

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

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Підвищення ефективності визначення технічного стану
гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції
технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою
відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу, групи
1АТ-23м спеціальності 274 –

Автомобільний транспорт

Освітньо-професійна програма –

Автомобільний транспорт

Паламаренко В.С.

Керівник: к.е.н., доцент каф. АТМ

Огневий В.О.

« 6 » 12 2024 р.

Опонент:

Бакалук Д.В.

« 12 » 12 2024 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 12 » 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 Цимбал С.В.

« 18 » 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Паламаренко Володимир Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця.

керівник роботи Огневий Віталій Олександрович, к.е.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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 Volkswagen; об'єкт дослідження – підшипники маточин коліс автомобіля; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

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

1 Науково-технічне обґрунтування розробок з підвищення якості контролю гальмівних систем автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними роликами в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр»

2 Теоретичні передумови підвищення якості контролю гальмових систем АТЗ на стенді з кінематично пов'язаними опорними роликами

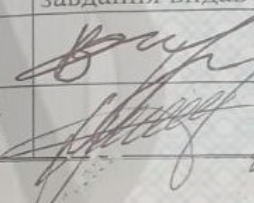
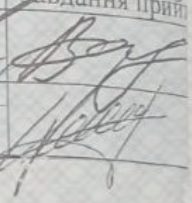
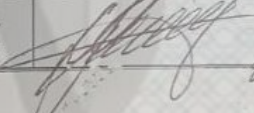
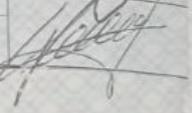
3 Розробка методу контролю гальмівних систем автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними роликами

4 Економічна ефективність результатів дослідження

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

- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
 4 Нормативні значення величин діагностичних показників ефективності гальмування робочої гальмівної системи при перевірці на роликових стендах.
 5 Схема роликового інерційного стенду.
 6 Схема роликового силового та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення ϕ_1 і ϕ_2 від проковзування S_1 і S_2 , без зміщення колеса.
 7 Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення ϕ_1 і ϕ_2 від проковзування S_1 і S_2 , при зміщенні колеса в сторону заднього ролика.
 8 Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення ϕ_1 і ϕ_2 від проковзування S_1 і S_2 , при зміщенні колеса в сторону заднього ролика.
 9 Схема силового роликового стенда з допрацьованим механізмом приводу опорних роликів.
 10 Функціональна схема роликового силового стенду з вбудованими в ролики датчиками з тензобалками.
 11 Графік залежності гальмівної сили $FT(P)$, яка вимірюється тензометричними датчиками, вбудованими в поверхні опорних роликів і гальмівної сили $FT(ДСТ)$.
 12 Результати розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану гальмівних систем автотранспортних засобів.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Огневий В.О., к.е.н., доцент кафедри АТМ		
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В., к.т.н., доц. завідувач кафедри АТМ		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач

(підпис)

Паламаренко В.С.

Керівник роботи

(підпис)

Огневий В.О.

АНОТАЦІЯ

УДК 656.078

Паламаренко В. С. Підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 –Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 106 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 33 назви; рис.: 24; табл. 12.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр».

У розділі 1 наведено Науково-технічне обґрунтування розробок з підвищення якості контролю гальмівних систем автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними роликами в умовах СТО ТОВ «Джерман-Центр».

В розділі 2 наведені теоретичні передумови підвищення якості контролю гальмових систем АТЗ на стенді з кінематично пов'язаними опорними роликами.

В розділі 3 виконано удосконалення методу контролю гальмівних систем автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними роликами.

В розділі 4 визначена економічна ефективність результатів дослідження.

Ілюстративна частина складається з 12 слайдів.

Ключові слова: визначення технічного стану, гальмівна система, стендовий метод, автомобіль, удосконалення.

ABSTRACT

UDC 656.078

Palamarenko V. WITH. Increasing the efficiency of determining the technical condition of brake systems of cars using the bench method in the conditions of the car maintenance station of the limited liability company "German-Center" in the city of Vinnytsia. Master's qualification thesis on specialty 274 - Road transport, educational program - Road transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 106 p.

In Ukrainian speech Bibliography: 33 titles; Fig.: 24; table 12.

In the master's qualification thesis, the question of promotion was worked out the effectiveness of determining the technical condition of car braking systems by the bench method in the conditions of the car maintenance station of the German-Center limited liability company.

Chapter 1 provides the scientific and technical justification of developments to improve the quality of control of car braking systems on stands with kinematically connected support rollers in the conditions of the "German-Center" LLC service station.

In chapter 2, the theoretical prerequisites for improving the quality control of ATZ braking systems on a stand with kinematically linked support rollers are given.

In section 3, the method of controlling car braking systems on stands with kinematically connected support rollers is improved.

Chapter 4 defines the economic efficiency of the research results.

The illustrative part consists of 12 slides.

Key words: determination of technical condition, brake system, bench method, car, improvement.

ЗМІСТ

ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ НА СТЕНДАХ З КІНЕМАТИЧНО ЗВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ В УМОВАХ СТО ТОВ «ДЖЕРМАН- ЦЕНТР».....	12
1.1 Методи і засоби для діагностики гальмівних систем автотранспортних засобів.....	12
1.2 Показники ефективності функціонування гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації.....	14
1.3 Аналіз стендів для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів.....	16
1.4 Недоліки стендових методів контролю гальмівних систем на роликових стендах.....	19
1.5 Огляд математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда.....	23
1.6 Аналіз діяльності СТО ТОВ «ДЖЕРМАН-ЦЕНТР».....	28
1.6.1 Загальна характеристика підприємства.....	28
1.6.2 Аналіз діяльності підприємства.....	30
1.6.3 Дослідження ринку послуг СТО.....	33
1.7 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази.....	35
1.7.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази.....	35
1.8 Висновки по першому розділу.....	41
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ АТЗ НА СТЕНДІ З КІНЕМАТИЧНО ПОВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ.....	43
2.1 Структурна схема системи «Еластична шина - Плями контакту - Опорні ролики - Стенд ».....	43

2.1.1 Аналіз математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини з опорною поверхнею.....	44
2.1.2 Взаємодія еластичної шини з двома кінематично жорстко пов'язаними між собою циліндричними роликами стенду.....	46
2.2 Математична модель процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з двома циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда.....	50
2.2.1 Розрахунок початкового прогину бігової доріжки шини під впливом нормального навантаження в процесі гальмування на двох кінематично пов'язаних опорних роликах.....	51
2.2.2. Побудова епюр розподілу нормальних і дотичних реакцій, що діють в плямах контакту шини гальмуючого колеса з поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів.....	59
2.2.3 Розрахунок потужності, що циркулює в замкнутому контурі «Шина - Задній ролик - Ланцюгова передача - Передній ролик - Шина»...	65
2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Еластична шина – Пляма контакту - Опорні ролики - Стенд ».....	68
2.4 Висновки до другому розділу.....	70
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ НА СТЕНДАХ З КІНЕМАТИЧНО ЗВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ	71
3.1 Результати аналітичного дослідження процесу взаємодії еластичної шини з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда в гальмівному режимі.....	71
3.2 Оцінка адекватності математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома опорними кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда	75
3.3 Аналіз силових і кінематичних параметрів процесу гальмування колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда.....	78

3.4 Методика визначення показників гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні з використанням епюр розподілу нормальної і реалізованої дотичної реакції за довжинами плям контакту..	81
3.5 Устаткування для реалізації розробленого методу і методики контролю гальмівних систем АТЗ на силовому стенді.....	86
3.6 Висновки до третього розділу.....	89
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	91
4.1 Розрахунок економічної ефективності вдосконаленої конструкції стенда, реалізуючого розроблену методику.....	91
4.2 Розрахунок економічної ефективності методики вимірювання силових параметрів з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій за довжинами плям контакту.....	93
4.3 Висновки по п'ятому розділу.....	101
ВИСНОВКИ	102
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	104
ДОДАТКИ.....	107
Додаток А Ілюстративна частина	
Додаток Б Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	

ВСТУП

Актуальність наукового дослідження. Автомобільний транспорт є найбільш поширеним і в той же час найнебезпечнішим видом транспорту сучасності. Щорічно на автомобільних дорогах гине людей більше, ніж на всіх інших видах транспорту разом узятих. При цьому кожне ДТП відбувається або при гальмуванні, або супроводжується гальмуванням АТЗ.

Одним з методів забезпечення безпеки сучасних автотранспортних засобів (АТЗ) в умовах експлуатації є контроль технічного стану їх гальмівної системи, який виконують як дорожніми, так і стендовими методами. З огляду на значний вплив на результати дорожнього контролю гальмівних систем кліматичних і погодних впливів, стендові випробування набули найбільшого поширення. Роликові стенди для контролю гальмівних систем реалізують принцип оборотності руху, коли автомобіль нерухомий, а його системи функціонують так само як в дорожніх умовах.

Однак, дуже часто навіть при позитивному висновку технічного стану гальмівної системи автомобіля на роликових стендах, АТЗ не завжди забезпечують необхідну гальмівну ефективність в дорожніх умовах.

Одним із значущих чинників, що знижують ефективність стендового контролю гальмівних систем АТЗ, є велика різниця в механіці взаємодії шини автомобільного колеса з плоскою опорною поверхнею дороги і з циліндричними поверхнями роликів діагностичного стенда.

Спроби підвищення ефективності стендового контролю гальмівних систем АТЗ на роликових стендах стримуються браком знань про закономірності зміни силових і кінематичних параметрів, що характеризують потенційні можливості еластичних шин гальмуючого колеса створювати реакції на циліндричних поверхнях двох кінематично пов'язаних між собою опорних роликах діагностичного стенда. Тому наукове дослідження, спрямоване на виявлення цих закономірностей і дозволяє значно підвищити якість контролю технічного стану

гальмівних систем АТЗ на роликівих стендах, є актуальним і направлено на підвищення безпеки АТЗ в умовах експлуатації.

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

Робота виконувалась у відповідності з напрямками наукових досліджень кафедри автомобілів та транспортного менеджменту.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи - підвищення якості контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ на діагностичних стендах, які мають кінематично пов'язані циліндричні опорні ролики, на основі виявлення і обліку закономірностей процесів, в плямах контакту шин гальмуючих коліс при їх взаємодії з опорними роликами стенду.

Відповідно до поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

- удосконалення математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого колеса АТЗ в плямах її контакту з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів діагностичного стенда;
- удосконалення методики дослідження, проектування і виготовлення науково-дослідного устаткування з цифровими вимірювальними системами;
- удосконалення та апробація принципово нової ефективної методики контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ на силовому стенді з двома кінематично пов'язаними опорними роликами.

Об'єкт дослідження - процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних між собою опорних роликів діагностичного стенда.

Предметом дослідження є закономірності, що характеризують процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних між собою опорних роликів діагностичного стенда.

Методи дослідження. В основі теоретичних досліджень лежать методи стендових випробувань, математичного аналізу і математичного моделювання, математичної статистики і теорії ймовірності.

Наукова новизна одержаних результатів:

- математична модель процесу силової і кінематичної взаємодії еластичною шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах її контакту з двома кінематично пов'язаними між собою циліндричними опорними роликами діагностичного стенда;

- функціональні залежності кінематичних і силових параметрів, що характеризують процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями двох кінематично пов'язаних між собою опорних роликів стенду при зміщенні колеса відносно осі роликів;

- методика стендового контролю гальмівних систем АТЗ, заснована на виявлених функціональних залежностях процесу силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах її контакту з двома кінематично пов'язаними між собою циліндричними опорними роликами діагностичного стенда.

Практичне значення одержаних результатів. Результати виконаного дослідження дозволяють: фірмам і установам, які займаються розробкою гальмівних роликів стендів значно знижувати металоємність і конструктивну складність випускаємих гальмівних стендів; центрам інструментального контролю значно підвищити інформативність контролю гальмівних систем за рахунок підвищення повторюваності виконуваних вимірювань питомої гальмівної сили, а також відносної різниці гальмівних сил.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується коректним застосуванням математичних методів та збіжністю результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень були опубліковані серед матеріалів конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2025)», Вінниця, 2025 [12].

Публікації. Матеріали магістерської роботи висвітлені у 1 опублікованій науковій праці, з яких 1 – опублікована праця апробаційного характеру [12].

РОЗДІЛ 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ НА СТЕНДАХ З КІНЕМАТИЧНО ЗВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ В УМОВАХ СТО ТОВ «ДЖЕРМАН-ЦЕНТР»

1.1 Методи і засоби для діагностики гальмівних систем автотранспортних засобів

Контроль технічного стану гальмівної системи АТЗ є обов'язковою процедурою при проведенні їх технічного огляду в умовах експлуатації.

Методи дорожнього контролю технічного стану гальмівної системи АТЗ вважаються найдоступнішими, найбільш точними і інформативними, за рахунок того, що випробування автомобіля проводять в дорожніх умовах без використання дорогого устаткування [8]. Однак даний метод неможливо використовувати при несприятливих погодних умовах, а також в холодну пору року (взимку, навесні і восени).

Навпаки, стендові методи діагностики гальмівної системи АТЗ, за рахунок проведення контролю в спеціальних, прихованих від кліматичного впливу приміщеннях, з встановленим діагностичним обладнанням - стендами, набули найбільшого поширення [8].

Однією з головних переваг стендового методу діагностування гальмівної системи є принцип оборотності руху, при якому автомобіль нерухомий, а його системи, агрегати, вузли і механізми здійснюють штатне функціонування як в реальних умовах експлуатації.

Виконання контролю технічного стану гальмівної системи АТЗ здійснюється шляхом установки коліс його перевіряємої осі на стенд, який має (як правило) дві пари обертових опорних роликів, що імітують рух АТЗ. Силівідтворювальні датчики стенду, реєструють реалізовані дотичні реакції, що впливають на гальмування колеса АТЗ з боку опорних роликів. Стендові методи дозволяють визначати навантаження, що припадає на кожне колесо від АТЗ.

Після визначення гальмівних сил на кожному колесі і навантаження на вісь розраховується питома гальмівна сила і відносна різниця гальмівних сил на колесах осей АТЗ, що діагностується [8].

Крім дорожніх і стендових методів існують також методи безстендової діагностики гальмівної системи, а також методи діагностики гальмівної системи на майданчикових стендах.

Суть методу безстендової діагностики полягає в вимірі частоти обертання вивішених гальмуючих коліс автомобіля. Для даного методу розроблено математичний опис процесу гальмування вивішених коліс, а також обґрунтовані режими діагностування, вимірювані параметри і виведені їх нормативні значення. Однак, через відсутність контакту шини з опорною поверхнею, цей метод позбавлений можливості об'єктивно оцінювати значення реалізованих гальмівних сил, а отже і здатність АТЗ забезпечувати необхідні показники гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні.

Метод діагностування гальмівної системи на майданчикових стендах, незважаючи на простоту конструкції і наявності плоскої плями контакту шини з опорною поверхнею, також не знайшов широкого застосування і піддався критиці.

Одним з головних негативних чинників, що мають місце при діагностиці гальмівної системи АТЗ на майданчикових і платформних стендах полягає в тому, що на них не реалізується принцип «оборотності руху», на увазі конструктивних обмежень майданчиків.

Професор Сергєєв А.Г. встановив, що розкид результатів контролю на майданчикових стендах може досягати 50%, і тому результати діагностики на них не можуть вважатися задовільними по ряду технічних, метрологічних та організаційних причин [25].

Вчений Федотов А.І. встановив причини такого великого розкиду результатів вимірювання гальмівних сил на майданчикових стендах, які носять системний характер, і залежать від крутильних і поздовжніх коливань колісних вузлів на майданчиках стендів [26].

Доведено, що великі похибки вимірювань гальмівних сил АТЗ на майданчикових стендах пов'язані також з необхідністю високої точності позиціонування коліс автомобіля відносно центральної осі стенда, і при цьому ще й точності позиціонування коліс відносно центрів майданчиків. А це дуже важко забезпечити в реальності.

1.2 Показники ефективності функціонування гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації

Завдяки тому, що стендовий метод в повній мірі реалізує принцип оборотності руху, не вимогливий до позиціонування коліс відносно роликів стенда, ізольований від впливу атмосферних, погодних і кліматичних впливів, має прийнятні похибки вимірювання, він набув найбільшого поширення при діагностуванні гальмівної системи АТЗ в умовах експлуатації.

У процесі діагностування гальмівної системи визначають декілька основних параметрів, за якими оцінюють ефективність гальмування і стійкості автомобіля.

Ефективність гальмування автомобіля характеризується питомою гальмівною силою, яка відображає відношення суми гальмівних сил на колесах автомобіля до його ваги [29]:

$$\gamma_T = \frac{\sum_{n=1}^N F_T}{G_A}; \quad (1.1)$$

де n – к-ть коліс, що гальмують;

F_T – сума гальмівних сил F_T на колесах автомобіля, [Н];

G_A – вага автомобіля, [Н], визначається за наступною формулою (1.2):

$$G_A = \sum M_i \cdot g; \quad (1.2)$$

де M_i – маса автомобіля, що приходить на вісь, яка діагностується, [кг];

g – прискорення вільного падіння, [м/с²].

Для вимірювання питомої гальмівної сили стенди оснащені системами вимірювання гальмівних сил на колесах АТЗ і його ваги, який припадає на колеса перевіряємої осі.

Окрім питомої гальмівної сили важливою властивістю є стійкість автомобіля при його гальмуванні, чисельним вимірником відносної різниці гальмівних сил на колесах перевіряємої осі. Гальмівні сили на кожному колесі перевіряємої осі визначаються індивідуально. Відносна різниця гальмівних сил розраховується за формулою [24]:

$$K_H = \left| \frac{F_{Tn} - F_{Tл}}{F_{Tmax}} \right| \cdot 100\%; \quad (1.3)$$

де F_{Tn} – гальмівна сила на правому колесі діагностованої осі автомобіля, [Н];

$F_{Tл}$ – гальмівна сила на лівому колесі діагностованої осі автомобіля, [Н];

F_{Tmax} – максимальна гальмівна сила серед виміряних значень гальмівних сил на осі, що діагностується, [Н].

Діагностика гальмівної системи АТЗ виконується при заданій величині зусилля впливу F_n на орган управління гальмівної системи.

Після виконання діагностичних робіт, на стендах з опорними роликами, результати виміряних значень діагностичних параметрів порівнюють з їх нормативними значеннями. Нормативи ефективності процесу гальмування АТЗ справної гальмівної системи представлені в таблиці 1.1.

Нормативне значення відносної різниці гальмівних сил для АТЗ, що мають барабанні гальмівні механізми встановлені на рівні $K_H \leq 25\%$. Для АТЗ, що мають дискові гальмівні механізми - на рівні $K_H \leq 20\%$.

У разі невідповідності отриманих показників нормативним значенням, гальмівна система АТЗ визнається несправною. В цьому випадку

автотранспортний засіб не допускається до експлуатації, до того моменту, поки не відбудеться усунення причин несправності.

Таблиця 1.1 - Нормативні значення величин діагностичних показників ефективності гальмування робочої гальмівної системи при перевірці на роликівих стендах

Категорія АТЗ	Зусилля на органі управління F_L , [Н], не більше	Питома гальмівна сила, γ_T , не менше
M1	490	0,53
M2, M3	686	0,46
N1, N2, N3	686	0,46
O1, O2, O3, O4 (за виключенням причепів із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,45
O1, O2, O3, O4 (причеми із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,41

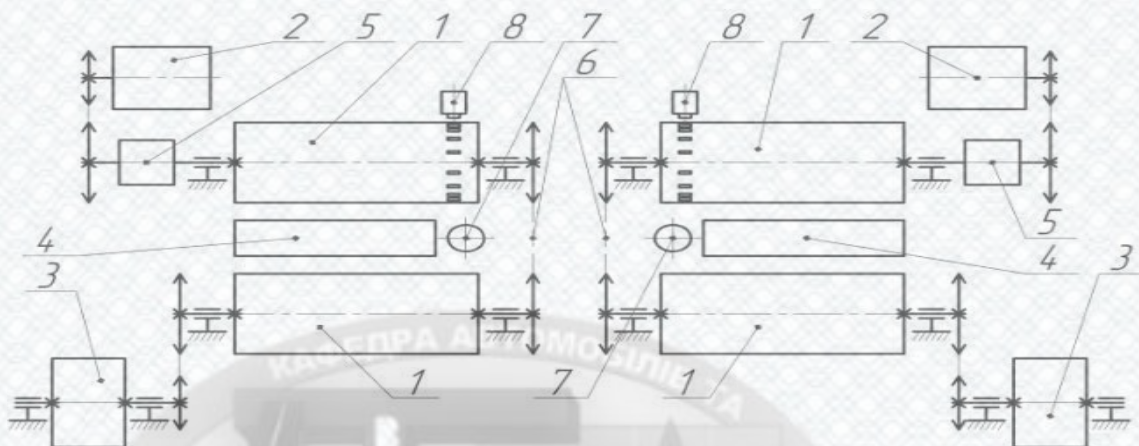
1.3 Аналіз стендів для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів

Силові роликові стенди для діагностики гальмівних систем АТЗ набули широкого поширення. Перший вітчизняний роликовий стенд був розроблений і виготовлений в 1924 році професором В.І. Сороко-Новицьким. У 1938 р. І. М. Чернишов розробив стенд з опорними роликами для контролю якості складання АТЗ і їх паливно-економічних показників.

Великий науковий внесок в теорію і практику роликових стендів для контролю і діагностики АТЗ, їх агрегатів і систем внесли такі вчені як: Аринін І. М. [15]; Бойко А.В. [7]; Говорущенко Н. Я. [11]; Левінсон Б. В. [14]; Малюгін П. М. [15]; Портнягін Е. М. [18]; Потапов А. С. [20]; Сергєєв А. Г. [23]; Смолін А. А. [25]; Степанов О. М. [26]; Федотов А. І. [30] та ін.

За типом навантажувального пристрою роликові діагностичні стенди підрозділяються на силові, інерційні і комбіновані [29].

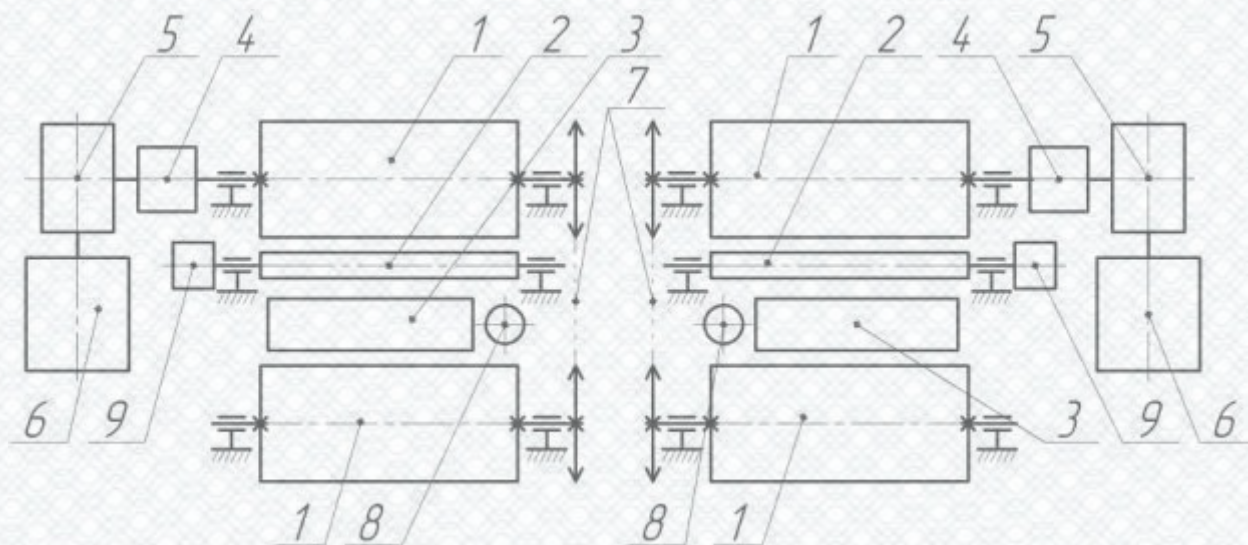
Схеми інерційного і силового гальмівних роликових стендів представлені на рисунках 1.1 і 1.2.



1 - опорний ролик; 2 - електродвигун; 3 - маховик; 4 - виштовхуючий пристрій; 5 - датчик гальмівної сили; 6 - ланцюгова передача; 7 - ролик відбійний; 8 - датчик частоти обертання опорних роликів

Рисунок 1.1. Схема роликового інерційного стенду

Слід зазначити, що характерною рисою гальмівних стендів є симетричність їх конструкції відносно поздовжньої осі. Це пов'язано з необхідністю забезпечення рівних тестових умов для правого і лівого гальмуючих коліс діагностованої осі АТЗ.



1 - опорний ролик; 2 - ролик слідкуючої системи; 3 - виштовхуючий пристрій; 4 - датчик гальмівної сили; 5 - редуктор; 6 - електродвигун; 7 - ланцюгова передача; 8 - відбійний ролик; 9 - датчик частоти обертання колеса.

Рисунок 1.2. Схема роликового силового стенду

Не важко побачити, що обидві платформи стендів, зображених на рис. 1.1 і 1.2. конструктивно виготовлені абсолютно однаковими і містять: опорні ролики; електродвигуни; маховики; ланцюгові передачі; відбійні ролики тощо.

Найбільш поширеним у світовій практиці методом контролю гальмівної системи є силовий метод. Він дозволяє вимірювати силові параметри процесу гальмування АТЗ - гальмівні сили і навантаження які припадають на колеса його діагностованої осі. Саме силові параметри (а не кінематичні) найбільш інформативно і якісно характеризують процес гальмування АТЗ.

Сучасні силові гальмівні стенди дозволяють виконувати вимірювання часу спрацьовування гальмівного приводу, хоча цей дуже важливий параметр видалений з нормативних документів, що регламентують процедуру контролю гальмівних систем в умовах експлуатації. Силові роликові стенди, компактні, надійні і зручні для використання їх в умовах експлуатації.

На даний момент часу, широкого поширення набули універсальні роликові силові гальмівні стенди серії СТМ (рис. 1.3).



Рисунок 1.3. Силовий роликовий стенд СТМ-3500 М

Роликові універсальні силові стенди серій СТМ і СТС дозволяють діагностувати гальмівну систему легкових і вантажних АТЗ, автобусів, а також багатовісних і повнопривідних АТЗ з осьовим навантаженням до 15 тон.

Діагностування гальмівної системи автомобілів з колісною формулою 4x2 здійснюють на роликових стендах з двома парами опорних роликів. Для діагностування гальмівної системи автомобілів з постійним повним приводом застосовують стенди з чотирма парами опорних роликів - так звані повноопорні стенди.

1.4 Недоліки стендових методів контролю гальмівних систем на роликових стендах

Крім очевидних позитивних якостей, силові стенди мають і ряд недоліків. У роботах, присвячених дослідженню повторюваності вимірювання гальмівних сил на серійних роликових стендах, наведено аналіз процесу гальмування автомобіля на стендах з опорними роликами. Вказується, що знос протекторів шин автомобільних коліс, їх поздовжнє переміщення, а також непаралельність осей автомобіля і стенду істотно впливають на повторюваність параметрів, що характеризують гальмівну ефективність і стійкість автомобіля при гальмуванні.

