

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

**Пояснювальна записка**  
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «**Підвищення якості контролю гальмівних систем  
автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними  
роликками в умовах станції технічного обслуговування автомобілів  
«АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області**»

Виконав: студент 2 курсу,  
групи 1АТ-18мз спеціальності 274 –  
Автомобільний транспорт  
**Бабій М.О.**

Керівник: канд. екон. наук, ст. викл.  
Огневий В.О.

Рецензент: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Вінниця – 2020 року



## ЗМІСТ

ВСТУП .....	7
РОЗДІЛ 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 «АВТО-АЛЬЯНС».....	10
1.1 Методи і засоби для діагностики гальмівних систем автотранспортних засобів.....	10
1.2 Показники ефективності функціонування гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації.....	12
1.3 Аналіз стендів для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів.....	14
1.4 Недоліки стендових методів контролю гальмівних систем на роликівих стендах.....	18
1.5 Огляд математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда.....	24
1.6 Аналіз діяльності станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС».....	29
1.7 Дослідження ринку послуг СТО «АВТО-АЛЬЯНС».....	34
1.8 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази СТО «Авто-альянс»	40
1.9 Висновки по першому розділу.....	46
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ АТЗ НА СТЕНДІ З КІНЕМАТИЧНО ПОВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ.....	49
2.1 Структурна схема системи «Еластична шина - Плями контакту - Опорні ролики - Стенд ».....	49



2.1.1 Аналіз математичних моделей, що описують процес взаємодії еластичної шини з опорною поверхнею.....	50
2.1.2 Взаємодія еластичної шини з двома кінематично жорстко пов'язаними між собою циліндричними роликами стенду.....	52
2.2 Математична модель процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з двома циліндричними опорними поверхнями роликів діагностичного стенда.....	57
2.2.1 Розрахунок початкового прогину бігової доріжки шини під впливом нормального навантаження в процесі гальмування на двох кінематично пов'язаних опорних роликах.....	57
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.....	65
2.2.3 Розрахунок потужності, що циркулює в замкнутому контурі «Шина - Задній ролик - Ланцюгова передача - Передній ролик - Шина»	72
2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Еластична шина – Пляма контакту - Опорні ролики - Стенд ».....	75
2.4 Висновки до другого розділу.....	76
<b>РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ НА СТЕНДАХ З КІНЕМАТИЧНО ЗВ'ЯЗАНИМИ ОПОРНИМИ РОЛИКАМИ .....</b>	<b>78</b>
3.1 Результати аналітичного дослідження процесу взаємодії еластичної шини з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда в гальмівному режимі.....	78
3.2 Оцінка адекватності математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома опорними кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда .....	82



3.3 Аналіз силових і кінематичних параметрів процесу гальмування колеса з еластичною шиною на двох кінематично пов'язаних опорних роликах стенда.....	85
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..	88
3.5 Устаткування для реалізації розробленого методу і методики контролю гальмівних систем АТЗ на силовому стенді.....	93
3.6 Висновки до третього розділу.....	97
<b>РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b> .....	<b>99</b>
4.1 Аналіз умов праці .....	99
4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	99
4.2.1 Мікроклімат.....	100
4.2.2 Освітлення.....	101
4.2.3 Шум.....	102
4.2.4 Вібрації.....	102
4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи	103
4.3.1 Електробезпека.....	104
4.4 Пожежна безпека.....	104
4.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	105
4.5.1 Розробка та розрахунок пункту спеціальної обробки (ПуСО)...	105
4.6 Способи дезактивації техніки і транспорту.....	106
4.7 Висновки до четвертого розділу.....	108
<b>РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ</b> .....	<b>109</b>
5.1 Розрахунок економічної ефективності вдосконаленої конструкції стенда, реалізуючого розроблену методику.....	109



5.2 Розрахунок економічної ефективності методики вимірювання силових параметрів з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій за довжинами плям контакту.....	111
5.3 Висновки по п'ятому розділу.....	119
ВИСНОВКИ .....	120
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	123





## 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 роликів 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 виконувались 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:

- розробка математичної моделі процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого колеса АТЗ в плямах її контакту з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів діагностичного стенда;
- розробка методу дослідження, проектування і виготовлення науково-дослідного устаткування з цифровими вимірювальними системами;
- розробка 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 роликками 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 роликків стенду при зміщенні колеса відносно осі роликків;

- 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 роликками діагностичного стенда.

**Практичне значення одержаних результатів.** Результати виконаного дослідження дозволяють: фірмам і установам, які займаються розробкою гальмівних роликкових 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 XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, 2020 р.

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



## **РОЗДІЛ 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 «АВТО-АЛЬЯНС»**

### *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. Відповідно до «Технічним регламентом ТР ЄАЕС 018/2011», розробленим на підставі угоди між Україною і Російською Федерацією, Республікою Білорусь та Республікою Казахстан проведення контролю технічного стану гальмівних систем АТЗ може виконуватися як дорожнім, так і стендовим методами.

*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 [29]. 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 [29].

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 [29].



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 [29].

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 [23].

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 [31].

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 стендова 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 приходиться на вісь, яка діагностується, [кг];

$g$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>].

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 [29]:

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

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  $K_n \leq 25\%$ . Для АТЗ, що мають дискові гальмівні механізми - на рівні  $K_n \leq 20\%$ .

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 [27]

Категорія АТЗ	Зусилля на органі управління $F_{\text{л}}$ , [Н], не більше	Питома гальмівна сила, $\gamma_{\text{т}}$ , не менше
М1	490	0,53
М2, М3	686	0,46
Н1, Н2, Н3	686	0,46
О1, О2, О3, О4 (за виключенням причепів із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,45
О1, О2, О3, О4 (причепи із центральною віссю та напівпричепів)	686	0,41

### 1.3 Аналіз стендів для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів

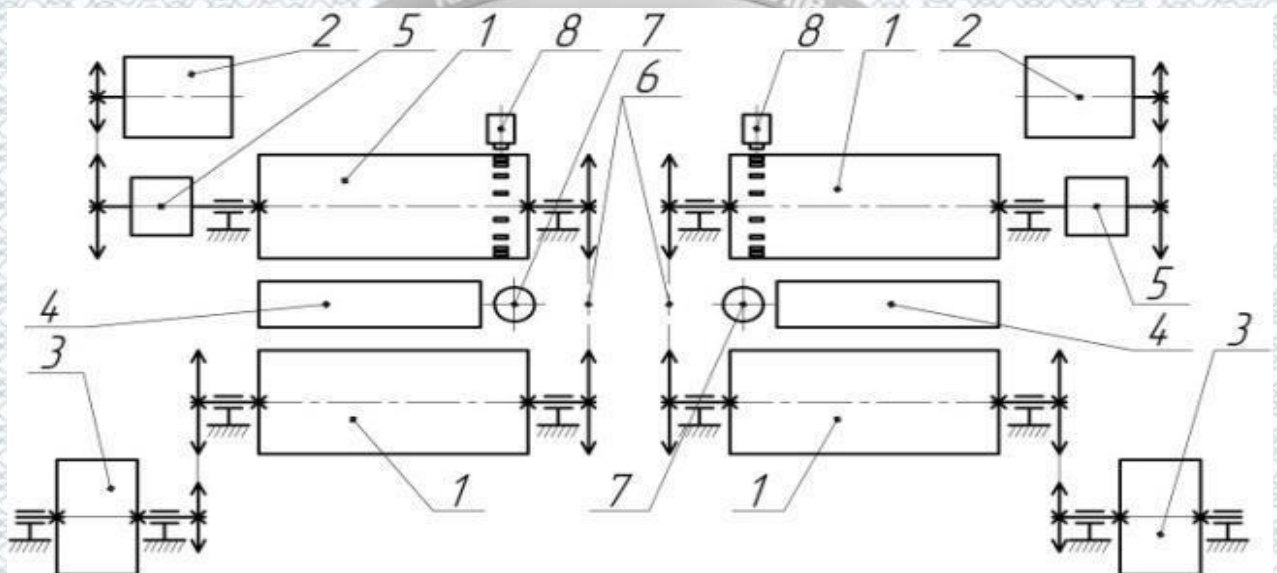
Силкові роликіві стенди для діагностики гальмівних систем АТЗ набули широкого поширення. Перший вітчизняний роликівий стенд був розроблений і виготовлений в 1924 році професором В.І. Сороко-Новицьким. У 1938 р. І. М. Чернишов розробив стенд з опорними роликами для контролю якості складання АТЗ і їх паливно-економічних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



Великий науковий внесок в теорію і практику роликівих стендів для контролю і діагностики АТЗ, їх агрегатів і систем внесли такі вчені як: Аринін І. М. [1]; Бойко А.В. [7]; Говорущенко Н. Я. [11]; Левінсон Б. В. [14]; Малюгін П. М. [15, 16]; Портнягін Е. М. [18]; Потапов А. С. [19, 20]; Сергєєв А. Г. [22, 23], Серов А. В. [24]; Смолін А. А. [25]; Степанов О. М. [26]; Федотов А. І. [29-30]; та ін.

За типом навантажувального пристрою роликіві діагностичні стенди підрозділяються на силові, інерційні і комбіновані [27, 29].

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

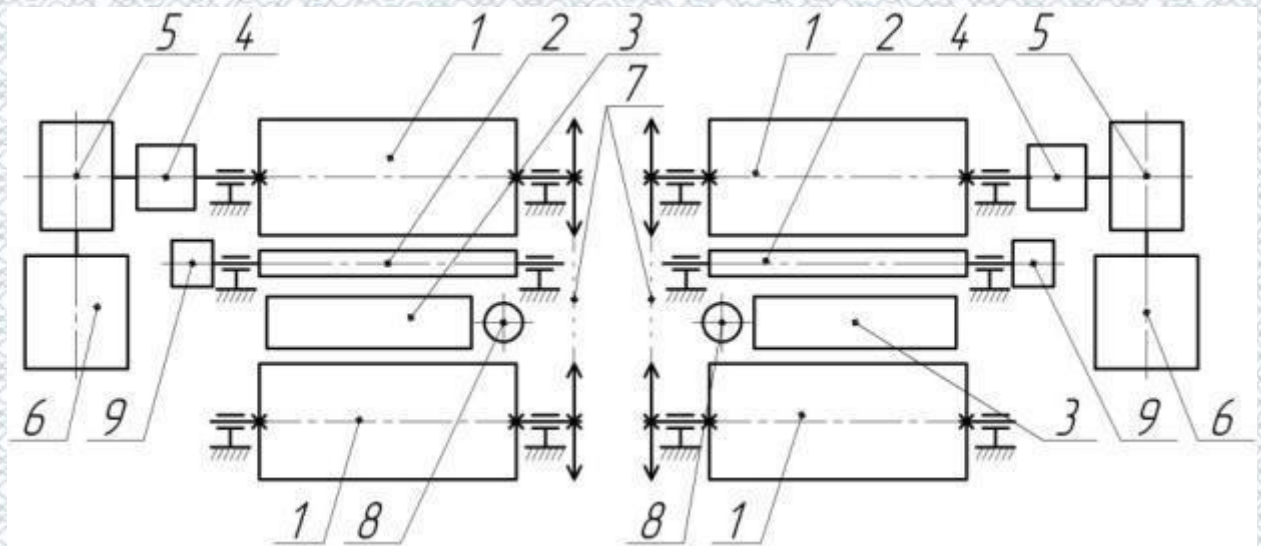


1 - опорний ролик; 2 - електродвигун; 3 - маховик; 4 - виштовхуючий пристрій; 5 - датчик гальмівної сили; 6 - ланцюгова передача; 7 - ролик відбійний; 8 - датчик частоти обертання опорних роликів [173, 183].

