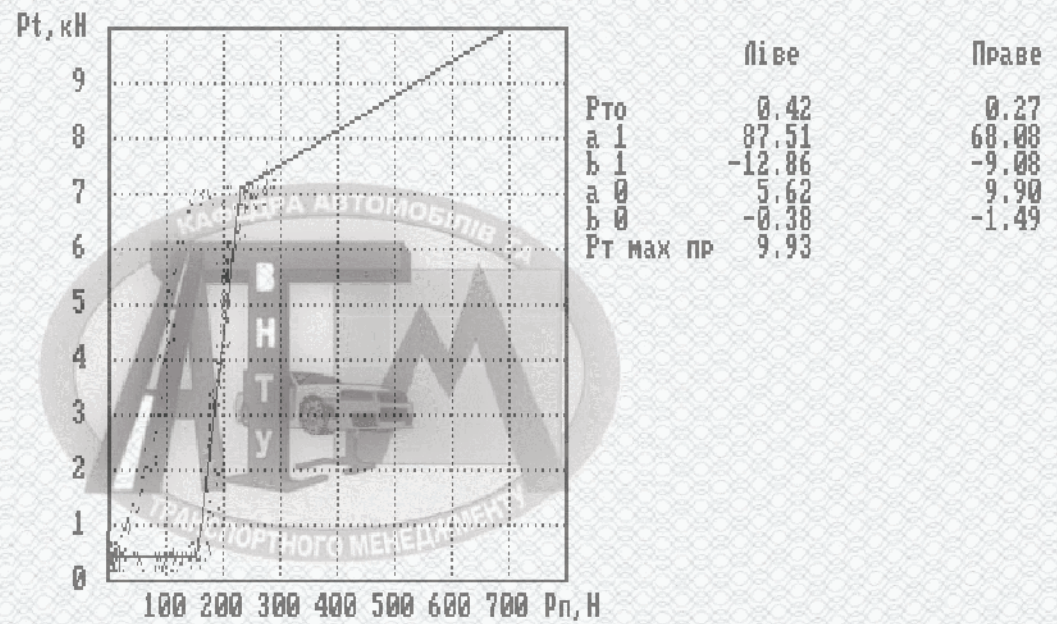
- якщо точка перелому не досягнута, прийняти припущення, що вона відповідає найбільшому значенню визначеної ділянки характеристики кожного з коліс, та припущення, що після точки перелому характеристика буде майже паралельною (з врахуванням ККД підсилювача) до характеристики, одержаної при непрацюючому двигуні, і буде виходити з прийнятої точки перелому.

На рис. 3.13 і рис. 3.14 наведені результати апроксимації у відповідності з наведеними припущеннями, а на рис. 3.15 – накладені одна на одну ділянки реальних характеристик при працюючому двигуні і результати їх апроксимації лінійними залежностями.

У випадку застосування запропонованої методики результати прогнозу гальмівної сили в функції приводного зусилля будуть наближатися до фактичних тим більше, чим ближче прийнята в припущенні точка перелому до реального значення.

Якщо прийняти положення точки перелому у відповідності з паспортними даними на автомобіль, то може бути завищення результату у випадку погіршення технічного стану елементів привода, гальмівних механізмів, чи недостатнього розрідження, що може мати місце на практиці.





Press any key to continue

Рисунок 3.13 – Гальмівна діаграма лівого колеса Daewoo Lanos з працюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та екстраполяції ділянки наростання гальмівної сили

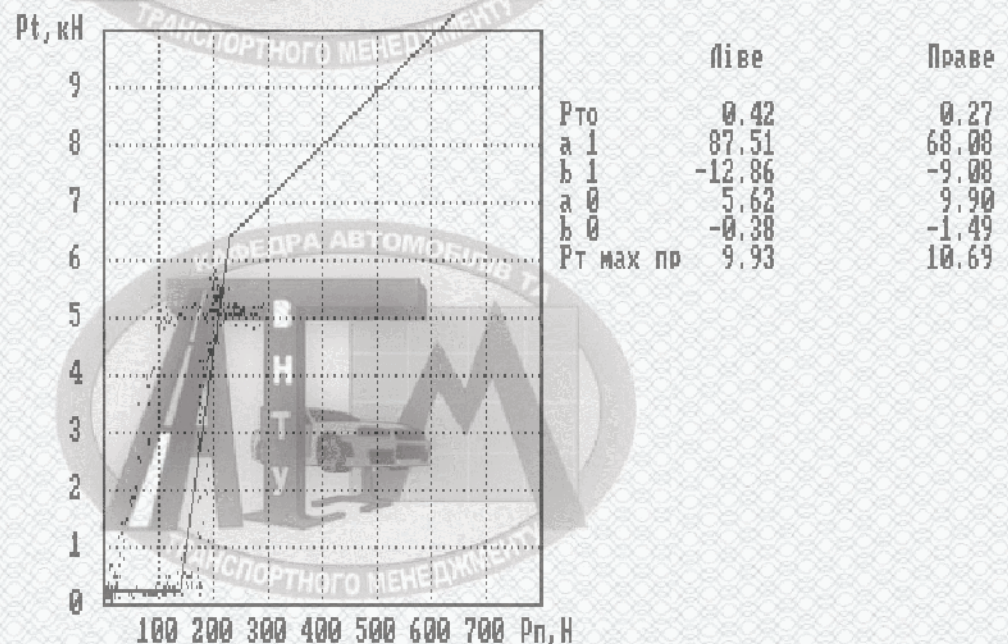
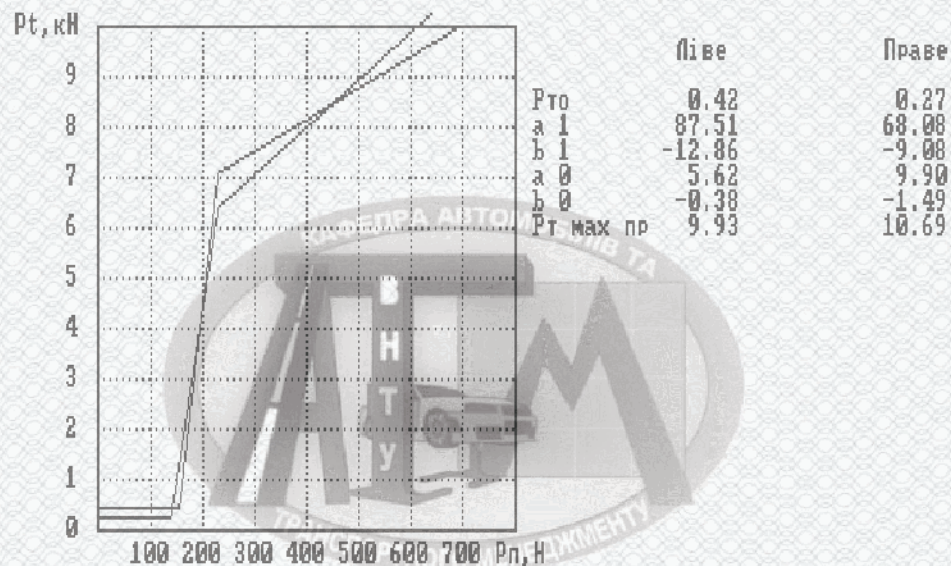


Рисунок Press any key to continue

працюючим вакуумним підсилювачем з результатами обчислення зусиль прокручування незагальмованих коліс та екстраполяції ділянки наростання гальмівної сили



Press any key to continue

Результатом дії двох діючих на ліву та праву коліс Dacia 100Lanos з працюючим вакуумним підсилювачем, одержані за результатами апроксимації та екстраполяції реальних гальмівних характеристик

3.3 Розрахунок поточних значень гальмівних сил в функції приводного зусилля або тиску в приводі

В результаті визначення характеристик гальмівних приводів кожного колеса на гальмівному стенді у вигляді аналітичних залежностей можна одержати розрахункові значення гальмівної сили для будь-якого значення приводного зусилля або тиску в приводі, як в діапазоні значень, які можуть бути реалізовані на стенді, так і за межами цього діапазону. Похибка розрахункових значень гальмівних сил буде визначатися похибкою апроксимації, похибкою інтерполяції і екстраполяції (при прогнозуванні), а також похибкою визначення точки перелому характеристики вакуумного підсилювача і прогнозування другої її вітки.

Ці значення гальмівних сил можна застосувати для прогнозування параметрів процесу гальмування на дорожньому покритті. Маючи характеристику приводного зусилля водія в функції часу, описану аналітично або ж у вигляді дискретних табличних даних, можна одержати розрахункові значення характеристик гальмівних механізмів з врахуванням можливості їх реалізації на

дорожньому покритті з умовно заданими характеристиками (коефіцієнт зчеплення).

Однак, для реалізації цієї можливості необхідно вирішити ще одну задачу. Розглянута характеристика одержана на стенді в режимі плавного приведення гальмівної педалі. Чим більше темп приведення педалі наближається до екстреного (0,2 с), тим більше значення тиску в приводі і гальмівних сил відстають від відповідних їм значень приводного зусилля.