Глибоке дослідження в галузі вивчення похибок, що виникають при діагностиці гальмівної системи АТЗ на силових роликових стендах, провів А. В. Бойко. У процесі аналізу повторюваності вимірювань силових параметрів ним встановлено, що «... діапазон виміряних значень навантаження на осі діагностованих автомобілів може досягати від -3,4%, до + 5,4%; гальмівних сил - від -40% до + 26,9%; відносної різниці гальмівних сил - від -13,2%, до + 19,5%; питомої гальмівної сили - від -19,5%, до + 6,6% »[6].

А. В. Бойко встановлено, що зміна кута непаралельності між віссю коліс автомобіля, що діагностується і віссю роликів стенду СТМ-3500 в діапазоні від 0° до $+2,5^\circ$ «... викликає зміна виміряних значень: навантаження на вісь, до +5,4%; питомих гальмівних сил, до +37%; відносної різниці гальмівних сил, до + 57% ».

Доведено, що «... поздовжнє переміщення гальмуючих коліс автомобіля по роликам стенду в діапазоні від 0 м до 0,21 м, може викликати зміну виміряних значень навантаження на вісь і гальмівних сил, до 42%».

Дослідження, проведені А. В. Бойко, показують вплив конструктивних особливостей сучасних силових гальмівних стендів на величини похибок вимірюваних значень силових параметрів.

Низька швидкість обертання коліс на роликах стенда викликає зміну гальмівних сил від + 8,5% до + 22%. Збільшення діаметрів опорних роликів від

0,16 м до 0,42 м викликає зростання питомої гальмівної сили до 33%. Відносна різниця гальмівних сил при непаралельності осей автомобіля і стенду в $2,5^\circ$, змінюється від 35% до 27% [6].

Зменшення міжосьової відстані між опорними роликами від 0,46 м до 0,22 м призводить до збільшення питомої гальмівної сили на 14%, а відносна різниця гальмівних сил при непаралельності осей автомобіля і стенду в $2,5^\circ$ змінюється від 48 % до 25%.

Дослідження похибок при діагностуванні АТЗ на роликових силових стендах наводяться також і в роботах А. Н. Доморозова. У своїх роботах він аналізує результати вимірювань нормального навантаження, що припадає на колеса АТЗ на момент встановлення його на роликовий стенд.

Встановлено, що зміна вимірних значень нормального навантаження на колесах діагностованої осі одного і того АТЗ лежить в межах від + 8,5% до + 12,3%, що викликає зміна результатів питомої гальмівної сили від - 7,2% до -21,5%.

Однак, навіть при точному вимірюванні навантаження на вісь АТЗ перед його діагностуванням, ця величина змінюється в процесі вимірювання гальмівної сили. У цьому випадку зміна нормального навантаження на колеса досягає значень від -3,1% до + 1,8%, що викликає похибку визначення питомої гальмівної сили від -13,7% до + 6,3% .

В результаті проведеного дослідження зроблено висновок про те, що похибку визначення параметрів гальмівної ефективності можливо знизити за рахунок обмеження переміщення АТЗ відносно роликів стенду в горизонтальному напрямку, що дозволить виключити розвантаження коліс діагностуємої осі АТЗ в процесі гальмування.

Результати вищезазначених робіт показують, що зміни питомої гальмівної сили перевищують похибку визначення питомої гальмівної сили, яка становить $\pm 3\%$, що не відповідає вимогам.

Таким чином, для виявлення причин похибок, що виникають в процесі діагностування гальмівних систем АТЗ на роликових силових стендах, а також їх усунення, необхідно досліджувати процес взаємодії еластичної шини

гальмуючого автомобільного колеса в зоні контакту з опорною поверхнею діагностичного стенда.

На сьогоднішній день, серед усіх робіт, спрямованих на вивчення процесів, що протікають в зоні контакту еластичної шини автомобільного колеса з опорними поверхнями можна виділити кілька досліджень.

Відомий стенд для дослідження зони контакту шин з опорною поверхнею [8]. Стенд представляє собою раму, на якій розміщені пристрої для закріплення випробуваного колеса, пристрої для навантаження випробуваного колеса нормальним навантаженням і опорний елемент, який представляє собою рамку з набором компактних пластин, важелів і тензодатчиків.

Як відзначають автори: *«... стенд дозволяє імітувати характерні умови навантаження шини і знімати показники, найбільш важливі для дослідження шин автомобілів-ваговозів, у яких швидкості і зміни плями контакту в динаміці невеликі, а пляма контакту шини з опорною поверхнею залежить головним чином від навантаження на шину і тиску повітря в ній »*[9]. Серед недоліків даного пристрою можна відзначити те, що стенд дозволяє провести вимірювання тільки статичного нормального навантаження в плямі контакту шини автомобілів-ваговозів з плоскою опорною поверхнею, що значно обмежує область його застосування.

Дослідження в області процесів, що протікають в зоні контакту еластичної шини автомобільного колеса з опорними поверхнями, активно проводяться Федотовим А.І. [31].

Вченим розроблений і апробований метод високоінформативного контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації. Метод заснований на вимірюванні епюр нормальних і поздовжніх дотичних реакцій, розподілених по довжині плями контакту шини гальмуючого автомобільного колеса з плоскою опорною поверхнею в дорожніх умовах. Для реалізації розробленого методу був виготовлений спеціальний датчик вимірювання реалізованих реакцій в зоні контакту шини з плоскою опорною поверхнею.

Розроблений датчик дозволяє, вимірювати епюри розподілу нормального навантаження і реалізованих поздовжніх дотичних реакцій (гальмівних сил) по довжині плями контакту шини з опорною поверхнею. На основі цих епюр з'являється можливість розраховувати як гальмівну силу, так і відносну різницю гальмівних сил для коліс кожної осі АТЗ по ГОСТ Р 51709-2001. Недоліком даного методу є те, що він розроблений для дорожніх умов, а його реалізація не завжди можлива в силу широкого спектра кліматичних і погодних умов нашої країни.

Інший, стендовий метод високоінформативного контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації, реалізується за допомогою спеціально розробленої, оригінальної конструкції стенду з одиночним опорним роликом і вбудованим в нього датчиком вимірювання реалізованих нормальних і поздовжніх дотичних реакцій в зоні контакту шини з циліндричною поверхнею опорного ролика (рис. 1.4) [31].



а)



б)

Рисунок 1.4 - Зовнішній вигляд датчика для вимірювання сил в зоні контакту шини, встановленого в опорний ролик стенду (а) і вид колеса на опорному ролику стенду (б).

Розроблений пристрій менш складний і металоємний в порівнянні з існуючими силовими стендами [31]. Однак, при гальмуванні АТЗ на одинарному опорному ролику неминуче виникнення поздовжніх переміщень АТЗ. Тоді конструкція даного стенду повинна містити додаткові пристрої, які утримують АТЗ при його перевірці, так як при гальмуванні колеса на поверхні одинарного опорного ролика не забезпечується належна стійкість АТЗ.

Але наявність спеціальних утримуючих пристроїв АТЗ, а також сам процес закріплення АТЗ від поздовжніх переміщень, будуть збільшувати час діагностування гальмівної системи.

Беручи до уваги всі перераховані переваги і недоліки методів і засобів, заснованих на процесах взаємодії шини з опорною поверхнею, які дозволяють проводити контроль технічного стану гальмівної системи, а також те, що природа цих процесів погано вивчена, можна зробити наступний висновок. Дослідження процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса в зоні контакту з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда є актуальним. Крім того, на основі отриманих знань можна значно підвищити активну безпеку АТЗ, шляхом підвищення якості діагностування гальмівної системи в умовах експлуатації.

1.5 Огляд математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда

Для повноцінного дослідження процесу гальмування шини автомобільного колеса необхідно створення математичного апарату, який дозволив би з достатньою точністю проводити обчислення коефіцієнта зчеплення φ . Коефіцієнт зчеплення, реалізований в плямі контакту шини з опорною поверхнею, визначає значення гальмівної сили, що характеризує здатність АТЗ до стійкості і керованості. В силу того, що на гальмуюче автомобільне колесо здійснює вплив безліч випадкових процесів і змінних

факторів, аналітичне визначення коефіцієнта зчеплення являє собою одне з найбільш складних завдань.

Аналітичним дослідженням процесів взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з опорною поверхнею дороги присвятили роботи такі вчені як: Балакін Є. В. [4], Малюгін П. М. [16], Федотов А. І. [31], Расеїка Н. В. [33], E. Bakker [30] і багато інших.

Серед безлічі математичних моделей, що використовуються для розрахунку реалізованого коефіцієнта зчеплення можна виділити моделі, виконані на основі опису стаціонарних (експериментально отриманих) характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею, або емпіричні моделі.

Математичну модель, виконану у вигляді експоненційної залежності, для обчислення коефіцієнта зчеплення запропонував Burckhardt M. [31].

$$\varphi = (C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S}) - C_3 \cdot S) \cdot e^{-C_4 \cdot S \cdot V}; \quad (1.12)$$

де C_1 - коефіцієнт, що дорівнює максимуму коефіцієнта зчеплення;

$$C_1 = \varphi_{max}; \quad (1.13)$$

де C_2 – коефіцієнт, що визначає форму кривої від функції прослизання S ;

$$C_2 \cdot e^{-C_2 \cdot S} = \frac{C_3 \cdot 100}{C_1}; \quad (1.14)$$

де C_3 – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта зчеплення від максимального значення, до коефіцієнта зчеплення при повністю заблокованому колесі;

$$C_3 = \varphi_{max} - \varphi_B; \quad (1.15)$$

де C_4 – коефіцієнт, що характеризує вологість навколишнього середовища. Значення коефіцієнта C_4 лежить в межах від 0,02 до 0,04.

Дана модель дозволяє робити обчислення коефіцієнта зчеплення з урахуванням зміни лінійної швидкості руху транспортного засобу.

Німецький дослідник М. Denny для розрахунку залежності коефіцієнта зчеплення від прослизання використовував вдосконалену математичну модель авторів U. Kiencke і A. Daiss. Запропонована модель не враховує лінійну швидкість, і математичний опис прийняло вигляд:

$$\varphi = \frac{a \cdot S}{b + c \cdot S + S^2}; \quad (1.15)$$

де a , b , c - коефіцієнти, що залежать від коефіцієнта зчеплення при блокованому колесі φ_B , максимального коефіцієнта зчеплення φ_{max} і значення критичного ковзання $S_{кр}$.

Величини коефіцієнтів a , b і c розраховуються за такими формулами:

$$a = \frac{\varphi_{max} \cdot \varphi_B}{\varphi_{max} - \varphi_B}; \quad (1.16)$$

$$b = S_{кр}^2; \quad (1.17)$$

$$c = \frac{\varphi_B \cdot (1 + S_{кр}^2) - 2 \cdot \varphi_{max} \cdot \varphi_B}{\varphi_{max} - \varphi_B}; \quad (1.18)$$

Не можна залишити без уваги модель що виконує розрахунок коефіцієнта зчеплення φ на основі синтезу двох парабол. Для опису характеристики зчеплення шини дана модель включає два основних рівняння:

$$\varphi = \begin{cases} a_0 \cdot S^2 + b_0 \cdot S + c_0 & \text{при } S \leq S_{кр}; \\ a_1 \cdot S^2 + b_1 \cdot S + c_1 & \text{при } S \geq S_{кр}; \end{cases} \quad (1.19)$$

Рівняння першої параболи описує залежність $\varphi=f(S)$ при наростанні коефіцієнта зчеплення від $\varphi=0$ до значення $\varphi=\varphi_{max}$ і при значеннях ковзання $S=0$ і до $S=S_{KP}$. Друге рівняння описує залежність $\varphi=f(S)$ при зниженні коефіцієнта зчеплення від $\varphi=\varphi_{max}$ до значення $\varphi=\varphi_B$ і при значеннях ковзання $S=S_{KP}$ і до $S=1$. Таким чином, за рахунок з'єднання двох різноспрямованих парабол будується залежність $\varphi=f(S)$.

Використовувані в математичному описі коефіцієнти a_0, b_0, c_0, a_1, b_1 і c_1 визначаються за формулами:

$$a_0 = \frac{d_0}{S_{KP}} - \frac{\varphi_{max}}{S_{KP}^2}; \quad (1.20)$$

$$b_0 = \frac{2 \cdot \varphi_{max}}{S_{KP}} - d_0; \quad (1.21)$$

$$c_0 = 0; \quad (1.22)$$

$$a_1 = \frac{d_1}{S_{KP}} - \frac{\varphi_{max}}{S_{KP}^2} + \frac{c_1}{S_{KP}^2}; \quad (1.23)$$

$$b_1 = \frac{2 \cdot \varphi_{max}}{S_{KP}} - \frac{2 \cdot c_1}{S_{KP}} - d_1; \quad (1.24)$$

$$c_1 = \frac{S_{KP}^2 \cdot (\varphi_B + d_1)}{1 - 2 \cdot S_{KP} + S_{KP}^2} - \frac{S_{KP}(2 \cdot \varphi_{max} - d_1) + \varphi_{max}}{1 - 2 \cdot S_{KP} + S_{KP}^2}. \quad (1.25)$$

Коефіцієнти d_0 і d_1 , що використовують для розрахунку описують прогин першої і другої парабол відповідно.

Найбільш поширеним описом характеристик зчеплення шини є математична модель Н. В. Расејка і Е. Ваккер, яка отримала назву «Магічна формула». У цій моделі функція $\varphi=f(S)$ побудована на основі апроксимації емпіричних залежностей і має вигляд:

$$\varphi = \left(D \cdot \sin \left(C \cdot \operatorname{arctag} \left(B \cdot S - E \cdot (B \cdot S - \arctan(B \cdot S)) \right) \right) \right) + S_V. \quad (1.26)$$

Значення коефіцієнтів B , C , D , E є функціями нормального навантаження на колесо G_K , кута відведення шини, і кута розвалу коліс γ .

Для уточнення розрахунків, модель Н. Расејка доповнена рядом коефіцієнтів, загальне число яких досягає 15 і являє собою набір параметрів для заданих типів і моделей шин. Таким чином, використання в розрахунках цієї моделі супроводжується великим обсягом експериментальних досліджень і високою трудомісткістю розрахунків, необхідних для обчислення використовуваних коефіцієнтів.

Великий науковий внесок у вдосконалення «*Магічної формули*» вніс Дік А. Б. Результатом його досліджень є модель Расејка Н.В. - Діка А.Б. зі спрощеним описом нормованої функції прослизання:

$$f(S) = \sin(a \cdot \arctan(b \cdot S)); \quad (1.27)$$

де: a і b - коефіцієнти, що визначають перебіг функції $f(S)$.

Незважаючи на те, що модель Расејка Н. В. - Діка А. Б. являє собою досить простий і універсальний математичний апарат, дозволяє виконувати розрахунок коефіцієнта зчеплення φ з досить високою точністю, вона не позбавлена недоліків. По-перше, для використання цієї моделі необхідно мати нормовану (φ - S) - діаграму шини. Для цього необхідно виконати експериментальні дослідження, а також спеціальне обладнання для їх проведення. Це пов'язано зі значними матеріальними і часовими витратами.

Продовженням робіт А. Б. Діка, в питанні зниження числа коефіцієнтів моделі Н. Расејка і її спрощення, є дослідження R. Sharp і M. Bettella, які застосували одну еталонну модель, за рахунок використання запропонованих А.Б. Діком «нормованих» параметрів [30].

Найбільш точним і детальним способом опису характеристик зчеплення шин з опорною поверхнею є метод кінцевих елементів. Математичні моделі,

побудовані на основі даного методу, максимально точно описують характеристики зчеплення шин з опорними поверхнями різного профілю і шорсткості, а також дозволяють виконувати розрахунок розподілу напружень і деформацій в зоні контакту шини з опорною поверхнею.

Математичні моделі, що обчислюють ряд контактних задач методом кінцевих елементів, і засновані на теорії тришарових оболонок розроблялися такими вченими як Белкін А. Е. [6]. Їх модель дозволяла досліджувати кочення колеса з бічним відведенням по плоскій і по циліндричній опорній поверхні.

Однак, точне і докладне обчислення характеристик зчеплення шин математичними моделями, які використовують метод кінцевих елементів, вимагає велику кількість трудомістких розрахунків, використання потужних комп'ютерів і складного програмного забезпечення.

Відомі моделі, що дозволяють розраховувати характеристики зчеплення шин з опорними поверхнями на основі фізичних аналогів. У них шина представлена у вигляді з'єднаних між собою жорстких і пружних елементів.

Через низьку інформативність моделі, побудовані на основі фізичних аналогів, не отримали широкого застосування.

1.6 Аналіз діяльності СТО ТОВ «Джерман-Центр»

1.6.1 Загальна характеристика підприємства

Найменування підприємства: товариство з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр».

Місце знаходження підприємства: м. Вінниця, вул Лебединського, 19.

Товариство здійснює свою діяльність та реалізує права відповідно до Конституції України, Цивільного кодексу України, Господарського кодексу України та інших нормативно-правових актів.

Товариство з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» (надалі ТОВ) є офіційним дилером компанії- виробника автомобілів Volkswagen AG.

Територія ринкової відповідальності - м. Вінниця та Вінницька область.

Предмет діяльності ТОВ – просування на ринок автомобілів бренда Volkswagen, передпродажна підготовка і продаж автомобілів, гарантійне і післягарантійне обслуговування, поточний ремонт, а також продаж оригінальних запасних частин і аксесуарів.

Мета діяльності – надання автосервісних послуг власникам автомобілів Volkswagen в Вінниці і Вінницькій області з метою одержання прибутку.

Підприємство реалізує ринкову і технічну політику компанії- виробника автомобілів Volkswagen, використовує її технології, сертифіковане виробником обладнання та програмне забезпечення.

Як і всі провідні компанії- виробники автомобілів , Volkswagen AG висуває до своїх дилерів стандартизовані вимоги (так звані дилерські стандарти) відносно технології продажів і сервісу, технічного оснащення, продажів запасних частин, архітектури, дизайну.

В дилерських стандартах чітко позначаються головні функціональні зони, які визначають структуру інтер'єру:

- автосалон і зони обслуговування клієнтів;
- СТО і склад запасних частин;
- адміністрація, зони побутового призначення і службові приміщення.

Зона автосалону повинна знаходитись на передньому плані в дилерському центрі. Центральна вісь між головним входом і рецепцією – основа дилерського центру. Вона визначає загальну картину розташування автомобілів: легкових, позашляховиків, мінівенів.

Презентаційна зона побудована за принципом площі ринку, на якій автомобілі розташовуються по колу передньою частиною до центру. Це забезпечує ефект меж і в той же час місце для реклами та створює атмосферу іміджу.

Зона видачі нового автомобіля клієнту відокремлена від автосалону. Вона організована так, щоб створити святкову і урочисту атмосферу.

Рецепція СТО забезпечує прямий контакт з ділянкою приймання і огляду автомобілів і цеха СТО через стіни з прозорого скла.

ТОВ «Джерман-Центр» в м. Вінниці відповідає всім вимогам і регламентованим стандартам, які висуваються до дилерських підприємств

1.6.2 Аналіз діяльності підприємства

Основні види діяльності підприємства згідно «Класифікатора видів економічної діяльності (КВЕД-2015)»: оптова та роздрібна торгівля автотранспортними засобами; технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів; торгівля деталями та приладдям для автотранспортних засобів.

Основні клієнти СТО ТОВ – приватні і корпоративні власники автомобілів марки Volkswagen різних типів, моделей і комплектацій.

Для своїх клієнтів ТОВ виконує наступний перелік послуг:

- передпродажна підготовка;
- гарантійне обслуговування;
- гарантійний ремонт;
- обслуговування автомобілів протягом післягарантійного періоду;
- прибирально-мийні роботи;
- комп'ютерна діагностика;
- поточний ремонт;
- ремонт двигунів;
- діагностика і ремонт ходової частини;
- розвал-сходження коліс;
- перевірка геометрії кузова;
- шумоізоляція і віброізоляція салону автомобіля;
- тонування скла, розтонування;
- ремонт електрообладнання;
- ремонт інжекторних систем;

- заміна всіх видів технічних рідин;
- рихтувальні роботи;
- фарбувальні роботи;
- лакофарбовий ремонт;
- полірування кузовів автомобілів;
- експрес сервіс;
- заправка і ремонт кондиціонерів;
- підбір запасних частин;

В таблиці 1.2 наведені основні показники виробничо – фінансової діяльності СТО автомобілів «Джерман-Центр».

Таблиця 1.2 – Основні показники виробничо-фінансової діяльності СТО

Показники	Одиниці виміру	2022р.	2023р.	Темп росту, %
1. Обсяг реалізації послуг:	тис. грн.	2764	2769	100,2
в т.ч.: послуги	тис. грн.	2005	1838	91,6
запчастини	тис. грн.	630	682	108,4
інші	тис. грн.	159	160	100,8
2. Вартість нормо-години	грн.	175	195	112,5
3. Товарообіг всього	тис. грн.	742	763	102,89
в т.ч. роздрібний товарообіг	тис. грн.	405	413	102,15
з нього: запчастин	тис. грн.	339	353	104,36
комісійний	тис. грн.	12,7	11,4	90
інший	тис. грн.	0,7	0,3	50
4. Балансовий прибуток	тис. грн.	105,7	105,2	99,54
в т.ч.: від основного виробництва	тис. грн.	63,2	61,8	97,74
від торгівлі	тис. грн.	36,7	38,3	104,64
інший (оренда і т.п.)	тис. грн.	6,8	6,1	88

В обсяг реалізації всіх послуг, включена вартість побутових послуг по ремонту і ТО легкових автомобілів, виконаних на замовлення споживачів, тобто без вартості використаних при ремонті запасних частин і основних матеріалів, за які замовник розраховується окремо.

В роздрібний товарообіг включається вартість проданих запасних частин, автомобільних приладів, обладнання та матеріалів.

При виконанні на СТО одноразових замовлень сторонніх організацій, що розраховуються по безготівковому рахунку, обсяги виконаних робіт не включаються в загальний обсяг реалізації послуг.

Відомості, наведені в таблиці 1.2, дають змогу зробити висновок про те, що на протязі останнього року має місце незначне погіршення деяких показників роботи ТОВ «Джерман-Центр».

Тобто, необхідне проведення ряду організаційно-технічних заходів, направлених на підвищення ефективності роботи СТО, покращення обслуговування, розширення спектру послуг, які надаються.

Одним з важливих показників діяльності СТО є кількість автомобілезаїздів.

Статистика автомобілезаїздів в рік на СТО, визначена за обліковими даними підприємства за останній період часу, наведена в таблиці 1.3 За період приймається календарний рік (2021– 2023 рр.).

Таблиця 1.3 – Показники роботи СТО

Роки	Автомобіле-заїзди на СТО «Джерман-Центр» в рік
2021	2040
2022	2080
2023	2077

Отже можна зробити висновок, що кількість автомобіле-заїздів в рік на СТО зросла з 2021 року лише на 1,78%. Це пояснюється тим, що власники звертаються на СТО частіше, але з метою виконання більш дрібних ремонтних робіт, а складніші роботи виконуються на СТО за меншою ціною послуг.

В свою чергу на ринку нових автомобілів спостерігається стабільність продажів марки Volkswagen, через достатню відомість Volkswagen, довіру до цієї марки, що спричиняє необхідність проходження ТО на сертифікованій станції для збереження гарантії.

1.6.3 Дослідження ринку послуг СТО

Як правило, для збереження гарантії підтримки автомобіля в роботоздатному стані власники автомобілів Volkswagen, як нових так і з певним пробігом, зобов'язані на протязі певних проміжків пробігу проходити технічне обслуговування на СТО «Джерман-Центр». Багато з тих хто проходить ТО на станції технічного обслуговування в гарантійний період, приїздить виконувати ремонт та обслуговування і після закінчення гарантії на автомобіль. Адже тут можна замовити оригінальні запчастини для автомобілів Volkswagen, мастильні матеріали, виконати додаткові роботи.

З метою надання сучасного сервісу, на СТО обладнано зручне місце для відпочинку клієнтів, встановлені автомати з кавою та іншими напоями. На вулиці обладнана зона відпочинку для клієнтів.

Сторонні СТО не можуть конкурувати з фірмовою СТО по автомобілях марки Volkswagen «Джерман-Центр» тому, що при майже однаковому рівні цін, а в деяких випадках і вище, тут роботи виконуються якісно на сучасному спеціалізованому обладнанні, яке застосовується саме на обслуговування автомобілів марки Volkswagen.

Не значну конкуренцію даному СТО складають малі майстерні в яких ціни на обслуговування і ремонт нижчі, ніж на даній СТО, проте вони не мають такого високого рівня професіоналізму, як тут, більшість обладнання на них застаріла і використовується з порушенням всіх норм експлуатації.

В порівнянні з конкурентами СТО «Джерман-Центр» має такі переваги: потужну матеріально – технічну базу, наявність висококваліфікованих працівників, якісний сервіс, наявність комфортних приміщень для клієнтів, ізольованих від запаху бензину, газу та інших шкідливих випарів.

Ціни на СТО не найнижчі в місті. Це пояснюється спеціалізованістю СТО на автомобілях марки Volkswagen, тим що застосовується дороге обладнання закордонного виробництва і з необхідністю сплати податків.

Потужних конкурентів, спеціалізованих саме на обслуговуванні автомобілів Volkswagen, станція не має. Основними конкурентами є СТО, які обслуговують різні марки автомобілів.

Як відомо, основою для наявності конкурентних переваг є передове технологічне оснащення СТО, висококваліфікований персонал, організація роботи з застосуванням спеціалізації, яка знижує собівартість послуг та підвищує продуктивність праці.

Отже проведемо сегментацію за місцем надання послуг СТО автомобілів в м. Вінниці з технічного обслуговування та ремонту легкових автомобілів. За ознаку сегментації ринку приймаємо класифікацію послуг, яка наводиться нижче.

Визначивши потенційну ємність ринку та дослідивши її розподіл між конкурентами, зводимо дані у таблицю 1.4.

Таблиця 1.4 – Розподіл потенційної ємності на ринку між СТО та їх категорії

Позначення	Назва СТО	Частка ринку, %	Категорія СТО
1	СТО «Джерман-Центр»	21	2-4
2	СТО «Вінничина Авто»	13	2-4
3	СТО «RESPECT AUTO»	22	2-4
4	СТО «Мерідіан – Авто»	10	1-2
5	СТО "Автохелп"	20	2-4
6	Дрібні приватні майстерні, гаражі	9	1
7	Вільна частина ринку	5	-

Розподіл робіт з ТО та ремонту автомобілів в залежності від часу виконання та категорії СТО наведено в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Розподіл робіт по ТО та ремонту автомобілів в залежності від часу їх виконання та категорії СТО

Час виконання роботи	Категорія СТО	Види робіт
1	2	3
Більше 8 годин	4	Поновлювальний ремонт кузова. Великі оббивно-арматурні та фарбувальні роботи. Капітальний ремонт.

Продовження таблиці 1.5

1	2	3
4-8 годин	3	ТО-2. Дрібні та середні оббивно-арматурні, кузовні та фарбувальні роботи. Середній ремонт агрегатів автомобіля Антикорозійна обробка кузова. Інші види робіт тривалістю 4... 8 годин.
2-4 години	2	ТО-1. Поточний ремонт агрегатів та вузлів, приладів систем запалювання та живлення. Інші види робіт тривалістю 2...4 години.
До 2 годин	1	Загальне та поелементне визначення технічного стану. Змащення. Заміна мастил та експлуатаційних рідин. Регулювання кутів встановлення коліс, гальм, приладів системи запалювання та живлення. Заміна та балансування коліс Шиномонтаж. Дрібний ремонт на базі заміни вузлів. Перевірка та регулювання токсичності двигуна. Мийно-прибиральні та косметичні роботи по кузову. Інші види робіт тривалістю до 2 годин.