Рисунок 1.1. Схема роликівого 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 [17]

Не важко побачити, що обидві платформи стендів, зображених на рис. 1.1 і 1.2. конструктивно виготовлені абсолютно однаковими і містять одні й ті ж елементи: 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 [17].

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), стенди серії СТС (рис. 1.4), а також стенди, зроблені фірмою «Hofmann» (рис. 1.5).



Рисунок 1.3. Силовий роликовий стенд СТМ-3500 М



Рисунок 1.4. Силовий роликовий стенд моделі СТС-13У-СП11



Рисунок 1.5. Силовий роликовий стенд Safelane Truck N SC 15T

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 роликкових 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 роликкових стендах**

Крім очевидних позитивних якостей, силові стенди мають і ряд недоліків. У роботах, присвячених дослідженню повторюваності вимірювання гальмівних сил на серійних роликкових 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 роликкових стендах, провів А. В. Бойко. У процесі аналізу повторюваності вимірювань силових параметрів ним встановлено, що «... діапазон вимірних 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% »[7].

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° «... викликає зміна вимірних значень: навантаження на вісь, до +5,4%; питомих гальмівних сил, до +37%; відносної різниці гальмівних сил, до + 57% »[7].



Доведено, що «... *поздовжнє переміщення гальмуючих коліс автомобіля по роликах стенду в діапазоні від 0 м до 0,21 м, може викликати зміну виміряних значень навантаження на вісь і гальмівних сил, до 42%*» [7].

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% [7]. 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% [7].

Зменшення міжосьової відстані між опорними роликками 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% [7].

Дослідження похибок при діагностуванні АТЗ на роликкових 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 роликковий стенд рис.1.6

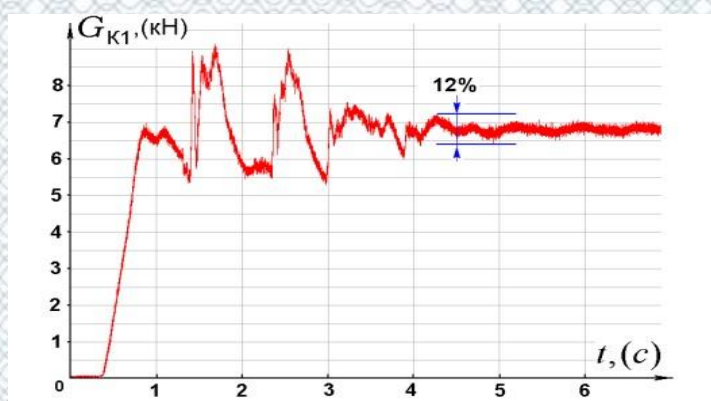


Рисунок 1.6 - Графік коливань нормального навантаження на колесах передньої осі автомобіля Toyota Corolla при їх постановці на стенд



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% (рис. 1.6)

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% (рис.1.7) .

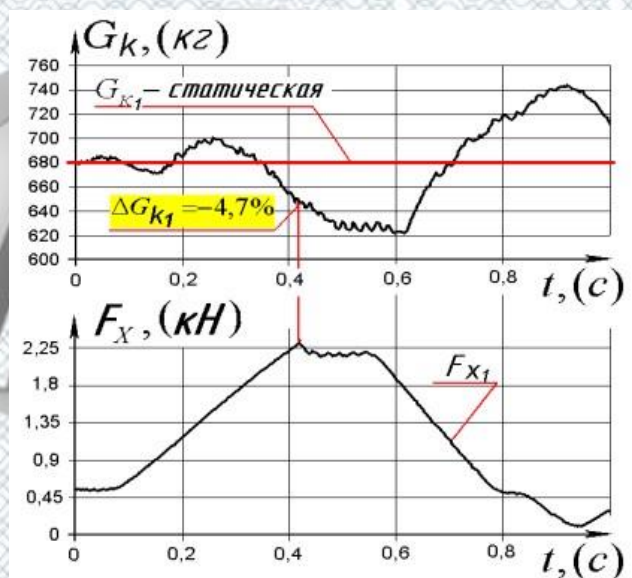


Рисунок 1.7 - Залежність зміни нормального навантаження на колесах осі автомобіля і гальмівної сили в процесі гальмування на силовому стенді з біговими барабанами [17]

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 ГОСТ Р 517092001 [11].

Таким чином, для виявлення причин похибок, що виникають в процесі діагностування гальмівних систем АТЗ на роликівих 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 (рис. 1.8).

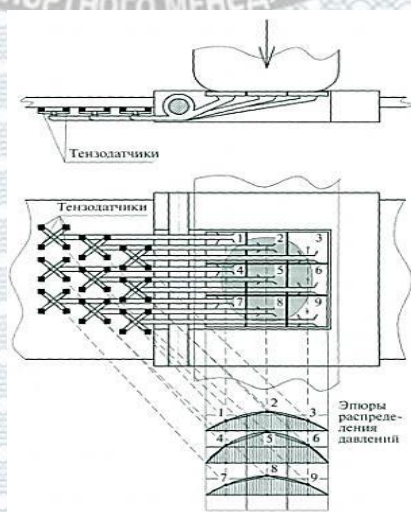


Рисунок 1.8 - Опорний елемент з набором контактних пластин [8]

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 »[8]. Серед недоліків даного пристрою можна відзначити те, що стенд дозволяє провести вимірювання тільки статичного нормального навантаження в плямі контакту шини автомобілів-вагозовів 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. [29-31].

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 (рис. 1.9).



Рисунок 1.9 - Зовнішній вигляд вмонтованого в опорну поверхню датчика для вимірювання сил в зоні контакту шини з дорогою

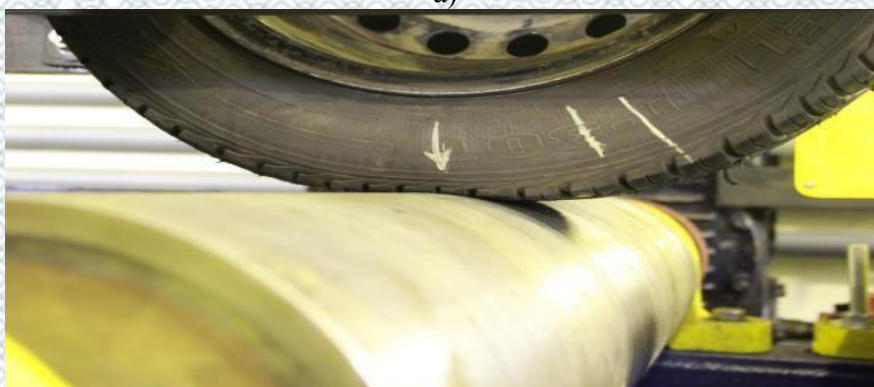


Розроблений датчик дозволяє, вимірювати епюри розподілу нормального навантаження і реалізованих поздовжніх дотичних реакцій (гальмівних сил) по довжині плями контакту шини з опорною поверхнею. На основі цих епюр з'являється можливість розраховувати як гальмівну силу, так і відносну різницю гальмівних 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. 1.10) [31].



а)



б)

Рисунок 1.10 - 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  $\varphi$ . 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. [29-31], Расеїка Н. В. [35, 36], E. Bakker [35,36] 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. [35].

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

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  $\varphi_B$ , максимального коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{max}$  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  $\varphi$  на основі синтезу двох парабол [29]. 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 [31]:



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

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

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

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

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

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

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 [35, 36]:

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

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

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 [36]:

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

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  $\varphi$  з досить високою точністю, вона не позбавлена недоліків. По-перше, для використання цієї моделі необхідно мати нормовану ( $\varphi-S$ ) - 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 [37].

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., Нарський Н. Л., Одинцов О. А. [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 станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС»**

Станція технічного обслуговування автомобілів "Авто-альянс" приватний підприємець Біленький Юрій Васильович. Підприємство знаходиться за



юридичною адресою Житомирська обл. с. Стрижівка, вул. К. Маркса, 2 (виїзд на хмельницьку трасу). Основною метою діяльності СТО "Авто-альянс" є отримання прибутку та задоволення потреб населення в технічному обслуговуванні та ремонті автомобілів. Відповідно до КВЕД ДК 009:2010 клас 45.20 за видом діяльності - технічне обслуговування та ремонт автомобільних засобів включає:

- механічний ремонт;
  - ремонт гальмівних систем автотранспортних засобів;
  - ремонт електронних систем упорскування палива;
  - поточний ремонт і обслуговування;
  - ремонт запчастин автотранспортних засобів;
  - ремонт лобового скла та вікон;
  - ремонт сидінь автотранспортних засобів;
  - ремонт шин і камер, їх установлення або заміну;
  - антикорозійне оброблення;
  - установлення деталей і приладдя, яке не є складовою процесу виробництва автотранспортних засобів.
- переобладнання автотранспортних засобів для роботи на газових сумішах.
  - буксирування і технічну допомогу на шляхах за винагороду.

Статутний капітал становить 25000 грн. 50% статутного капіталу внесено грошовими коштами зразу на момент прийняття рішення про реєстрацію підприємства, а 50% було внесено протягом трьох наступних років здійснення господарської діяльності.

Майно підприємства становлять основні засоби та обігові кошти, а також цінності, вартість яких відображається у самостійному балансі підприємства суб'єкта малого підприємництва. Майно підприємства є приватною власністю і закріплюється за ним на праві повного господарського володіння.

Підприємство володіє, користується та розпоряджається зазначеним майном на свій розсуд, вчиняючи щодо нього будь які дії, які не суперечать



чинному законодавству та Статуту підприємства. Джерелами формування майна підприємства є: доходи, одержані від надання послуг, а також від інших видів фінансово-господарської діяльності; кошти, отримані від реалізації майна; кредити банків та інших кредиторів; капітальні вкладення; безоплатні або благодійні внески, пожертвування організацій і громадян; придбання майна іншого підприємства, організацій; іншого майна, набутого на підставах, не заборонених законодавством.