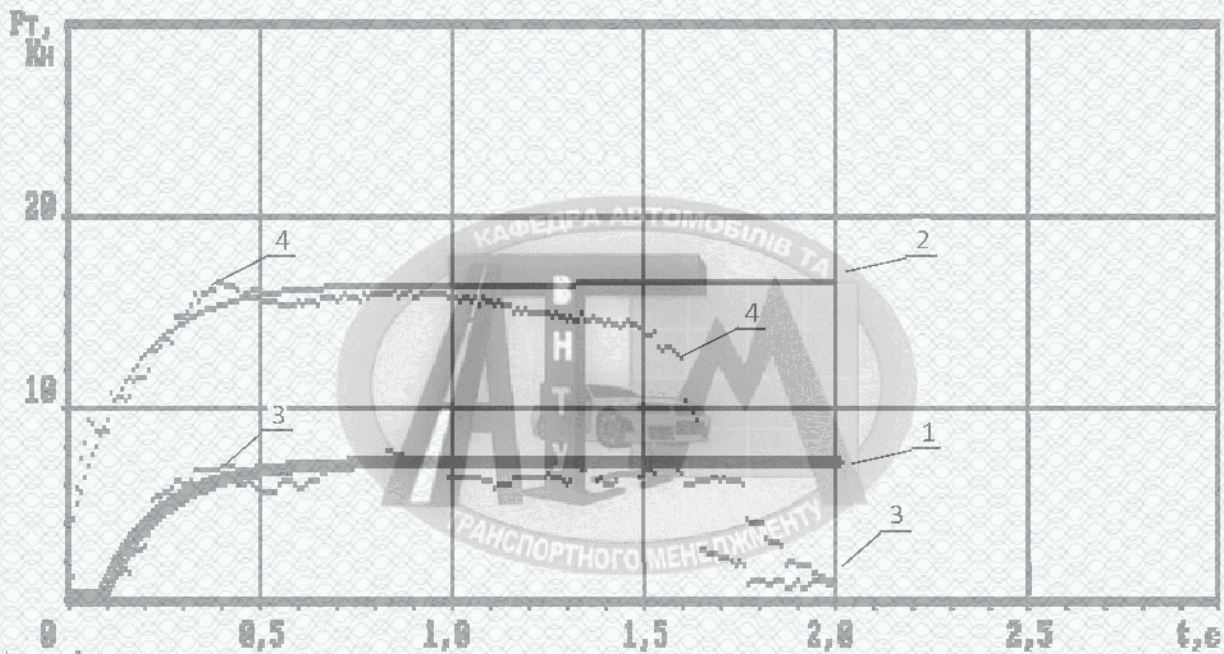
В режимі екстреного гальмування це відставання для автомобілів з гідроприводом становить від 0,08 с до 0,20 с в залежності від моделі автомобіля. Таке відставання вносить суттєві спотворення в силову характеристику гальмівних механізмів. Застосування залежності гальмівної сили від приводного зусилля, одержаної в режимі плавного приведення, приводить до значних помилок, особливо на початковій стадії характеристики.

У цьому випадку більш прийнятними є характеристики, які являють собою залежність гальмівної сили від тиску в приводі. Для цих характеристик значення відставання гальмівної сили від тиску в приводі практично відсутнє і за результатами експериментальних даних середнє значення знаходиться в межах похибки засобів вимірювань гальмівної сили.

Враховуючи, що в масовому масштабі вимірювання тиску в приводі неможливе, можна для практичного застосування запропонувати визначення значень запізнювання гальмівних сил від приводного зусилля для різних темпів приведення і характер впливу на нього темпу приведення для подальшого обчислення гальмівних сил з врахуванням цього впливу.

Результати розрахункового визначення гальмівної сили за апроксимованою характеристикою приводного зусилля з врахуванням фактичного значення тривалості запізнювання гальмівної сили та тиску в приводі за умови екстреного приведення в дію гальмівної педалі наведені на рис. 3.16.





1 – розрахункові поточні значення гальмівної сили; 2 – апроксимована характеристика приводного зусилля у функції часу; 3 – фактичні поточні значення гальмівної сили; 4 – фактичні значення приводного зусилля на гальмівній педалі

Рисунок 3.16 – Результати розрахунку поточних значень гальмівної сили 1 від приводного зусилля на педалі за апроксимованою характеристикою приводного зусилля 2

Розрахунок гальмівних сил за апроксимованими значеннями приводного зусилля у функції часу більш прийнятний для випадків оцінки ефективності гальмування для стандартизованого темпу приведення в дію гальмівної педалі.

Для більш точного визначення розрахункових значень гальмівної сили можна рекомендувати проводити обчислення поточних значень гальмівної сили в залежності від фактичних поточних значень приводного зусилля, які накопичуються автоматично в масиві даних і використовуються в табличній формі.

На рис. 3.17 наведені результати розрахункового визначення гальмівної сили за табличними значеннями характеристики приводного зусилля в функції часу.

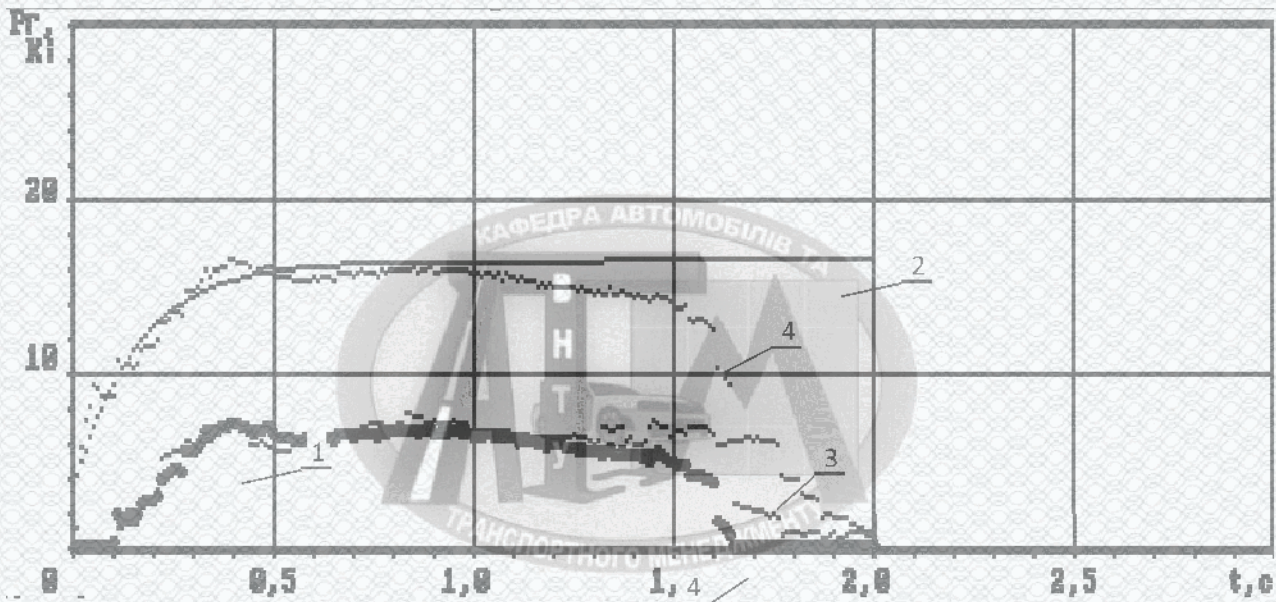


Рисунок 3.17 – Результати розрахунку поточних значень гальмівної сили 1 від фактичних значень приводного зусилля на педалі 2

Тут 3 – фактичні поточні значення гальмівної сили, які починають суттєво відрізнятися від розрахункових значень 4 тільки у разі суттєвого зменшення приводного зусилля чи розгальмовування, тому що не враховується вплив механічних втрат в приводі і гальмівному механізмі на його характеристику у процесі розгальмовування, тобто – фактичний процес розгальмовування починається після значного зменшення приводного зусилля. Для визначення ефективності гальмування процес розгальмовування не розглядається і тому такі відхилення не мають суттєвого значення.

3.4 Вимоги та рекомендації до роликів гальмівних стендів

Для можливості реалізації запропонованих методик визначення характеристик гальмівних механізмів та привода необхідно обґрунтувати і сформулювати вимоги до роликів гальмівних стендів.

Виходячи з аналізу метрологічних вимог до точності вимірювання гальмівних сил, приводного зусилля та інших параметрів, встановлених в різних стандартах, можна зробити наступні висновки.

В ГОСТ 25478-91, який діяв в Україні до 1997 року, були встановлені

нормативні вимоги до похибки вимірювання діагностичних параметрів, які наведені в табл. 3.1.

Цим стандартом (примітка до п. 6 додатку 5 [120]) передбачалась можливість визначення загальної питомої гальмівної сили на підставі даних, отриманих шляхом екстраполяції гальмівних сил коліс, виміряних за часткового завантаження транспортного засобу, до максимальних гальмівних сил, які відповідають повній масі транспортного засобу, однак, вимоги до похибки розрахункового визначення не були встановлені.

Методи екстраполяції (приведення), які застосовувались та застосовуються на даний час, допускають можливість похибки більше від 10%, а для автомобілів з гідравлічним приводом та підсилювачами – до 100%. Тому вимоги цього стандарту до точності визначення гальмівного шляху автомобіля не відносились до результатів, визначених розрахунковими методами.

Для забезпечення прийнятної точності результатів приведення необхідно встановити вимоги до точності визначення характеристик привода і гальмівних механізмів у спорядженому стані автомобіля та характеристики екстреного приведення в дію гальмівної педалі. Такі підвищені вимоги до границі допустимої основної похибки були встановлені в ДСТУ 3333-96 і наведені в табл. 3.1.

Для параметрів, які обчислюються, виходячи з результатів вимірювань, зокрема, для обчислення загальної питомої гальмівної сили, границя допустимої основної похибки не повинна перевершувати $\pm 10,0\%$.