1.7 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази

1.7.1 Огляд існуючої структури виробничо-технічної бази

СТО «Джерман-Центр» складається з ряду одноповерхових приміщень: комерційна мийка автомобілів 18×6 м, лінія технічного контролю 18×6 м, фарбувально-рихтувальний цех 18×30 м, виробничий корпус 12×30 м, адміністративний корпус 18×6 м, склади 18×9 м, торгова зала автомагазину 20×24 м, кімнати відпочинку. Будівля виконана з двотаврових металоконструкцій, обшитих рифленою жерстю, утеплена мінеральною ватою, оздоблена вікнами по периметру та вітриною. Перегородки між приміщеннями цегляні, обшиті гіпсокартоном. Дах приміщення виконано на основі двотаврових балок вкритих рифленою жерстю, з ізоляційним матеріалом (гідроізоляційна плівка) та утепленням (мінеральна вата), остаточно дах покритий спеціальною гумою. Станція займається технічним обслуговуванням та ремонтом автомобілів марки Volkswagen. Виконується ТО-1, ТО-2, поточний ремонт, капітальний ремонт агрегатів. СТО надає майже усі види послуг по ремонту автомобілів. СТО налічує у своєму складі 15 робітників. На території СТО розташована також стоянка автомобілів, зовнішня експозиційна площадка автомобілів, зовнішня експозиційна площадка автомобілів бувають у користуванні, тимчасова стоянка автомобілів клієнтів, продані автомобілі та автомобілі готові до видачі, приміщення відпочинку, майданчик для паркування співробітників. Також

можливе проведення додаткових робіт на вимогу клієнта, таких як: антикорозійна обробка, тонування скла, встановлення сигналізації, тощо.

На території СТО є стоянка автомобілів. У персоналі СТО працюють тільки кваліфіковані робітники, більшість з яких пройшло додаткове навчання на спеціальних курсах компанії для підвищення своєї кваліфікації. Усі керівні посади займають спеціалісти з великим досвідом. В магазині можливий продаж додаткового обладнання такого як автомагнітоли, сигналізації від провідних виробників по найкращих цінах. Всі замовлення можна індивідуально обговорити з майстром, щоб той урахував усі побажання власника автомобіля. На СТО виконують гарантійний ремонт і заміну несправного компонента.

На СТО «Джерман-Центр» також є власний склад мастильних матеріалів від провідних виробників по цінам виробника. СТО «Джерман-Центр» закупляє мастила та інші рідини (гальмівна рідина, тосол та ін.) у виробника тому якість їх висока, а ціни помірні. Також є стоянка для автомобілів працівників і відвідувачів. Також на СТО є широкий вибір запасних частин до автомобілів Volkswagen. Рівень праці на СТО організований на високому рівні.

На СТО встановлено наступне обладнання: шість 3-и тонних двостійкових піднімачів, тест-лінія МАХА, стенд вимірювання геометрії шасі Beissbarth з чотиристійковим 4-х тонним піднімачем Rotary, шиномонтаж та балансування Beissbarth, станція заправки та обслуговування кондиціонерів ВЕНР, мийка на два поста, стійка гідравлічна для обслуговування трансмісії та ходової частини, пневмоінструмент, сканери, мотортестер, стенд для правки колісних дисків LOTUS та для балансування коліс; обладнання для рихтування кузовів легкових автомобілів, набори інструментів.

1.7.2 Аналіз і оцінка стану виробничо-технічної бази і ступеня використання виробничої потужності

В табл. 1.6 наведемо основні техніко-економічні показники для типової СТО та СТО «Джерман-Центр».

Таблиця 1.6 – Техніко-економічні показники для існуючої СТО «Джерман-Центр» і типової СТО

Назва показника	Показники		$\frac{P_i^{\phi}}{P_i^H} \cdot 100 \%$
	Існуючої СТО, Пфі	Типової СТО, Пні	
1. Автомобілезайди, тис. в рік	2,1	2	105
2. Площа ділянки, га	0,8	0,6	133
3. Чисельність виробничих робітників, чол.	28	36	78
4. Корисна площа виробничих приміщень, м ²	1350	900	150
5. Корисна площа адміністративно - побутових приміщень, м ²	162	250	75
6. Число автомобіле-місць на постах, шт.	10	10	100

Аналіз даних таблиці 1.6 свідчить, що:

- територія СТО більша нормативного значення на 33 %. Це свідчить про те, що СТО може розвивати свою виробничо-технічну базу;
- чисельність працюючих ремонтних робітників менша нормативної на 22%, що вказує на необхідність збільшення чисельності персоналу, або підвищені продуктивності праці робітників за рахунок засобів механізації та автоматизації праці. При підвищенні продуктивності праці з'явиться можливість обслуговування більшого числа автомобілів;
- корисна площа виробничих приміщень також більша нормативної на 50 %, що дає можливість удосконалення організації виконання робіт ТО і ремонту;
- ВТБ забезпечена постами ТО і ПР на 100 %.

СТО «Джерман-Центр» має такі значення техніко-економічних показників через те, що при її будівництві використовувалась наявна вільна земельна ділянка площею 0,8 га, тобто проектувальники і будівельники «прив'язували» СТО до місцевих умов.

Проаналізувавши стан ВТБ СТО можна зазначити, що вона придатна для виконання якісного ремонту і ТО легкових автомобілів, але необхідно розширити перелік послуг, які надаються, для задоволення потреб існуючих та залучення нових клієнтів, збільшення швидкості обслуговування на обладнанні.

ВТБ на СТО потребує вдосконалення, так як потужності СТО повністю не використовується, в наявності є головний корпус в якому площа не зовсім раціонально використовується, можна ще додатково встановити підйомники та модернізувати існуючі підйомники, модернізувати обладнання діагностичної і інших дільниць.

Показниками, що характеризують стаціонарну виробничу базу, є рівні фондооснащеності ВТБ, забезпеченості площами для ТО і ПР, пристосованості приміщень для ТО і ПР сучасних і перспективних моделей автомобілів, прогресивності застосованих будівельних конструкцій.

Для показників, що характеризують стан технологічного обладнання, використовують: структури виробничих фондів, устаткування; рівні фондоозброєності і механоозброєності ремонтних робітників, механізації і автоматизації виробничих процесів, експлуатаційної технологічності устаткування; коефіцієнт руху основних виробничих фондів.

Більшість автомобілів, що обслуговуються на СТО це сучасні автомобілі Volkswagen, проте обслуговуються і такі автомобілі марки Volkswagen, конструкції яких є застарілими, при модернізації ВТБ, потрібно враховувати тенденції розвитку автомобільного транспорту для того щоб можна було пристосувати СТО до широкого спектру сучасних автомобілів. Наприклад потрібно більше стендів для визначення технічного стану і ремонту, слід встановити комп'ютерний діагностичний стенд, стенд для ультразвукового очищення форсунок.

Рівень праці на СТО організований на високому рівні. СТО працює за 6 денним робочим тижнем.

Персонал на СТО кваліфікований багато працівників мають спеціалізацію для роботи з різноманітним інструментом, не тільки з тим, що працюють зазвичай, тому після вдосконалення ВТБ не потрібно буде додатково проводити перекваліфікацію працюючого персоналу.

Зазначимо, що виходячи з виробничих потреб адміністрація може встановлювати з урахуванням характеру й умов праці максимальну тривалість роботи протягом дня за підсумованим обліком робочого часу не більше 12 годин.

За наявності письмової згоди працівника допускається встановлення більшої тривалості щоденної роботи, якщо характер та умови праці передбачають періоди очікування ситуації, коли працівник повинен негайно стати до виконання роботи, і якщо в нього є можливість відпочивати протягом зміни.

Комплексну оцінку стану ВТБ виконують за такими напрямками: характеристика виробничих приміщень, стан технологічного устаткування, характеристика рівня технології ТО і ПР, рівень організації та управління виробництвом.

У відповідності до матеріалів річної фінансової звітності у 2022 році СТО мало показники подані в таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Наявні активи і пасиви СТО

Показник	Значення, тис. грн.
Будинки, споруди та передавальні пристрої	1142
Машини і обладнання	558
Інструмент, прилади, інвентар	492
Запаси (матеріали, паливо, запасні частини та інше)	122
Разом	2314

Визначимо структуру виробничих фондів, які складаються з активної і пасивної частини:

$$C_a = \Phi_{ВТБ}^a / \Phi_{ВТБ}; \quad (1.28)$$

$$C_n = \Phi_{ВТБ}^n / \Phi_{ВТБ}, \quad (1.29)$$

де $\Phi_{ВТБ}^a$ – активна частина фондів ВТБ, грн.;

$\Phi_{ВТБ}^n$ – пасивна частина фондів ВТБ, грн.

Значення $\Phi_{ВТБ}^a$ і $\Phi_{ВТБ}^n$ вибираються з таблиці 1.7.

Згідно з формулами (1.28 і 1.29):

$$C_a = (558 / 2314) \cdot 100\% = 24,11\%; \quad C_n = (1756 / 2314) \cdot 100\% = 75,89\%.$$

Фондоозброєність ремонтних робітників:

$$\Phi O = \frac{\Phi_{ВТБ}}{P_{pp}}, \quad \text{тис.грн./чол;} \quad (1.30)$$

де P_{pp} – чисельність основних і допоміжних ремонтних робітників;

$$\Phi O = 2192 / 15 = 146,13 (\text{тис.грн./чол.})$$

Аналіз стану ВТБ показує, що зони і ділянки СТО укомплектовані устаткуванням на 60 – 80 % від нормативу. Частина устаткування є фізично спрацьованим (приблизно 18%), воно підлягає оновленню, модернізації.

Аналіз техніко-експлуатаційних показників СТО показує:

1. Кількість працюючих ремонтних і допоміжних робітників менша нормативної, що вказує на необхідність розширення персоналу, або підвищені продуктивності праці робітників за рахунок засобів механізації та автоматизації праці. При підвищені продуктивності праці з'явиться можливість обслуговування більшого числа автомобілів інших організацій і приватних осіб.

2. ВТБ забезпечена постами ТО і ПР на 100%.

3. ВТБ забезпечена площами виробничо-складських та допоміжних приміщень практично на рівні нормативу, стоянки на 100%, території на 100%, що дає можливість проведенню робіт по підвищенню ефективності використання ВТБ.

4. Підприємство має недостатній рівень фондооснащеності, яка складає 90% від нормативних значень, визначених по нормативним питомим капіталовкладенням.

5. Вартість ВТБ в основних фондах складає 50,0% при нормативних значеннях в 52 – 60%.

6. ОВФ підприємства мають таку структуру:

- інвентар, інструмент – 21,17 %
- машини і обладнання – 24,08 %
- невиробничі фонди – 4,75 %

Таким чином доцільно на підприємстві провести вдосконалення ВТБ з вирішенням таких питань: поліпшити вікову структуру устаткування, збільшити вагу ВТБ в загальній вартості ОВФ за рахунок модернізації обладнання в зоні ТО і ПР, підвищити рівень механізації процесів, вдосконалити діючі засоби праці, розширити номенклатуру обслуговуваних автомобілів.

1.8 Висновки по першому розділу

Аналіз виконаних робіт в області діагностування гальмівних систем АТЗ, а також огляд методів і засобів перевірки та контролю гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації, аналіз математичних описів процесів взаємодії еластичної шини з опорними поверхнями дає можливість зробити наступні висновки.

1) Діагностування гальмівних систем АТЗ на силових роликових стендах дозволяють визначати силові параметри, які найбільш інформативно і якісно характеризують процес гальмування АТЗ. Однак, через великі похибки вимірювання гальмівних сил, стендовий метод не завжди дозволяє з достатньою точністю визначити гальмівну ефективність і стійкість при гальмуванні АТЗ, що перевіряється.

2) Невисока достовірність результатів діагностування і контролю гальмівних систем АТЗ на силових роликових стендах викликана: по-перше, значною різницею процесів взаємодії шини гальмуючого колеса з плоскою опорною поверхнею дороги і двома циліндричними поверхнями опорних роликів стенда; по-друге, непаралельністю осей автомобіля і стенду, що виникає в результаті порушення позиціонування коліс АТЗ на стенді; по-третє,

виникаючими в процесі гальмування вертикальними, крутильними і поздовжніми коливаннями гальмуючих коліс.

3) Непаралельність осей автомобіля і стенду, як наслідок порушення позиціонування коліс АТЗ, а також поздовжні зміщення гальмуючих коліс при контролі гальмівної системи, породжують кінематичну неузгодженість, в результаті якої може утворюватися додатковий силовий фактор, який ніким раніше не враховувався при розрахунку характеристик зчеплення шин, і який може значно впливати на вихідні параметри процесу гальмування.

4) Огляд математичних моделей, що описують стаціонарні характеристики зчеплення шин дозволяє зробити висновок про те, що більшість з них не враховує кінематику і механіку взаємодії шини з двома кінематично пов'язаними циліндричними опорними поверхнями роликів стенда. Однак для аналітичних досліджень найбільш коректною є модель Н. В. Расејка - Діка А. Б., оскільки для її використання необхідні стаціонарні характеристики зчеплення шин, які можливо отримати на основі епюр розподілу нормальних і поздовжніх реакцій по довжині плями контакту шини з циліндричними поверхнями опорних роликів діагностичного стенда.

5) Проведений техніко-економічний аналіз діяльності СТО «Джерман-Центр» показав, що площі земельної ділянки, виробничі площі та площі адміністративно-побутових приміщень дають можливість подальшого розвитку підприємства з метою покращення надання послуг обслуговування і ремонту автомобілів індивідуальних власників.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ АТЗ НА СТЕНДІ З КІНЕМАТИЧНО ПОВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ

2.1 Структурна схема системи «Еластична шина - Плями контакту - Опорні ролики - Стенд »

Об'єктом даного наукового дослідження є процес взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома жорстко кінематично пов'язаними один з одним опорними циліндричними опорними роликами діагностичного стенда. Причому, дана взаємодія відбувається в плямах контакту шини і роликів. Об'єкт дослідження піддається впливу наступних факторів: керуючих, зовнішніх і внутрішніх.

Керуючі, це фактори, які керують об'єктом дослідження в процесі його функціонування. Задають тестові режими при контролі технічного стану гальмівної системи. Керуючими факторами є: гальмівний момент M_T , кутова швидкість обертання коліс АТЗ ω_K , нормальне навантаження на колесо G_K , а також темп натискання на педаль гальма k_{MT} , що забезпечує необхідний тестовий режим.

Зовнішні, це фактори, які можуть значно впливати на процес гальмування коліс АТЗ на стенді, якщо не вжити захисних заходів. Це, перш за все вологість на поверхні опорних роликів стенду і температура навколишнього середовища, а також кліматичні впливи у вигляді сніжних і дощових опадів.

Внутрішні, це фактори, які визначають стан досліджуваного об'єкта, задають його функціональні особливості. До внутрішніх факторів можна віднести: знос шин, силовий радіус коліс - силовий радіус в підпорядкованому режимі, радіус опорних роликів, величину ковзання, реалізовуваний коефіцієнт зчеплення, жорсткість шини, тиск повітря в шині, а також довжину плям контактів шини з поверхнями опорних роликів.

Вплив названих чинників на об'єкт дослідження обумовлює величину вихідних параметрів процесу гальмування автомобільного колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних циліндричних роликах стенда.

Вихідними параметрами цього процесу є: епюри нормальних ΔR_z і поздовжніх ΔR_x дотичних реакцій, розподілених по довжині плямі контакту шини з циліндричними поверхнями опорних роликів стенда; величина критичного ковзання S_{KP} , стаціонарна характеристика зчеплення шини з опорною поверхнею (φ - S) -діаграма, величина питомої гальмівної сили γ_T , яка характеризує гальмівну ефективність АТЗ, а також коефіцієнт відносної різниці гальмівних сил K_T , що характеризує стійкість АТЗ при гальмуванні. Вихідні параметри об'єкта дослідження інформативно і точно характеризують стан об'єкта дослідження.

2.1.1 Аналіз математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини з опорною поверхнею

Аналітичне дослідження процесів взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з опорною поверхнею включає в себе велику кількість створених вченими математичних описів.

На підставі результатів аналізу існуючих математичних моделей можна виділити кілька типів методів моделювання: емпіричні моделі [32], моделі на основі методу скінченних елементів і моделі, засновані на фізичному аналозі. При цьому, всі проаналізовані моделі мають як переваги, так і недоліки. Емпіричні моделі представляють собою досить простий і універсальний математичний апарат, вони дозволяють проводити розрахунок коефіцієнта зчеплення φ з достатньою точністю. Однак, використання цієї моделі можливе за умови відомої нормованої ($\varphi - S$) - діаграми для досліджуваної шини. Ця умова супроводжується розробкою спеціальних методик для експериментальних досліджень і застосуванням обладнання для реалізації цих методик, що викликає значні матеріальні витрати і витрати часу. Математичні моделі, побудовані на

основі методу скінченних елементів, відрізняються точним і детальним обчисленням характеристик шин, але вимагають великих ресурсів, що включають в себе використання потужних комп'ютерів і відповідного програмного забезпечення. Моделі, засновані на фізичному аналізі, мають високу швидкодію і простоту структури, однак мають недостатню точність розрахунку.

Найбільш популярною і поширеною математичною моделлю, що дозволяє виконувати досить точний розрахунок характеристик зчеплення еластичної шини з опорною поверхнею, є окремий випадок моделі Расејка Н. В. - модель Расејка Н. В. - Діка А. Б. з спрощеною нормованою функцією ковзання

$$f(S) = \sin(a \cdot \arctan(b \cdot S)) \quad (2.1)$$

де a і b - коефіцієнти, від яких залежить функція $f(S)$,

$$a = \frac{\eta_S}{b}; \quad (2.2)$$

$$b = \frac{(1+b_1^2) \cdot \arctan(b_1) - b_1}{K_Z \cdot (1+b_1^2) - 1}; \quad (2.3)$$

$$b_1 = \frac{\pi}{2K_Z}; \quad (2.4)$$

$$K_Z = \frac{\pi - \arcsin(\varphi_B)}{\eta_S}; \quad (2.5)$$

Коефіцієнт η_S характеризує темп зростання нормованої $(\varphi-S)$ діаграми і іменується як коефіцієнт жорсткості прослизання. Визначається за формулою:

$$\eta_S = \frac{df(S)}{dS} \text{ при } S \rightarrow 0; \quad (2.6)$$

Коефіцієнт φ_B , що визначає зниження фрикційних властивостей шини, обчислюється в блоковому режимі, при $S=1$, за формулою:

$$\varphi_B = \frac{R_{XB}}{R_{X\varphi max}}; \quad (2.7)$$

де R_{XB} - реалізована поздовжня дотична реакція у заблокованого колеса, [Н];

$R_{X\varphi max}$ – максимальна поздовжня дотична реакція по зчепленню, [Н].

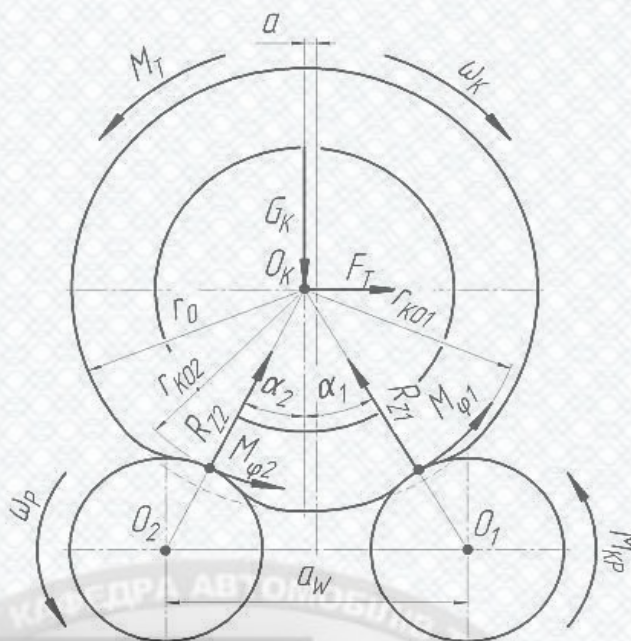
Значення реалізованої дотичної реакції R_X обчислюється на основі стаціонарної характеристики зчеплення еластичної шини автомобільного колеса з опорною поверхнею:

$$R_X = R_z \cdot \varphi_{max} \cdot f(S) \quad (2.8)$$

Щоб мати можливість використання вищевикладеної та широко розповсюдженої математичної моделі шини, в даній роботі автором було розроблено математичний опис, що дозволяє розраховувати коефіцієнти моделі Н. В. Расејка - А. Б. Діка для процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з двома кінематично жорстко пов'язаними між собою циліндричними поверхнями опорних роликів діагностичного стенда.

2.1.2 Взаємодія еластичної шини з двома кінематично жорстко пов'язаними між собою циліндричними роликами стенду

Оскільки за вимогами існуючих нормативних документів [27], що регламентують процедуру контролю технічного стану гальмівних систем на діагностичних стендах, гальмування коліс проводиться за час 4 - 6 секунд, то процес гальмування коліс АТЗ можна вважати сталим, близьким до стаціонарного. Процес сталого гальмування шини автомобільного колеса на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда супроводжується дією на шину силових факторів (рис. 2.1).



ω_K - кутова швидкість обертання колеса; ω_P - кутова швидкість обертання опорних роликів; G_K - нормальне навантаження, прикладена до колеса; F_T - сумарна гальмівна сила; r_0 - вільний радіус колеса; r_{K01} - силовий радіус колеса на передньому ролику; r_{K02} - силовий радіус колеса на задньому ролику; R_{Z1} і R_{Z2} - відповідно нормальні реакції, на передньому і задньому роликах; $M_{\phi 1}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з переднім опорним роликом; $M_{\phi 2}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з заднім опорним роликом; M_T - гальмівний момент; M_{KP} - момент, що приводить в обертання опорні ролики стенда; α_1 - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром переднього опорного ролика; α_2 - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром заднього опорного ролика; a - величина зміщення колеса, щодо осі симетрії стенду; a_w - відстань між центрами опорних роликів.

Рисунок 2.1. Схема процесу гальмування колеса на двох кінематично - пов'язаних опорних роликах діагностичного стенда

Нехай гальмуюче колесо встановлено з поздовжнім зміщенням a , відносно осі симетрії стенду. Під дією прикладеного до гальмуючого колеса нормального навантаження G_K , з боку переднього опорного ролика на шину діє нормальна реакція R_{Z1} і поздовжня дотична реакція R_{X1} . З боку заднього опорного ролика на шину діє нормальна реакція R_{Z2} і поздовжня дотична реакція R_{X2} . Крім перерахованих силових факторів, на гальмуюче колесо впливає сумарна гальмівна сила F_T і гальмівний момент M_T .

Нормальні реакції, що діють з боку опорних роликів на бігову доріжку шини, можна визначити за такими формулами:

$$R_{Z1} = G_K \cdot \cos \alpha_1; \quad (2.9)$$

$$R_{Z2} = G_K \cdot \cos \alpha_2; \quad (2.10)$$

Кути α_1 та α_2 обчислюються за формулами:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{(\alpha_W \cdot 0,5) - a}{r_R + r_{K01}}; \quad (2.11)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{(\alpha_W \cdot 0,5) + a}{r_R + r_{K02}}; \quad (2.12)$$

Діючий з боку гальмівних механізмів гальмівний момент M_T здійснює на гальмуюче колесо подвійну дію. По-перше, прагне зупинити обертання колеса. По-друге, створює гальмівні сили.

Виникаючі під впливом гальмівних сил поздовжні реакції R_{X1} і R_{X2} також надають подвійну дію. По-перше, вони прагнуть зупинити АТЗ. По-друге, прагнуть збільшити швидкість обертання гальмуючого колеса, діючи на його шину моментом зчеплення M_ϕ .

У стендових умовах, коли кожне колесо АТЗ гальмує на парі опорних роликів, на гальмуюче колесо діють два таких моменти $M_{\phi1}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з переднім опорним роликом і $M_{\phi2}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з заднім опорним роликом. Моменти зчеплення шини в плямах її контакту з опорними роликами можна визначити за такими формулами:

$$M_{\phi1} = R_{X1} \cdot r_{K01}; \quad (2.13)$$

$$M_{\phi2} = R_{X2} \cdot r_{K02}; \quad (2.14)$$

де R_{X1} і R_{X2} – відповідно, дотичні реакції на передньому і задньому роликах, [Н].

Процес гальмування колеса супроводжується зменшенням лінійної швидкості колеса V_K , і збільшенням ковзання шини S відносно циліндричних поверхонь опорних роликів [31]:

$$S_1 = \frac{V_K - \omega_K \cdot r_{K01}}{V_K} = \frac{\omega_R \cdot r_R - \omega_K \cdot r_{K01}}{\omega_R \cdot r_R}; \quad (2.15)$$

$$S_2 = \frac{V_K - \omega_K \cdot r_{K02}}{V_K} = \frac{\omega_R \cdot r_R - \omega_K \cdot r_{K02}}{\omega_R \cdot r_R}; \quad (2.16)$$

де ω_K - кутова швидкість обертання колеса, [рад⁻¹];

ω_R - кутова швидкість обертання опорних роликів, [рад⁻¹];

r_{K01} - силовий радіус колеса на передньому ролику, [м];

r_{K02} - силовий радіус колеса на задньому ролику, [м];

r_R - радіус опорного ролика, [м].

Головним вимірювачем, що характеризує якість процесу гальмування колеса з еластичною шиною, є коефіцієнт зчеплення φ шини з опорною поверхнею. Коли колесо встановлено на два опорних ролика стенда, у нього з'являються дві плями контакту. При цьому реалізуються два коефіцієнта зчеплення: φ_1 - коефіцієнт зчеплення шини з переднім опорним роликом і φ_2 - коефіцієнт зчеплення шини з заднім опорним роликом. Для розрахунку коефіцієнтів зчеплення шини з опорними роликами скористаємося формулою:

$$\varphi_1 = \frac{R_{X1}}{R_{Z1}}; \quad (2.17)$$

$$\varphi_2 = \frac{R_{X2}}{R_{Z2}}; \quad (2.18)$$

Для наочного уявлення зміни коефіцієнта зчеплення φ будують графік залежності коефіцієнта зчеплення від величини ковзання S , яку називають $(\varphi-S)$ -діаграмою є характеристикою зчеплення шини з опорною поверхнею (рис. 2.2).

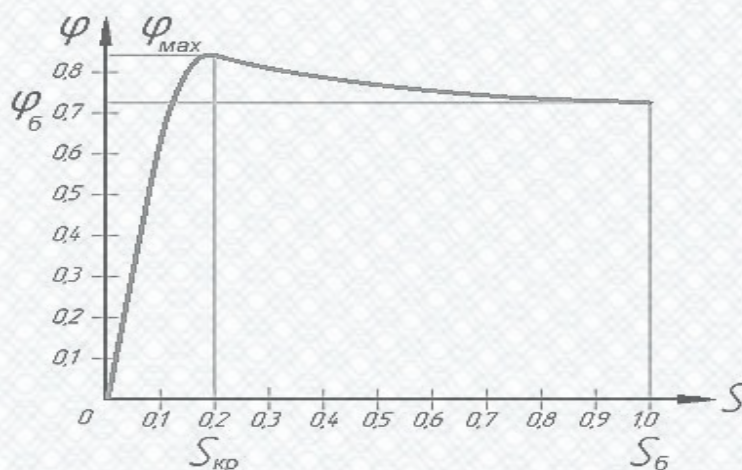


Рисунок 2.2 - Графік залежності коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею ($(\varphi-S)$ -діаграма)

Аналіз графіка, (рис. 2.2) показує, що значення коефіцієнта зчеплення φ на початку координат дорівнює нулю. При збільшенні ковзання S відбувається і збільшення коефіцієнта зчеплення φ , спочатку до його максимального значення $\varphi_{\max}$, яке настає при критичному ковзанні $S_{\text{кр}}$. При подальшому збільшенні ковзання S , значення коефіцієнта зчеплення φ зменшується до значення φ_6 , при проковзуванні $S=1$, що відповідає заблокованому стану колеса.