Ефективність діяльності підприємства багато в чому залежить від його організаційної структури, принципів її побудови та постійного удосконалення.

Тому характерними рисами організаційної структури управління є сукупність підрозділів, окремих посадових осіб і взаємозв'язки між ними, що виникають у результаті виконання завдань для досягнення цілей підприємства. Необхідність формування організаційної структури зумовлено процесом розподілу праці на підприємстві та здійснення процесу управління і реалізація визначених функцій. Підприємство самостійно визначає структуру управління, встановлює штати.

На СТО „Авто-альянс” діє лінійна структура управління. Основним принципом її побудови є вертикальна ієрархія, тобто підпорядкованість ланок управління знизу до верху. При лінійній структурі управління дуже чітко здійснюється принцип єдиноначальності: на чолі кожного підрозділу стоїть керівник, наділений усіма повноваженнями, який здійснює одноособове керівництво підлеглими йому ланками, а також зосереджує у своїх руках усі функції управління. Керівники підрозділів нижчих ступенів безпосередньо підпорядковуються тільки одному керівникові більш високого рівня управління, вищий орган управління не має права віддавати розпорядження будь-яким виконавцям, минаючи їхнього безпосереднього керівника. Даний вид структур характеризується одномірністю зв'язків: у них одержують розвиток тільки вертикальні зв'язки.

До переваг лінійної організаційної структури управління можна віднести:

- 1) єдність розпорядництва, простоту і чіткість підпорядкування;



2) повну відповідальність керівника за результати діяльності підлеглих йому підрозділів;

3) оперативність у прийнятті рішень.

Недоліками цього найпростішого виду структури управління можна назвати:

- велике інформаційне перевантаження керівника, величезний потік документів, множинність контактів із підлеглими, вищими і суміжними ланками;

- високі вимоги до керівника, який повинен бути висококваліфікованим фахівцем, що володіє різнобічними знаннями і досвідом з усіх функцій управління і сфер діяльності, які здійснюють підлеглі йому працівники;

- структура може бути пристосована тільки до вирішення оперативних і поточних завдань.

СТО "Авто-альянс" у своїй структурі має наступні відділи:

1. Зона ТО і ПР;
2. Зона діагностики;
3. Ремонтно-механічна дільниця;
4. Відділ реалізації запасних частин;
5. Складське господарство.

В цілому на підприємстві працює 16 основних та 2 допоміжних працівники. Усі керівні посади займають високоосвічені спеціалісти.

СТО має 7 постів обслуговування: пости технічного обслуговування і поточного ремонту та діагностики. СТО має 5 підймачів, сучасні діагностичні стенди, стенд для діагностування гальмівних систем, стенд для регулювання кутів розвалу і сходження керованих коліс, пристрої для балансування коліс, для ремонту шин. На СТО встановлена сучасна система вентиляції, обладнана кімната для відпочинку власників автомобілів, які проходять ТО або ремонтуються.

Всі замовлення можна індивідуально обговорити з майстром, щоб той урахував усі побажання власника автомобіля. На СТО виконують гарантійний ремонт і заміну за необхідністю несправного компонента. На СТО також є



мастильні матеріали від провідних виробників за цінами виробників.

Для розрахунків показників прибутку визначається загальний об'єм послуг та продукції. В таблиці 1.2 проведемо оцінку узагальнюючих показників фінансово-господарської діяльності СТО.

Серед персоналу СТО працюють кваліфіковані робітники, які пройшли навчання на спеціальних курсах підвищення кваліфікації.

Таблиця 1.2 – Аналіз показників фінансово-господарського стану

п/п	Показники	2018 р.	2019 р.	Відхилення 2019р. від 2018р.	
				Абс. (+/-)	відн, %
1	Чистий дохід (виручка від реалізації), тис. грн.	998	1020	22,0	102,2
2	Чистий прибуток (збиток), тис. грн.	132,3	136,1	3,8	111,1
3	Середньооблікова чисельність працівників, осіб	14	16	2	111,7
4	Фонд оплати праці, тис. грн.	339,0	390,6	51,6	115,22
5	Власний капітал, тис. грн.	25,0	25,0	-	100,0
6	Необоротні активи, тис. грн.	68,9	75,4	6,5	109,4
7	Короткострокові кредити та позики, тис. грн.	7,1	3,2	-3,9	45,07

Основним показником, за яким проводиться оцінка діяльності підприємства, є обсяг реалізації побутових послуг з ТО і ремонту автомобілів, що належать населенню.

При виконанні підприємством одноразових замовлень сторонніх організацій, що розраховуються по безготівковому рахунку, об'єми виконаних робіт включаються в загальний об'єм реалізації побутових послуг.

Аналізуючи показники таблиці 1.2 можна відзначити наступну тенденцію, що склалася по основних показниках діяльності підприємства:

- виручка від реалізації продукції (послуг) у звітному періоді в порівнянні з попереднім періодом виросла на 22,0 тис. грн., або на 2,2%, що свідчить про ріст товарообороту на СТО і обсягів надання послуг;



- чистий прибуток показує аналогічну тенденцію до росту і у 2019 році в порівнянні з 2018 склав 3,8 тис. грн., або 11,1%;
- середньооблікова чисельність працівників підприємства збільшилась на 2 особи, або на 11,7%, що зумовлено нарощуванням обсягів надання послуг;
- фонд оплати праці також зріс на 51,6 тис. грн., або на 15,22%, це пов'язано з ростом обсягів виконаних робіт працівниками відрядниками та ростом мінімальної заробітної плати, що є закономірним явищем;
- власний капітал протягом періоду дослідження знаходиться на тому ж самому рівні і складає 25,0 тис. грн., що характеризується величиною статутного капіталу сформованого періодичним способом внесення коштів: на початку діяльності – 50%, інших 50% протягом трьох років діяльності СТО;
- необоротні активи характеризуються також позитивною тенденцією до нарощування і у 2019 році в порівнянні з 2018 роком ріст склав 16,5 тис. грн., або 9,4%;
- позитивну тенденцію до зниження залучених коштів показує звітний 2019 рік, а саме зниження короткострокових зобов'язань від зовнішніх джерел склало 3,9 тис. грн., або близько 55%.

Як висновок, можна підсумувати, що СТО показує позитивну тенденцію до зростання обсягів надання послуг, завоювання нових сегментів ринку, зростання виробничого потенціалу і позитивним іміджем у сфері надання послуг даного регіону.

### **1.7 Дослідження ринку послуг СТО «АВТО-АЛЬЯНС»**

На сучасному етапі розвитку для автообслуговуючих підприємств вагомим є безперервний аналіз тенденцій розвитку ринку послуг з ремонту та підтримки працездатності автотранспортних засобів. Пропорційно змінам потреб споживачів автосервісних послуг, а також враховуючи розвиток сучасного автомобілебудування та інших наукоємних галузей економіки, повинна проводитися модернізація автосервісної пропозиції. А також важливим етапом



моніторингу ринку послуг СТО є дослідження співвідношення концентрації автомобілів за географічною ознакою та наявності підприємств автомобільного сервісу з оптимальним спектром пропонованих автосервісних послуг.

Якщо при збільшенні автомобільного парку кількість підприємств з технічного обслуговування та ремонту автомобілів залишається незмінною, то безперечним є зростання обсягів послуг на діючих автосервісних підприємствах. Таким чином, створюються сприятливі умови для тих, хто працює на цьому ринку, через те, що приріст автотранспортних засобів є об'єктивною передумовою розширення виробництва автомобільного сервісу. Така ситуація не може бути постійною на автосервісному ринку через можливість перевищення попиту над пропозицією таких послуг, зниження якості, зростання термінів виконання робіт та низки інших негативних чинників.

В таблиці 1.3 наведені дані про кількість незалежних станцій технічного обслуговування в Житомирській області.

Таблиця 1.3 – Незалежні СТО Житомирської області.

Кількість СТО	Чисельність населення	Кількість автомобілів	Кількість автомобілів на одну СТО	Збільшення автомобілів за 20 років, %
55	1279000	201758	3668	31,8

Приведені в таблиці цифри – це база даних фірми, клієнтами якої є незалежні автосервіси. Ця база неповна, мабуть – неточна, в чомусь неопрацьована. В ній, по експертним оцінкам, нараховується біля 75% всіх незалежних СТО (5361 з 7000-8000) України. Є бази, в яких нараховується більше 7500 СТО. Ті дані, в яких немає сумніву, наприклад, кількість СТО в Києві, показують, що на одну СТО приходиться всього 704 автомобіля, це близько до європейської статистики (в Євросоюзі на 220-240 млн. автомобілів є 500 000 СТО, біля 500 автомобілів на 1 станцію). Тим те менше, навіть такі неточні дані розкривають загальну картину стану незалежного автосервісу в Україні: в середньому на одну СТО приходиться трохи більше 1 100 автомобілів.



Є території, на яких автосервіс розвинутий недостатньо чи його взагалі немає. Житомирська область в цьому рейтингу займає третє місце з кінця.

Таблиця 1.4 – Підприємства СТО м. Житомир і Житомирської області

Найменування підприємства конкурента	Юридична адреса	Вид робіт
СТО"Авто Миллениум"	Житомирська область, м. Бердичів, вул. Парижської Комуни,96	Ремонт шин, автомобілів українських та російських виробників
СТО «Бердичів»	Житомирська область, м. Бердичів, вул. Володарського, 12	Переобладнання та ремонт мікроавтобусів
СТО "Автосервіс"	м. Житомир, вул. Рибалка, 25	Ремонт і технічне обслуговування автомобілів та інших транспортних засобів на замовлення
СТО "Автостиль"	Житомирська область, м. Бердичів, вул. Короленко 41П	Переобладнання салонів, ремонт і технічне обслуговування легкових автомобілів та інших транспортних засобів на замовлення населення
СТО BOSCH Сервіс "Новое тысячелетие"	Житомирська область, м. Бердичів, вул. Парижської Комуни 96А	Ремонт і технічне обслуговування легкових автомобілів, сервісне обслуговування автомобілів BOSCH
СТО Інтер АВТО Житомир-Сервіс	м. Житомир, вул. Коростишівська, 1А	Ремонт і технічне обслуговування легкових автомобілів та інших транспортних засобів на замовлення населення
СТО ПАТ Житомир-Авто	Житомирська область, с. Довжик, вул. Богунська, 11	Ремонт і технічне обслуговування: балансування, шиномонтаж, сигналізація, ремонт двигунів і т.д.
СТО «АВТО»	Житомирська область, м. Любар, вул.. Квітуца, 5	Технічне обслуговування легкових автомобілів та інших транспортних засобів на замовлення населення
СТО «Любар»	Житомирська область, м. Любар, вул. Центральна, 17	Технічне обслуговування легкових автомобілів та інших транспортних засобів на замовлення населення

Незалежний автосервіс обслуговує в різних областях від 80 до 97% автомобілів. 70% СТО мають чисельність 3-5 чоловік і потужність 1-2 поста. Персонал автосервісу в основному – непрофільний, його кваліфікація не має формального підтвердження. (90% непрофільного персоналу).