Таблиця 3.1 – Нормативні вимоги до точності вимірювання параметрів за різними нормативними документами

Найменування діагностичних параметрів	Позначення нормативних документів		
	ГОСТ 25478-91	ДСТУ 3333-96	ДСТУ 3649-97
Гальмівна сила	$\pm 5,0\%$	$\pm 3,0\%$	$\pm 3,0\%$
Приводне зусилля на органах керування	$\pm 5,0\%$	$\pm 2,5\%$	$\pm 4,0\%$
Параметри часу (тривалість спрацьовування, темп приведення в дію органа керування, тощо)	$\pm 0,03\text{с}$	$\pm 1,0\%$	$\pm 0,01\text{с}$
Тиск стисненого повітря	-	$\pm 2,5\%$	$\pm 3,0\%$
Загальна питома гальмівна сила	-	$\pm 10,0\%$	-

В ДСТУ 3649-97 [4] встановлені вимоги до границі допустимої основної похибки вимірювання діагностичних параметрів на роликових гальмівних стендах силового типу, виходячи з вимог ДСТУ 3333-96, які наведені в табл. 3.1.

У цьому стандарті передбачується можливість приведення результатів діагностування, отриманих у процесі випробувань автомобіля спорядженого стану тільки для автомобілів з пневматичним приводом гальм і, очевидно, вимоги до точності вимірювання приводного зусилля менш жорсткі у порівнянні з вимогами ДСТУ 3333-96, який регламентує вимоги до роликових гальмівних стендів.

Для забезпечення задовільної точності результатів приведення у відповідності до таких жорстких метрологічних вимог система вимірювання гальмівних сил, приводного зусилля, тиску в пневматичному приводі повинна бути тензометричною. При чому, в стенді повинна бути передбачена система щоденного контролю “нуля” чи автоматична система автоконтролю. Практично всі сучасні гальмівні стенди оснащені такими системами вимірювання, що видно із додатку В.

Слід відмітити, що пристрої для вимірювання приводного зусилля, прикладеного до гальмівної педалі, не дивлячись на сучасні тензометричні системи вимірювань з мікропроцесорним чи комп’ютерним забезпеченням не завжди забезпечують встановлену точність вимірювання приводного зусилля. Основною причиною є та, що вони не враховують вплив на результат вимірювань методичної складової похибки вимірювання.

Для забезпечення можливості реалізації запропонованої методики стенд повинен бути обладнаний ваговимірювальним пристроєм для визначення навантаження як на вісь, що випробовується, так і на кожне колесо. Це необхідно для визначення коефіцієнтів опору коченню коліс на роликах стенда і коефіцієнтів зчеплення шин з роликами стенда. Зазначені коефіцієнти необхідні для можливості прогнозування показників ефективності гальмування для умов випробування автомобілів повної маси та умов дорожніх випробувань.

Для можливості визначення усіх необхідних характеристик стенд повинен мати можливість під’єднання до комп’ютера і мати виходи наступних вимірюваних параметрів:

- гальмівних сил;
- приводного зусилля ;
- навантаження на колесо;
- частоти обертання відстежуючого ролика чи відносного ковзання колеса.

За наявності в стенді системи вимірювання параметрів часу із встановленою точністю рекомендується мати вихід систем вимірювання тривалості спрацьовування гальмівної системи на стенді.

Виходячи з того, що система “гальмівний механізм-колесо-вимірювальна система стенда” являє собою коливальну систему з певними характеристиками, та з того, що реальна характеристика гальмівного механізму являє собою не лінію, а область точок, обмежену лініями наростання та зменшення значень гальмівної сили, рекомендується обладнувати систему вимірювань стенда засобами згладжування сигналу, який надходить від датчика. Найбільший діапазон коливання вимірюваних значень гальмівної сили має місце у процесі вимірювання зусилля прокручування незагальмованих коліс та під час вимірювання гальмівних сил на початку їх зростання. В залежності від конструкції стенда, параметрів системи вимірювання та характеристик шини випробовуваного автомобіля і його підвіски діапазон коливань буде різним.

Якщо на стенді така система згладжування сигналу відсутня, це висуває вимогу до застосовуваного персонального комп'ютера та до плати аналого-цифрового перетворення. Плата аналогово-цифрового перетворення повинна забезпечувати дискретність опитування-введення (запам'ятовування) як мінімум, восьми сигналів (2 значення гальмівних сил, 1 значення приводного зусилля, 1 значення тиску в приводі, 2 значення навантаження на колеса, 2 значення частоти обертання відстежуючого ролика) з дискретністю 0,1 с. для забезпечення прийнятної точності приведення вимірюваних значень гальмівних сил. За наявності на датчику приводного зусилля на педалі додаткового датчика початку приведення в дію гальмівної педалі необхідно забезпечити введення ще одного сигналу.

Рівень усіх вихідних сигналів системи вимірювання стенда, які необхідні для

зв'язку з ЕОМ, повинні мати такі значення [104]:

- аналогові – $(0 \div 10)$ В постійного струму за опору навантаження 2 кОм;
- дискретні – не менше 2,6 В (логічна одиниця) і не більше 0,3 В (логічний нуль) постійного струму.

Для забезпечення прийнятної точності результатів приведення поверхня роликів стенда повинна мати коефіцієнт зчеплення з шиною випробуваного автомобіля не нижче від 0,7 для сухих шин та 0,6 для мокрих.

3.5 Перевірка адекватності запропонованої методики

Для перевірки адекватності реальному процесу гальмування були застосовані результати стендових і дорожніх випробувань автомобіля DaewooLanos.

Дорожні випробування проводились з застосуванням бортового вимірювального комплексу БИК-1, який являє собою прилад типу "п'яте колесо" контактного типу виробництва НВО "Автотранспорт" (див. рис. 3.18), призначеного для дорожніх випробувань гальмівних систем автомобілів. До складу модифікації комплексу входить датчик пройденого шляху контактного типу, сигнал якого поступає через плату ЦАП/АЦП в персональний комп'ютер типу "Notebook", який розміщується в салоні випробуваного автомобіля.



Рисунок 3.18 – Встановлений на автомобілі прилад «п'яте колесо»

Крім цього, за допомогою плати ЦАП/АЦП і бортового комп'ютера реєструвались сигнали приводного зусилля на гальмівній педалі, сигнали двох датчиків тиску в гідроприводі, сигнал датчика сповільнення, сигнал датчика моменту початку приведення в дію гальмівної педалі та ін. Частота дискретизації реєстрованих параметрів становила 0.01 с. Одночасно програмно визначались поточні значення швидкості автомобіля, виходячи з поточних значень пройденого шляху і часу, а також поточні значення сповільнення автомобіля.

Поточні значення швидкості виводились на дисплей комп'ютера у вигляді динамічної шкали для оператора і водія-випробувача з метою більш точного (у порівнянні з спідометром автомобіля) визначення моменту досягнення автомобілем встановленого стандартом [4] значення початкової швидкості гальмування.

Результати дорожніх випробувань автомобіля наведені на рис. 3.19 і 3.20.

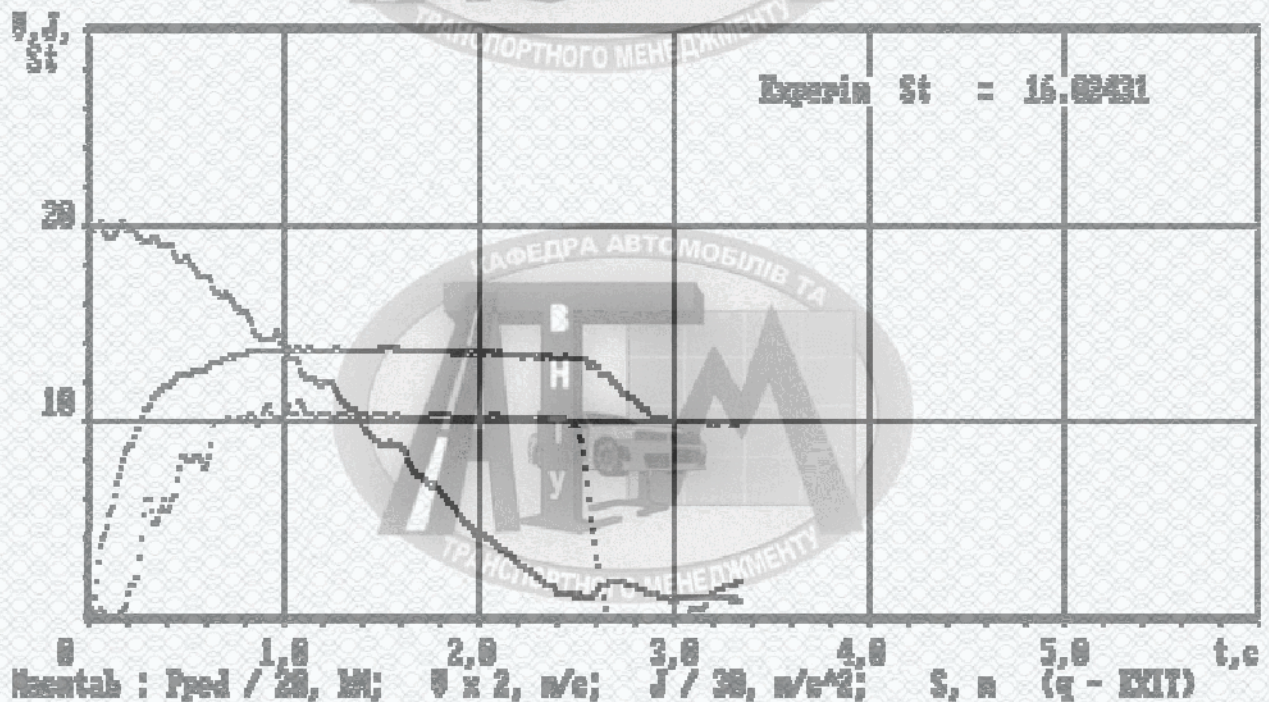


Рисунок 3.19 – Приклад №1 експериментальних дорожніх випробувань автомобіля DaewooLanos