Проведений попередній аналіз показує, що для виявлення характеристики шини автомобільного колеса, що працює в гальмівному режимі на роликах діагностичного стенда, необхідно знати сили і реакції, що діють в плямах контакту цієї шини з циліндричними поверхнями опорних роликів, а також кінематичні параметри.

2.2 Математична модель процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з двома циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда

Для підвищення якості контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ стендовим методом необхідно враховувати механіку взаємодії еластичних шин з опорними роликами стенду. З цією метою необхідне проведення аналітичних

досліджень процесу взаємодії еластичних шин з опорними роликами стенду в плямах їх контакту.

Відомі математичні моделі, які розраховують характеристики зчеплення еластичних шин автомобільних коліс з опорною поверхнею на основі значень епюр нормальних і поздовжніх дотичних реакцій, розподілених по довжині плями контакту шини з опорною поверхнею [7]. Однак в даних моделях проводиться аналітичне дослідження процесу взаємодії колеса або з плоскою опорною поверхнею, або з одним опорним роликом. Таким чином, була розроблена математична модель, що дозволяє досліджувати процес взаємодії гальмуючого колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах.

2.2.1 Розрахунок початкового прогину бігової доріжки шини під впливом нормального навантаження в процесі гальмування на двох кінематично пов'язаних опорних роликах

Для подальшого аналітичного дослідження, зокрема, для розрахунку і побудови епюр розподілу нормальних і поздовжніх дотичних реакцій, що виникають в плямах контакту шини з поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів, необхідно розрахувати початкову деформацію Δ_{R1} і Δ_{R2} шини на поверхнях опорних роликів і її зміну в процесі гальмування.

Для початкового розрахунку величини прогину шини необхідно розглянути спосіб навантаження колеса нормальним навантаженням з урахуванням сил пружності і демпфуючих сил, як самої шини, так і вузла навантаження. В цьому випадку, система «Еластична шина - Плями контакту - Опорні ролики - Стенд» буде розбита на дві частини: підресорена маса $m_{\text{п}}$, що складається з вантажу, і прикладається до колеса нормальне навантаження $G_{\text{к}}$, і безпружинна маса $m_{\text{н}}$, що представляє собою саме колесо з шиною і безпружинні елементи.

Підресорена маса m_{Π} з'єднана з непідресореною масою m_H сукупністю демпфуючих і пружних елементів, при роботі яких виникають сили демпфування $F_{\text{ДП}}$ і сили пружності $F_{\text{УП}}$.

Величина сили демпфірування $F_{\text{ДП}}$ елемента визначається за формулою:

$$F_{\text{ДП}} = k_{\Pi} \cdot V_{\Pi}; \quad (2.19)$$

де k_{Π} – коефіцієнт демпфування елемента;

V_{Π} – швидкість демпфування елемента, [м/с].

Величина сили пружності $F_{\text{УП}}$ елемента визначається за формулою:

$$F_{\text{УП}} = c_{\Pi} \cdot \Delta_{\Pi}; \quad (2.20)$$

де c_{Π} – жорсткість пружного елемента, [Н/м];

Δ_{Π} – величина деформації пружного елемента, [м] .

Еластична шина автомобільного колеса розглядається також у вигляді сукупності пружних і демпфуючих елементів, при деформації яких в плямах контакту з поверхнями опорних роликів виникають сили демпфування і сили пружності $F_{\text{УН1}}$ і $F_{\text{ДН1}}$ на передньому опорному ролику і $F_{\text{УН2}}$ і $F_{\text{ДН2}}$ на задньому опорному ролику.

Величина сил демпфування $F_{\text{ДН1}}$ і $F_{\text{ДН2}}$ шини на передньому і на задньому опорному ролику відповідно, визначаються за формулами:

$$F_{\text{ДН1}} = k_{\text{Ш}} \cdot V_{\text{Ш1}}; \quad (2.21)$$

$$F_{\text{ДН2}} = k_{\text{Ш}} \cdot V_{\text{Ш2}}; \quad (2.22)$$

де $k_{\text{Ш}}$ – коефіцієнт демпфування шини, [Н·с/м];

$V_{\text{Ш1}}$ – швидкість демпфування шини на передньому опорному ролику [м/с];

$V_{\text{Ш2}}$ – швидкість демпфування шини на задньому опорному ролику [м/с].

Величина сил пружності F_{yH1} і F_{yH2} шини на передньому і на задньому опорному ролику відповідно, визначаються за формулами:

$$F_{yH1} = c_{ш} \cdot \Delta_{R1}; \quad (2.23)$$

$$F_{yH2} = c_{ш} \cdot \Delta_{R2}; \quad (2.24)$$

де $c_{ш}$ – жорсткість шини в радіальному напрямку, [Н/м];

Δ_{R1} – радіальна деформація шини на передньому опорному ролику, [м];

Δ_{R2} – радіальна деформація шини на задньому опорному ролику, [м].

Для розрахунку процесу гальмування, з урахуванням переміщення підресореної і непідресореної мас необхідне складання рівнянь динаміки.

Прискорення переміщення J_{Π} підресореної маси має вигляд:

$$J_{\Pi} = \frac{dV_{\Pi}}{dt} \cdot \frac{(m_{\Pi} \cdot g) - (c_{\Pi} \cdot \Delta_{\Pi}) - (k_{\Pi} \cdot V_{\Pi})}{m_{\Pi}}; \quad (2.25)$$

де m_{Π} – підресорена маса, [кг].

Швидкість переміщення підресореної маси V_{Π} і Δ_{Π} деформація пружних елементів, зв'язуючих підресорену масу з непідресореною описуються рівняннями:

$$V_{\Pi n} = V_{\Pi n-1} + J_{\Pi} dt; \quad (2.26)$$

$$\Delta_{\Pi n} = \Delta_{\Pi n-1} + V_{\Pi} dt; \quad (2.27)$$

Прискорення переміщення J_{H1} непідресореної маси на передньому опорному ролику розраховується за формулою:

$$J_{H1} = \frac{dV_{ш1}}{dt} = \frac{(m_H \cdot g) - (c_{ш} \cdot \Delta_{R1}) - (k_{ш} \cdot V_{ш1}) + (c_{\Pi} \cdot \Delta_{\Pi}) + (k_{\Pi} \cdot V_{\Pi})}{m_H}; \quad (2.28)$$

де m_H – невіднесена маса, [кг].

Швидкість переміщення невіднесеної маси V_{III} і деформація Δ_{R1} пружних елементів шини, на передньому опорному ролику описуються рівняннями:

$$V_{III1n} = V_{III1n-1} + J_{H1} dt; \quad (2.29)$$

$$\Delta_{R1n} = \Delta_{R1n-1} + V_{III1} dt; \quad (2.30)$$

Прискорення J_{H2} невіднесеної маси на задньому опорному ролику розраховується за формулою:

$$J_{H2} = \frac{dV_{III1}}{dt} = \frac{(m_H \cdot g) - (c_{III} \cdot \Delta_{R2}) - (k_{III} \cdot V_{III2}) + (c_{II} \cdot \Delta_{II}) + (k_{II} \cdot V_{II})}{m_H}; \quad (2.31)$$

Швидкість переміщення невіднесеної маси V_{III2} і деформація Δ_{R2} пружних елементів шини, на задньому опорному ролику описуються диференціальними рівняннями:

$$V_{III2n} = V_{III2n-1} + J_{H2} dt; \quad (2.32)$$

$$\Delta_{R2n} = \Delta_{R2n-1} + V_{III2} dt; \quad (2.33)$$

Тоді, враховуючи пружні і демпфуючі здатності піднесеної і невіднесеної маси, визначення нормальних реакцій, що діють з боку опорних роликів на еластичну шину, і виникають в початковий момент гальмування (при $S=0$) можна визначити наступними виразами:

$$R_{Z1N} = c_{III} \cdot \Delta_{R1} - k_{III} \cdot V_{III1}; \quad (2.34)$$

$$R_{Z2N} = c_{III} \cdot \Delta_{R2} - k_{III} \cdot V_{III2}; \quad (2.35)$$

Поздовжні дотичні реакції R_{X1N} и R_{X2N} визначаються за виразами (2.8) при відомих значеннях R_{Z1N} и R_{Z2N} відповідно.

Зміна кутової швидкості обертання колеса ω_K в процесі гальмування описується рівнянням:

$$\omega_{Kn} = \omega_{Kn-1} \cdot J_T dt; \quad (2.36)$$

де J_T – прискорення уповільнення, m/c^2 , визначається рівнянням:

$$J_T = \frac{d\omega_K}{dt} = \frac{M_T - (R_{X1N} \cdot r_{K01N}) + (R_{X2N} \cdot r_{K02N}) - (F_{f1} \cdot r_{K01N}) - (F_{f2} \cdot r_{K02N})}{J_K}; \quad (2.37)$$

де M_T – гальмівний момент, [Нм];

де r_{K01N} – силовий радіус колеса на передньому опорному ролику в початковий момент гальмування, [м];

$$r_{K01N} = r_{K0} - \Delta_{R1}; \quad (2.38)$$

де r_{K02N} – силовий радіус колеса на задньому опорному ролику в початковий момент гальмування, [м];

$$r_{K02N} = r_{K0} - \Delta_{R2}; \quad (2.39)$$

де F_{f1} – сила опору коченню колеса на передньому ролику, [Н];

F_{f2} – сила опору коченню колеса на задньому ролику, [Н].

Сили опору коченню колеса F_{f1} і F_{f2} визначаються за формулами [29]:

$$F_{f1} = R_{Z1} \cdot \left(f_0 \left(1 + \frac{v_1^2}{72000} \right) \right); \quad (2.40)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню колеса по опорній поверхні;

V_1 і V_2 – лінійна швидкість колеса по поверхні переднього і заднього опорного ролика відповідно, [м/с].

У процесі гальмування автомобільного колеса на двох кінематично пов'язаних опорних роликах, що синхронно обертаються, відбувається зміщення бігової доріжки еластичної шини в сторону заднього опорного ролика (рис 2.3).

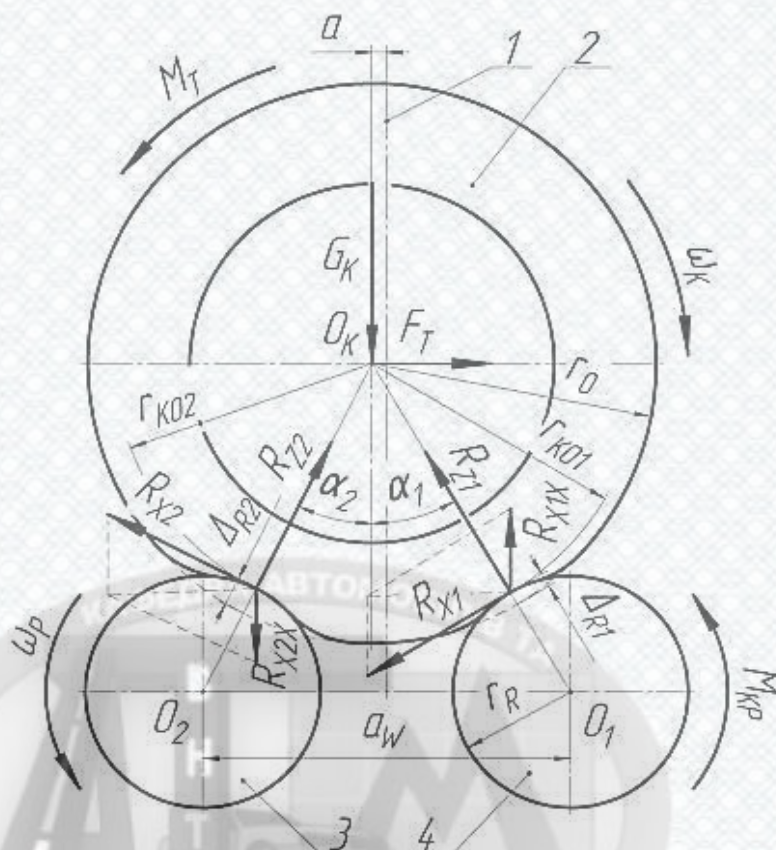
Початкові значення нормальних R_{ZN} і поздовжніх дотичних R_{XN} реакцій при $S=0$ будуть відмінними від значень нормальних R_Z і поздовжніх дотичних R_X реакцій в процесі гальмування, при $0 > S > 1$.

При зміщенні бігової доріжки шини в сторону заднього опорного ролика буде відбуватися збільшення як нормальних R_Z так і поздовжніх дотичних R_X реакцій, а також збільшення довжини зони контакту l_d . У той час на передньому опорному ролику відбувається зменшення значень всіх цих параметрів. Збільшення нормальної R_{Z2} реакції відбувається за рахунок довантажування її вертикальної складової реакції R_{X1X} , що утворюється при виникненні реакції R_{X1} . Одночасно з цим відбувається і розвантаження вертикальної складової дотичної реакції R_{X2X} нормальної реакції R_{X2} . Складова R_{X2X} дотичної реакції R_{Z2} прагне вивільнити бігову доріжку шини із зони контакту з переднім опорним роликом і зменшити значення нормальної реакції R_{Z1} (рис. 2.3).

Таким чином, нормальні реакції R_{Z1} і R_{Z2} на передньому і задньому опорних роликах, в процесі гальмування будуть визначатися за формулами:

$$R_{Z1} = \left(\frac{G_K}{2} - R_{X2X} + R_{X1X} \right) \cdot \left(\frac{\cos\left(\arcsin\left(\frac{a_W}{2}\right)\right)}{r_R + r_{KO1N}} \right); \quad (2.42)$$

$$R_{Z2} = \left(\frac{G_K}{2} + R_{X1X} \right) \cdot \left(\frac{\cos\left(\arcsin\left(\frac{a_W}{2}\right)\right)}{r_R + r_{KO2N}} \right); \quad (2.43)$$



1 - колесо з випробуваною шиною; 2 - вісь симетрії опорних роликів; 3 - передній опорний ролик; 4 - задній опорний ролик; a - зсув колеса відносно осі симетрії опорних роликів; ω_K - кутова частота обертання колеса; ω_P - кутова частота обертання опорних роликів; G_K - нормальне навантаження, прикладена до колеса; F_T - сумарна гальмівна сила; r_{K0} - вільний радіус колеса; r_{K1} - силовий радіус колеса відносно переднього ролика; r_{K2} - силовий радіус колеса відносно заднього ролика; R_{Z1} - нормальна реакція, на передньому ролику; R_{X1} - дотична реакція на передньому ролику; R_{Z2} - нормальна реакція на задньому ролику; R_{X2} - дотична реакція на задньому ролику; a_W - міжосьова відстань між опорними роликами; r_R - радіус опорного ролика; ΔR_1 - радіальна деформація шини на передньому опорному ролику; ΔR_2 - радіальна деформація шини на задньому опорному ролику; R_{X1X} - вертикальна складова реалізованої дотичної реакції на передньому опорному ролику; R_{X2X} - вертикальна складова реалізованої дотичної реакції на задньому опорному ролику; r_R - радіус опорного ролика; α_1 - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром переднього опорного ролика; α_2 - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром заднього опорного ролика.

Рисунок 2.3. Розрахункова схема процесу гальмування автомобільного колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних один з одним опорних роликах діагностичного стенда.

де R_{X1X} і R_{X2X} – вертикальні складові поздовжніх дотичних реакцій на передньому і задньому опорних роликах відповідно, [Н], описуються рівняннями:

$$R_{X1X} = \frac{R_{X1} \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{a_w}{2}\right)\right)}{r_R + r_{K01N}}; \quad (2.44)$$

$$R_{X2X} = \frac{R_{X2} \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{a_w}{2}\right)\right)}{r_R + r_{K02N}}; \quad (2.45)$$

де r_R – радіус опорного ролика, [м];

r_{K01N} і r_{K02N} – силовий радіус колеса в початковий момент гальмування на передньому і задньому опорному ролику відповідно, [м].

Поздовжні дотичні реакції R_{X1} і R_{X2} визначаються за виразами (2.8) при відомих значеннях R_{Z1} і R_{Z2} відповідно.

Подальші розрахунки проводяться шляхом підстановки знайдених значень поздовжніх дотичних реакцій R_{X1} і R_{X2} в формулу (2.37) і перерахунку нормальних реакцій R_{Z1} і R_{Z2} за формулами (2.34) і (2.35).

Еластична шина автомобільного колеса, встановленого на два кінематично пов'язаних опорних ролика, під впливом прикладеного до нього нормального навантаження G_K , в процесі гальмування, після перерахунку значень реакцій буде деформуватися на величину Δ_{R1} на передньому опорному ролику, а також на величину Δ_{R2} на задньому опорному ролику. Ці деформації, з урахуванням демпфуючих здібностей шини, визначимо як:

$$\Delta_{R1} = \frac{R_{Z1} + F_{ДН1}}{c_{Ш}}; \quad (2.46)$$

$$\Delta_{R2} = \frac{R_{Z2} + F_{ДН2}}{c_{Ш}}; \quad (2.47)$$

2.2.2. Побудова епюр розподілу нормальних і дотичних реакцій, що діють в плямах контакту шини гальмуючого колеса з поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів

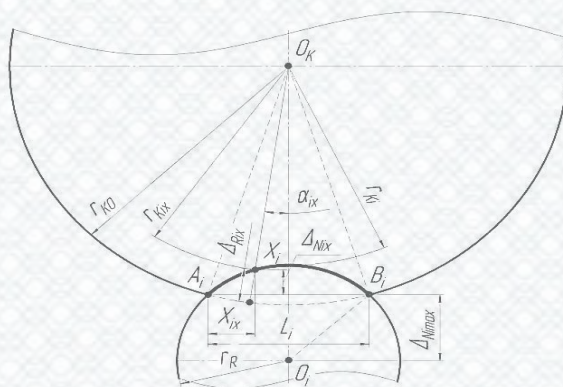
Після розрахунку деформацій шини Δ_{R1} на передньому опорному ролику і деформацій шини Δ_{R2} на задньому опорному ролику, визначаються радіуси кочення колеса на передньому опорному ролику r_{K01} , і на задньому опорному ролику r_{K02} за такими формулами:

$$r_{K01} = r_{K0} - \Delta_{R1}; \quad (2.48)$$

$$r_{K02} = r_{K0} - \Delta_{R2}; \quad (2.49)$$

У процесі гальмування, як було зазначено вище, шина прагне переміститися в сторону заднього ролика, внаслідок чого виникає нерівність деформацій Δ_{R1} і Δ_{R2} , а відповідно і силових радіусів колеса на передньому r_{K01} ролику і задньому r_{K02} ролику.

Для визначення радіальної деформації шини Δ_{Rix} на ролику стенду на першому етапі скористаємося спрощеною схемою, показаною на рисунку 2.4.



r_{K0} - вільний радіус колеса; r_{Ki} - силовий радіус колеса i -го опорного ролика; A_i B_i - крайні точки дотику шини з i -им роликом; L_i - довжина лінії торкання A_i - B_i шини з i -им роликом; r_R - радіус опорного ролика; Δ_{Nimax} - відстань від лінії дотику A_i - B_i шини до центру O_i i -го ролика; X_i - точка, що лежить на поверхні дотику шини з i -им роликом; r_{Kix} - силовий радіус колеса відносно i -го ролика, відповідний положенню точки X_i ; Δ_{Rix} - радіальна деформація шини на i -му ролику, відповідне положенню точки X_i ; Δ_{Nix} - нормальна деформація шини вище лінії A_i - B_i , відповідна положенню точки X_i ; X_{ix} - координата точки X_i ; α_{ix} - кут між лінією O_K - O_i , що з'єднує центри колеса і опорного ролика і лінією O_K - X_i , що з'єднує центр колеса і точку X_i .

Рисунок 2.4 - Розрахункова схема визначення радіальної деформації шини на ролику стенду.

На схемі показано взаємодію шини з одиночним опорним роликом, а індекси, що позначали: 1 - передній ролик і 2 - задній ролик, замінимо на індекс i .

Для визначення радіальної деформації шини Δ_{Rix} умовно розділимо контакт шини з i -им опорним роликом лінією A_i-B_i , довжина якої становитиме L_i . Відзначимо на поверхні дотику шини до i -им роликом точку X_i , яка переміщається по цій поверхні, з точки A_i до точки B_i . Відстань від точки X_i до центру колеса O_i буде дорівнює радіусу колеса r_{Kix} , з відповідним положенням цієї точки. Координата точки X_i буде змінюватися в межах $-0,5L_i < X_i < 0,5L_i$.

Радіальна деформація шини Δ_{Rix} для i -го опорного ролика, відповідна положенню точки X_i визначається за формулою:

$$\Delta_{Rix} = r_{KO} - r_{Kix}; \quad (2.50)$$

де r_{KO} – вільний радіус колеса, [м];

r_{Kix} – силовий радіус колеса відносно i -го ролика, в точці X_i , [м].

Величина силового радіуса колеса r_{Kix} , в точці X_i , визначається за формулою:

$$r_{Kix} = \frac{r_{Ki} + r_R - \Delta_{Nimax} - \Delta_{Nix}}{\cos \alpha_{ix}}; \quad (2.51)$$

де r_{Ki} – силовий радіус колеса, [м];

r_R – радіус опорного ролика, [м];

Δ_{Nimax} – відстань від лінії дотику A_i-B_i шини до центру O_i ролика, [м];

Δ_{Nix} – нормальна деформація шини вище лінії A_i-B_i , відповідна положенню точки X_i , [м];

α_{ix} – кут між лінією O_K-O_i , та лінією O_K-X_i в градусах.

Відстань Δ_{Nimax} визначається за наступною формулою:

$$\Delta_{Nimax} = \sqrt{r_R^2 - (0,5 \cdot L_i)^2}; \quad (2.52)$$

де L_i – довжина лінії торкання A_i-B_i , шини з i -им роликом, [м].

Нормальна деформація шини Δ_{Nix} вище лінії A_i-B_i , в точці X_i визначається за формулою:

$$\Delta_{Ni} = \sqrt{r_R^2 - X_{ix}^2} - \Delta_{Nimax}; \quad (2.53)$$

де X_{ix} – координата точки X_i , [м].

Кут α_{ix} знайдемо з виразу:

$$\alpha_{ix} = \arctan \frac{X_{ix}}{r_{Ki} - \Delta_{Nix}}. \quad (2.54)$$

Для визначення довжини L_i лінії торкання A_i-B_i шини з i -им роликом розглянемо трикутник $O_K-B_i-O_i$, для якого відстань $0,5L_i$ буде висотою, опущеною з вершини B_i . Тоді напівпериметр p_i трикутника $O_K-B_i-O_i$ визначиться за формулою:

$$p_i = \frac{2 \cdot r_R + r_{Ki} + r_{KO}}{2}. \quad (2.55)$$

Довжина лінії торкання L_i визначається з виразу:

$$L_i = \frac{4 \cdot \sqrt{p_i \cdot (p_i - (r_{Ki} + r_R)) \cdot (p_i - r_{KO}) \cdot (p_i - r_R)}}{r_{Ki} + r_R}. \quad (2.56)$$

Розподіл нормального тиску шини n_{ix} по довжині її контакту з поверхнею опорного i -го ролика визначимо за виразом [7]:

$$n_{ix} = \begin{cases} n_{\Delta ix} + n_{Dix} & \text{якщо } x_{ix} < 0,5L_i; \\ n_{\Delta ix} - n_{Dix} & \text{якщо } x_{ix} > 0,5L_i; \end{cases} \quad (2.57)$$

де $n_{\Delta ix}$ – пружна складова нормального тиску шини по довжині її контакту з поверхнею опорного i -го ролика, [Н/м²];

n_{Dix} – демпфуюча складова нормального тиску шини по довжині її контакту з поверхнею опорного i -го ролика, [Н/м²].

Пружна складова нормального тиску шини $n_{\Delta ix}$ визначається за формулою:

$$n_{\Delta ix} = \begin{cases} \Delta_{Nix} \cdot c_{ш}; & \text{якщо } n_{\Delta ix} \leq n_{\Delta max}; \\ n_{\Delta max}; & \text{якщо } n_{\Delta ix} > n_{\Delta max}; \end{cases} \quad (2.58)$$

де $n_{\Delta max}$ – максимальне значення нормального тиску, [Н/м²].

Демпфуюча складова нормального тиску шини n_{Dix} визначимо за формулою:

$$n_{Dix} = \dot{X}_i \cdot k_{ш}; \quad (2.59)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт демпфування шини, [Н·с/м].

Розподіл поздовжнього дотичного напруження шини τ_{ix} по довжині її контакту з поверхнею опорного i -го ролика визначимо за виразом:

$$\tau_{ix} = n_{ix} \cdot \varphi_i + n_{\Delta ix} \cdot \sin \alpha_{ix} - n_{Dix}; \quad (2.60)$$

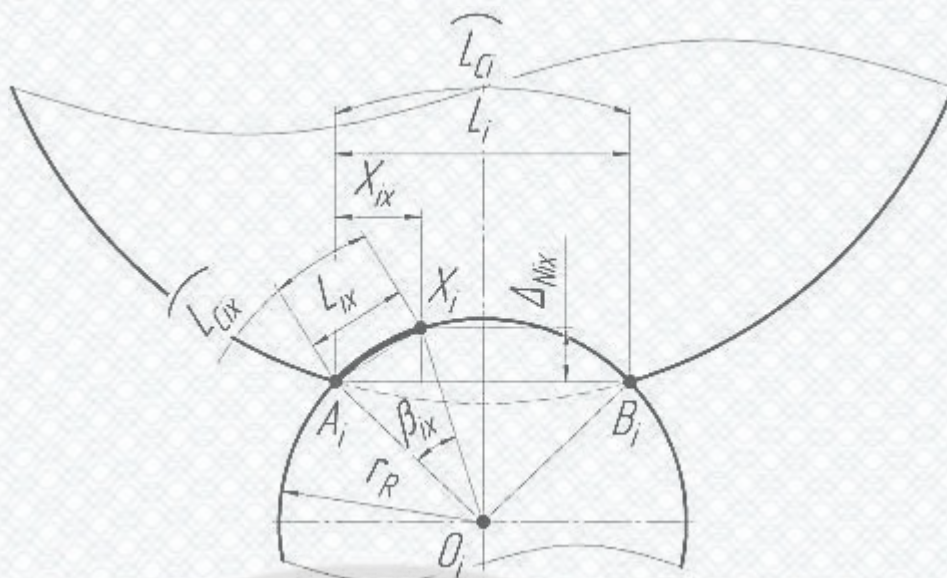
де φ_i – коефіцієнт зчеплення колеса з поверхнею i -го опорного ролика.

Довжина плями контакту L_{Ci} шини з i -м роликом, визначається відповідно до схеми, показаної на рисунку 2.5.