Фактична потреба постів – біля 43 000. Фактична потреба СТО – 10-12 тисяч. Фактична потреба персоналу автосервісу – 50-60 тис. чоловік (не враховуючи потребу в фахівцях для продажу запасних частин).

Як підсумок Житомирський регіон відноситься до групи, що не забезпечені належною кількістю незалежних СТО, з цього можна зробити висновок, що навантаженість в обласних, районних та наближених до районних центрів СТО є достатньо високою

Не менш важливим є проведення аналізу конкурентного середовища, кількості конкурентів, переліку наданих послуг, рівня якості, цінових показників. Найбільш високий рівень конкуренції може бути досягнутий за рахунок ефективного використання існуючих потужностей, поліпшення якості обслуговування та надання послуг, оптимального визначення рівня цін на послуг, проведення акційних знижок та ін. Необхідність безперервного поліпшення якості послуг, культури обслуговування, іміджу підприємства є передумовою конкурентоспроможності. Для більш детального вивчення конкурентного середовища і формування конкурентних переваг необхідно проводити постійний моніторинг внутрішнього та зовнішнього середовища. З цією метою проведемо дослідження основних конкурентів СТО «Авто-альянс»

До клієнтів СТО можна віднести усіх, хто обслуговує автомобілі в СТО "Авто-альянс", також це можуть бути просто відвідувачі, які придбали автомобіль у іншому місці, але хочуть отримувати послуги з обслуговування і ремонт на даній СТО.

Для визначення рівня конкурентоспроможності даного підприємства на ринку, необхідно провести маркетингове дослідження. Метод збору даних - опитування. При проведенні опитування приділяється увага наступним питанням:

1. Наскільки проінформовані клієнти про ремонті послуги СТО "Авто-альянс" й інші СТО зокрема.
2. Який вимогам повинні відповідати проведені роботи на СТО "Авто-альянс".



### 3. Які переваги в наданні послуг досліджуваного СТО та СТО-конкурентів.

У ході маркетингового дослідження з'ясовано, що при проведенні обслуговування автомобіля замовники послуг звертають увагу, у першу чергу, на ціну послуги й рівень її якості, рівень кваліфікації працівників та їх комунікацію, сервіс обслуговування, час потрачений на обслуговування, розташування СТО від місця проживання. У ході опитування була виявлена наступна залежність: чим вище рівень доходу респондента, тим вище для нього грають роль ціна, якість, сервіс і фактори індивідуалізації.

Конкуренцію даній СТО складають як малі майстерні так і великі і середні підприємства різних організаційно-правових форм м. Житомира, Житомирської області та м. Любар. В одних із них ціни на обслуговування і ремонт нижчі, проте вони не мають такого високого рівня професіоналізму, як тут, більшість обладнання на них застаріла і використовується з порушенням норм експлуатації, а інші мають високу ціну, нижчий сервіс і звичайно відіграє велику роль віддаленість від місця проживання.

Місія СТО «Авто-альянс» надавати цілісний пакет послуг з ремонту та технічного обслуговування для якнайповнішого задоволення їхніх потреб. Нефінансові цілі СТО – вихід на ринок сервісних і технологічних послуг для обслуговування легкових автомобілів м. Любар та Любарського району, створення бази постійних клієнтів компанії.

Фінансові цілі компанії полягають у забезпеченні її окупності та самофінансування, в досягненні чистого прибутку на рівні 15% від доходу після третього року діяльності, окупності інвестицій після третього року діяльності компанії.

Внутрішні сильні сторони: висока активність керівництва компанії, здатність до інновацій; підібраний висококваліфікований персонал (що для станцій технічного обслуговування доволі рідкісне явище), велика територія, що може бути використана для кількох цілей; вдале розташування; наявність початкових технологічних споруд і деякого обладнання.



Внутрішні слабкі сторони: зношеність обладнання, брак обігових коштів. Головна зовнішня можливість – зростання кількості автомобілів, велика кількість і збільшення кількості власників авто, відсутність подібного СТО з можливостями надання такого комплексного пакета послуг.

Серед загроз – можливість переорієнтації інших СТО для на подібні вид послуг, наявність великих станцій технічного обслуговування й мала потреба в агрегатному ремонті; низька рентабельність через високу капіталомісткість виробництва.

У Житомирському регіоні попит вищий чим пропозиція. Коли потенційна емність цільового сегмента більше, ніж сумарний обсяг робіт, який виконують усі надавачі даного виду послуг, то потенційний попит перевищує пропозицію, новий надавач відносно легко може виявити свою клієнтуру .

Інакше новий виконавець повинен розробити стратегію відвоювання частини ринку (клієнтів ) в існуючих конкурентів, що є змістом роботи тільки у випадку великої економічної ефективності цього сегменту, і достатніх своїх можливостях.

Краще вишукати вільні зони за іншими ознаками. При розробці стратегії завоювання сегмента ринку виконавець має позиціонувати пропозицію своєї послуги серед аналогічних пропозицій конкурентів. Для позиціонування необхідно визначити ознаки або властивості послуг такі як: 1 - час, що затрачає споживач на одержання послуги; 2 – час виконання послуги; 3 – вартість послуги або нормогодини; 4 – якість (наприклад , за п'ятибальною шкалою від 1 до 5 з урахуванням думок клієнтів ). Дані для побудови карти позиціонування збираються шляхом обстеження ринку, тобто аналізом конкурентів та опитування споживачів .

У якості прикладу візьмемо географічний район , який характеризується наявністю автосервісних підприємств наведених у таблиці 1.5.



Таблиця 1.5 – Перелік СТО району в залежності від ознак

Категорія СТО	Час чекання до початку виконання	Час виконання послуги	Вартість нормо-години	Якість, бали (від 1 до 5)
Малі	до 1 год	до 2 год	до 30	4
Середні	1-2 год	2-4 год	30-50	3
Великі	2-4 год	4-8 год	50-100	2

На рисунку 1.11 подано графічне відображення вільної частини ринку та частин, які займають конкуренти.

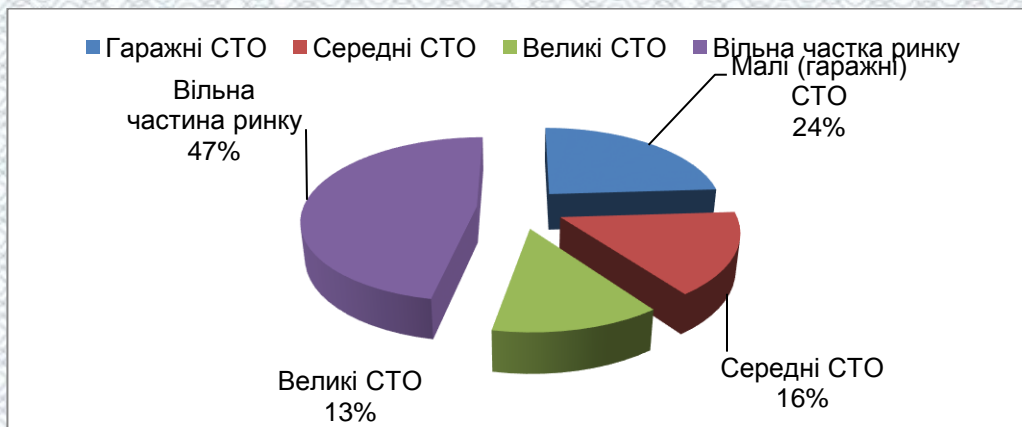


Рисунок 1.11 - Графічне відображення вільної частини ринку та частин, які займають конкуренти

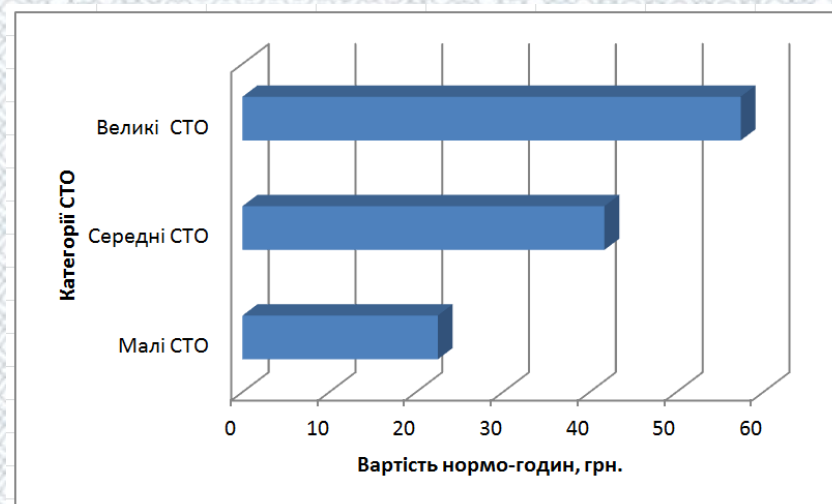


Рисунок 1.12 – Карта позиціонування СТО за ознаками "вартість нормо години - категорія СТО".



## 1.8 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази СТО "Авто-альянс"

Станція технічного обслуговування автомобілів "Авто-альянс" приватного підприємця "Білецький Ю.В." має всього один виробничо-адміністративний корпус. Інших будівель на території не має.

Основний корпус СТО спланований і побудований таким чином, щоб забезпечити можливість надання всіх послуг клієнтам, які передбачені функціями СТО.

Всі приміщення СТО можна розділити на кілька груп. Перше, це виробничі приміщення. Вони призначені безпосередньо для надання послуг ТО і ремонту автомобілів клієнтам СТО. До цих приміщень відноситься зона ТО і ПР, пост приймання автомобілів та антикорозійної обробки, а також ремонтно-механічна дільниця. Друге – складське приміщення, призначене для зберігання запасних частин, інструменту, матеріалів та ін. Третє – допоміжні та побутові приміщення, це два санвузли, душова, побутова кімната для робітників СТО, кімната для клієнтів СТО, яка розташована біля поста приймання автомобілів. Четверте – адміністративне приміщення, в якому розміщені адміністрація СТО та бухгалтерія. Також на даному СТО є невеликий автомагазин, де продають запасні частини, та автомобільні аксесуари, які користуються найбільшим попитом.