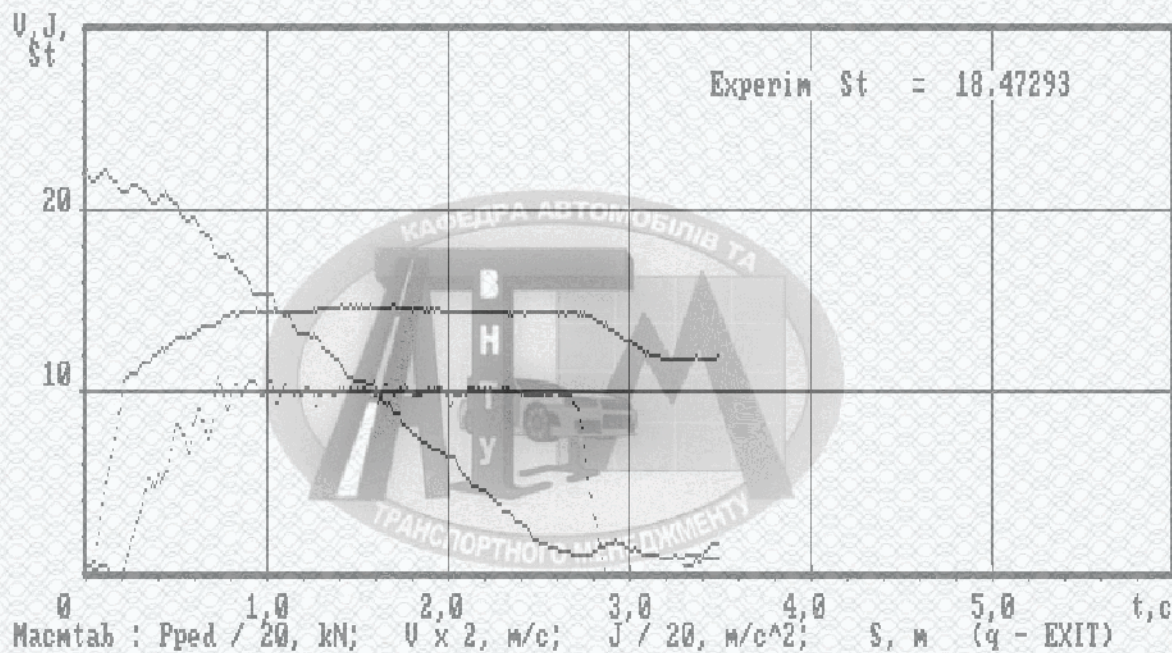


Рисунок 3.20 – Приклад №2 експериментальних дорожніх випробувань автомобіля DaewooLanos

Для перевірки адекватності математичної моделі автомобіля в режимі гальмування реальному процесу гальмування на дорожньому покритті в математичну модель вводились вихідні дані, відповідні вихідним даним реального процесу гальмування в дорожніх умовах, а саме:

- для кожного розрахунку в математичну модель задавались фактичні експериментальні значення початкової швидкості гальмування;
- в модель вводились параметри приведення в дію гальмівної педалі і тиску в приводі в табличній формі, визначені і зареєстровані для кожного конкретного випадку гальмування;
- характеристики гальмівних механізмів кожного з коліс вводились в модель у вигляді аналітичних залежностей, визначених на гальмівному стенді.
- задавалось значення коефіцієнта зчеплення, яке характеризувало дорожнє покриття і уточнювались значення коефіцієнта зчеплення для кожного з коліс, виходячи з максимальних значень гальмівних сил і характеристик ковзання, одержаних на стенді.

Виконувався процес моделювання гальмування і його результати порівнювались з відповідними результатами, одержаними в ході дорожніх випробувань. На рис. 5.7 і 5.8 наведені результати розрахунків, виконаних на підставі теоретичних досліджень і аналізу результатів стендових випробувань, накладені для порівняння на експериментальні дані дорожніх випробувань у графічному вигляді.

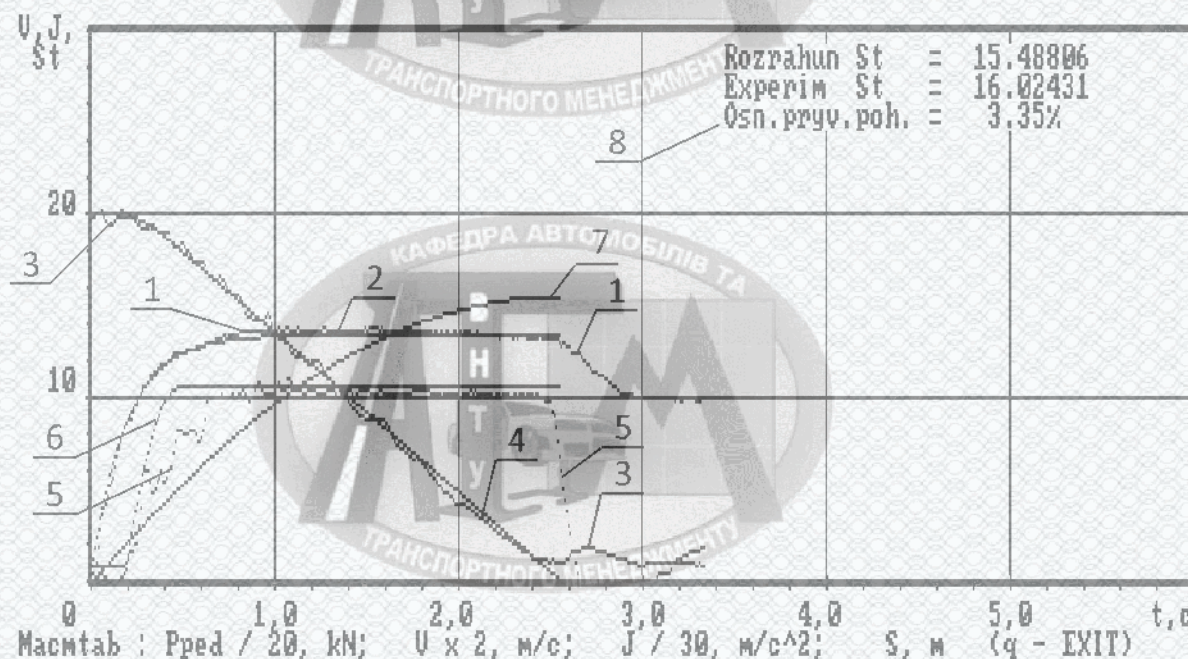


Рисунок 3.21 – Порівняння результату приведення даних стендових випробувань автомобіля DaewooLanos до умов дорожніх випробувань з початкової швидкості гальмування 39,79 км/год

1 – поточні значення приводного зусилля на педалі, одержані під час дорожніх випробувань; 2 – характеристика приводного зусилля на педалі, отримана за результатами апроксимації експериментальних даних; 3 – поточні значення швидкості автомобіля, визначені експериментально; 4 – поточні значення швидкості автомобіля; 5 – поточні значення сповільнення автомобіля, одержані експериментально; 6 – поточні значення сповільнення автомобіля, розраховані за допомогою математичної моделі; 7 – результати розрахунку гальмівного шляху у

графічній формі; 8 – порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень з основною приведеною похибкою по відношенні до результату дорожніх випробувань

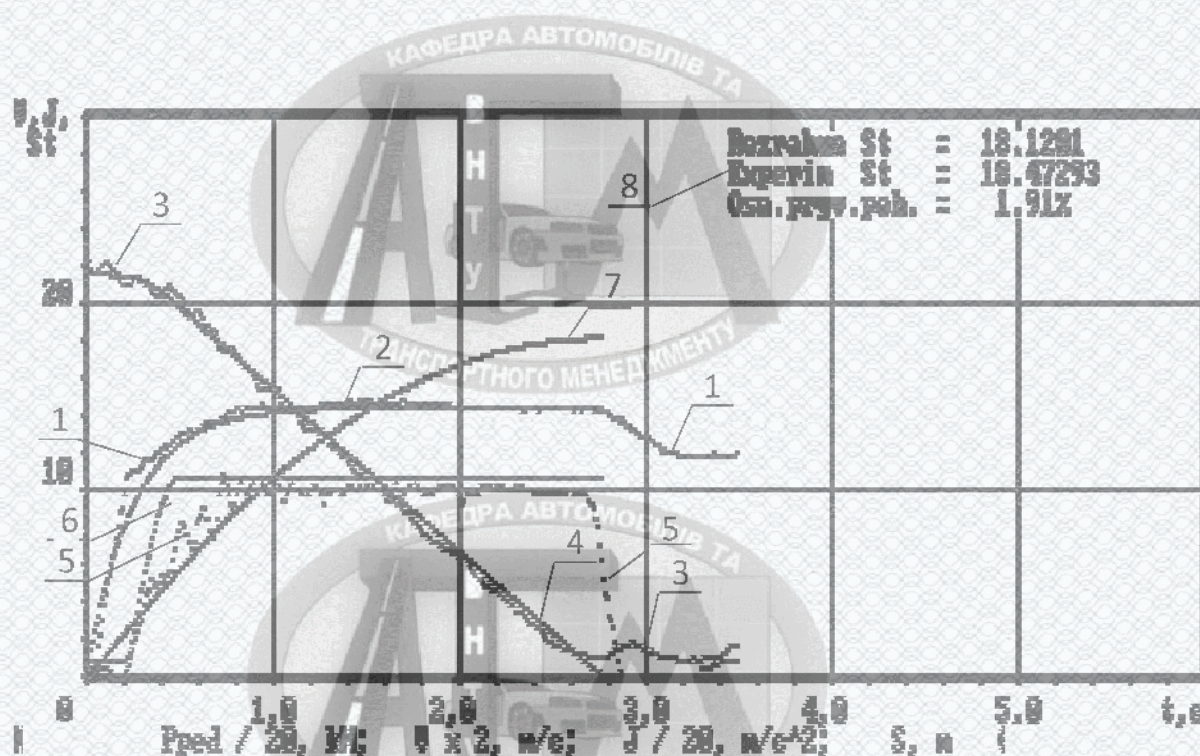


Рисунок 3.22 – Порівняння результату приведення даних стендових випробувань автомобіля DaewooLanos до умов дорожніх випробувань з експериментальними даними дорожніх випробувань з початкової швидкості гальмування 44,27 км/год

Аналіз теоретичних і експериментальних даних показав, що основна приведена похибка результатів обчислення гальмівного шляху для умов початкової швидкості гальмування ≈ 40 км/год не перевершувала 5%, що менше від нормативних вимог (не більше 10%), встановлених в ДСТУ 3333-96 та ДСТУ 3649-97.