Довжина плями контакту L_{Ci} визначається наступною формулою:

$$L_{Ci} = \frac{\pi \cdot r_R \cdot \beta_{ix}}{180^\circ}; \quad (2.61)$$

де β_{ix} – кут між лінією $A-O_i$ і лінією X_i-O_i в градусах, визначається за формулою:



X_i - точка, що лежить на поверхні дотику шини з i -им роликом; A_i і B_i - крайні точки дотику шини з i -им роликом; Δ_{Nix} - нормальна деформація шини вище лінії A_i-B_i , відповідна положенню точки X_i ; L_{Cix} - довжина дуги торкання шини з поверхнею i -го ролика, відповідна положенню точки X_i ; L_{ix} - відстань від початкової точки дотику шини з опорним роликом A_i до точки X_i ; L_{Ci} - довжина дуги торкання шини з поверхнею i -го ролика; L_i - довжина лінії торкання A_i-B_i шини з i -им роликом; r_R - радіус опорного ролика; β_{ix} - кут між лінією A_i-O_i і лінією X_i-O_i ; X_{ix} - координата точки X_i .

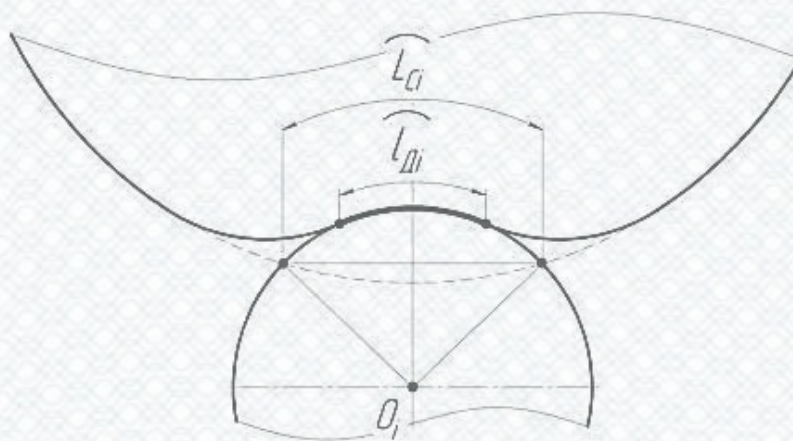
Рисунок 2.5 - Розрахункова схема визначення довжини L_{Ci} плями контакту шини з i -им роликом стенду.

$$\beta_{ix} = \arccos \frac{2 \cdot r_R^2 - L_{ix}^2}{4 \cdot r_R^2}; \quad (2.62)$$

де L_{ix} - відстань від початкової точки дотику шини з опорним роликом A_i до точки X_i , в метрах, визначається за формулою:

$$L_{ix} = \sqrt{X_{ix}^2 + \Delta_{Nix}^2}; \quad (2.63)$$

Дійсна довжина плями контакту l_d дещо менше довжини дуги контакту L_{Ci} (рис. 2.6), через неминучого для шин виникнення супутньої радіальної деформації поблизу плями їх контакту з поверхнею опорного ролика.



L_{Ci} - довжина дуги торкання шини з поверхнею i -го ролика; l_{Di} - дійсна довжина плями контакту шини з поверхнею i -го опорного ролика.

Рисунок 2.6 - Розрахункова схема визначення довжини l_{Di} плями контакту шини на одиночному ролику, з урахуванням її радіальної деформації

Дійсна довжина плями контакту шини з поверхнею i -го опорного ролика l_{Di} буде знайдена з виразу:

$$l_{Di} = L_{Ci} \cdot k; \quad (2.64)$$

де k – коефіцієнт, що враховує супутню радіальну деформацію профілю шини в плямі її контакту.

Коефіцієнт k дорівнює:

$$k = 0,75 \cdot \left(\frac{r_R}{r_{KO}} \right)^{0,0214}; \quad (2.65)$$

Елементарна нормальна і поздовжнє дотична реакція визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} \Delta R_{Zix} &= n_{ix} \cdot S_{Ki}; \\ \Delta R_{Xix} &= \tau_{ix} \cdot S_{Ki}; \end{aligned} \quad (2.66)$$

де S_{Ki} – площа поверхні плями контакту, знаходиться за формулою:

$$S_{Ki} = B \cdot l_{di}; \quad (2.67)$$

де B – ширина шини, [м].

Нормальна реакція R_{zi} , що діє з боку i -го опорного ролика на шину, визначається з виразу:

$$R_{zi} = \frac{1}{l_{di}} \int_0^{l_{di}} \Delta R_{zi} \cdot dl; \quad (2.68)$$

де l_{di} – довжина плями контакту еластичної шини з поверхнею i -го опорного ролика, [м].

Поздовжня дотична реакція R_{xi} , що діє з боку i -го опорного ролика на шину визначається з виразу:

$$R_{xi} = \frac{1}{l_{di}} \int_0^{l_{di}} \Delta R_{xi} \cdot dl; \quad (2.69)$$

На підставі отриманих значень епюр розподілу нормальних R_{z1} і R_{z2} , а також поздовжніх дотичних R_{x1} і R_{x2} реакцій за довжинами плям контакту еластичної шини автомобільного колеса l_{d1} і l_{d2} з циліндричними поверхнями опорних роликів обчислюються значення коефіцієнтів зчеплення за формулами (2.17 і 2.18).

2.2.3 Розрахунок потужності, що циркулює в замкнутому контурі «Шина - Задній ролик - Ланцюгова передача - Передній опорний ролик - Шина »

В початковий момент, перед початком процесу гальмування, проковзування шини відсутнє ($S=0$), дотичні реакції R_{x1} і R_{x2} , які обчислюють за формулою (2.8) приблизно рівні між собою і дорівнюють нулю (рис. 2.7):

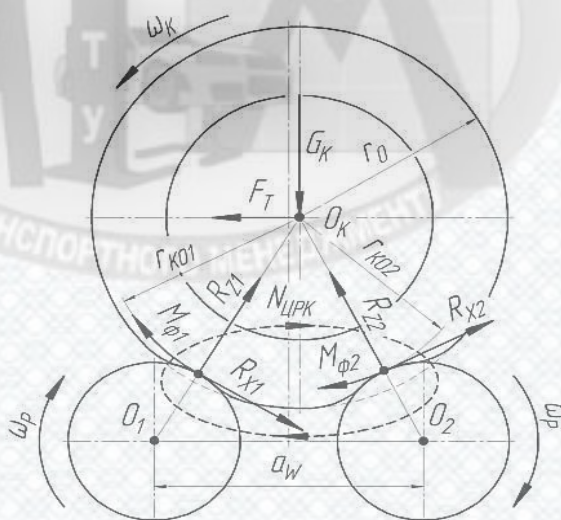
$$R_{x1} = R_{x2} = 0$$

При цьому нормальні реакції на передньому і задньому ролику стенду, які визначаються за формулами (2.42) і (2.43) рівні між собою: $R_{z1} = R_{z2}$

Крім того забезпечується рівність силових радіусів колеса з еластичною шиною на передньому і задньому ролику стенду: $r_{k01} = r_{k02}$.

Очевидним наслідком відсутності проковзування $S=0$ є відсутність гальмівних моментів, які розраховуються виразами (2.13) і (2.14), що діють між шиною і опорними роликами стенду: $M_{\phi 1} = M_{\phi 2} = 0$.

На початку гальмування проковзування збільшується ($S > 0$). Як наслідок, відбувається зміщення бігової доріжки шини в сторону заднього опорного ролика і зростання реакцій на ньому. Зсув бігової доріжки шини в сторону заднього опорного ролика призводить до зменшення реакцій на передньому опорному ролику.



ω_K - кутова швидкість обертання колеса; ω_P - кутова швидкість обертання опорних роликів; G_K - нормальне навантаження, прикладене до колеса; F_T - сумарна гальмівна сила; r_0 - вільний радіус колеса; r_{k01} - силовий радіус колеса на передньому ролику; r_{k02} - силовий радіус колеса на задньому ролику; R_{z1} - нормальна реакція, на передньому ролику; R_{x2} - дотична реакція на передньому ролику; R_{z2} - нормальна реакція на задньому ролику; $M_{\phi 1}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з переднім опорним роликом; $M_{\phi 2}$ - момент зчеплення шини в плямі контакту з заднім опорним роликом; $N_{ц}$ - паразитна потужність, що циркулює в замкнутому контурі «шина - задній ролик - ланцюгова передача - передній опорний ролик - шина».

Рисунок 2.7 - Схема процесу гальмування колеса на двох кінематично пов'язаних опорних роликах діагностичного стенда.

Ця кінематична неузгодженість призводить до того, що в замкнутому контурі - «шина - задній ролик - ланцюгова передача - передній опорний ролик - шина» (рис. 2.7) починає циркулювати потік паразитного потужності $N_{ц}$.

Величину цієї потужності можна визначити як:

$$N_{ц} = \Delta R_x \cdot V_T; \quad (2.70)$$

де ΔR_x – циркулююча реалізована поздовжня реакція, [Н];

V_T – різниця швидкостей ковзання плям контактів шини, [м/с].

Величину циркулюючої реалізованої поздовжньої реакції можна визначити виразом:

$$\Delta R_x = R_{zcp} \cdot \Delta \varphi; \quad (2.71)$$

де R_{zcp} – середнє значення нормальної реакції, [Н];

$\Delta \varphi$ – різниця реалізованих коефіцієнтів зчеплення.

Середнє значення нормальної реакції R_{zcp} визначається за формулою:

$$R_{zcp} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2}; \quad (2.72)$$

де R_{z1} і R_{z2} – нормальні реакції на передньому і задньому опорних роликах, [Н].

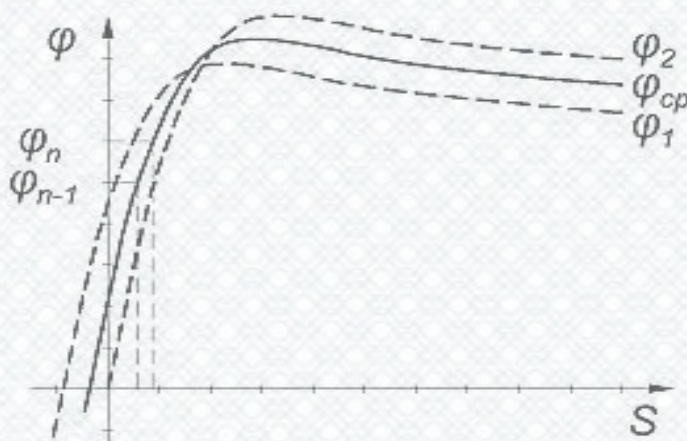


Рисунок 2.8 - Графік залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 , φ_2 і φ_{cp} від величини проковзування

Різниця коефіцієнтів зчеплення $\Delta\varphi$ виникає внаслідок утворення циркулюючої потужності і обчислюється за формулою:

$$\Delta\varphi = \varphi_{CPn} - \varphi_{CPn-1}; \quad (2.73)$$

де φ_{CP} – середнє значення коефіцієнта зчеплення (рис. 2.8).

2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Еластична шина – Плеча контакту - Опорні ролики - Стенд »

Математичний апарат, що дозволяє аналітично досліджувати процес взаємодії еластичної шини автомобільного колеса, гальмуючого на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда, розроблений на основі алгоритму, представленого на рисунку 2.8.

Представлений алгоритм розрахунку параметрів досліджуваної системи включає в себе чотири блоки, які здійснюють окремі розрахунки, але функціонують одночасно: блок розрахунку вихідних даних; блок відбору значень ковзання; блок розрахунку даних для переднього опорного ролика і блок розрахунку даних для заднього опорного ролика.

Для більш докладного опису роботи алгоритму розглянемо кожен блок окремо.

Блок розрахунку вихідних даних являє собою «ядро» математичної моделі. У цей блок на початку розрахунку в вікні програми заносяться габаритні розміри шини і маса, яка припадає на колесо. Такі вихідні дані як, діаметр опорних роликів і їх кутова швидкість, коефіцієнт демпфування шини, коефіцієнт, що враховує конструкційні особливості шини містяться або розраховуються в «дереві» програми з самого початку. Після введення вихідних даних відбувається розрахунок початкових умов і параметрів процесу гальмування колеса на двох кінематично пов'язаних опорних роликах - кутової швидкості колеса, силових радіусів колеса відносно опорних роликів, максимальних

деформацій шини на поверхнях опорних роликів, величини проковзування. Після кожного циклу проводиться перевірка величини значення проковзування колеса відносно опорних роликів. У разі якщо $S_1=1$ і $S_2=1$, що відповідає заблокованому стану колеса, розрахунок програми зупиняється.

Блок відбору значень проковзування здійснює вибірку даних з розрахунку процесу гальмування, необхідних для розрахунку епюр нормальних і поздовжніх дотичних реакцій, як для переднього, так і для заднього опорного ролика. Вибірка здійснюється шляхом відбору даних, які відповідають певним значенням ковзання S шини відносно роликів в процесі розрахунку початкових умов. Діапазон відбору даних в залежності від значення величини проковзування лежить в межах від $S = 0$ до $S = 1$ з кроком $N = 0,05$. Блок розрахунку даних для переднього ролика і блок розрахунку даних для заднього ролика виробляють обчислення значень елементарних ΔR_z нормальних і поздовжніх дотичних ΔR_x реакцій, значення довжин плям контактів l_d шини з поверхнями опорних роликів, значення коефіцієнта зчеплення шини φ з поверхнями опорних роликів при відібраному значенні проковзування S . По завершенню розрахунків ці блоки здійснюють розрахунок і побудову епюр нормальних R_z і поздовжніх дотичних R_x реакцій, розподілених по довжині плям контакту шини з поверхнями опорних роликів і побудову коефіцієнта зчеплення шини φ в залежності від величини ковзання S для обох опорних роликів. Дані блоки по своїй структурі аналогічні, відмінність їх між собою полягає в приналежності розрахунків індивідуально для переднього або заднього опорного ролика.

Виконання обчислень в даному алгоритмі влаштовано таким чином, що кожен блок проводить розрахунки одночасно, але незалежно один від одного.

Розроблений на базі даного алгоритму математичний апарат дозволяє здійснювати аналітичні дослідження процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса, що працює в гальмівному режимі на двох кінематично пов'язаних опорних роликах. Крім того, представлена математична модель виконує побудову залежностей $\Delta R_z=f(l_d)$, $\Delta R_x=f(l_d)$ і $\varphi=f(S)$, а також виявляє

характеристики досліджуваної системи «Еластична шина - Плями контакту - Опорні ролики - Стенд».

2.4 Висновки до другого розділу

Огляд існуючих математичних моделей, а також результати роботи зі створення математичного апарату для проведення наукового дослідження, дозволяє зробити наступні висновки:

1) Розроблені теоретичні передумови, які дозволяють підвищувати якість контролю та інформативність процесу гальмування автомобільного колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах діагностичного стенда;

2) Розроблено структурну схему досліджуваного процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах контакту з циліндричними поверхнями двох кінематично пов'язаних опорних роликів. Розроблена схема враховує внутрішні і зовнішні чинники, а також керуючі параметри, що впливають на вихідні параметри досліджуваного процесу;

3) Розроблено математичну модель, яка дозволяє досліджувати механіку процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах контакту з циліндричними поверхнями двох кінематично пов'язаних опорних роликів. Вона дозволяє проводити розрахунки епюр розподілу нормальної і реалізованої дотичної реакції по довжині плям контакту шини з двома поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів діагностичного стенда. Модель дозволяє виконувати розрахунки з урахуванням радіальної деформації, жорсткості шини і її демпфуючих властивостей при зміні нормального навантаження і проковзування шини відносно опорних роликів;

4) Математична модель дозволяє проводити аналітичні дослідження з визначення функціональних залежностей параметрів стаціонарних характеристик зчеплення еластичних шин з двома циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів стенду від факторів впливу.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ НА СТЕНДАХ З КІНЕМАТИЧНО ЗВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ

3.1 Результати аналітичного дослідження процесу взаємодії еластичної шини з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда в гальмівному режимі

Для аналітичного дослідження процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома циліндричними поверхнями опорних роликів діагностичного стенда були проведені відповідні розрахунки з використанням розробленого алгоритму, представленого у другому розділі.

З метою розрахунку була написана програма в програмному інтегрованому середовищі «Delphi7.0».

Розрахунок процесу здійснюється чисельним методом Ейлера з кроком інтегрування, рівним 0,0001 секунди.

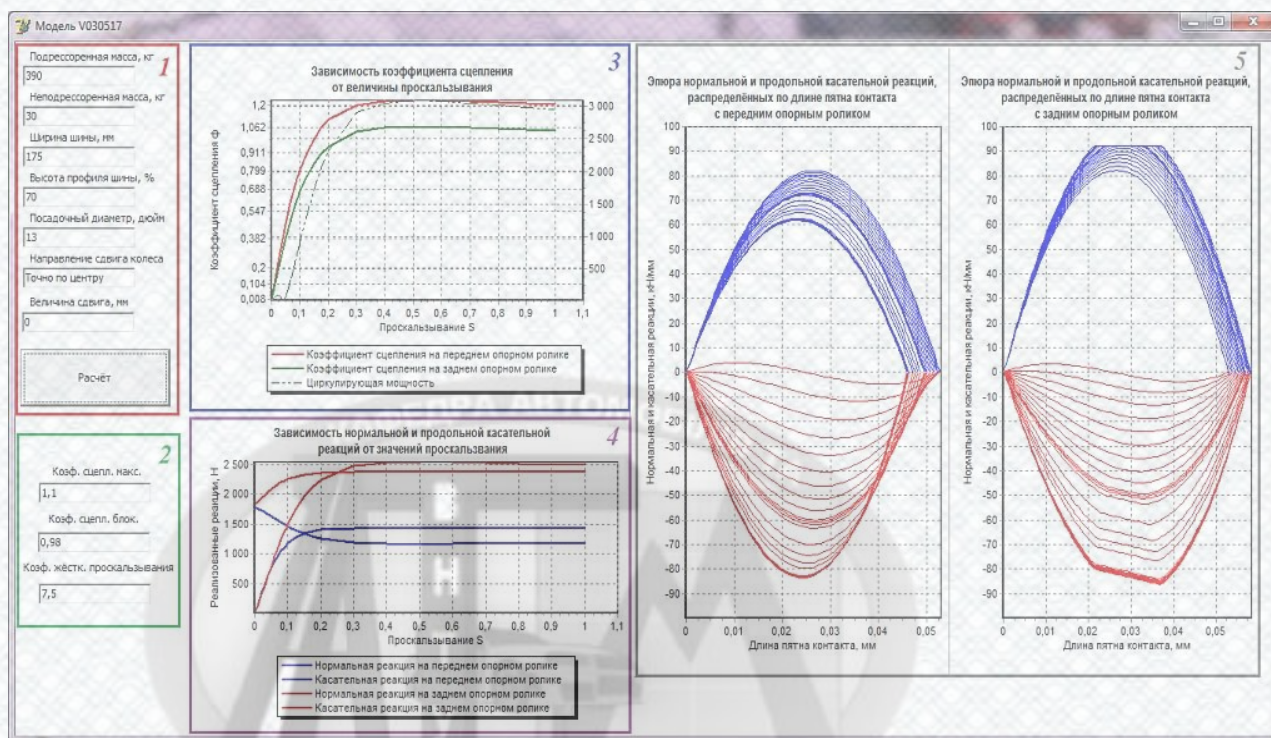
На початку розрахунку в програму вносяться вихідні дані:

- 1) Величина підресореної маси $m_p=375$ кг;
- 2) Величина непідресореної маси $m_n=7$ кг;
- 3) Ширина шини $b=175$ мм;
- 4) Висота профілю шини $h=75\%$;
- 5) Посадковий діаметр диска колеса $d=13''$;
- 6) Величина зсуву колеса $a=0$ мм (без зміщення); $a=-15$ мм (при зміщенні в сторону переднього ролика) і $a=15$ мм (при зміщенні в сторону заднього опорного ролика);
- 7) Тиск повітря в шині $p_w=0,21$ МПа.

Дані про радіуси опорних роликів r_R , кутову швидкість опорних роликів ω_R , коефіцієнт демпфування шини $k_{ш}$, від початку містяться в алгоритмі розрахунку.

Після введення вихідних даних, при натисканні на кнопку «Розрахунок» запускається алгоритм обчислень (див. Формули (2.9) - (2.74), розділи 2.1.3-2.2.3)

і алгоритму (розділ 2.2.4), викладеним у розділі 2. Результати розрахунку представляються в робочому вікні програми у вигляді блоків 2 з параметрами процесу і блоків 3, 4 і 5 з графіками основних залежностей (рис. 3.1).



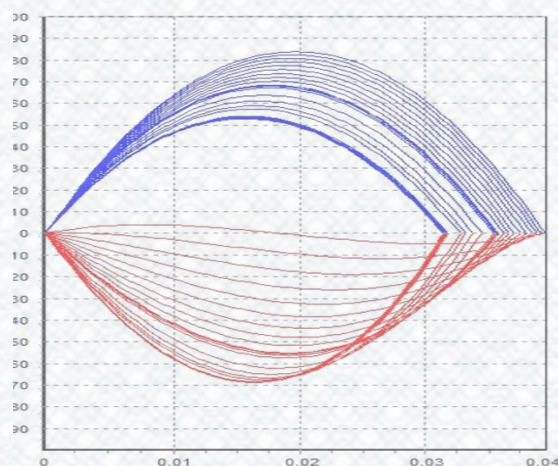
1 - блок введення даних; 2 - блок параметрів процесу; 3 - блок виведення залежностей коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 і циркулюючої потужності N_D від проковзування S_1 і S_2 ; 4 - блок виведення залежностей реалізованих реакцій R_{Z1} , R_{Z2} , R_{X1} і R_{X2} від проковзування S_1 і S_2 ; 5 - блок виведення епюр елементарних реакцій ΔR_{Z1} , ΔR_{Z2} , ΔR_{X1} і ΔR_{X2} від довжин плям контактів l_{D1} і l_{D2}

Рисунок 3.1 - Скріншот діалогового вікна розрахунку процесу гальмування колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах

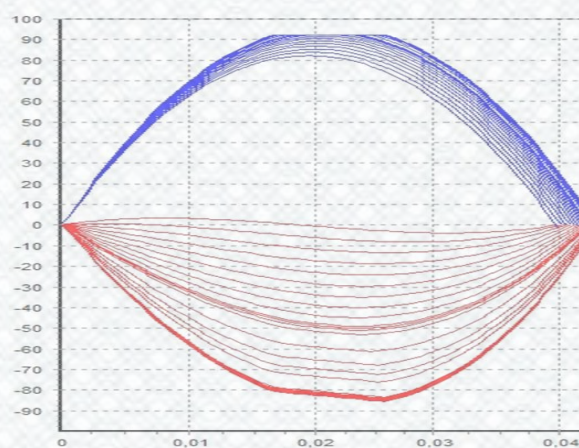
Результатом роботи програми є епюри нормальних і поздовжніх дотичних реакцій ΔR_{Z1} , ΔR_{Z2} , ΔR_{X1} і ΔR_{X2} , розподілених по довжині плям контактів l_{D1} і l_{D2} шини з поверхнями опорних роликів, як без початкового зміщення колеса (рис. 3.2), так і зі зміщенням в сторону заднього ролика на величину $a=15$ мм (рис. 3.3).

Елемент Епюра нормальної і поздовжньої дотичної реакцій розподілених по довжині пляма контакту з переднім опорним роликом

Елемент Епюра нормальної і поздовжньої дотичної реакцій розподілених по довжині пляма контакту з заднім опорним роликом



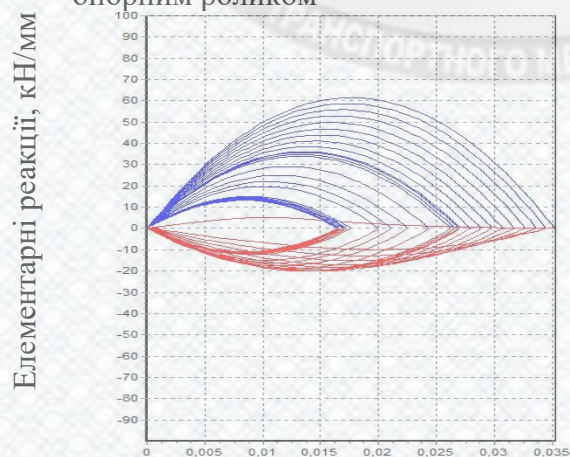
Довжина пляна контакту, м



Довжина пляна контакту, м

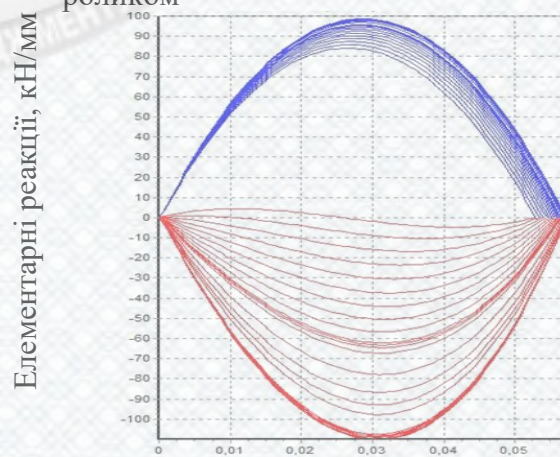
Рисунок 3.2 - Розрахункові епюри розподілу елементарних нормальних ΔR_{z1} і ΔR_{z2} і дотичних ΔR_{x1} і ΔR_{x2} реакцій за довжинами плям контактів l_{d1} і l_{d2} шини *Amtel 175/75-R13-82H* з поверхнями опорних роликів з кроком проковзування $S=0,05$; при нормальному навантаженні $G_K=3750$ Н; без початкового зміщення колеса

Епюра нормальної і поєздовжньої дотичної реакцій розприділених по довжині пляна контакту з переднім опорним роликом



Довжина пляна контакту, м

Епюра нормальної і поєздовжньої дотичної реакцій розприділених по довжині пляна контакту з заднім опорним роликом



Довжина пляна контакту, м

Рисунок 3.3 - Розрахункові епюри розподілу елементарних нормальних ΔR_{z1} і ΔR_{z2} і дотичних ΔR_{x1} і ΔR_{x2} реакцій за довжинами плям контактів l_{d1} і l_{d2} шини *Amtel 175/75-R13-82H* з поверхнями опорних роликів з кроком проковзування $S=0,05$; при нормальному навантаженні $G_K=3750$ Н, з початковим зміщенням колеса в сторону заднього ролика на $a=15$ мм

Розрахункові епюри розподілу елементарних нормальних ΔR_{z1} і ΔR_{z2} та дотичних ΔR_{x1} і ΔR_{x2} реакцій за довжинами плям контактів l_{d1} і l_{d2} , представлені на

рис. 3.2 і 3.3, показують якісний і кількісний збіг результатів розрахунку математичної моделі з результатами експериментальних досліджень.

Виходячи з певних значень нормальних R_{z1} і R_{z2} і поздовжніх дотичних R_{x1} і R_{x2} реакцій, розподілених по довжині плям контактів l_{d1} і l_{d2} , були обчислені коефіцієнти зчеплення φ_1 і φ_2 з поверхнями опорних роликів діагностичного стенда, при нормальному навантаженні, що припадає на колесо $G_k=3750\text{ Н}$.

Розраховано значення циркулюючої в замкнутому контурі «шина - задній ролик - ланцюгова передача - передній ролик - шина» паразитної потужності $N_{ц}$.