У виробничих приміщеннях СТО розташоване технологічне обладнання, яке забезпечує технологічні процеси ТО і ремонту автомобілів. Все обладнання виробничих підрозділів СТО поділяється на чотири групи.

Підйомно-оглядове обладнання – це електромеханічні підіймачі, яким обладнані пости ТО і ПР. Основне технологічне обладнання – це мотор-тестер, обладнання для розбирально-складальних робіт, стенди, верстати та ін. Допоміжне обладнання – шафа для приладів та інструментів, стіл-верстак, ящики та ін. Пристрої та інструменти – професійні набори інструментів слюсаря авторемонтника.

Оцінювання виробничо-технічної бази СТО "Авто-альянс" виконаємо



шляхом порівняння показників ВТБ для існуючої СТО з нормативними показниками типової СТО.

Питомі техніко-економічні показники для міських СТО визначені з розрахунку на один робочий пост для еталонних умов:

- чисельність робітників – 5,0;
- площа виробничо-складських приміщень – 197 м<sup>2</sup>;
- площа адміністративно-побутових приміщень – 81 м<sup>2</sup>;
- площа території – 1050 м<sup>2</sup>;

Питомі показники для міських СТО розраховані для таких еталонних умов: число робочих постів – 10; середньорічний пробіг одного автомобіля – 10 тис. км; кліматичний район – помірно-холодний; умови водо-, тепло- і електропостачання – від міських мереж.

Для умов, що відрізняються від еталонних, всі показники для міських СТО залежно від загального числа робочих постів (ТО, ПР, комерційного миття, протикорозійного оброблення, передпродажної підготовки) коректуються введенням коефіцієнтів  $K_p$ :

$$\begin{aligned}
 P_{\text{пит}} &= P_{\text{пит}}^{\text{ет}} \cdot K_p; \\
 S_{\text{вир.пит}} &= S_{\text{вир.пит}}^{\text{ет}} \cdot K_p; \\
 S_{\text{адм.пит}} &= S_{\text{адм.пит}}^{\text{ет}} \cdot K_p; \\
 S_{\text{тер.пит}} &= S_{\text{тер.пит}}^{\text{ет}} \cdot K_p,
 \end{aligned}
 \tag{1.28}$$

де  $P_{\text{пит}}$ ,  $S_{\text{вир.пит}}$ ,  $S_{\text{адм.пит}}$ ,  $S_{\text{тер.пит}}$  – відповідні питомі значення чисельності виробничих робітників, площі виробничо-складських приміщень, площі адміністративно-побутових приміщень та площі території, зведені до умов підприємстві;

$P_{\text{пит}}^{\text{ет}}$ ,  $S_{\text{вир.пит}}^{\text{ет}}$ ,  $S_{\text{адм.пит}}^{\text{ет}}$ ,  $S_{\text{тер.пит}}^{\text{ет}}$  – значення ТЕПів для еталонних умов;

$K_p$  – коефіцієнт, що враховує число робочих постів СТО.

Дані для порівняння приведені в таблиці 1.6.



Таблиця 1.6 – Техніко-економічні показники СТО "Авто-альянс"

Назва показника	Показники		$\frac{П_i^ф}{П_i^н} \cdot 100 \%$
	Існуючої СТО, $П_i^ф$	Типової СТО, $П_i^н$	
1. Площа території, м <sup>2</sup>	2520	2310	91,66
2. Чисельність виробничих працівників, чол.	9	10	90
3. Площа виробничо-складських приміщень, м <sup>2</sup>	324	316	102,53
4. Площа адміністративно-побутових приміщень, м <sup>2</sup>	162	184	88,04

Проаналізувавши стан ВТБ СТО можна зазначити, що вона придатна для виконання якісного ремонту і ТО легкових автомобілів, але їй необхідно оптимізувати роботу зони ТО і ПР, щоб покращити якість і швидкість надання послуг.

Аналіз техніко-економічних показників СТО показує:

1) кількість працюючих ремонтних і допоміжних робітників менша нормативної на 10 %, що вказує на необхідність збільшення чисельності персоналу, або підвищенні продуктивності праці робітників за рахунок засобів механізації та автоматизації праці. При підвищенні продуктивності праці з'явиться можливість обслуговування більшого числа автомобілів інших організацій і приватних осіб;

2) ВТБ забезпечена площами ТО і ПР на 102,53 %, що показує необхідність оптимізації роботи зони ТО і ПР. Площі виробничих приміщень дещо більші від нормативного значення, але не значно;

3) Площа земельної ділянки, яку займає СТО трохи більша нормативного значення, але не значно;

4) Адміністративно-побутові приміщення дещо менші від нормативних, але не значно;

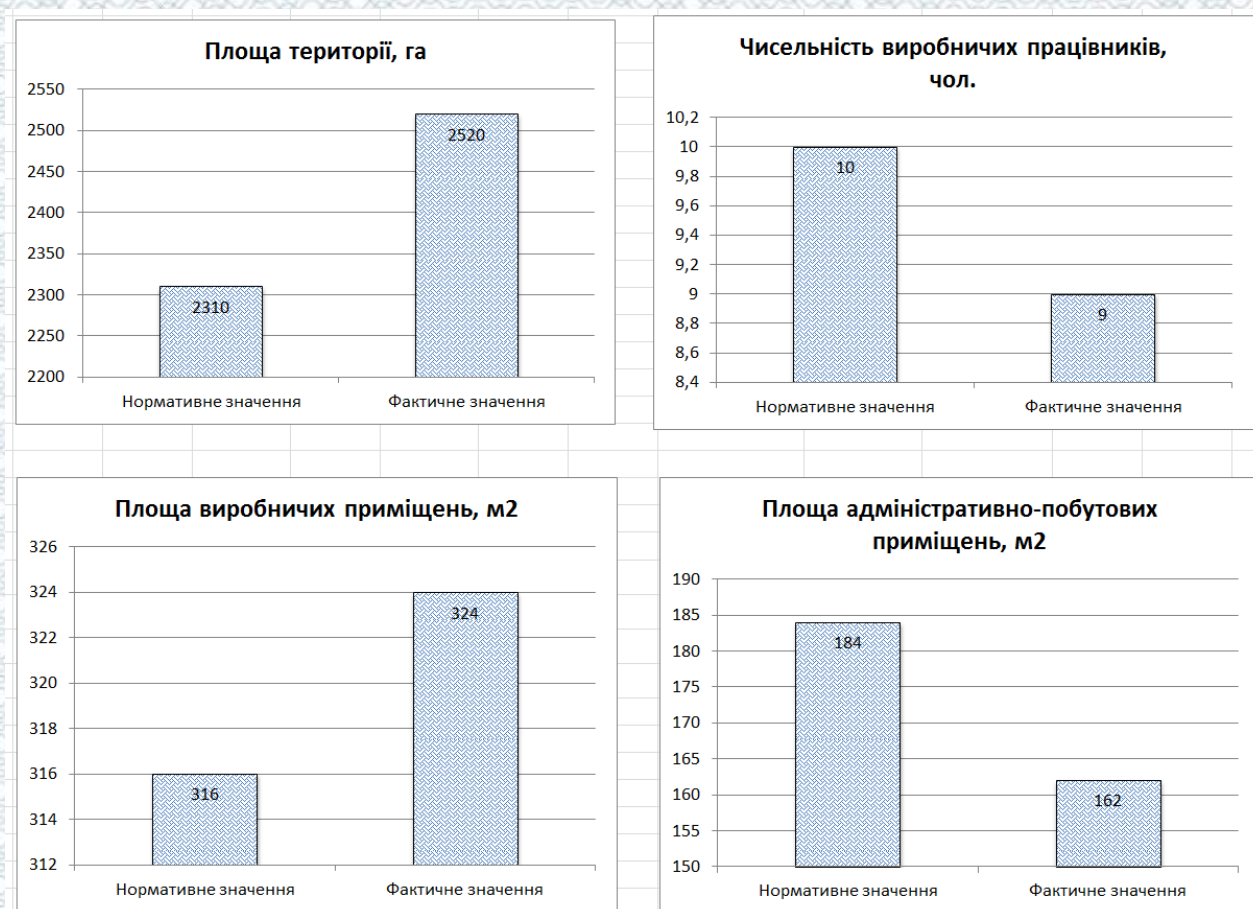
5) Зони і дільниці СТО в цілому укомплектовані устаткуванням, але частина устаткування є фізично спрацьованим і морально застарілим, воно підлягає оновленню.

Таким чином доцільно на підприємстві провести організаційно-технологічні заходи з вирішенням таких питань: поліпшити вікову структуру



устаткування, збільшити вагу ВТБ в загальній вартості ОВФ за рахунок введення в експлуатацію нової прогресивної техніки, підвищити рівень механізації процесів ТО і ПР, вдосконалити діючі засоби праці.

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 2018 та 2019 роках СТО "Авто-альянс" мало показники подані в таблиці 1.2. Показники ефективності розраховані за наступними формулами і результати занесені до таблиці 1.7.

Фондовіддача розраховується за формулою:

$$\Phi_{\text{в}} = \frac{\text{ОП}}{\text{ОЗ}}, \quad (1.29)$$



де ОП – обсяг реалізованої продукції, тис. грн.;

ОЗ – вартість основних засобів, тис. грн.

Фондомісткість розраховується за формулою:

$$\Phi_{\text{м}} = \frac{\text{ОЗ}}{\text{ОП}} \quad (1.30)$$

Фондоозброненість розраховується за формулою:

$$\Phi_{\text{озб}} = \frac{\text{ОЗ}}{\text{ЧП}}, [\text{тис. грн.}] \quad (1.31)$$

де ЧП – чисельність працівників, осіб.

Таблиця 1.7 – Основні засоби та показники ефективності їх використання

Найменування показника	2018 рік	2019 рік	Відхилення 2019 р. від 2018р.
Залишкова вартість основних засобів, тис. грн.	68,9	75,4	6,5
Чистий дохід (виручка від реалізації), тис. грн.	998	1020	22,0
Чисельність працівників, осіб	15	16	1
Показники ефективності використання виробничо-технічної бази СТО			
Фондовіддача	13,48	13,52	0,04
Фондомісткість	0,071	0,073	0,002
Фондоозброненість, тис. грн.	4,59	4,71	0,12

Розраховуємо показники:

$$\Phi_{\text{в}}^{18} = \frac{998}{68,9} = 13,48; \quad \Phi_{\text{в}}^{19} = \frac{1020}{75,4} = 13,52;$$



$$\Phi_M^{18} = \frac{68,9}{998} = 0,071; \quad \Phi_M^{19} = \frac{75,4}{1020} = 0,073;$$

$$\Phi_{озб}^{18} = \frac{68,9}{15} = 4,59; \quad \Phi_{озб}^{19} = \frac{75,4}{16} = 4,71;$$

Аналізуючи показники ефективності використання основних засобів можна, що спостерігається незначна тенденція до покращення показників:

- фондівдача у 2019 році в порівнянні з 2018 зросла на 0,04;
- фондомісткість майже залишилась на одному і тому ж рівні – 0,07 грн.;
- фондоозброєність зросла на 0,12 тис. грн.,

Як висновок, можна відмітити, що чисельність працівників зросла на 1 особу і відбулося зростання вартості основних засобів, за рахунок чого відбувся ріст фондоозброєності на 0,12 тис. грн., але поряд з цим фондівдача залишилась майже на тому ж самому рівні, тому управлінському персоналу необхідно більше звертати уваги окрім нарощування виробничого потенціалу на його ефективне використання у виробничому процесі.