За результатами виконаних в роботі досліджень розроблена та експериментально перевірена методика для емпіричного визначення характеристик привода і гальмівних механізмів у процесі випробувань легкового автомобіля, за якими можна прогнозувати показники ефективності гальмування

цього ж автомобіля як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення. Розроблені рекомендації щодо впровадження зазначених методик на виробництві для діагностування гальмівних систем, науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання для можливості реалізації запропонованих методик.

3.6 Висновки до розділу 3

З використанням визначених на стенді характеристик та математичної моделі процесу гальмування автомобіля розроблено методику, яка дозволяє на підставі випробувань конкретного автомобіля на роликовому гальмівному стенді силового типу в спорядженому стані прогнозувати його гальмівні властивості для умов гальмування з повною масою як на стенді, так і на дорозі, що забезпечує можливість випробовувати автомобілі з гідроприводом у спорядженому стані, при цьому похибка прогнозу не перевищує 5%, що менше від нормативних вимог (не більше 10%), встановлених в ДСТУ 3333-96 та ДСТУ 3649-97.

Розроблені рекомендації щодо використання методики діагностування гальмівних систем на виробництві. Науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання, необхідного для реалізації запропонованої методики.

ВИСНОВКИ

Наявні на ринку гаражного та діагностичного обладнання України засоби діагностування не забезпечують прийнятної достовірності результатів контролю ефективності гальмування автомобілів з гідроприводом. Це приводить до негативних наслідків результатів діагностування автомобілів на роликівих гальмівних стендах через недостовірність результатів контролю ефективності гальмування. В даній магістерській кваліфікаційній роботі викладене нове вирішення задачі забезпечення прийнятної адекватності результатів контролю ефективності гальмування легкових автомобілів на роликівих гальмівних стендах силового типу по відношенню до результатів інших методик діагностування. Основні результати теоретичного і прикладного характеру полягають у наступному:

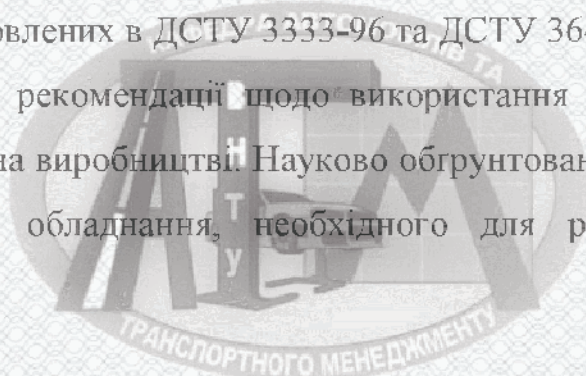
1. За результатами експериментальних і статистичних досліджень процесу гальмування на роликівих гальмівних стендах силового типу розроблені наукові основи та методику автоматизованого визначення характеристик: приведення в дію гальмівної педалі в режимі екстреного гальмування; гальмівного механізму кожного колеса автомобіля з гідроприводом як в режимі екстреного, так і повільного гальмування; системи "колесо - опорна поверхня". Характеристики дозволяють прогнозувати показники ефективності гальмування такого автомобіля у стані завантаження до повної маси як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення.

2. Розроблено математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні.

3. З використанням визначених на стенді характеристик та математичної моделі процесу гальмування автомобіля розроблено методику, яка дозволяє на підставі випробувань конкретного автомобіля на роликівому гальмівному стенді силового типу в спорядженому стані прогнозувати його гальмівні властивості для

умов гальмування з повною масою як на стенді, так і на дорозі, що забезпечує можливість випробовувати автомобілі з гідроприводом у спорядженому стані, при цьому похибка прогнозу не перевищує 5%, що менше від нормативних вимог (не більше 10%), встановлених в ДСТУ 3333-96 та ДСТУ 3649-97.

4. Розроблені рекомендації щодо використання методики діагностування гальмівних систем на виробництві. Науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання, необхідного для реалізації запропонованої методики.



СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Основи технічної діагностики. В 2-х книгах. / В.В. Карибский, П.П. Пархоменко, Е.С. Согомоян, В.Ф. Халчев / Под ред. П.П. Пархоменко / Энергия. – М.: 1976. – Кн.1: Модели объектов, методы и алгоритмы диагноза. – 464 с.
2. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. – Введено вперше (зі скасуванням в Україні дії ГОСТ 25478-91) – К.: Держстандарт України, 1997. – 20 с.
3. Правила дорожнього руху. Збірник. Витяги з нормативних документів і актів України, діючих у сфері закону України “Про дорожній рух” із змінами, доповненнями та системою штрафів. – К.: Кобза, 2002. – 64 с.
4. Канарчук В.Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів //В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А.Д. Чигиринець.- Підручник. - К.: Вища шк., 1994. - (У 3-х кн.): Кн. 1: Теоретичні основи: Технологія. - 342 31 с; Кн. 2: Організація, планування і управління. - 383 с; Кн. 3: Ремонт автотransпортних засобів. - 599 с.
5. ДСТУ 3649:2010 — Автомобільні транспортні засоби. Методи перевірки гальмівних систем.
6. Сумець О.М., Войтов В.А. Логістичні системи і ланцюги постачань: [навч.посібник].-2-е видання, стереотипне.-Харків; КП «Міська друкарня», 2013.-194 с.
7. Council Directive 71/320/EEC of 26 July 1971 on the approximation of the laws of the Member States relating to the braking devices of certain categories of motor vehicles and of their trailers // Official Journal of the European Communities. – 1971. – No L 202, 06.09.1971. - 37 p.
8. Воркут Т. А. Проектування систем транспортного обслуговування в ланцюгах постачань: Монографія / Т. А. Воркут. – К.: НТУ, 2002. – 248 с.

9. Newcomb T.P., Spurr P.T. Braking of Road Vehicles. – London: Chapman and Hall Ltd, 1967. – 292 p.
10. Perrot H. Le Freinage des vehicules automobiles sur route. Ed. Eyrolles, 1956.
11. Дмитриченко М.Ф., Левковець П.Р., Ткаченко А.М., Игнатенко О.С., Зайончик Л.Г. Транспортні технології в системах логістики – К.:Інформавтодор, 2007. – 676 с.
12. Петрик А.В. Формування транспортних систем в агропромисловому виробництв. - К.:ГОЦ"Видавництво"Політехніка, 2004. - 316 с.
13. Павлов І.В., Чернега О.Ю. Методи покращення точності діагностики гальмівних систем автомобілів. // Журнал "Автомобільний транспорт". — №4, 2021. — С. 45–50.
14. Сидоренко О.В. Інноваційні технології діагностики гальмівних систем у сучасних умовах СТО. // Журнал "Сучасні технології в автомобільній техніці". — №2, 2020. — С. 30–35.
15. Карпенко В.А. Ефективність використання стендів для діагностики гальмівних систем. // Вісник технічних наук. — №6, 2020. — С. 18–24.
- 16.Кривошапко Ю.М.Гальмівні системи автомобілів. — Львів: Техніка, 2019. — 210 с.
- 17.Ковальчук В.М. Діагностика та технічне обслуговування автомобілів. — Харків: Основа, 2020. — 320 с.
- 18.Кондратенко С.І. Автомобільні гальмівні системи. — Київ: Либідь, 2018. — 256 с.
19. Wrzesinski T. Hamowanie pojazdow samochodowych. – Warszawa, WKŁ, 1978, – 358 с.
20. Bochman J., Shymankiewich F., Wlodarski W. Metodyka obliczen hamulcow bebnowych ze szczekami o jedynym stopniu swobody // Prace Naukowe Instytutu Konstrukcyi I Eksploatacyi Maszyn Politechniki Wroclawskiej. Teoretyczne i diswiadcزالne podstawy obliczania hamulcow bebnowych № 23(41) Wroclaw – 1984. – С. 3-24.
21. Н.Т. Кунда. Організація міжнародних автомобільних

перевезень. Навчальний посібник для студентів напрямку «Транспортні технології» вищих навчальних закладів.-К.: Видавничий Дім «Слово», 2010.-46 с.

22. Orthwein W.C. Estimating Torque and Zining Pressure for Bendix-Type Drum Brakes // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. - № 841234. - P. 6.

23. Bochman J., Shymankiewich F., Wlodarski W. Teoretyczne i doswiadczone podstawy obliczaniahamulcow bebnowych // Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Ekspoatacji Maszyn Politechniki Wroclawskiej. – Wroclaw: 1984. - № 41. – С. 3-24.

24. Кошарний М.М. Діагностика ходової частини автомобіля: Навчальний посібник. – К.: ІЗМН УТУ, 1998. – 72 с.

25. Петров М.А. Робота автомобільного колеса в гальмівному режимі. – К: Книгарня, 1973. - 224 с.