Результати розрахунку коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 , і циркулюючої потужності $N_{ц}$ як без початкового зміщення колеса, так і зі зміщенням в сторону заднього ролика на величину $a=15\text{ мм}$, представлені на рис. 3.4 і 3.5.

Порівняння результатів розрахунку коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 , і циркулюючої потужності $N_{ц}$ і результатів експериментального дослідження показує якісний і кількісний збіг.

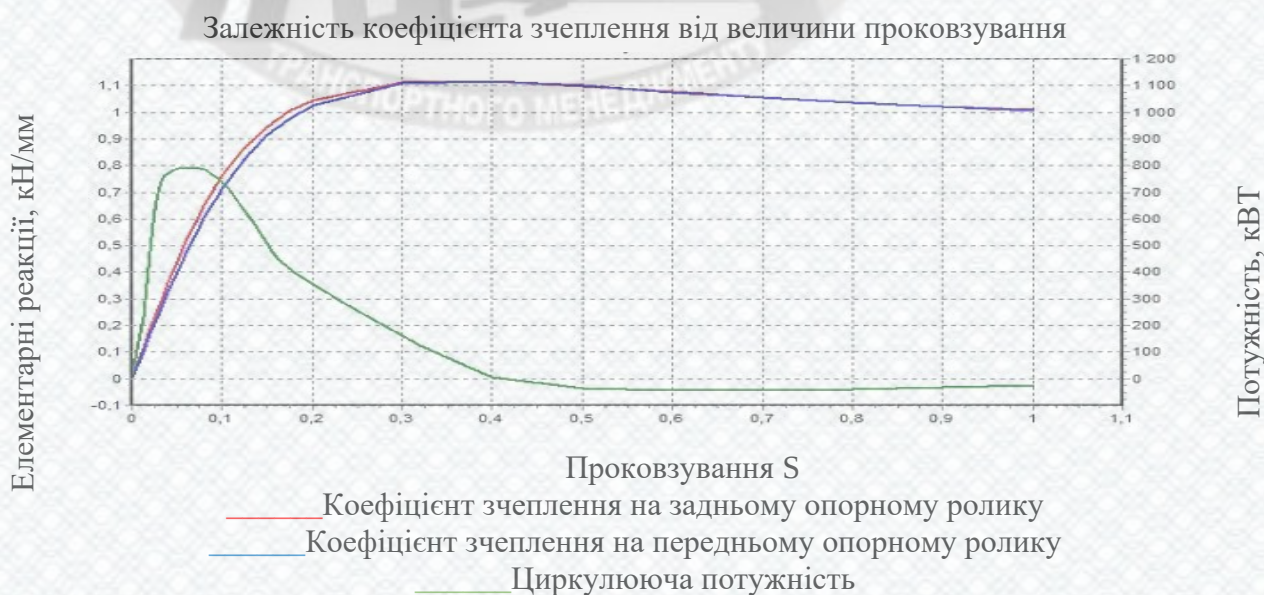
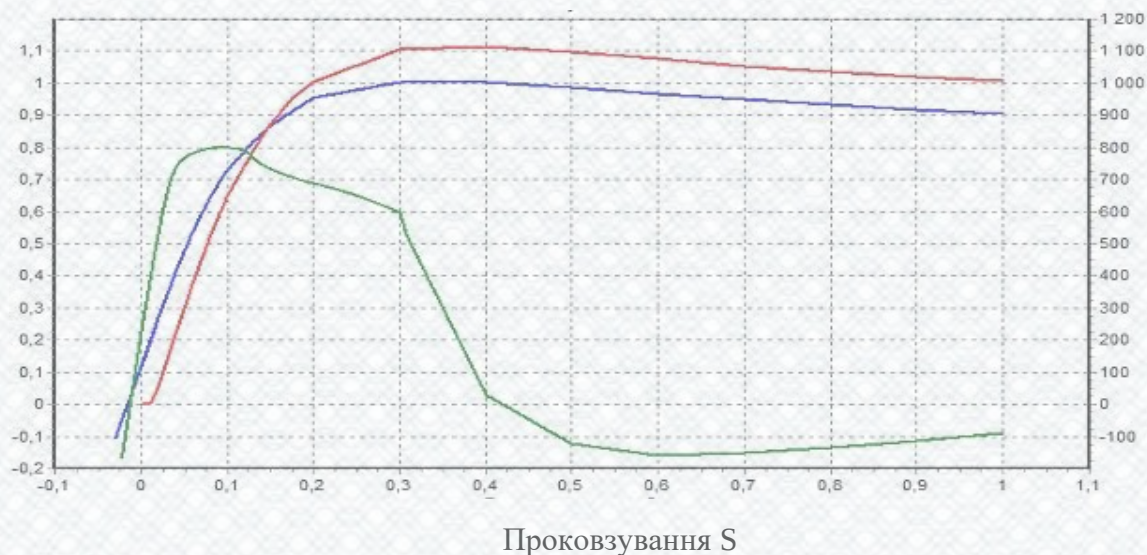


Рисунок 3.4 - Графіки зміни розрахункових значень коефіцієнтів

зчеплення φ_1 і φ_2 , і циркулюючої потужності $N_{ц}$ від проковзування S_1 і S_2 при нормальному навантаженні $G_k=3750\text{ Н}$ для шини Amtel 175/75-R13-82H без початкового зміщення колеса



— Коефіцієнт зчеплення на задньому опорному ролику

— Коефіцієнт зчеплення на передньому опорному ролику

— Циркулююча потужність

Рисунок 3.5 - Графік зміни розрахункових значень коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 , і циркулюючої потужності $N_{ц}$ від проковзування S_1 і S_2 при нормальному навантаженні $G_k=3750\text{ Н}$ для шини *Amtel 175/75-R13-82H* зі зміщенням колеса в сторону заднього опорного ролика на $a=15\text{ мм}$

3.2 Оцінка адекватності математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома опорними кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда

Відповідно до методики, запропонованої в другому розділі магістерської кваліфікаційної роботи, була виконана оцінка адекватності математичної моделі на основі результатів експериментів досліджуваного процесу.

Аналіз результатів аналітичних і експериментальних досліджень показує їх задовільну схожість, як якісну, так і кількісну, а також збіжність експериментальних і аналітичних значень елементарних нормальних і поздовжніх дотичних реакцій, реалізованих реакцій і значень коефіцієнтів зчеплення.

Оцінка адекватності математичної моделі виконувалася наступним чином. Значення розрахованих параметрів зберігалися в таблиці текстового формату і

додавалися в документ з числовими значеннями аналогічних параметрів експериментального дослідження. В подальшому для кожного параметра обчислювалися дисперсії адекватності і відтворюваності і розраховувалося значення критерію Фішера. Критерій *F-розподілу* Фішера порівнювався з прийнятим 5% рівнем значущості.

Для порівняння на рис 3.6 і 3.7 представлені графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 від проковзування S_1 і S_2 в залежності від зміщення колеса a для шини, яка взаємодіє з двома опорними роликми. Навантаження на колесо становить $G_k = 3750 \text{ Н}$, тиск повітря в шині $p_w = 0,21 \text{ МПа}$.



Рисунок 3.6 - Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 від проковзування S_1 і S_2 для шини *Amtel 175/75-R13-82H*, без зміщення колеса, при нормальному навантаженні $G_k = 3750 \text{ Н}$ і тиску повітря в шині $p_w = 0,21 \text{ МПа}$

Значення розрахункові та табличні критерію Фішера для оцінки адекватності математичної моделі наведені в таблиці 3.1.

Значення в таблиці 3.1 дозволяють зробити висновок про те, що математична модель адекватно описує процеси, що протікають при взаємодії

гальмуючого колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах діагностичного стенда.

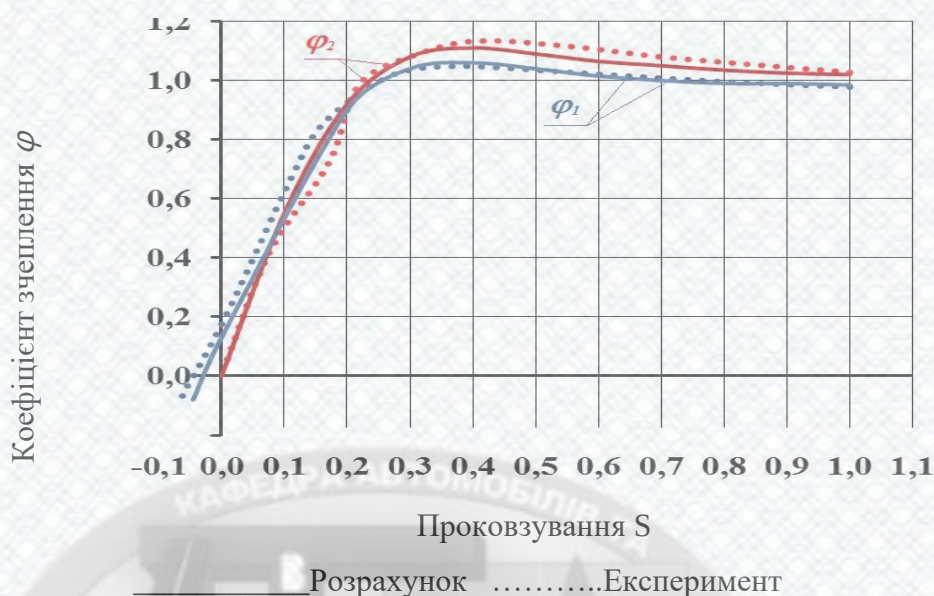


Рисунок 3.7 - Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 від проковзування S_1 і S_2 для шини *Amtel 175/75-R13-82H*, при зміщенні колеса в сторону заднього ролика на $a=15$ мм, при нормальному навантаженні $G_K = 3750$ Н і тиску повітря в шині $p_w=0,21$ МПа

Таблиця 3.1 – Результати оцінки адекватності математичної моделі

Досліджуваний параметр		Розрахункове значення критерію Фішера F_F	Табличне значення критерію $F(f_1; f_2; \%)$
Зміщення колеса $a=0$ мм	φ_1	0,079	4,82
	φ_2	0,076	4,82
Зміщення колеса $a=15$ мм в сторону заднього ролика	φ_1	0,027	4,82
	φ_2	0,032	4,82

При зміщенні колеса від $a = -15$ мм з боку переднього ролика до $a = 15$ мм в сторону заднього ролика, зміна максимального коефіцієнта зчеплення на передньому φ_{MAX1} і на задньому φ_{MAX2} опорних роликах відбувається наступним чином:

1) при нормальному навантаженні $G_K=2750$ Н, максимальний коефіцієнт зчеплення шини з переднім роликом зменшується від $\varphi_{MAX1} = 1,233$ до $\varphi_{MAX1} =$

0,987; зменшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX1}=19,9\%$; максимальний коефіцієнт зчеплення шини з заднім роликом зменшується від $\varphi_{MAX2} = 1,200$ до $\varphi_{MAX2} = 1,077$; зменшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX2}=10,3\%$;

2) при нормальному навантаженні $G_K=3250\text{ Н}$, максимальний коефіцієнт зчеплення шини з переднім роликом зменшується від $\varphi_{MAX1}=1,200$ до $\varphi_{MAX1}=0,927$; зменшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX1}=22,7\%$; максимальний коефіцієнт зчеплення шини з заднім роликом зменшується від $\varphi_{MAX2}=1,117$ до $\varphi_{MAX2}=1,061$; зменшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX2}=5,0\%$;

3) при нормальному навантаженні $G_K=3750\text{ Н}$, максимальний коефіцієнт зчеплення шини з переднім роликом зменшується від $\varphi_{MAX1}=1,131$ до $\varphi_{MAX1}=1,047$; зменшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX1}=7,4\%$; максимальний коефіцієнт зчеплення шини з заднім роликом збільшується від $\varphi_{MAX2}=1,123$ до $\varphi_{MAX2}=1,133$; збільшення максимального коефіцієнта зчеплення становить $\Delta\varphi_{MAX2}=0,9\%$.

3.3 Аналіз силових і кінематичних параметрів процесу гальмування колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда

Опорні ролики силових стендів мають однаковий радіус r_R , і обертаються з однаковою кутовою швидкістю ω_R , так як жорстко з'єднані між собою ланцюговою передачею. Таким чином, система «*шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина*» виявляється замкнутою.

При зміні поздовжнього положення колеса відносно осі симетрії опорних роликів в процесі гальмування виникає нерівність проковзувань S_1 і S_2 . Змінюються і силові радіуси колеса відносно переднього r_{K01} і заднього r_{K02} опорних роликів.

Тоді і лінійні швидкості бігової доріжки шини V_1 і V_2 на поверхнях опорних роликів будуть не рівні між собою:

$$V_1 = \omega_K \cdot r_{K01}; \quad (3.1)$$

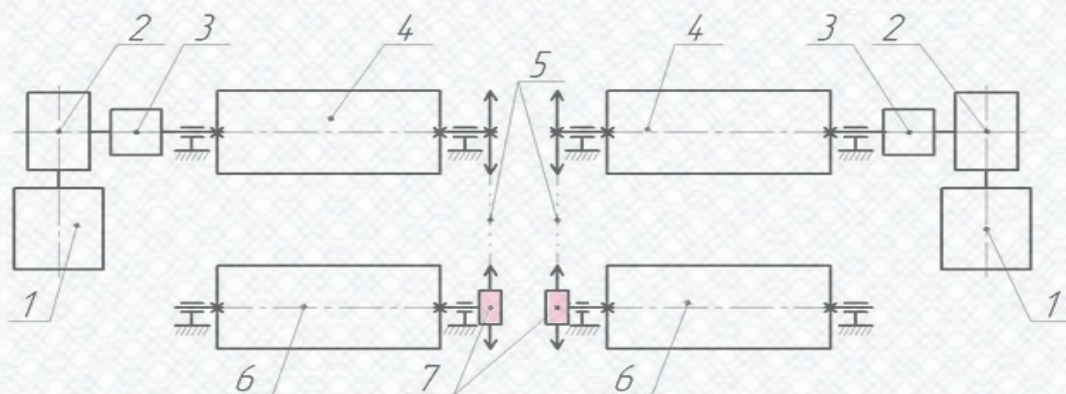
$$V_2 = \omega_K \cdot r_{K02}. \quad (3.2)$$

Нерівність лінійних швидкостей бігової доріжки шини V_1 і V_2 на поверхнях опорних роликів від нерівності силових радіусів колеса відносно переднього r_{K01} і заднього r_{K02} опорних роликів породжує різне проковзування S_1 і S_2 плям контакту шини і, як наслідок, кінематичну неузгодженість в замкнутому контурі «шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина».

Поздовжнє зміщення колеса відносно роликів стенду збільшує різницю силових радіусів колеса r_{K01} і r_{K02} , швидкостей V_1 і V_2 ковзань S_1 і S_2 в плямах контактів шини, внаслідок чого збільшується кінематична неузгодженість і циркулює потужність $N_{ц}$ в замкнутому контурі «шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина». Сукупність усіх перерахованих вище факторів сильно впливає на похибку вимірювання вихідних параметрів зчеплення шини з опорними роликами діагностичного стенда.

Усунення причини виникнення потоку циркулюючої потужності $N_{ц}$, можливе на основі доопрацювання механізмів приводу опорних роликів силового стенду.

На рис. 3.8 показана схема доопрацьованого силового роликового стенда конструкція якого усуває циркуляцію потужності $N_{ц}$.

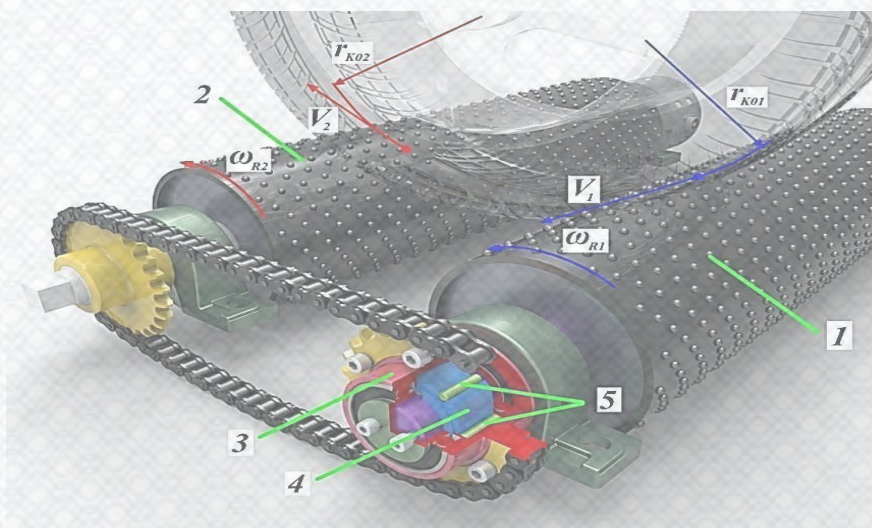


1 - електродвигун; 2 - редуктор; 3 - датчик вимірювання гальмівної сили; 4 - задній опорний ролик; 5 - ланцюгова передача; 6 - передній опорний ролик; 7 - обгінна муфта

Рисунок 3.8 - Схема силового роликового стенда з допрацьованим механізмом приводу опорних роликів

Доопрацювання передбачає включення в кінематичний ланцюг замкнутого контуру обгінну муфту 7. Муфта 7 встановлюється на вал ролика 6 і призводить його в обертання від ланцюгової передачі 5. Обгінна муфта 7 усуває різницю лінійних швидкостей бігової доріжки шини V_1 і V_2 на поверхнях опорних роликів при виникненні кінематичної неузгодженості.

Будова обгінної муфти більш детально показана на рисунку 3.9.



1 - передній опорний ролик; 2 - задній опорний ролик; 3 - зовнішнє кільце; 4 - внутрішня обойма; 5 - ролик; r_{K01} - силовий радіус колеса на передньому ролику; r_{K02} - силовий радіус колеса на задньому ролику; V_1 - лінійна швидкість бігової доріжки шини на передньому ролику; V_2 - лінійна швидкість бігової доріжки шини на задньому ролику; ω_{R1} - кутова швидкість переднього опорного ролика; ω_{R2} - кутова швидкість заднього ролика

Рисунок 3.9 - Тривимірний модель обгінної муфти

При виникненні кінематичної неузгодженості в контурі *«шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина»*, внаслідок зсуву гальмуючого колеса в сторону заднього опорного ролика, порушується рівність лінійних швидкостей бігової доріжки шини V_1 і V_2 на поверхнях опорних роликів в зв'язку з різницею силових радіусів колеса r_{K01} і r_{K02} . Передній опорний ролик має обертатися з кутовою швидкістю ω_{R1} , величина якої більша кутової швидкості обертання заднього опорного ролика ω_{R2} . У той момент, коли виникає різниця кутових швидкостей шини на поверхні роликів, внутрішня обойма муфти 4, повертаючись відносно зовнішнього кільця 3, зменшує притиснення роликів 5 до зовнішнього кільця 3, чим розблоковує обгінну муфту і відбувається автоматичне від'єднання переднього ролика від приводної зірочки. Замкнутий контур *«шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина»* розімкнеться, тим самим запобігається кінематична неузгодженість і усувається потік паразитної циркулюючої потужності $N_{ц}$.

Необхідною умовою роботи обгінної муфти і розмикання замкнутого контуру є те, що приводним повинен бути саме задній опорний ролик.

3.4 Методика визначення показників гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні з використанням епюр розподілу нормальної і реалізованої дотичної реакції за довжинами плям контакту

За результатами проведеної науково-дослідної роботи та виявленими залежностями була розроблена методика визначення питомої гальмівної сили γ_T з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій ΔR_{z1} , ΔR_{z2} , ΔR_{x1} і ΔR_{x2} по довжинах плям контакту $l_{д1}$ і $l_{д2}$. Суть розробленої методики полягає у визначенні характеристик шини при гальмуванні АТЗ на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда.

Розроблена методика дозволяє досліджувати процеси, що протікають в зоні контакту еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома кінематично пов'язаними опорними роликами стенду.

При гальмуванні колеса на роликах стенда відбувається вимір елементарних розподілених по довжині плям контактів l_{d1} і l_{d2} нормальних ΔR_{z1} і ΔR_{z2} і дотичних ΔR_{x1} і ΔR_{x2} реакцій і здійснюється побудова їх епюр $\Delta R_{z1}=f(l_{d1})$; $\Delta R_{z2}=f(l_{d2})$; $\Delta R_{x1}=f(l_{d1})$ и $\Delta R_{x2}=f(l_{d2})$. За відомими епюрами проводиться розрахунок реалізованих реакцій R_{x1} і R_{x2} і розраховується значення гальмівної сили F_T за формулою:

$$F_T = R_{x1} + R_{x2}. \quad (3.3)$$

Отримане значення гальмівної сили F_T використовується для розрахунку питомої гальмівної сили γ_T , яка характеризує гальмівну ефективність АТЗ.

Гальмівні сили F_T , виміряні для кожного колеса однієї осі дозволяють визначити відносну різницю гальмівних сил K_H на колесах цієї осі, яка характеризує стійкість АТЗ при гальмуванні.

Методика контролю гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні на стенді з вбудованими в поверхню опорних роликів датчиків, що вимірюють елементарні нормальні і дотичні реакції складається з декількох пунктів.

1) Проведення візуального огляду:

- а. зовнішній огляд АТЗ і гальмівної системи;
- б. перевірка стану шин і тиску повітря в них;
- с. перевірка стенду і прогрів його систем вимірювання;

2) Виявлення явних ознак несправностей (*несправності коліс і шин, гальмівної системи АТЗ і органів її управління*) органолептичним методом. У разі виявлення несправностей АТЗ направляється в зону технічного обслуговування або ремонту з метою усунення виявлених несправностей.

3) Виконання підготовчих операцій:

- а. встановлення АТЗ на стенд;
- б. фіксація коліс АТЗ від поздовжнього переміщення проти-відкатними башмаками;
- с. запуск комп'ютера і систем реєстрації вимірюваних параметрів;
- д. запуск приводу опорних роликів для прогріву шин обкаткою по поверхні ролика;

4) Тестовий вплив на гальмівну систему:

а. запустити електродвигун стенда і розігнати колеса АТЗ до окружної швидкості 1,1 м / с;

б. повільно, протягом 6-7 секунд, натиснути на педаль гальма до повної зупинки гальмуючих коліс АТЗ;

5) В процесі гальмування вимірювати контрольовані параметри (ΔR_{Z1} , ΔR_{Z2} , ΔR_{X1} , ΔR_{X2} і ω_K), до досягнення проковзування будь-якого з гальмуючих коліс значення $S=0,4$;

6) Виміряні параметрів (ΔR_{Z1} , ΔR_{Z2} , ΔR_{X1} , ΔR_{X2} і ω_K) записати в пам'ять ЕОМ;

7) Зробити розрахунок значень реалізованих нормальної і дотичної реакцій R_{Z1} , R_{Z2} , R_{X1} і R_{X2} ;

8) Зробити розрахунок питомої гальмівної сили γ_T і відносної різниці гальмівних сил K_H на колесах контрольованих осей АТЗ.

9) Виконати постановку функціонального діагнозу в гальмівній системі контрольованого АТЗ за принципом «придатний» або «непридатний» [29].

а. перевірити відповідність питомої гальмівної сили γ_T вимогам Технічного регламенту про безпеку колісних транспортних засобів [27]:

$$\gamma_T \geq [\gamma_T] \quad (3.4)$$

де $[\gamma_T]$ – допустиме значення питомої гальмівної сили γ_T [27];

б. перевірити відповідність відносної різниці гальмівних сил K_H вимогам технічного регламенту про безпеку колісних транспортних засобів:

$$K_H \geq [K_H] \quad (3.5)$$

де $[K_H]$ – допустиме значення відносної різниці гальмівних сил K_H ;

с. в разі відповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні вимогам регламенту, гальмівна система перевіряемого АТЗ визнається справною;

д. в разі невідповідності показників гальмівної ефективності або стійкості при гальмуванні вимогам регламенту, гальмівна система АТЗ визнається несправною.

10) Заключні операції мають на увазі відключення систем вимірювання та реєстрації, комп'ютера і силових пристроїв стенду, а також виїзд АТЗ з блоку роликів.

Розроблена методика, а також реалізує її обладнання, в порівнянні з існуючими методами має низку переваг:

1) У процесі гальмування виконується одночасне вимірювання як нормальної, так і дотичної реакції безпосередньо в плямах контакту шин з опорними роликами;

2) Знижується вплив зміни нормального навантаження на колесо, а також непаралельності осей автомобіля і стенду за рахунок одночасного вимірювання нормальної реакції з дотичною реакцією безпосередньо в плямах контакту шини з поверхнями роликів;

3) Усувається циркуляція паразитної потужності за рахунок використання в конструкції стенду обгінної муфти.

4) Запис максимального значення дотичної реакції R_x проводиться при проковзуванні $S=0,4$, що відповідає критичному проковзуванню при гальмуванні еластичної шини автомобільного колеса на двох опорних роликах силового стенду.

Похибка вимірювання питомої гальмівної сили γ_{Ti} для одного колеса, гальмуючого на двох кінематично пов'язаних опорних роликах, у відповідності з розробленою автором методикою, становить:

- 1) при малому нормальному навантаженні $G_K=2750H$, похибка 13,8%;
- 2) при робочому нормальному навантаженні $G_K=3250H$, похибка 8%;
- 3) при великому нормальному навантаженні $G_K=3750H$, похибка 0,01%.

Питому гальмівну силу γ_{Ti} для одного колеса, гальмуючого на двох кінематично пов'язаних опорних роликах визначимо як

$$\gamma_{Ti} = \frac{R_{X1} + R_{X2}}{R_{Z1} + R_{Z2}}; \quad (3.6)$$

де R_{X1} – реалізована дотична реакція на передньому ролику, [Н];

R_{X2} – реалізована дотична реакція на задньому ролику, [Н];

R_{Z1} – реалізована нормальна реакція на передньому ролику, [Н]; R_{Z2} – реалізована нормальна реакція на задньому ролику, [Н].

Графік залежності питомої гальмівної сили колеса на роликах стенда γ_{Ti} від зсуву колеса a при варіюванні нормального навантаження G_K рис. 3.10.