### 1.9 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 роликівих 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 роликівих 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) Проаналізувавши стан виробничо-технічної бази станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС», можна зробити такі висновки:

- кількість працюючих ремонтних робітників менша нормативної на 10 %, що вказує на необхідність збільшення чисельності персоналу, або підвищені продуктивності праці робітників за рахунок засобів механізації та автоматизації праці.
- чисельність виробничих робітників менше нормативного значення, що



пов'язано з плинністю кадрів, обумовлених низьким рівнем заробітної плати, число постів зони ТО і ПР автотранспортного підрозділу більше нормативних показників.

- зони і ділянки СТО в цілому укомплектовані устаткуванням, але частина устаткування є фізично спрацьованим і морально застарілим, воно підлягає оновленню.

- площі стоянки автомобілів і площі території СТО дозволяють в перспективі обслуговувати більше автомобілів.

Виходячи з проведеного обґрунтування можна виділити наступні задачі, які необхідно вирішити в магістерській кваліфікаційній роботі:

- розробити математичну модель процесу силової і кінематичної взаємодії шини гальмуючого колеса АТЗ в зоні контакту з циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів діагностичного стенда, що дозволяє розраховувати стаціонарні характеристики зчеплення шин, а також коефіцієнти математичної моделі шини Расеґка Н.В. - Діка А.Б. ;

- експериментально підтвердити можливість отримання стаціонарних характеристик зчеплення шин з опорними роликами стенду і визначення коефіцієнтів математичної моделі шини Расеґка Н.В. - Діка А.Б. на основі емпіричного розподілу нормальних і реалізованих дотичних реакцій по довжині плям контактів еластичною шини з двома циліндричними поверхнями кінематично пов'язаних опорних роликів;

- виявити функціональні залежності силових і кінематичних параметрів, що характеризують процес взаємодії еластичної шини з кінематично пов'язаними опорними роликами стенду, від поздовжнього зсуву гальмуючого колеса і прикладеної до нього нормального навантаження;

- науково обґрунтувати та апробувати методику визначення параметрів, що дозволяють виконувати контроль гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні АТЗ на роликівих стендах і реалізуючого її обладнання;

- виконати виробничу перевірку результатів наукового дослідження і дати їм техніко-економічну оцінку.



## 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  $\omega_K$ , 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  $\Delta R_z$  і поздовжніх  $\Delta R_x$  дотичних реакцій, розподілених по довжині плямі контакту шини з циліндричними поверхнями опорних роликів стенда; величина критичного ковзання  $S_{кр}$ , стаціонарна характеристика зчеплення шини з опорною поверхнею ( $\varphi$ - $S$ ) -діаграма, величина питомої гальмівної сили  $\gamma_T$ , 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 [35, 37], моделі на основі методу скінченних елементів [6] і моделі, засновані на фізичному аналогу [14]. 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  $\varphi$  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 Расеїка Н. В. - модель Расеїка Н. В. - Діка А. Б. з спрощеною нормованою функцією ковзання [36]:

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

де  $a$  і  $b$  - коефіцієнти, від яких залежить функція  $f(S)$  [36],

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

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

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

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

Коефіцієнт  $\eta_S$  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  $\varphi_B$ , 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:

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

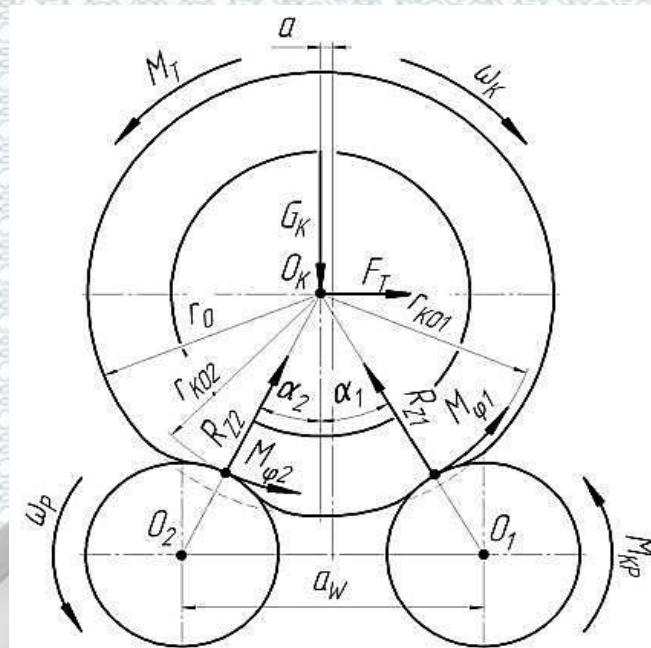
Щоб мати можливість використання вищевикладеної та широко розповсюдженої математичної моделі шини, в даній роботі автором було розроблено математичний опис, що дозволяє розраховувати коефіцієнти моделі Н. В. Расејка - А. Б. Діка для процесу взаємодії еластичної шини автомобільного колеса з двома кінематично 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 станда супроводжується дією на шину силових факторів (рис. 2.1).



$\omega_K$  - кутова швидкість обертання колеса;  $\omega_P$  - 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 станда;  $\alpha_1$  - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром переднього опорного ролика;  $\alpha_2$  - 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 станда;  $a_w$  - відстань між центрами опорних роликів.

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

Нехай гальмуюче колесо встановлено з поздовжнім зміщенням  $a$ , відносно осі симетрії станда. 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  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  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  $M_\phi$ .

У стендових умовах, коли кожне колесо АТЗ гальмує на парі опорних роликів, на гальмуюче колесо діють два таких моменти  $M_{\phi 1}$  - момент зчеплення шини в плямі контакту з переднім опорним роликом і  $M_{\phi 2}$  - 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:

$$M_{\phi 1} = R_{X1} \cdot r_{K01}; \quad (2.13)$$



$$M_{\varphi 2} = R_{X2} \cdot r_{KO2}; \quad (2.14)$$

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]:

$$S_1 = \frac{V_K - \omega_K \cdot r_{KO1}}{V_K} = \frac{\omega_R \cdot r_R - \omega_K \cdot r_{KO1}}{\omega_R \cdot r_R}; \quad (2.15)$$

$$S_2 = \frac{V_K - \omega_K \cdot r_{KO2}}{V_K} = \frac{\omega_R \cdot r_R - \omega_K \cdot r_{KO2}}{\omega_R \cdot r_R}; \quad (2.16)$$

де  $\omega_K$  - кутова швидкість обертання колеса, [рад<sup>-1</sup>];

$\omega_R$  - кутова швидкість обертання опорних роликів, [рад<sup>-1</sup>];

$r_{KO1}$  - силовий радіус колеса на передньому ролику, [м];

$r_{KO2}$  - 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  $\varphi$  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:  $\varphi_1$  - коефіцієнт зчеплення шини з переднім опорним роликом і  $\varphi_2$  - 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  $\varphi$  будують графік залежності коефіцієнта зчеплення від величини ковзання  $S$ , яку називають  $(\varphi-S)$ -діаграмою є характеристикою зчеплення шини з опорною поверхнею (рисунок 2.2).

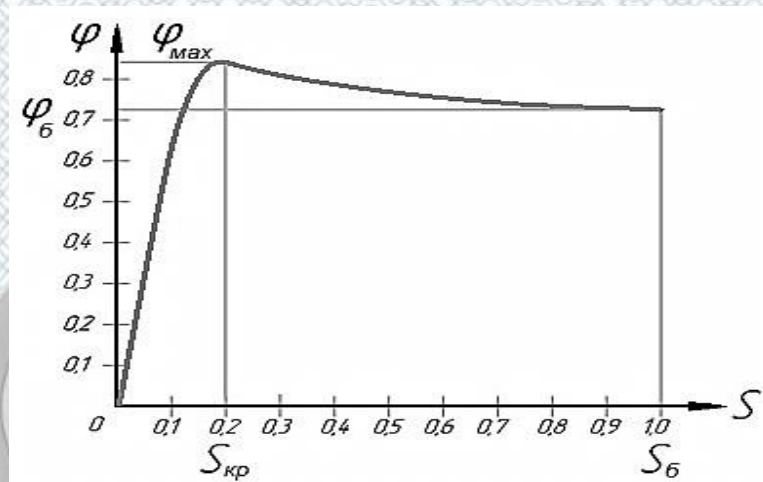


Рисунок 2.2 - Графік залежності коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею ( $(\varphi-S)$ -діаграма)

Аналіз графіка, (рис. 2.2) показує, що значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  на початку координат дорівнює нулю. При збільшенні ковзання  $S$  відбувається і збільшення коефіцієнта зчеплення  $\varphi$ , спочатку до його максимального значення  $\varphi_{MAX}$ , яке настає при критичному ковзанні  $S_{KR}$ . При подальшому збільшенні ковзання  $S$ , значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  зменшується до значення  $\varphi_B$ , 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  $\Delta_{R1}$  і  $\Delta_{R2}$  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  $m_{\Pi}$ , що складається з вантажу, і прикладається до колеса нормальне навантаження  $G_K$ , і безпружинна маса  $m_H$ , що представляє собою саме колесо з шиною і безпружинні елементи.

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

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

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

де  $k_{\Pi}$  – коефіцієнт демпфування елемента;

$V_{\Pi}$  – швидкість демпфування елемента, [м/с].

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

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

де  $c_{\Pi}$  – жорсткість пружного елемента, [Н/м];

$\Delta_{\Pi}$  – 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  $F_{УН1}$  і  $F_{ДН1}$  на передньому опорному ролику і  $F_{УН2}$  і  $F_{ДН2}$  на задньому опорному ролику.

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

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



$$F_{дН2} = k_{ш} \cdot V_{ш2}; \quad (2.22)$$

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

$V_{ш1}$  – швидкість демпфування шини на передньому опорному ролику [м/с];

$V_{ш2}$  – швидкість демпфування шини на задньому опорному ролику [м/с].