26. ДСТУ 2919-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення. – Введено вперше; Введ. 01.01.96. – К.: Держстандарт України, 1995. – 19 с.

27. Крешенецький В.Л., Матвійчук Д.М., Рудий В.О. Порівняльний аналіз методів дорожніх і стендових випробувань // Міжнародна науково-практична інтернет-конференція студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи», – Вінниця: ВНТУ, 2024, Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2025/schedConf/presentations>







ДОДАТОК А

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ПОКРАЩЕННЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ
АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ СТАНЦІІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ
ТОЙОТА ЦЕНТР ВІННИЦЯ «ПРЕМІУМ МОТОРС



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

Графічний матеріал до
магістерської кваліфікаційної роботи
на тему:

**Покращення діагностування гальмівних систем
легкових автомобілів в умовах станції
технічного обслуговування Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»»**

Розробив: ст. гр. 1АТ-23м
Рудий В.О.

Керівник: к.т.н., доцент.
Крещенецький В.Л.

Вінниця – 2024 р.

Мета роботи – вдосконалення методики діагностування гальмівних систем легкових автомобілів на роликових гальмівних стендах силового типу за рахунок підвищення ступеню адекватності одержуваних результатів до результатів дорожніх випробувань

Об'єкт дослідження – процеси діагностування гальмівних систем автомобілів методами дорожніх і стендових випробувань

Предмет дослідження – методи і засоби вдосконалення процесу діагностування, спрямовані на підвищення адекватності результатів діагностування автомобілів на стендах з результатами його випробувань на дорозі

Методи дослідження: за результатами системного аналізу сучасних методів і засобів діагностування гальмівних систем визначені шляхи вдосконалення методики діагностування на роликових гальмівних стендах. Дослідження процесів гальмування автомобіля на стенді та на дорозі виконані за результатами аналізу експериментальних даних з застосуванням методів математичної статистики для подальшого прогнозування процесів гальмування в інших умовах випробувань

Завдання дослідження:

1. Розробити методику прогнозування гальмівних властивостей автомобілів повної маси за результатами випробувань автомобілів спорядженої маси;
2. Розробити математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні;
3. Провести визначення адекватності результатів діагностування, одержуваних за допомогою стендових випробувань, до результатів дорожніх випробувань;
4. Розробити практичні рекомендації для застосування запропонованої методики діагностування гальмівної системи і вимог до засобів для її реалізації.

Наукова новизна одержаних результатів

- за результатами експериментальних і статистичних досліджень процесу гальмування на роликівих гальмівних стендах силового типу удосконалені наукові основи та методики визначення характеристик приведення в дію гальмівної педалі в режимі екстреного гальмування, гальмівного механізму кожного колеса ДТЗ з гідроприводом як в режимі екстреного, так і повільного гальмування, системи "колесо - опорна поверхня";
- удосконалено наукові основи емпіричного визначення характеристик гальмівної системи за результатами стендових випробувань ДТЗ і прогнозування цих характеристик для умов стендових і дорожніх випробувань

Практичне значення одержаних результатів

Розроблені і експериментально перевірені методики для емпіричного визначення характеристик привода і гальмівних механізмів у процесі випробувань легкового автомобіля, за якими можна прогнозувати показники ефективності гальмування цього ж автомобіля як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення.

Розроблені рекомендації щодо впровадження зазначених методик на виробництві для діагностування гальмівних систем, науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання для можливості реалізації запропонованої методики.

Переваги дорожнього методу: відповідає режиму роботи гальмівної системи в умовах експлуатації

Недоліки дорожнього методу:

- постійний контроль стану ділянки дороги;
- високі метрологічні вимоги до засобів вимірювань;
- проблеми нормування;
- не вказують на несправність, а вказують на відповідність або невідповідність показників ефективності гальмування вимогам безпеки дорожнього руху

Переваги стендових методів:

- опорна поверхня не потребує спеціального обслуговування і підтримування;
- дозволяють локалізувати відкази або відшукати несправності;
- дозволяють кількісно оцінювати нерівномірність гальмівних сил коліс осі

Недоліки стендових методів:

- труднощі у вирішенні проблеми нормування двох і більше взаємопов'язаних і взаємодоповнюючих параметрів;
- результати випробувань ДТЗ у двох станах завантаження не завжди адекватні між собою і часто неадекватні результатам дорожніх випробувань;
- вплив на результат діагностування невідповідності режимів діагностування і експлуатації автомобілів
- опорні поверхні мають характеристики, відмінні від характеристик дорожнього покриття

Параметри, які необхідно контролювати під час періодичних випробувань робочих гальмівних систем

Узагальнюючі параметри, які характеризують гальмівну систему:

- гальмівний шлях автомобіля, який характеризує ефективність гальмування;
- відхилення від коридору руху встановленої ширини, яке характеризує стійкість автомобіля в процесі гальмування;
- витрата енергії або робочого тіла в процесі гальмування, а також за відсутності гальмування, що характеризує конструктивні характеристики привода і його герметичність в експлуатації;
- тривалість досягнення в приводі встановленого тиску робочого тіла і його максимальне значення, що характеризує продуктивність привода та його технічний стан.

Необхідні вимірювані параметри діагностування гальмівних систем автомобілів на роликових стендах

У процесі діагностування гальмівних систем автомобілів на роликових стендах у відповідності до ДСТУ 3649-97 вимірюють:

- максимальні значення гальмівних сил, які досягаються на кожному з коліс автомобіля, за умови відсутності їх блокування або за умови не перевершування приводного зусилля на органі керування p_n нормативного значення;
- тривалість спрацьовування для кожного колеса, а для ДТЗ береться значення для того з коліс, виконавчий механізм якого знаходиться у найгірших умовах – тобто береться найбільше з визначених значення;
- максимальне значення приводного зусилля (екстреного режиму гальмування темп приведення не повинен перевершувати 0,2 с; для режиму плавного приведення темп приведення знаходиться в межах від 2 до 10 с);
- величину відносного ковзання коліс (застосовується для запобігання блокуванню коліс на роликах стенда або сигналізації про його виникнення для того, щоб уникнути небажаного місцевого зношування протектора шини в процесі випробувань)

Для того, щоб оцінити ефективність гальмування автомобіля в процесі гальмування за результатами стендових випробувань необхідно, виходячи з виміряних на стенді параметрів і характеристик, визначити розрахунковим шляхом такі параметри, як гальмівний шлях автомобіля або його сповільнення в функції часу, або сумарну гальмівну силу в функції часу, приведену до умов гальмування на дорожньому покритті з заданими характеристиками

Реалізація удосконаленої методики діагностування гальмівних систем

Вимірюється на роликовому стенді:

1. Приводне зусилля у функції часу.
2. Визначення на стенді поточних значень гальмівних сил в залежності від приводного зусилля.
3. Навантаження на кожне колесо.
4. Час спрацювання для кожного колеса

Розраховується:

1. Апроксимується зареєстроване приводне зусилля.
2. Визначається зусилля прокручування незагальмованого колеса.
3. Реалізуєма гальмівна сила, в залежності від значень коефіцієнта зчеплення, нормальних реакцій та відносного ковзання коліс при гальмуванні.
4. Гальмівні моменти на колесах автомобіля
5. Прогнозована величина гальмівного шляху автомобіля

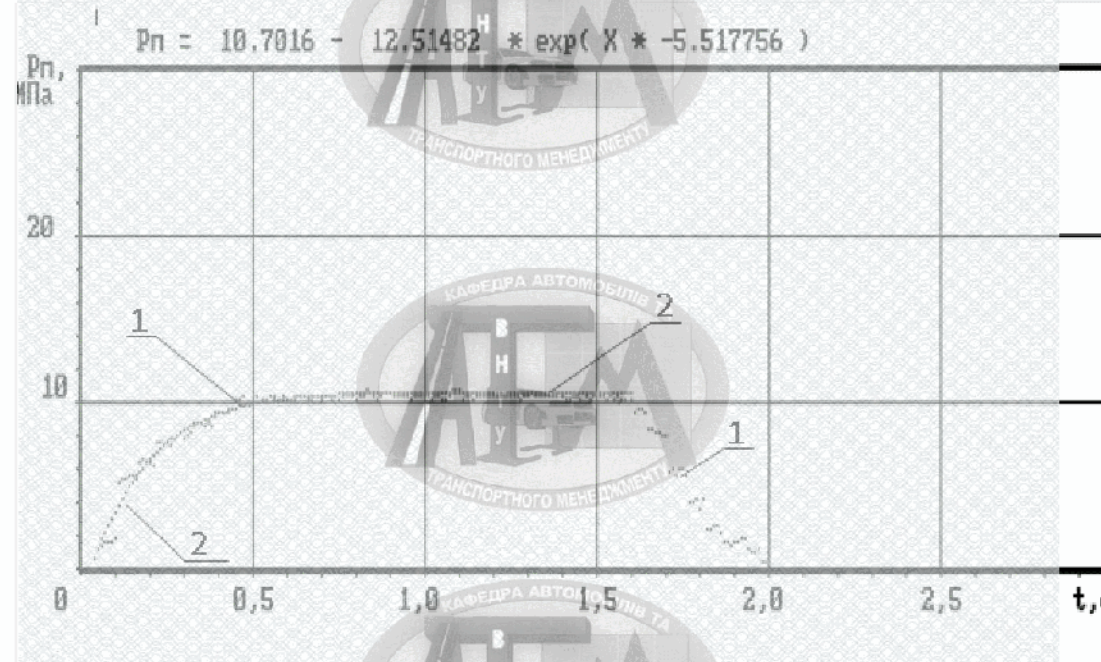
Визначення тиску в гідроприводі гальмівної системи автомобіля