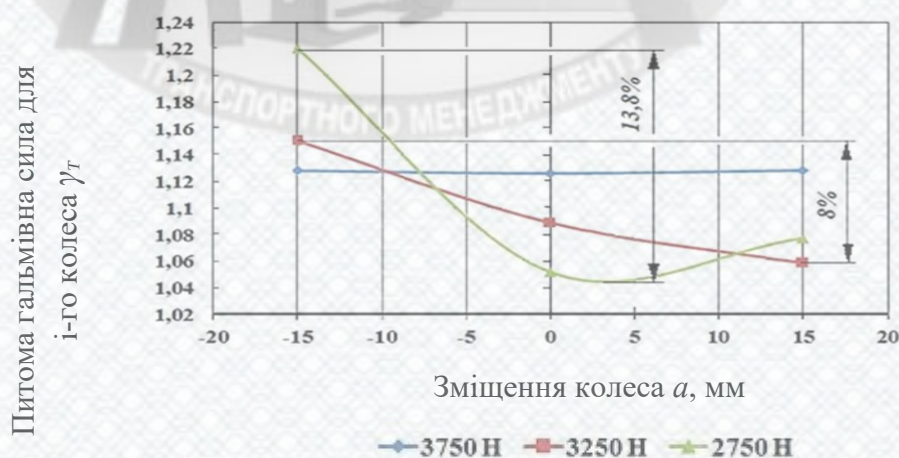
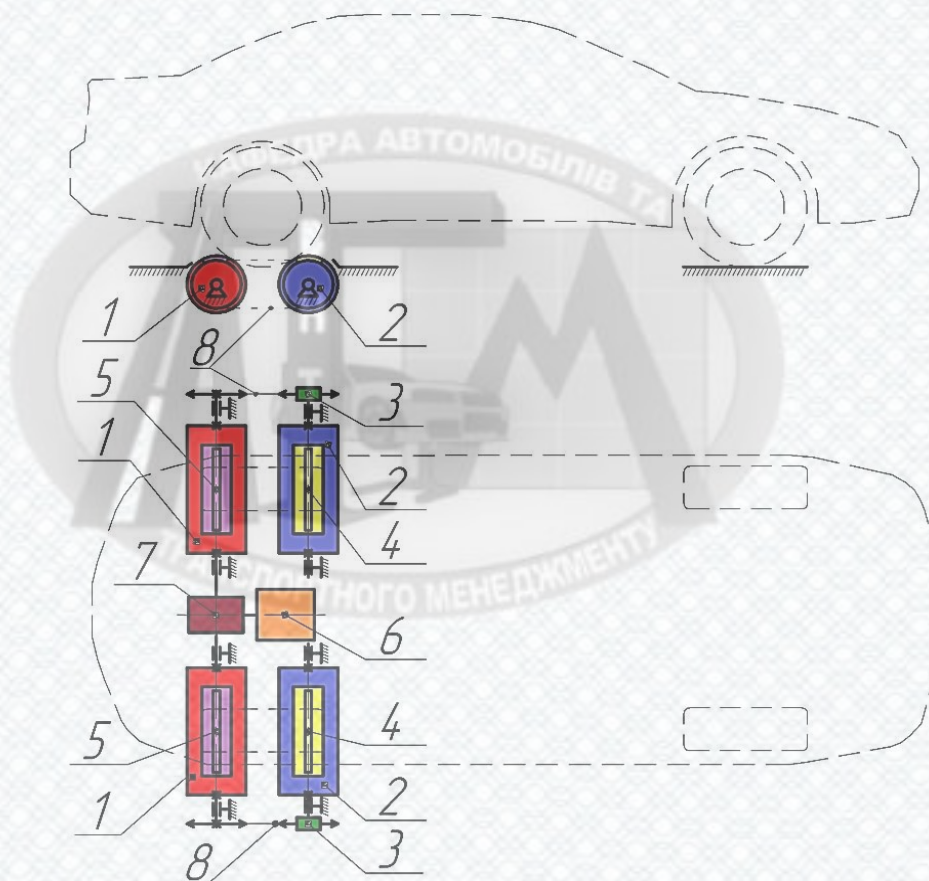


Рисунок 3.10 - Графік залежності питомої гальмівної сили γ_{Ti} , створюваної шиною гальмуючого колеса на кінематично пов'язаних опорних роликах стенда, від зсуву колеса a і нормального навантаження G_K

Таким чином, розроблена методика і реалізуюче її обладнання знижують похибку вимірювання питомої гальмівної сили γ_T в робочому режимі нормального навантаження G_K до 8-13,8%.

3.5 Устаткування для реалізації розробленого методу і методики контролю гальмівних систем АТЗ на силовому стенді

Для реалізації розробленого методу контролю гальмівної системи АТЗ була розроблена конструкція роликового стенду з обгінною муфтою, що компенсує кінематичну неузгодженість. Функціональна схема стенду показана на рис. 3.11.



1 - задній опорний ролик; 2 - передній опорний ролик; 3 - обгінна муфта; 4 - тензометричний датчик переднього ролика; 5 - тензометричний датчик заднього ролика; 6 - електродвигун; 7 - черв'ячний редуктор; 8 - ланцюгова передача.

Рисунок 3.11 - Функціональна схема роликового силового стенду з вбудованими в ролики датчиками з тензобалками

Стенд представляє собою два роликових блоки з переднім 2 і заднім 1 опорними роликами. В поверхню опорних роликів 1 і 2 вмонтовані тензометричні датчики 4 і 5 вимірювання епюр розподілу елементарних

нормальних і дотичних реакцій за довжинами плям контакту шин з поверхнями роликів. Чутливим елементом датчика є тензобалка, яка забезпечує одночасне вимірювання елементарних нормальних і дотичних реакцій безпосередньо в зоні контакту шини з поверхнею ролика.

Привід заднього опорного ролика 1 здійснюється від електродвигуна 6 через понижуючий черв'ячний редуктор 7. Привід переднього опорного ролика 2 здійснюється за допомогою ланцюгової передачі 8 і обгінної муфти 3. Обгінна муфта 3 роз'єднує кінематично замкнутий контур «шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина» в разі, коли кутова швидкість V_1 в плямі контакту шини з переднім роликом стає більшою кутової швидкості V_2 в плямі контакту шини з заднім роликом.

Розроблена нова конструкція силового стенду реалізує ефективний метод вимірювання гальмівних сил F_t вимірюючи параметри процесів в плямах контакту шини і в порівнянні з аналогами має ряд незаперечних переваг:

1) У зв'язку з застосуванням тензометричних датчиків, що вимірюють нормальну і реалізовану подовжню реакції безпосередньо в зоні контакту шин, немає необхідності використання промислових датчиків вимірювання гальмівної сили і ваги АТЗ. Наприклад, в силових стендах СТМ-3500 [17] є два датчики гальмівної сили і чотири датчики ваги (типу ДСТ-9035). Усіх їх повною мірою замінюють чотири розроблених датчика, вбудованих в циліндричні поверхні опорних роликів. Датчики вимірювання елементарних реакцій набагато простіші у виготовленні і дешевші датчиків ДСТ. Гальмівні сили $F_{t(p)}$, виміряні датчиками, вбудованими в поверхню роликів, в порівнянні з гальмівними силами $F_{t(дст)}$, вимірюваними промисловими датчиками ДСТ-9035 при перевірці силовимірювальної системи стенду мають незначні розбіжності (див. рис. 3.12).

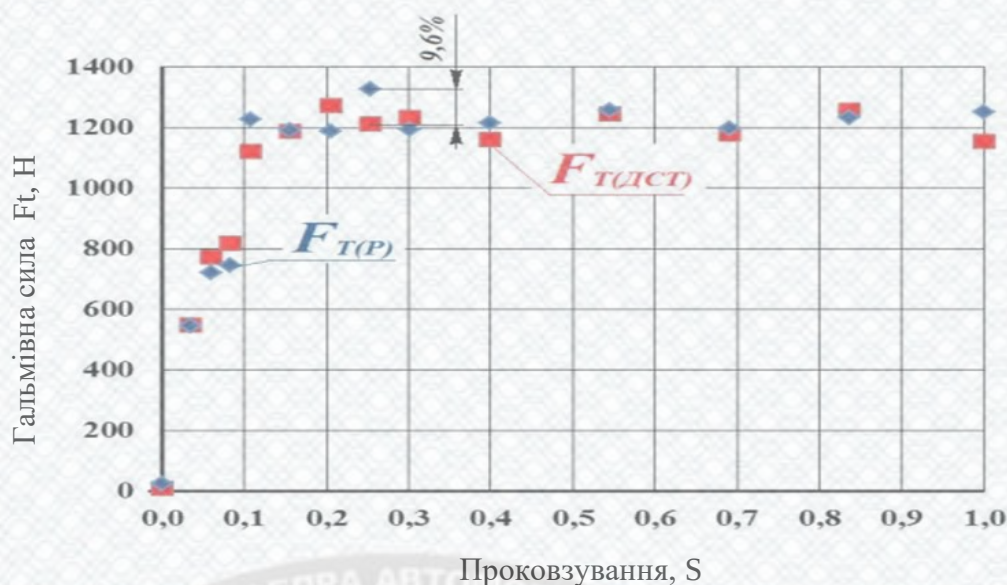


Рисунок 3.12 - Графік залежності гальмівної сили $F_{T(P)}$, яка вимірюється тензометричними датчиками, вбудованими в поверхні опорних роликів і гальмівної сили $F_{T(ДСТ)}$, яка вимірюється промисловим датчиком ДСТ-9035 від проковзування S при нормальному навантаженні $G_K=3250$ Н для шини *Amtel 175/75-R13-82H*, тиск повітря в шині $p_w=0,21$ МПа

В діапазоні проковзування $0,35 < S < 0,45$ (при експлуатаційних значеннях нормального навантаження на колесо G_K), найбільша розбіжність значень $F_{T(P)}$ і $F_{T(ДСТ)}$ складає не більше $\Delta F_T = 56$ Н або 4,8%. Найбільша розбіжність сумарної гальмівної сили досягає при проковзуванні $S=0,11$ (рис. 3.12) і становить $\Delta F_T = 108$ Н або 9,6%;

2) Механізм приводу переднього опорного ролика доповнений обгінною муфтою, яка усуває кінематичну неузгодженість, що значно знижує похибку вимірювання гальмівних сил на колесах гальмуючого АТЗ;

3) Силова система, приводить в обертання задні опорні ролики стенда, являє собою один «мотор - редуктор». У стендів-аналогів силова система складається з двох конструктивно складних і дорогих у виготовленні балансирних двигун-редукторів.

4) Стенд-аналог реалізує подібну методику. Але при цьому кожне гальмуюче колесо АТЗ взаємодіє з одним опорним роликом стенду. При гальмуванні АТЗ на одинарному опорному ролику його колеса знаходяться в положенні нестійкої

рівноваги. У процесі гальмування неминуче виникають поздовжні переміщення АТЗ, що призводять до порушення рівноваги. Для усунення цього недоліку, конструкція стенду містить пристрої, які утримують АТЗ від поздовжніх зсувів. Установка утримуючих пристроїв АТЗ, і його кріплення від поздовжніх переміщень, збільшують час контролю гальмівної системи.

5) У конструкції розробленого стенду, кожне колесо перевіряємої осі АТЗ знаходиться в положенні стійкої рівноваги, оскільки встановлено на два опорних ролика. Тим самим виключається застосування спеціальних утримуючих пристроїв і заощаджується час контролю.

Таким чином, розроблена конструкція стенду не тільки реалізує високоінформативний метод вимірювання нормальних і реалізованих дотичних реакцій на основі епюр розподілу елементарних нормальних і дотичних реакцій за довжинами плям контакту шини автомобільного колеса з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда, але і дозволяє виконувати контроль технічного стану гальмівних систем АТЗ з високими метрологічними показниками.

Ефективність і економічні показники розробленого методу і реалізуючого його обладнання представлені в п'ятому розділі дисертації.

3.6 Висновки до третього розділу

1) Виконані дослідження підтвердили можливість отримання епюр розподілу елементарних нормальних ΔR_{z1} і ΔR_{z2} , а також дотичних ΔR_{x1} і ΔR_{x2} реакцій за довжинами плям контакту l_{d1} і l_{d2} еластичної шини автомобільного колеса з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда як експериментально, так і аналітично.

2) Встановлено, що при поздовжньому зсуві a осі обертання гальмуючого колеса з еластичною шиною відносно осі симетрії двох кінематично пов'язаних опорних роликів виникає кінематична неузгодженість, що полягає у нерівності основних кінематичних (r_{k01} , r_{k02} , V_1 , V_2 , S_1 і S_2) параметрів. Кінематична

неузгодженість, пов'язана з різницею силових радіусів r_{K01} , r_{K02} і швидкостей V_1 , V_2 ковзання шини відносно опорних роликів, викликає циркуляцію паразитного потужності N_{π} в замкнутому контурі.

3) Науково обґрунтований спосіб конструктивного доопрацювання приводу опорних роликів силових стендів, що мають кінематично пов'язані пари циліндричних опорних роликів, з метою усунення паразитної потужності N_{π} циркулюючої в замкнутому контурі. Суть конструктивної доробки приводу полягає в тому, що в кінематичний ланцюг *«передній ролик - ланцюгова передача - задній ролик»* в області переднього опорного ролика встановлюється обгінна муфта, для розмикання замкнутого контуру при виникненні негативної різниці лінійних швидкостей бігової доріжки шини на поверхнях опорних роликів. Це дозволяє усувати кінематичну неузгодженість і циркулює потужність N_{π} в замкнутому контурі.

4) Розроблено методику, що дозволяє проводити контроль гальмівної системи АТЗ на основі одночасного вимірювання елементарних нормальних і реалізованих поздовжніх реакцій безпосередньо в плямах контакту шини з опорними роликами. Вимірювання силових і кінематичних параметрів взаємодії шини гальмуючого колеса з поверхнями опорних роликів в плямах контакту дозволяє знижувати вплив непаралельності осей коліс АТЗ і стенду, а також зміни нормального навантаження на колеса під час їх гальмування. Розроблена методика і реалізуюче її обладнання знижують похибку вимірювання питомої гальмівної сили γ_T в робочому режимі нормального навантаження G_K до 8-13,8%.

5) Розроблено конструкцію стенду, що реалізує науково обґрунтовану методику контролю гальмівної системи АТЗ і високоінформативний метод вимірювання реакцій в плямах контакту шин з опорними роликами стенду. Розроблена конструкція стенда менш металомістка і складна у порівнянні з аналогами. Принцип вимірювання гальмівної сили заснований на вимірюванні елементарних нормальних і реалізованих дотичних реакцій, розподілених по довжині плям контактів шини з опорними роликами стенду.

РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

За підсумками науково-дослідної роботи була виконана оцінка економічної ефективності розробленої методики та реалізуючого її обладнання. Оцінка економічної ефективності методики вимірювання силових параметрів з використанням епюр розподілу елементарних нормальних і дотичних реакцій по довжині плям контакту проводилася в порівнянні з існуючою методикою контролю гальмівних систем АТЗ на стендах СТМ-3500.

Визначення порівняльної економічної ефективності проводиться на основі положень типової методики [29]. Розрахунок економічної ефективності здійснюється по різниці приведених витрат і величині додаткового економічного ефекту, що полягає в підвищенні продуктивності і якості виконаних робіт та зниження матеріальних витрат.

Для порівняння, в якості існуючого технічного засобу діагностування приймається силовий гальмівний стенд моделі СТМ-3500 і модернізований силовий гальмівний стенд СМ-3500, який реалізує високоінформативний метод вимірювання силових параметрів на основі вимірювання епюр розподілу елементарних нормальних і дотичних реакцій за довжинами плям контакту.

Розрахунок економічної ефективності виконувався за результатами перевірки на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця.

4.1 Розрахунок економічної ефективності вдосконаленої конструкції стенда, реалізуючого розроблену методику

Розроблена конструкція (див. розділ 3.5.1) модернізованого стенду (далі по тексту СМ-3500), реалізуючого високоінформативний метод вимірювання силових параметрів на основі вимірювання епюр розподілу елементарних нормальних і дотичних реакцій за довжинами плям контакту відрізняється від

порівнюваного зразка серійного стенду СТМ-3500 конструктивними особливостями і має ряд переваг:

1) Відпадає необхідність використання промислових датчиків вимірювання гальмівної сили і ваги АТЗ, в зв'язку із застосуванням тензOMETричних датчиків, що вимірюють нормальну і дотичну реакції безпосередньо в зоні контакту.

2) Механізм приводу переднього опорного ролика доповнений обгінною муфтою, що усуває кінематичну неузгодженість, що значно знижує похибку діагностики і контролю гальмівної системи АТЗ.

3) Стенд СМ-3500 оснащений одним двигун-редуктором, замість двох балансирних електродвигунів і двох редукторів біля стенду СТМ-3500.

Таким чином, в порівнянні з оснащенням стенду СТМ-3500, розроблена конструкція стенду СМ-3500 менш металоємна, проста у виготовленні.

Зважаючи на складність підрахунку різниці на витрати придбання комплектуючих, а також виготовлення і збирання стенду приймаємо ринкові ціни на вироби, а для самих виробів приймаємо промислові аналоги. Порівняльний розрахунок виконуємо за собівартістю основних запасних частин і вузлів, без урахування собівартості складальних, налагоджувальних та інших видів робіт.

Собівартість комплектуючих, що підлягають заміні для стенду СТМ3500, приведена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Собівартість вузлів стенду СТМ-3500

Вузол	Кількість, шт.	Собівартість одиниці, грн.	Собівартість, грн.
Балансирний двигун-редуктор	2	11450	22900
Датчик вимірювання ваги АТЗ	4	3500	14000
Датчик вимірювання гальмівної сили	2	3500	7000
Разом			43900

Собівартість деталей, які підлягають встановленню на стенд СТМ-3500, замість штатних вузлів і деталей, наведена в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Собівартість вузлів стенду СМ-3500

Вузол	Кількість, шт.	Собівартість одиниці, грн.	Собівартість, грн.
Черв'ячний двигун-редуктор	1	13500	13500
Тензометрична балка	4	160	640
Корпус датчика	4	350	1400
Опори тензометричних балок	8	50	400
Тензорезистори	32	85	2720
Обгінна муфта	2	700	1400
Муфти приводу задніх опорних роликів	2	500	1000
Зірочки приводу передніх опорних роликів	4	130	520
Разом			21580

Таким чином, витрати на придбання комплектуючих при виготовленні стенду СМ-3500 складають $З_{СМ}=21580$ грн. Витрати на придбання комплектуючих при виготовленні стенду СТМ-3500 складають $З_{СТМ}=43900$ грн. Економія на покупку комплектуючих становить 21580 грн. на один стенд.

4.2 Розрахунок економічної ефективності методики вимірювання силових параметрів з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій за довжинами плям контакту

Економічний ефект, отриманий за рік застосування методики вимірювання силових параметрів, з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій за довжинами плям контакту, визначається за виразом:

$$\Xi = \left[3_1 \frac{Q_1}{Q_2} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_H} - 3_2 \right] \cdot N_2 \quad (4.1)$$

де Z_1 і Z_2 - наведені витрати на виробництві, що припадають на один базовий і новий технічний засіб діагностування, [грн.];

$\frac{Q_2}{Q_1}$ – коефіцієнт, що враховує зростання продуктивності при застосуванні нових технічних засобів діагностування в порівнянні з базовими засобами діагностування;

Q_1 і Q_2 – річні обсяги робіт, вироблених при використанні базового і нового технічного засобу діагностування, в натуральних одиницях;

$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H}$ – коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з базовим технічним засобом діагностування;

P_1 і P_2 – частки відрахувань від балансової собівартості на повне відновлення базового і нового технічного засобу діагностування;

$\frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_H}$ – економія споживача на поточних витратах експлуатації і відрахуваннях від відповідних капітальних вкладень за весь термін служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з використанням базового технічного засобу діагностування, [грн.];

U'_1 і U'_2 - річні експлуатаційні витрати споживача, проведені без урахування амортизації на реновацію, при використанні базового і нового технічного засобу діагностування відповідно, в розрахунку на річний обсяг роботи Q_2 , який забезпечувався б новим технічним засобом діагностування, [грн.];

K'_1 і K'_2 - супутні капітальні вкладення споживача в сфері експлуатації, виконані без урахування собівартості розглянутих технічних засобів діагностування, при використанні базового і нового технічних засобів діагностування, відповідно в розрахунку на річний обсяг Q_2 , [грн.];

N_2 – річний обсяг виробництва нових технічних засобів діагностування в розрахунковому році [натуральні одиниці].

Визначимо за наступним виразом наведені витрати Z_i :

$$Z_i = C_i + E_H \cdot K_i \quad (4.2)$$

де C_i – собівартість виготовлення технічного засобу діагностування, (грн.);

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень в нову техніку, приймаємо $E_H = 0,15$;

K_i – капітальні вкладення на виготовлення технічного засобу діагностування, [грн.];

При розрахунку економічної ефективності приймаємо такі припущення.

1) Рівні частки відрахувань від балансової собівартості на повне відновлення (реновацію) базового і нового технічного засобу діагностування приймаємо $P_1 = P_2 = 0,15$.

2) Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового технічного засобу діагностування в порівнянні з базовим засобом приймаємо $\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} = 1$.

3) Річний обсяг виробництва нових технічних засобів діагностування в розрахунковому році приймаємо $N_2 = 1$.

4) Наведені витрати нового технічного засобу діагностування в сфері виробництва, зважаючи на відсутність даних, приймаємо рівними його витратам за оптовою ціною $Z_2 = C_2$.

Визначаємо річні експлуатаційні витрати при використанні i -го варіанта технічного засобу діагностування за формулою:

$$U'_1 = C_{зп1} + C_{пр2} + C_{Е1} + C_{НВ1}; \quad (4.3)$$

де $C_{зп1}$ – річні витрати на заробітну плату операторів-діагностів, включаючи витрати, пов'язані з відрахуваннями єдиного соціального податку [грн.];

$C_{пр2}$ – витрати на поточний ремонт та утримання діагностичного обладнання, [грн.];

$C_{Е1}$ – витрати на електроенергію, [грн.];

$C_{НВ1}$ – інші накладні витрати, [грн.].

Річні витрати на заробітну плату оператора-діагноста разом з нарахуваннями визначаються за виразом:

$$C_{з1} = Q_i \cdot T_i \cdot C_{\partial} \cdot K_{\partial\partial i}; \quad (4.4)$$

де T_i – тривалість діагностування i -м технічним засобом діагностування, [год.];

C_{∂} – годинна ставка оператора-діагноста, [грн./год.];

$K_{\partial\partial}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування єдиного соціального податку, приймаємо $K_{\partial\partial} = 1,262$.

Визначаються витрати на поточний ремонт та планово-технічне обслуговування i -го діагностичного обладнання за формулою:

$$C_{mp1} = \frac{B_i \cdot K_{mp}}{100}; \quad (4.5)$$

де K_{mp} – коефіцієнт, що враховує відрахування на поточний ремонт і зміст i -го діагностичного обладнання.

Витрати на електроенергію визначаються за виразом:

$$C_{E1} = g_i \cdot T_E \cdot Q_i; \quad (4.6)$$

де g_i – витрата електроенергії на виконання одного контролю при використанні i -го технічного засобу діагностування, [кВт.];

T_E – відпускний тариф, [грн./кВт.].

Інші накладні витрати визначаються за формулою:

$$C_{HP1} = C_{зП1} \cdot K_{\partial\partial} / K_{HP}. \quad (4.7)$$

Супровідні капітальні витрати:

$$K'_1 = \frac{B_i}{T_{cci}}. \quad (4.8)$$

де T_{cci} – середній термін служби i -го технічного засобу діагностування.

Для розрахунку очікуваного річного економічного ефекту від впровадження розробленої методики вимірювання силових параметрів з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій за довжинами плям контакту були приведені експлуатаційні витрати і супутні капітальні вкладення споживача до річної продуктивності нового технічного засобу діагностування в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Основні техніко-економічні показники до розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану гальмівних систем АТЗ на стенді СТМ-3500 і на модернізованому силовому стенді СМ-3500, що реалізує розроблену методику вимірювання силових параметрів

Найменування показників	Позначення	Од. вим.	Показники при застосуванні:	
			СТМ-3500	СМ-3500
1	2	3	4	5
Оптова ціна	C	грн.	198000	175000
Коефіцієнт, що враховує витрати на транспортування і монтаж обладнання	K_o	-	1,2	1,2
Балансова вартість обладнання	B	грн.	205000	185000
Кваліфікація і розряд працівника	-	-	оператор-діагност 4 розряду	оператор-діагност 4 розряду
Кількість операторів-діагностів	n	чол.	2	2
Годинна тарифна ставка	C_q	грн/год	50	50
Трудомісткість діагностування	T_d	хв.	28	20
Коефіцієнт, що враховує відрахування до фондів.	$K_{доп}$	-	1,262	1,262
Плановий річний фонд робочого часу	$\Phi_{п}$	год.	2086	2086
Коефіцієнт використання устаткування за часом	$K_{и}$	-	0,8	0,8
Дійсний річний фонд робочого часу	Φ_d	год.	1668,8	1668,8

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
Річні обсяги робіт ТСД	Q	од.	3180	4170
Коефіцієнт відрахування на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування ТСД	K_{TP}	-	0,05	0,05
Середній термін служби ТСД	$T_{СЛ}$	років	6	6
Коефіцієнт реновації	K_P	-	0,15	0,15
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	E_H	-	0,12	0,12
Коефіцієнт, що враховує інші накладні витрати	K_{HP}	-	1,89	1,89

Річні витрати на заробітну плату з нарахуваннями:

$$C_{ЗП1} = 3180 \cdot (28/60) \cdot 50 \cdot 2 \cdot 1,262 = 193445,18 \text{ грн.};$$

$$C_{ЗП2} = 4170 \cdot (20/60) \cdot 50 \cdot 2 \cdot 1,262 = 175418 \text{ грн.}$$

Відрахування на поточний ремонт і обслуговування технічного засобу діагностування:

$$C_{ТР1} = 198000 \cdot 0,05 = 9900 \text{ грн.};$$

$$C_{ТР2} = 175000 \cdot 0,05 = 8750 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію:

$$C_{Э1} = 0,95 \cdot 3180 \cdot 7 \cdot (28/60) = 10647,8 \text{ грн.};$$

$$C_{Э2} = 0,95 \cdot 4170 \cdot 7,5 \cdot (20/60) = 9973,2 \text{ грн.};$$

де: 7,5 - потужність, споживана СТМ-3500 і СМ-3500, [кВт];

$T_d/60$ - час роботи СТМ-3500 або СМ-3500 в розрахунку на один АТЗ, [год].

Інші накладні витрати:

$$C_{HP1} = 188286,6 \cdot 1,262/1,89 = 125723,7 \text{ грн.}; C_{HP2} = 170740,19 \cdot 1,262/1,89 = 114007,5 \text{ грн.}$$

Супутні капітальні витрати:

$$K_1' = 198000/6 = 33000 \text{ грн.}; \text{ або } K_1' = 33000/3180 = 10,38 \text{ грн.};$$

$$K_2' = 175000/6 = 29166,7 \text{ грн.}; \text{ або } K_2' = 29166,7/4170 = 7 \text{ грн.}$$

Річні експлуатаційні витрати:

$$U_1' = 188286,6 + 9900 + 10647,8 + 125723,7 = 334558,1 \text{ грн.}$$

$$\text{Або на один автомобіль } U_1' = 334558,1/3180 = 105,2 \text{ грн.};$$

$$U_2' = 170740,19 + 8750 + 9973,2 + 114007,5 = 303470,9 \text{ грн.};$$

$$\text{Або на один автомобіль } U_2' = 303470,9 / 5270 = 218,34 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків за розробленими методами діагностування відображені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Результати розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану гальмівних систем автотransпортних засобів при використанні стенду СТМ-3500 і СМ-3500

№	Елементи витрат	Позначення	Од. Вим.	Показники при діагностуванні	
				СТМ-3500	СМ-3500
1	2	3	4	5	6
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$C_{ЗП}$	грн.	188286,6	170740,19
2	Витрати на поточний ремонт та утримання обладнання	$C_{ТР}$	грн.	9900	8750
3	Витрати на електроенергію	C_E	грн.	10647,8	9973,2
4	Інші накладні витрати	$C_{НР}$	грн.	125723,7	114007,5
5	Супутні капітальні витрати, пов'язані з придбанням, доставкою, монтажем ТСД	K'	грн.	33000	29246,1
6	Річні експлуатаційні витрати на діагностування	U'	грн.	334558,1	303470,9

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленої методики визначається виразом:

$$E = E' + E'' \quad (4.9)$$

де E' - економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача, що визначається за формулою (4.1);

E'' - економія матеріальних ресурсів.