Величина сил пружності  $F_{вН1}$  і  $F_{вН2}$  шини на передньому і на задньому опорному ролику відповідно, визначаються за формулами:

$$F_{вН1} = c_{ш} \cdot \Delta_{R1}; \quad (2.23)$$

$$F_{вН2} = c_{ш} \cdot \Delta_{R2}; \quad (2.24)$$

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

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

$\Delta_{R2}$  – 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  $J_{п}$  підресореної маси має вигляд:

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

де  $m_{п}$  – підресорена маса, [кг].

Швидкість переміщення підресореної маси  $V_{п}$  і  $\Delta_{п}$  деформація пружних елементів, зв'язуючих підресорену масу з непідресореною описуються рівняннями:

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

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



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

$$J_{H1} = \frac{dV_{Ш1}}{dt} = \frac{(m_H \cdot g) - (c_{Ш} \cdot \Delta_{R1}) - (k_{Ш} \cdot V_{Ш1}) + (c_{П} \cdot \Delta_{П}) + (k_{П} \cdot V_{П})}{m_H}; \quad (2.28)$$

де  $m_H$  – невідресорена маса, [кг].

Швидкість переміщення невідресореної маси  $V_{Ш1}$  і деформація  $\Delta_{R1}$  пружних елементів шини, на передньому опорному ролику описуються рівняннями:

$$V_{Ш1n} = V_{Ш1n-1} + J_{H1} dt; \quad (2.29)$$

$$\Delta_{R1n} = \Delta_{R1n-1} + V_{Ш1} dt; \quad (2.30)$$

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

$$J_{H2} = \frac{dV_{Ш2}}{dt} = \frac{(m_H \cdot g) - (c_{Ш} \cdot \Delta_{R2}) - (k_{Ш} \cdot V_{Ш2}) + (c_{П} \cdot \Delta_{П}) + (k_{П} \cdot V_{П})}{m_H}; \quad (2.31)$$

Швидкість переміщення невідресореної маси  $V_{Ш2}$  і деформація  $\Delta_{R2}$  пружних елементів шини, на задньому опорному ролику описуються диференціальними рівняннями:

$$V_{Ш2n} = V_{Ш2n-1} + J_{H2} dt; \quad (2.32)$$

$$\Delta_{R2n} = \Delta_{R2n-1} + V_{Ш2} dt; \quad (2.33)$$

Тоді, враховуючи пружні і демпфуючі здатності підресореної і невідресореної 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  $\omega_K$  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;

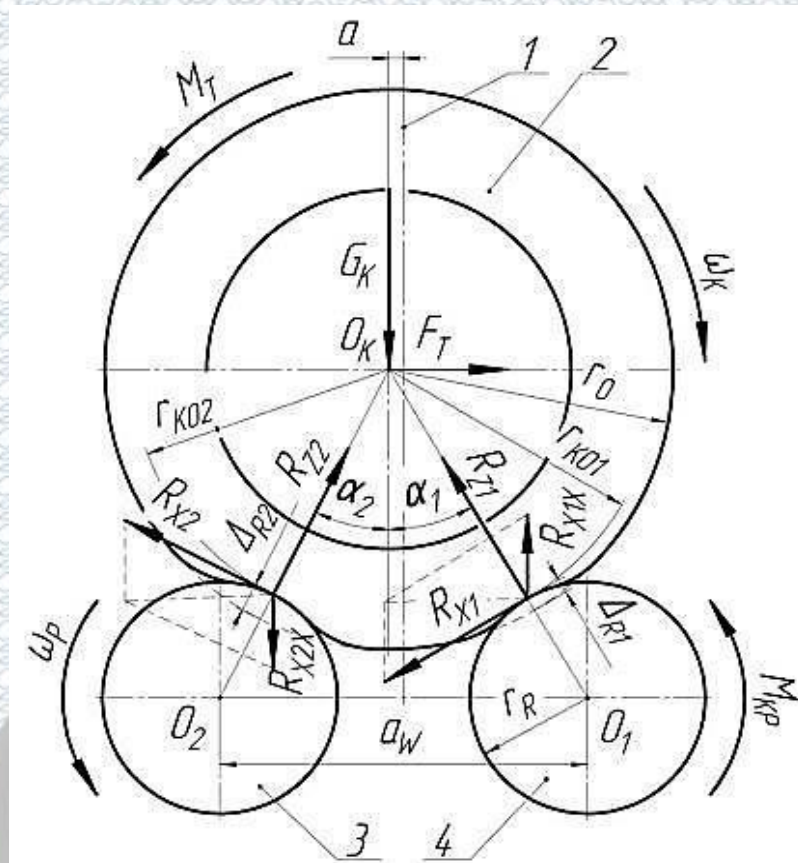
$V_1$  і  $V_2$  – лінійна швидкість колеса по поверхні переднього і заднього опорного ролика відповідно, [м/с].

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).





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;  $\omega_K$  - кутова частота обертання колеса;  $\omega_P$  - 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;  $\Delta_{R1}$  - радіальна деформація шини на передньому опорному ролику;  $\Delta_{R2}$  - 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;  $\alpha_1$  - кут між віссю симетрії опорних роликів і лінією, що з'єднує центр колеса з центром переднього опорного ролика;  $\alpha_2$  - 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 роликів діагностичного стенда.



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

$$R_{Z1} = \left( \frac{G_K}{2} - R_{X2X} + R_{X1X} \right) \cdot \left( \frac{\cos\left(\arcsin\left(\frac{a_w}{2}\right)\right)}{r_R + r_{K01N}} \right); \quad (2.42)$$

$$R_{Z2} = \left( \frac{G_K}{2} + R_{X1X} \right) \cdot \left( \frac{\cos\left(\arcsin\left(\frac{a_w}{2}\right)\right)}{r_R + r_{K02N}} \right); \quad (2.43)$$

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  $\Delta_{R1}$  на передньому опорному ролику, а також на величину  $\Delta_{R2}$  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  $\Delta_{R1}$  на передньому опорному ролику і деформацій шини  $\Delta_{R2}$  на задньому опорному ролику, визначаються радіуси кочення колеса на передньому опорному ролику  $r_{K01}$ , і на задньому опорному ролику  $r_{K02}$  за такими формулами:

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

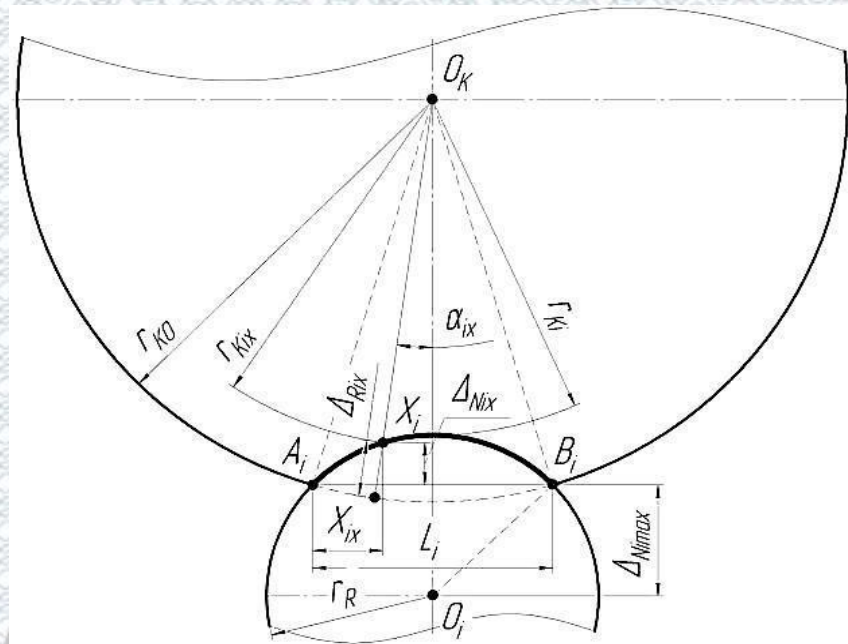
$$r_{K02} = r_{K0} - \Delta_{R2}; \quad (2.49)$$

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

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



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



$r_{KO}$  - 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;  $\Delta_{Nimax}$  - 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  $X_i$ ;  $\Delta_{Rix}$  - радіальна деформація шини на  $i$ -му ролику, відповідне положенню точки  $X_i$ ;  $\Delta_{Nix}$  - нормальна деформація шини вище лінії  $A_i$ - $B_i$ , відповідна положенню точки  $X_i$ ;  $X_{ix}$  - координата точки  $X_i$ ;  $\alpha_{ix}$  - 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.

Для визначення радіальної деформації шини  $\Delta_{Rix}$  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  $\Delta_{Rix}$  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];

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

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

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

Відстань  $\Delta_{Nimax}$  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  $\Delta_{Nix}$  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  $\alpha_{ix}$  знайдемо з виразу:

$$a_{ix} = \arctan \frac{X_{ix}}{r_{Ki} - \Delta N_{ix}}. \quad (2.54)$$

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/м<sup>2</sup>];

$n_{Dix}$  – демпфуюча складова нормального тиску шини по довжині її контакту з поверхнею опорного  $i$ -го ролика, [Н/м<sup>2</sup>].

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

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



де  $n_{\Delta max}$  – максимальне значення нормального тиску, [Н/м<sup>2</sup>].

Демпфуюча складова нормального тиску шини  $n_{Dix}$  визначимо за формулою [7]:

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

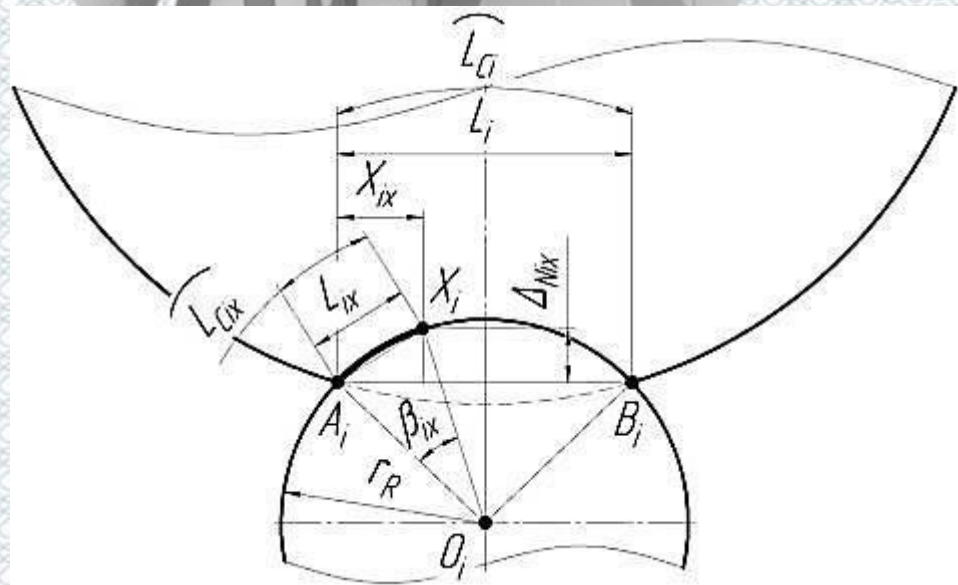
де  $k_{ш}$  – коефіцієнт демпфування шини, [Н·с/м].