Тиск в приводі можна описати експоненціальною залежністю в функції часу:

$$p = p_{\text{макс}} (1 - a \cdot \exp(-bt))$$

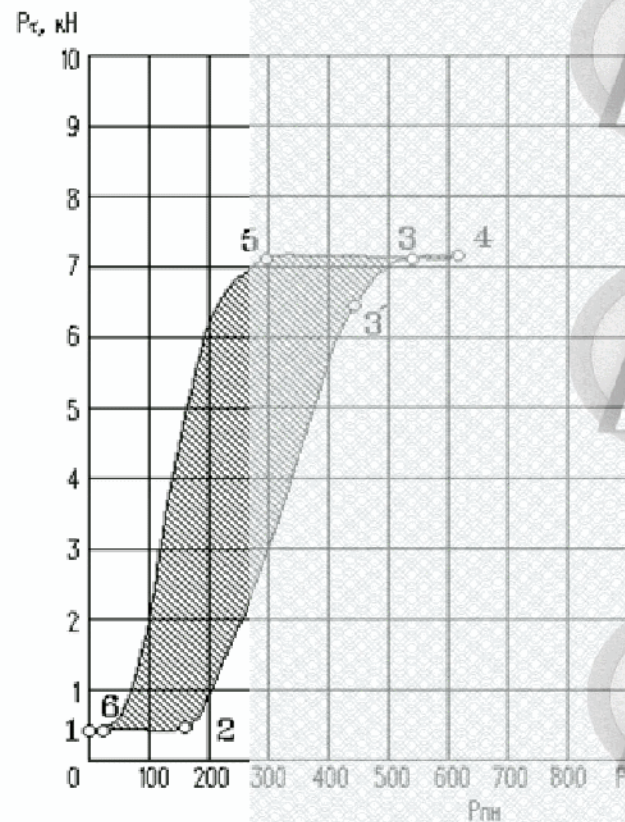
де $p_{\text{макс}}$ - максимальне значення приводного зусилля на органі керування або тиску в приводі;

a, b – емпіричні коефіцієнти, визначаються із умов додержування заданого максимального зусилля, темпу його наростання в часі

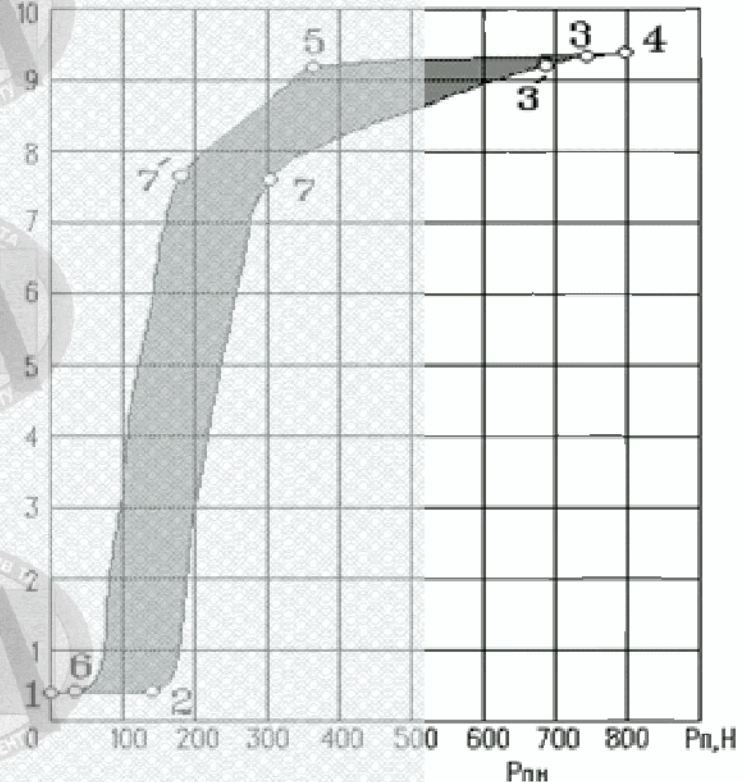


1 – тиск у приводі гальм колів другої осі за результатами вимірювань. 2 – результат апроксимації залежності тиску у приводі гальм колів другої осі у функції часу

Характерні точки типових гальмівних діаграм автомобілів з гідравлічним приводом

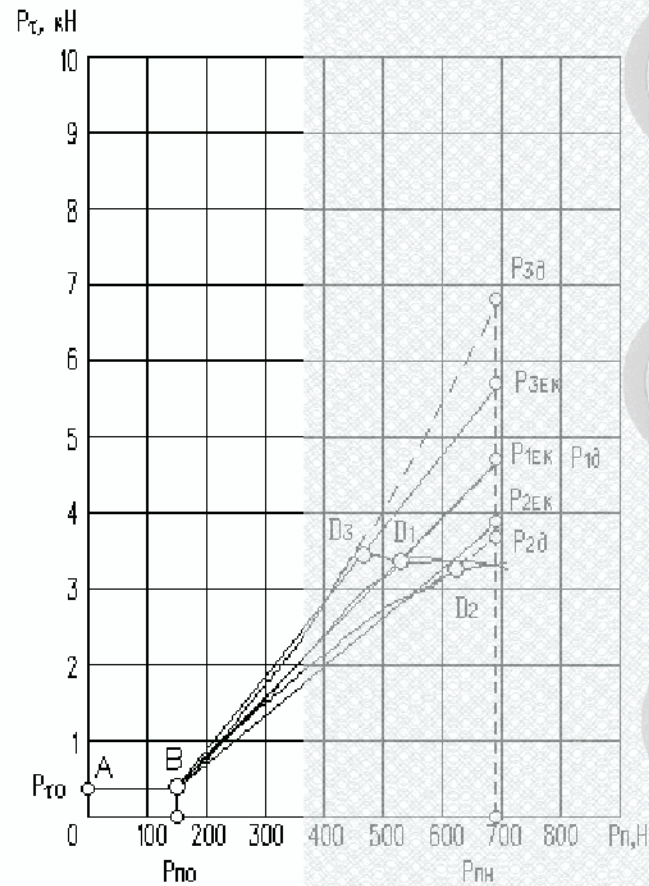


Характеристика без апаратів трансформації тиску в приводі (вакуумних підсилювачів, обмежувачів тиску, автоматичних регуляторів гальмівних сил

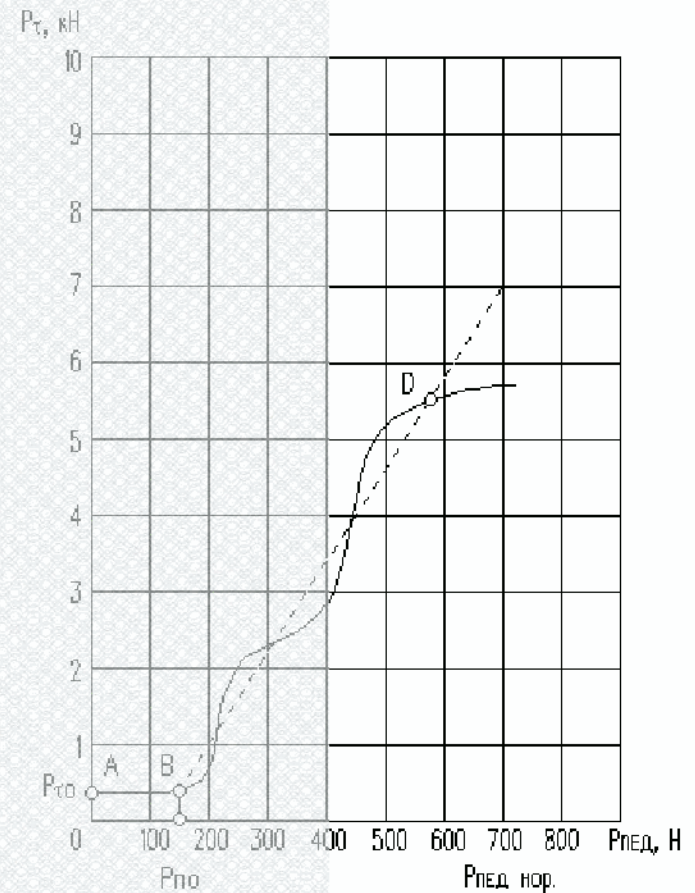


Характеристика з вакуумним підсилювачем

Основні характерні види нелінійності характеристик гальмівних механізмів, обумовлені їх технічним станом

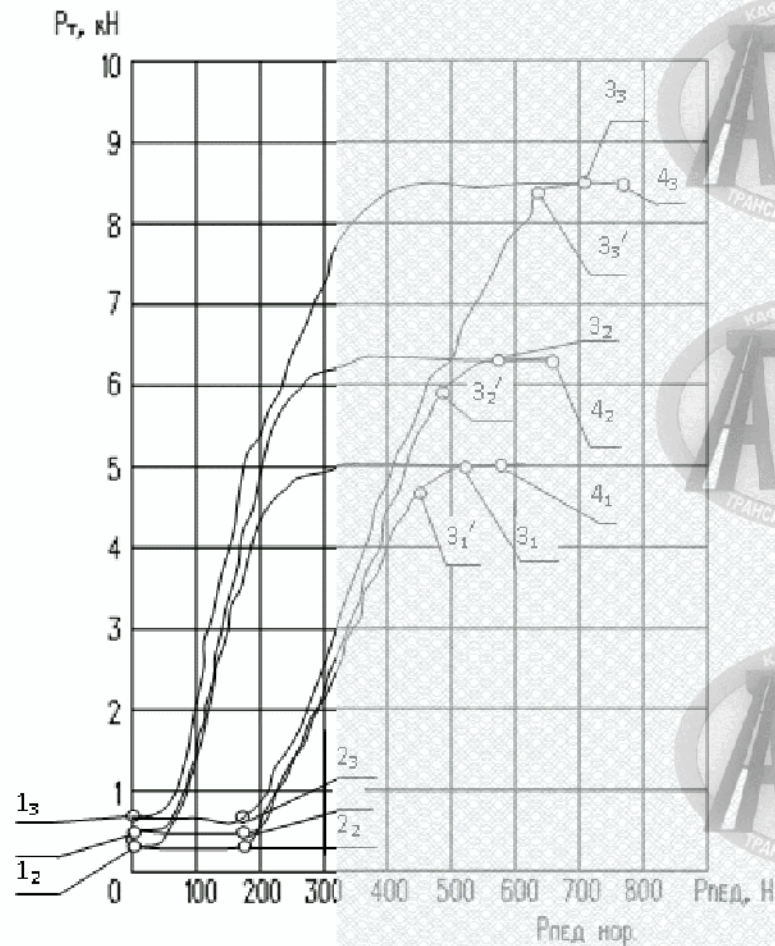


Нелінійність характеристик, обумовлена змінюванням характеру розподілу питомого тиску в контактні накладку-гальмовий барабан в процесі загальмовування