Економія матеріальних ресурсів визначається за формулою:

$$E'' = C_{pmc} \cdot Q'[(\beta_1 - \beta_2)/100]; \quad (4.10)$$

де Q' - кількість непрацездатних гальмівних систем при перевірці на базовому технічному засобі діагностування;

β_1 і β_2 - ймовірності помилок і роду при використанні, відповідно, базового і нового технічного засобу діагностування, [%];

C_{RTC} - середня вартість ремонту гальмівної системи автотранспортного засобу, [грн.].

Економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача для розробленого СМ-3500 визначається за виразом:

$$E' = (U'_1 - U'_2) \cdot Q_2 \quad (4.11)$$

і становить: $E' = 135219,2$ грн.;

Економія матеріальних ресурсів при використанні СМ-3500 складе $E'' = 218529,1$ грн.;

Тоді загальний річний економічний ефект при діагностуванні з використанням СМ-3500 становить $E_1 = 357081,95$ грн., або в розрахунку на один транспортний засіб $E_{\text{тзм}} = 357081,95 / 4270 = 83,63$ грн./АТЗ.

Проведені розрахунки економічної ефективності, отриманої за рахунок застосування розробленої методики вимірювання силових параметрів підтверджуються реальної техніко-економічною виробничою перевіркою, проведеною на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр».

Виходячи з вищевикладеного розрахунку, приймаємо економічну ефективність розробленої методики 85,63 грн. на один АТЗ. Беручи до уваги, що річна кількість діагностувань, виконуваних на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» становить 1315 АТЗ, економічний ефект впровадження розробленої методики та обладнання складе 112603,5 грн.

Розрахунковий термін окупності впровадженої методики і реалізуючого її обладнання визначається за формулою:

$$O_1 = C_1 / \Delta_1; \quad (4.12)$$

і становить $O_1 = 175000 / 112603,5 = 1,55$ років.

Варто відзначити, що несправності гальмівної системи призводять до зниження стійкості АТЗ при його гальмуванні і гальмівній ефективності. Наслідком цього є виникнення дорожньо-транспортних пригод. Впровадження розробленої методики і реалізує її обладнання тягне за собою не тільки позитивний техніко-економічний, а й *соціальний ефект* від скорочення дорожньо-транспортних пригод та пов'язаного з ним збитку.

4.3 Висновки по п'ятому розділу

1) Економія матеріальних витрат, пов'язаних з модернізацією серійного стенду СТМ-3500, розрахована як різниця собівартості його штатних деталей і вузлів, що підлягають заміні, і собівартості знову встановлюваних деталей і вузлів становить 12180 грн. на один стенд без урахування виконуваних робіт. Таким чином, собівартість модернізованого стенду стає менше існуючого приблизно на 10%.

2) Річний економічний ефект, отриманий в результаті впровадження розробленої методики і реалізує її обладнання, на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр», становить 112603,5 грн., Або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого стенду складає 1,55 року.

ВИСНОВКИ

В магістерській кваліфікаційній роботі наведено інноваційне рішення актуального завдання - підвищення якості контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ на діагностичних стендах, які мають кінематично пов'язані циліндричні опорні ролики. За результатами дослідження зроблено такі висновки:

1) Розроблена математична модель дозволяє аналітично досліджувати процеси силової і кінематичної взаємодії шини гальмуючого колеса АТЗ з циліндричними поверхнями роликів, виконувати розрахунки і побудову епюр розподілу нормальної ΔR_{Z1} і ΔR_{Z2} , а також дотичної реакції ΔR_{X1} і ΔR_{X2} по довжині l_{d1} і l_{d2} плям контакту, на їх основі отримати стаціонарні характеристики зчеплення шин ((φ -s) - *діаграми*), розраховувати коефіцієнти математичної моделі шини Расејка Н.В. - Діка А.Б.

2) В ході експериментальних досліджень доведена можливість отримання стаціонарних характеристик зчеплення шин з роликами стенду і коефіцієнтів математичної моделі шини Расејка Н.В. - Діка А.Б. на основі епюр розподілу елементарних нормальних і реалізованих поздовжніх реакцій по довжині плям контактів еластичної шини з двома циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів стенда;

3) Виявлені функціональні залежності процесу взаємодії шини з кінематично пов'язаними опорними роликами стенду показують:

- пов'язана кінематично ланцюговою передачею пара роликів стенду при взаємодії з шиною обертового колеса утворюють замкнутий контур - *«шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина»*. Кінематична неузгодженість, викликана різницею силових радіусів, викликає циркуляцію потужності в замкнутому контурі, величина якої може досягати 760 Вт;

- збільшення нормального навантаження на колесо до $G_K=4750H$ призводить до зміни силових радіусів колеса в порівнянні з його вільним радіусом $r_0=0,296$. При установці колеса без зміщення ($a=0$ мм), його силові

радіуси зменшуються на 8,3%. При зміщенні колеса в сторону заднього ролика на 20 мм його силовий радіус на передньому ролику зменшується на 6,4%, а на задньому ролику збільшується на 9,2%;

4) поздовжнє переміщення колеса від -15 мм до 15 мм в сторону заднього ролика при нормальному навантаженні $G_K=3750H$, змінює параметри стаціонарної характеристики зчеплення шини з поверхнями кінематично пов'язаних роликів: різниця прослизань ΔS шини на передньому і задньому роликах зменшується від 0,04 до -0,08;

5) Науково обгрунтована і експериментально апробована методика визначення параметрів, що дозволяє виконувати контроль гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні на роликових стендах і реалізуючого її обладнання. Методика реалізує розроблений метод отримання стаціонарних характеристик зчеплення шин з роликами стенду, а також визначення нормальних і поздовжніх реакцій, на основі епюр їх розподілу по довжині плям контакту шини з кінематично пов'язаними опорними роликами стенду, і дозволяє визначати питому гальмівний силу γ_T з похибкою, не більше 8-13,9%;

6) Виробнича перевірка результатів наукового дослідження на станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» і їх техніко-економічна оцінка показують: економічний ефект від впровадження розробленої методики на СТО, отриманий за рахунок підвищення якості контролю АТЗ на роликових стендах, склав 112603,5 грн. в рік або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого стенду складає 1,55 року. Економія матеріальних витрат на модернізацію серійних роликових стендів СТМ-3500, становить 12180 грн. на один стенд без урахування виконуваних робіт.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник / [В.В. Біліченко, В.Л. Крещенецький, С.О. Романюк, Є.В. Смирнов]. – Вінниця, ВНТУ, 2013. – режим доступу : <http://posibnyky.vntu.edu.ua/newauto/5/index.html>.
2. Волков В. П., Грицук І. В., Волков Ю. В. та ін. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів. Харків, 2018.
3. Казак В.М. Надійність та діагностика електрообладнання. Навч. посібник під грифом МОН /Казак В.М., Доценко Б.І., Шепелєв Ю.І., Шевчук Д.О. – К.: Видавництво НАУ, 2013. – 275 с.
4. Канарчук В. Є., Курніков І. П. Виробничі системи на транспорті. Київ : Вища школа, 1997. 359 с.
5. Коваленко В. М., Щуріхін В. К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів. Київ : Літера ЛТД, 2017. 224 с.
6. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія ТО і ПР. Вінниця : ВНТУ, 2022. 225 с.
7. Кукурудзяк Ю.Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія обслуговування. – Вінниця: ВНТУ, 2023. – 227 с.
8. Кукурудзяк Ю.Ю., Біліченко В.В. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР.: Навчальний посібник. –Вінниця: ВНТУ, 2010. – 198 с.
9. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів : технологія : підручник / Лудченко О. А. – К. : Вища шк., 2007. – 527 с
10. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. К.: "Знання-Прес", 2003 р. 388с.
11. Методи оцінювання якості технологічних процесів у системах автосервісу: Монографія / [Л.А. Тарандушка, В.П. Матейчик, І.В. Грицук, Н.Л. Костян, О.Д. Марков, І.П. Тарандушка] - Черкаси. : ЧДТУ, 2021. – 212 с

12. Паламаренко В.С., Огневий В.О. Недоліки стендових методів контролю гальмівних систем на роликових стендах // /В.С. Паламаренко, В.О. Огневий // Матеріали конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2025)», Вінниця, 2025. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2025>

13. Технічна експлуатація автомобілів: Навчальний посібник / В.М. Дембіцький, В.І. Павлюк, В.М. Придюк – Луцьк: Луцький НТУ, 2018. – 473 с

14. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / [Форнальчик Є.Ю., Оліскевич і ін.]. Л., Афіша, 2004. – 492с.

15. Bakker E., Nyborg L., Pacejka H. B. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. SAE Technical Paper 870421, 1987.

16. Bakker E., Pacejka H.B. The magic formula tyre model // Proc. 1st. Colloq. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, 1991. Amsterdam: Swits and Zeitlinger, 1993. P. 1-18.

17. Bakker E., Pacejka H.B., Lidner L. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. SAE Technical Paper 890087. 1989.

18. Böhm F., Eichler M., Kmoch K. Grundlagen der Rolldynamik von Luftreifen. Fortschritt der Kraftfahrzeugtechnik 1. Fachtagung Fahrzeug-Dynamik. Essen : Haus der Technik, 1988. S. 3-34.

19. Burckhardt M., Reimpell J. Fahrwerktechnik: Radschlupf-. Regelsysteme. Germany: Vogel-Verlag, 1993.

20. Carlos C.W, Panagiotis T., Efstathios V., Michel B., Gerard G. Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction. Theoretical Advances. Fiala E. Seitenkräfte am rollenden Luftreifen : VDI Zeitschrift, 96. 1954. S. 973-979.

21. Fromm H. Kurzer Bericht über die geschichte der Theorie des Radflatterns : Bericht 140 der Lilienthal Gesellschaft, 1941. NACA TM 1365. S. 19-41.

22. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hilbert und R. Piloty. München, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977

23. Kiencke U., Daiss A. Estimation of Tyre Friction for Enhanced ABS-Systems: In Proceedings of the AVEG'94, 1994.
24. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. – Bd. 1,2. – Berlin: VEB Verlag Technik, 1975
25. Lugner P., Mittermayr P. A measurement based tyre characteristics approximation. In Pacejka, Ed., tyre models for vehicle dynamic s analysis, swets & zeitlinger. supplement to vehicle system dynamics Vol. 21. 1991. P. 127–144.
26. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires // Phys. Tire tract.: Theory and Exp. New-York – London. 1974.
27. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Elsevier BH : TU Delft, 2002. 3rd ed. 642 p.
28. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1st International Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). P. 1–18.
29. Pacejka H.B., Bakker E., Lidner L. A new tyre model with applications in vehicle dynamics studies. 4th Auto technologies Conference. Monte Carlo, 1989. SAE Paper #890087. P. 83-95.
30. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12.
31. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects // Vehicle System Dynamics, 1991. vol. 20. N. 3-4. P. 121-176.
32. Rabiner R., Gold B. Theory and Application of Digital Signal Processing. New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975
33. Sharp R., Bettella M. Shear force and moment descriptions by normalization of parameters and the "magic formula". Journal of Vehicle System Dynamics, 39:1, pp. 27–56.2003



ДОДАТКИ



Додаток А

Ілюстративна частина

Підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних
систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного
обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю
«Джерман-Центр» місто Вінниця

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

Підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця

Ілюстративна частина

до магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт
08-29.МКР.014.00.000

Керівник роботи к.е.н., доцент

Огневий В.О.

Розробив студент гр. ІАТ-23м

Паламаренко В.С.

Вінниця ВНТУ 2024

2

Метою роботи є підвищення якості контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ на діагностичних стендах, які мають кінематично пов'язані циліндричні опорні ролики, на основі виявлення і обліку закономірностей процесів, в плямах контакту шин гальмуючих коліс при їх взаємодії з опорними роликами стенду.

Для досягнення зазначеної мети в роботі були поставлені наступні завдання:

1. Удосконалення математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого колеса АТЗ в плямах її контакту з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів діагностичного стенда;
2. Удосконалення методики дослідження, проектування і виготовлення науково-дослідного устаткування з цифровими вимірювальними системами;
3. Удосконалення методики контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ на силовому стенді з двома кінематично пов'язаними опорними роликами.

Об'єктом дослідження є процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних між собою опорних роликів діагностичного стенда.

Предметом дослідження є закономірності, що характеризують процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних між собою опорних роликів діагностичного стенда.

Наукова новизна.

- математична модель процесу силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах її контакту з двома кінематично пов'язаними між собою циліндричними опорними роликами діагностичного стенда;

- функціональні залежності кінематичних і силових параметрів, що характеризують процес силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з циліндричними поверхнями двох кінематично пов'язаних між собою опорних роликів стенду при зміщенні колеса відносно осі роликів;

- методика стендового контролю гальмівних систем АТЗ, заснована на виявлених функціональних залежностях процесу силової і кінематичної взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса в плямах її контакту з двома кінематично пов'язаними між собою циліндричними опорними роликами діагностичного стенда.

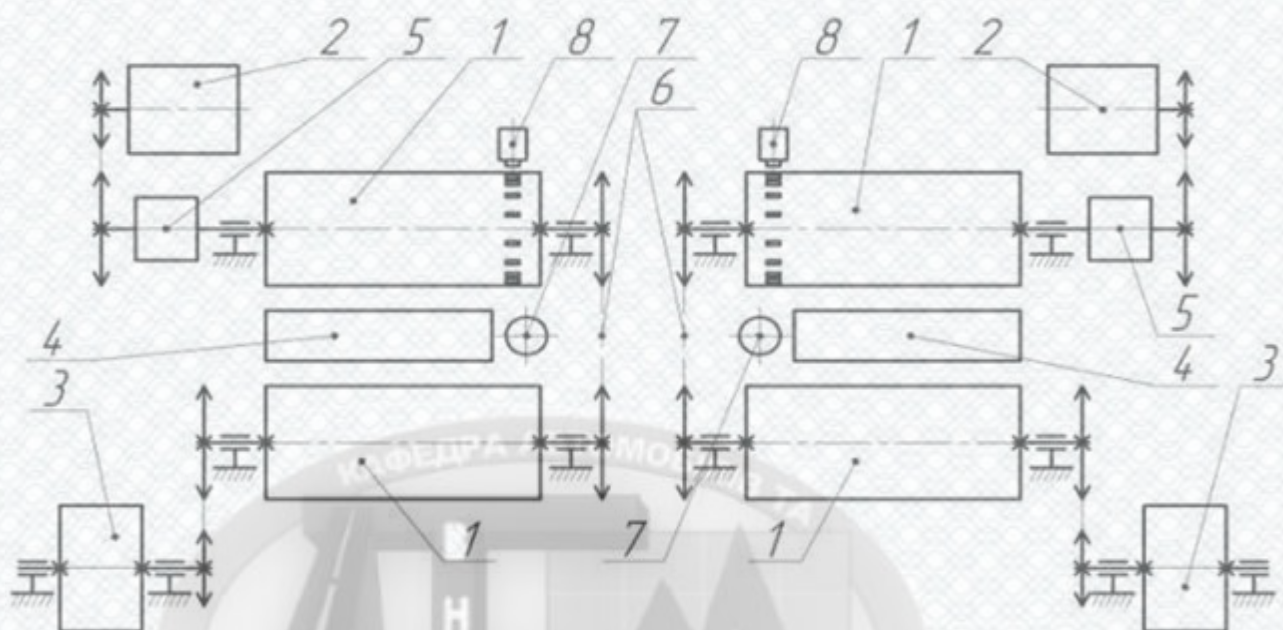
Практичне значення отриманих результатів Результати виконаного дослідження дозволяють: фірмам і установам, які займаються розробкою гальмівних роликів стендів значно знижувати металоємність і конструктивну складність випускаємих гальмівних стендів; центрам інструментального контролю значно підвищити інформативність контролю гальмівних систем за рахунок підвищення повторюваності виконуваних вимірювань питомої гальмівної сили, а також відносної різниці гальмівних сил.

Нормативні значення величин діагностичних показників ефективності гальмування робочої гальмівної системи при перевірці на роликівних стендах

Категорія АТЗ	Зусилля на органі управління $F_{\text{Д}}$, [Н], не більше	Питома гальмівна сила, $\gamma_{\text{Т}}$, не менше
M1	490	0,53
M2, M3	686	0,46
N1, N2, N3	686	0,46
O1, O2, O3, O4 (за виключенням причепів із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,45
O1, O2, O3, O4 (причеми із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,41

Схема роликового інерційного стенду

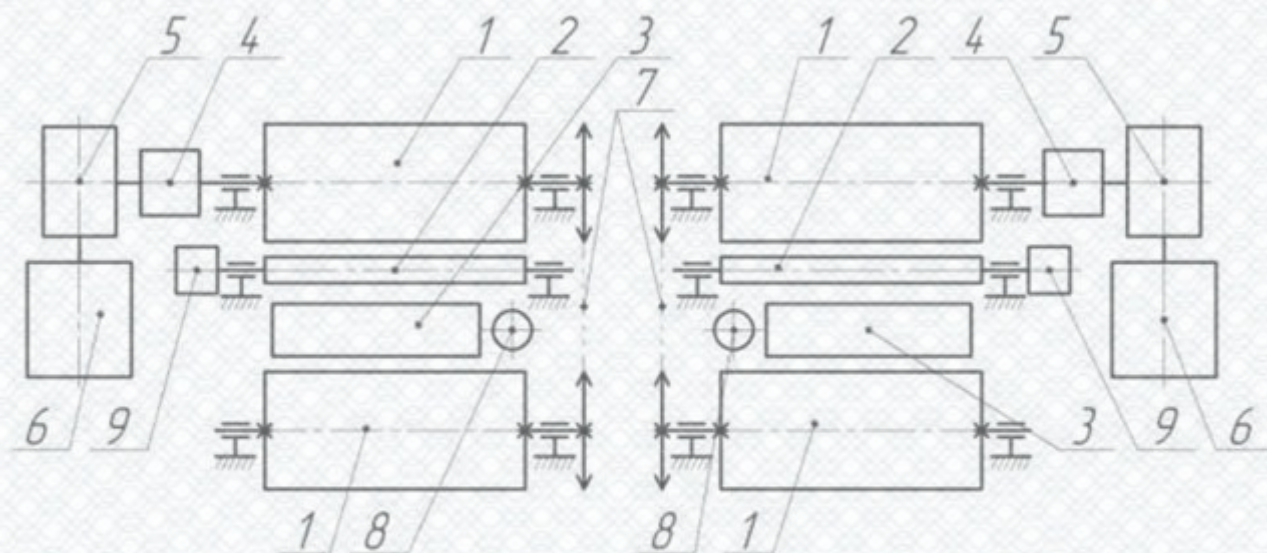
5



1 - опорний ролик; 2 - електродвигун; 3 - маховик; 4 - виштовхуючий пристрій; 5 - датчик гальмівної сили; 6 - ланцюгова передача; 7 - ролик відбійний; 8 - датчик частоти обертання опорних роликів.

6

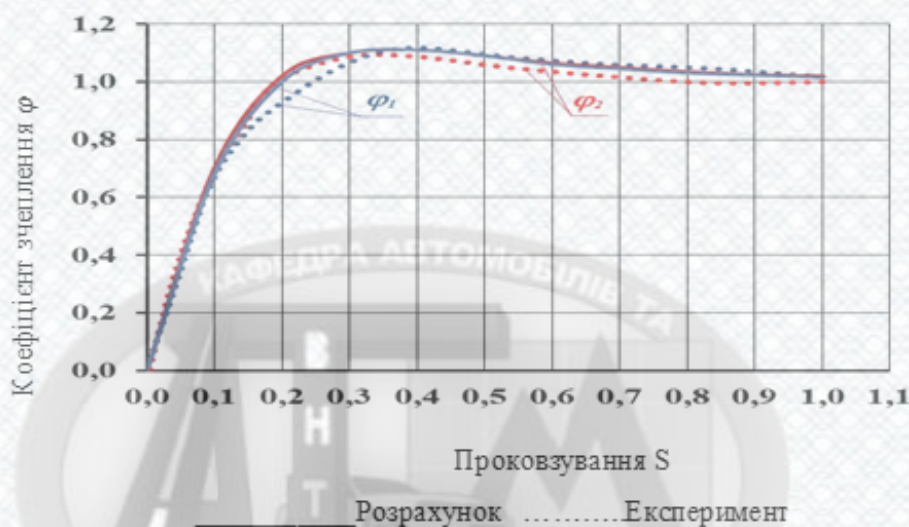
Схема роликового силового стенду



1 - опорний ролик; 2 - ролик слідкуючої системи; 3 - виштовхуючий пристрій; 4 - датчик гальмівної сили; 5 - редуктор; 6 - електродвигун; 7 - ланцюгова передача; 8 - відбійний ролик; 9 - датчик частоти обертання колеса.

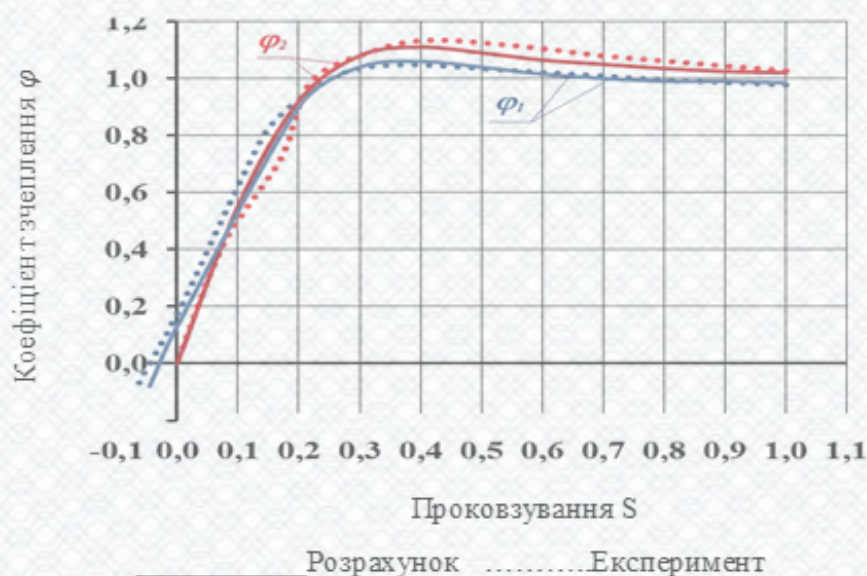
Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 від проковзування S_1 і S_2 для шини Amtel 175/75-R13-82H, без зміщення колеса, при нормальному навантаженні $G_K = 3750$ Н і тиску повітря в шині $p_W = 0,21$ МПа

7

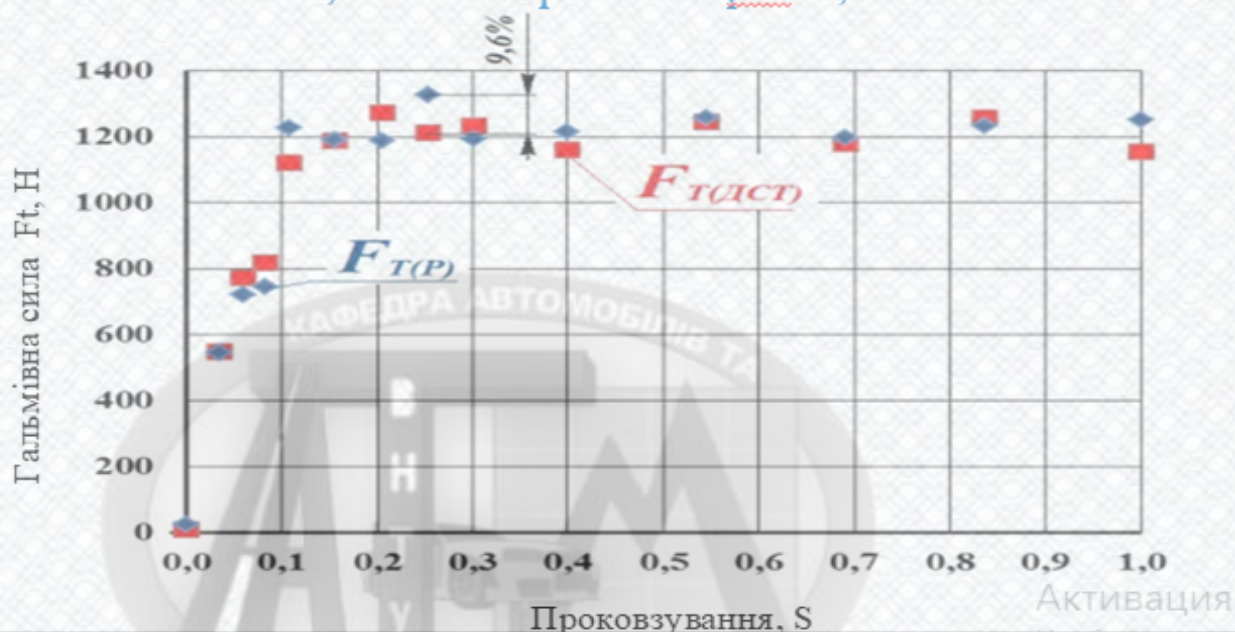


Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення φ_1 і φ_2 від проковзування S_1 і S_2 для шини Amtel 175/75-R13-82H, при зміщенні колеса в сторону заднього ролика на $a = 15$ мм, при нормальному навантаженні $G_K = 3750$ Н і тиску повітря в шині $p_W = 0,21$ МПа

8



Графік залежності гальмівної сили $F_T(P)$, яка вимірюється тензометричними датчиками, вбудованими в поверхні опорних роликів і гальмівної сили $F_T(ДСТ)$, яка вимірюється промисловим датчиком ДСТ-9035 від проковзування S при нормальному навантаженні $GK=3250$ Н для шини Amtel 175/75-R13-82H, тиск повітря в шині $pW=0,21$ МПа



Результати розрахунку річних експлуатаційних витрат споживача на контроль технічного стану гальмівних систем автотранспортних засобів при використанні стенду СТМ-3500 і СМ-3500

№	Елементи витрат	Позначення	Од. Вим.	Показники при діагностуванні	
				СТМ-3500	СМ-3500
1	2	3	4	5	6
1	Заробітна плата з нарахуваннями	$C_{ЗП}$	грн.	188286,6	170740,19
2	Витрати на поточний ремонт та утримання обладнання	$C_{ТР}$	грн.	9900	8750
3	Витрати на електроенергію	C_E	грн.	10647,8	9973,2
4	Інші накладні витрати	$C_{НР}$	грн.	125723,7	114007,5
5	Супутні капітальні витрати, пов'язані з придбанням, доставкою, монтажем ТСД	K'	грн.	33000	29246,1
6	Річні експлуатаційні витрати на діагностування	U'	грн.	334558,1	303470,9

Річний економічний ефект, отриманий в результаті впровадження розробленої методики і реалізує її обладнання, на станції технічного обслуговування автомобілів ТОВ «Джерман-Центр», становить 112603,5 грн., або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого стенду складає 1,55 року.



Додаток Б

Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення ефективності визначення технічного стану гальмівних систем автомобілів стендовим методом в умовах станції технічного обслуговування автомобілів товариства з обмеженою відповідальністю «Джерман-Центр» місто Вінниця

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 86 % Схожість 14 %

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]
(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

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

Автор роботи

[підпис]
(підпис)

Паламаренко В.С.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

[підпис]
(підпис)

Огневий В.О.
(прізвище, ініціали)