Нелінійність характеристики, обумовлена нерівномірним зношуванням поверхні гальмового барабана (овальність) чи порушенням технології розточування

Можливості реалізації характеристик гальмівних механізмів, виходячи з умов зчеплення колеса з опорною поверхнею



Визначення реалізуємої гальмівної сили в залежності від значень $\varphi_{уст}$, $R_{\%}$ та поточних значень відносного ковзання S_0 :

$$P\tau = P\tau_0 + (R_{\%}\varphi_{уст} - P\tau_0) \cdot (1 - \exp(-K\tau S_0)) + m\tau \cdot S_0^{nt} \exp(-n\tau S_0)$$

- де $\varphi_{уст}$ - усталене значення коефіцієнта зчеплення;
 $K\tau$, $m\tau$, $n\tau$ - коефіцієнти, отримані емпіричним шляхом;
 S_0 - відносне значення ковзання колеса: $S_0 = S'_{\kappa} / S'_{\mu}$;
 S'_{κ} - поточне значення ковзання (в межах від 0 до 1);
 S'_{μ} - ковзання за максимального значення коефіцієнта зчеплення

Визначення зусилля прокручування незагальмованого колеса

$$P\tau_0 = \frac{R_{zi}}{P_i^{0.64}} \cdot \left(0,2 + \frac{V_{\kappa i}^{3.7}}{P_i^{1.44} \cdot 1.42 \cdot 10^7} \right)$$

де R_{zi} - вертикальна складова навантаження на i -те колесо;

$V_{\kappa i}$ - швидкість кочення i -го колеса по роликах стенда;

P_i - емпіричний коефіцієнт для i -го колеса, який визначається на стенді.

Вплив на гальмівну характеристику нормальної складової навантаження на колесо

Визначення гальмівного шляху автомобіля

$$S_z = v_{\text{д}} \cdot (\tau_{\text{en}} + 0,5\tau_n) + \frac{\delta \cdot G_a \cdot (v_a - 0,5\tau_n \cdot j_{\text{вст}})^2}{2g \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{pi} \cdot (1-s_i)}{r_{ey}} + \sum_{i=1}^n (G_{ki} \cdot f_i \cdot (1-s_i)) + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 + \dots \right)}$$

$$\rightarrow \dots + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1-s_{\text{op}}) + \sum_{i=1}^n R_i \cdot \varphi_{si} \cdot s_i + G_a \cdot i$$

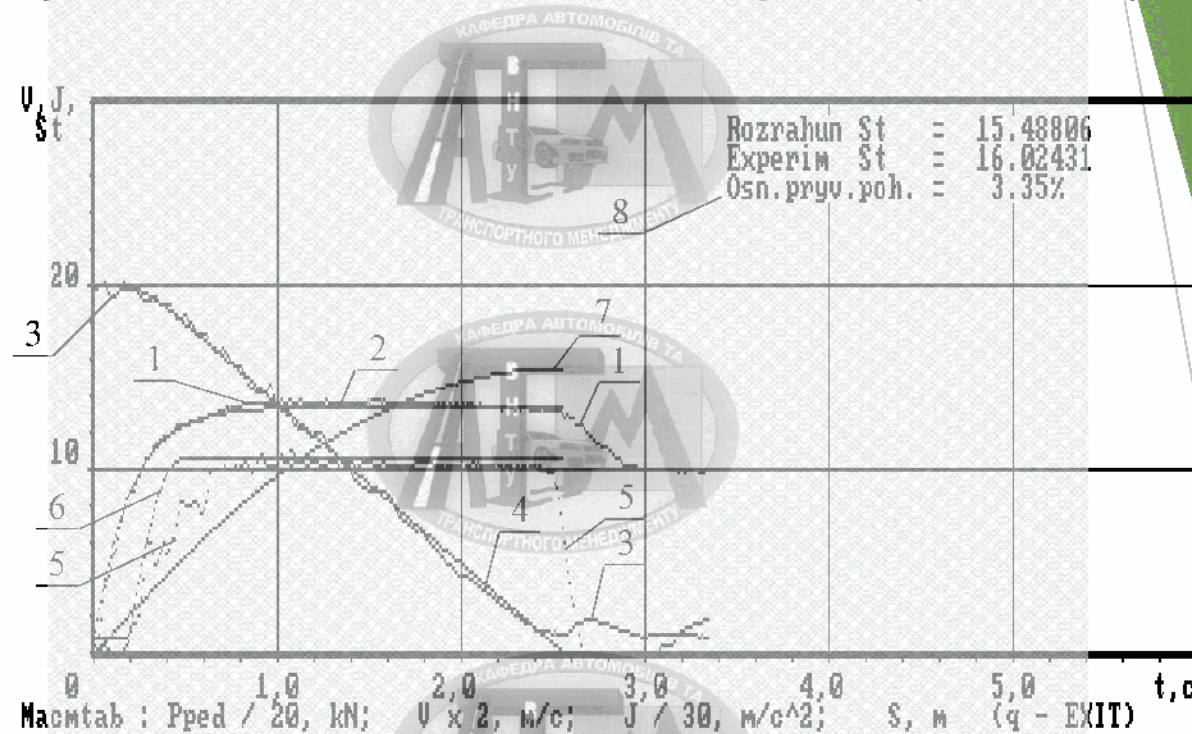
гальмівний момент

$$M_z = R_z \cdot \varphi_x \cdot r_o - \frac{I_k (1-s)}{r_o} \cdot j$$

момент інерції колеса описується наступним апроксимуючим поліномом

$$I_k = 92 - 0,473 \cdot r_{\text{ст}} + 0,636 \cdot 10^{-3} \cdot r_{\text{ст}}^2$$

Порівняння результату приведення даних стендових випробувань автомобіля Daewoo Lanos до умов дорожніх випробувань



1 – поточні значення приводного зусилля на педалі, одержані під час дорожніх випробувань;
 2 – характеристика приводного зусилля на педалі, отримана за результатами апроксимації експериментальних даних; 3 – поточні значення швидкості автомобіля, визначені експериментально; 4 – поточні значення швидкості автомобіля; 5 – поточні значення сповільнення автомобіля, одержані експериментально; 6 – поточні значення сповільнення автомобіля, розраховані за допомогою математичної моделі; 7 – результати розрахунку гальмівного шляху у графічній формі; 8 – порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень з основною приведеною похибкою по відношенні до результату дорожніх випробувань

Основні висновки по роботі

1. За результатами експериментальних і статистичних досліджень процесу гальмування на роликівих гальмівних стендах силового типу розроблені наукові основи та методику автоматизованого визначення характеристик: приведення в дію гальмівної педалі в режимі екстреного гальмування; гальмівного механізму кожного колеса автомобіля з гідроприводом як в режимі екстреного, так і повільного гальмування; системи "колесо - опорна поверхня". Характеристики дозволяють прогнозувати показники ефективності гальмування такого автомобіля у стані завантаження до повної маси як на стенді, так і на дорожньому покритті з заданими значеннями коефіцієнта зчеплення.
2. Розроблено математичну модель гальмування легкового автомобіля на дорожньому покритті за характеристиками, що визначені на стенді, з врахуванням його завантаження, параметрів режиму гальмування та зчіпних властивостей дорожньої поверхні.
3. З використанням визначених на стенді характеристик та математичної моделі процесу гальмування автомобіля розроблено методику, яка дозволяє на підставі випробувань конкретного автомобіля на роликівому гальмівному стенді силового типу в спорядженому стані прогнозувати його гальмівні властивості для умов гальмування з повною масою як на стенді, так і на дорозі, що забезпечує можливість випробовувати автомобілі з гідроприводом у спорядженому стані, при цьому похибка прогнозу не перевищує 5%, що менше від нормативних вимог (не більше 10%), встановлених в ДСТУ 3333-96 та ДСТУ 3649-97.
4. Розроблені рекомендації щодо використання методики діагностування гальмівних систем на виробництві. Науково обґрунтовані і сформульовані вимоги до діагностичного обладнання, необхідного для реалізації запропонованої методики.





Додаток Б

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ



ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Покращення діагностування гальмівних систем легкових автомобілів в умовах станції технічного обслуговування Тойота Центр Вінниця «Преміум Моторс»

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 80 % Схожість 20 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

- ☒ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ 2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
- ☐ 3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку

(підпис)

Цимбал О.В.

(прізвище, ініціали)

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

Автор роботи

(підпис)

Рудий В.О.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Крещенецький В.Л.

(прізвище, ініціали)