Розподіл поздовжнього дотичного напруження шини  $\tau_{ix}$  по довжині її контакту з поверхнею опорного  $i$ -го ролика визначимо за виразом [7]:

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

де  $\varphi_i$  – 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.



$X_i$  - точка, що лежить на поверхні дотику шини з  $i$ -им роликом;  $A_i$  і  $B_i$  - крайні точки дотику шини з  $i$ -им роликом;  $\Delta_{Nix}$  - 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;  $\beta_{ix}$  - 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 стану.



Довжина плями контакту  $L_{Ci}$  визначається наступною формулою:

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

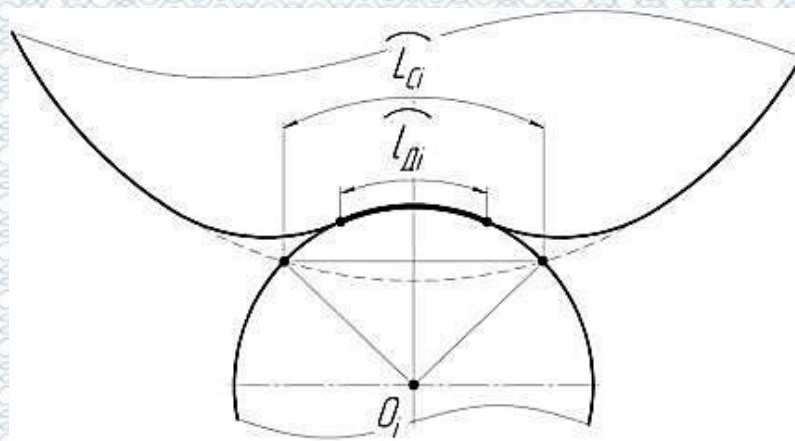
де  $\beta_{ix}$  – кут між лінією  $A_i-O_i$  і лінією  $X_i-O_i$  в градусах, визначається за формулою:

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

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  $l_{Di}$  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 [7]:

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

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 [7]:

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

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:

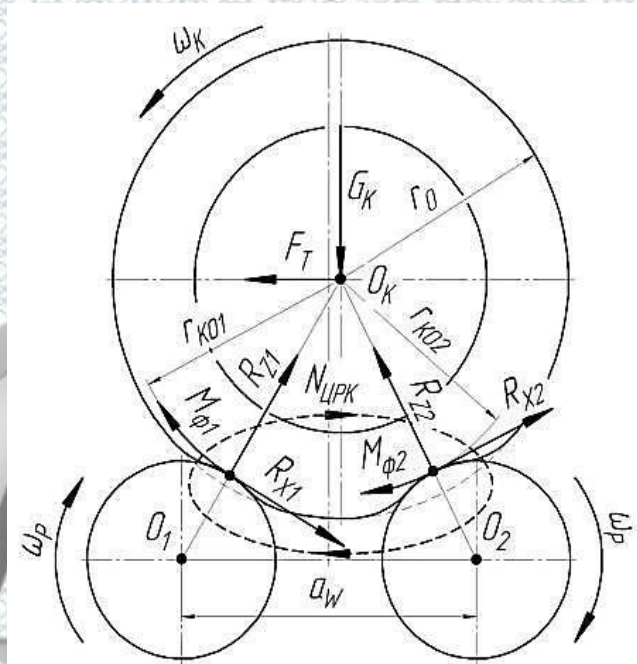
$$r_{K01} = r_{K02}.$$

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:

$$M_{\varphi 1} = M_{\varphi 2} = 0.$$



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.



$\omega_K$  - кутова швидкість обертання колеса;  $\omega_P$  - кутова швидкість обертання опорних роликів;  $G_K$  - нормальне навантаження, прикладене до колеса;  $F_T$  - сумарна гальмівна сила;  $r_0$  - вільний радіус колеса;  $r_{KO1}$  - силовий радіус колеса на передньому ролику;  $r_{KO2}$  - силовий радіус колеса на задньому ролику;  $R_{Z1}$  - нормальна реакція, на передньому ролику;  $R_{X2}$  - дотична реакція на передньому ролику;  $R_{Z1}$  - 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:

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

де  $\Delta R_x$  – 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].

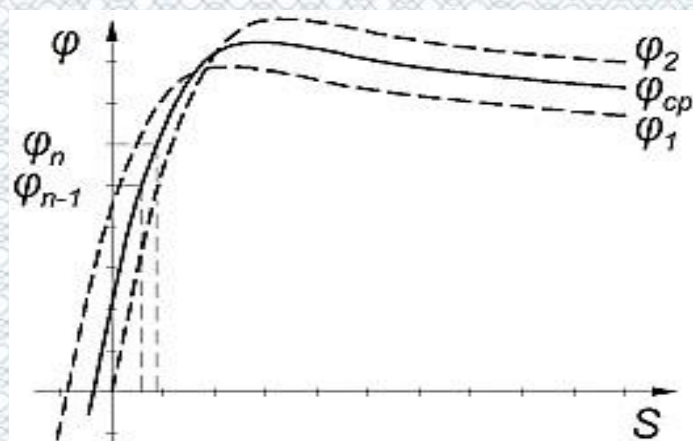


Рисунок 2.8 - Графік залежності коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  і  $\varphi_{cp}$  від величини проковзування



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  $\varphi_{CP}$  – середнє значення коефіцієнта зчеплення (рис. 2.8).

### 2.3 Алгоритм розрахунку параметрів системи «Еластична шина – Пляма 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  $\Delta R_Z$  нормальних і поздовжніх дотичних  $\Delta R_X$  реакцій, значення довжин плям контактів  $l_D$  шини з поверхнями опорних роликів, значення коефіцієнта зчеплення шини  $\varphi$  з поверхнями опорних роликів при відбраному 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  $\varphi$  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 другому 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 роликками діагностичного стенда в гальмівному режимі

Для аналітичного дослідження процесу взаємодії еластичної шини гальмуючого автомобільного колеса з двома циліндричними поверхнями опорних роликків 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.

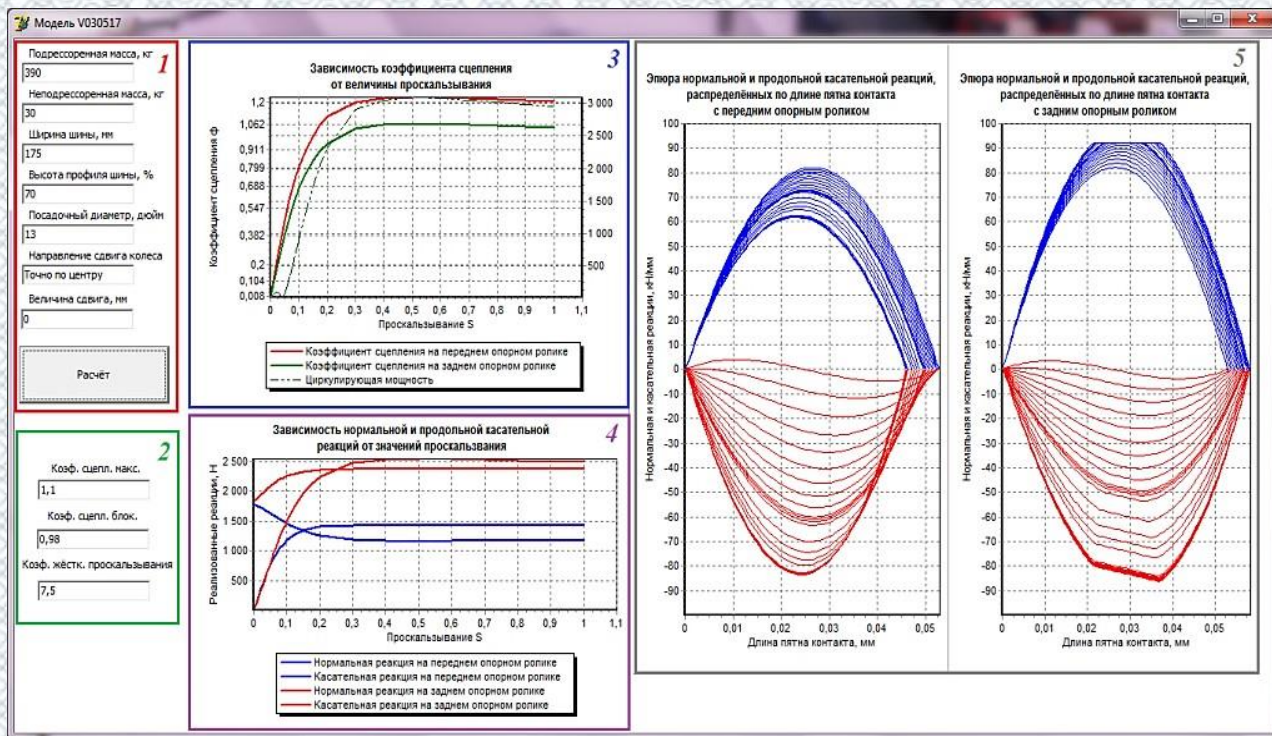
На початку розрахунку в програму вносяться вихідні дані:

- 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 роликків  $r_R$ , кутову швидкість опорних роликків  $\omega_R$ , коефіцієнт демпфування шини  $k_u$ , 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).



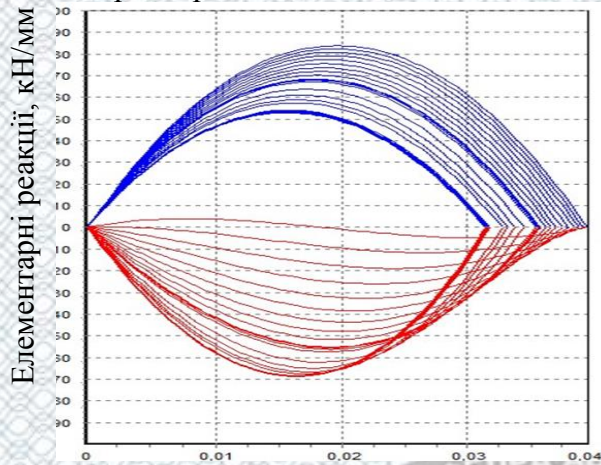
1 - блок введення даних; 2 - блок параметрів процесу; 3 - блок виведення залежностей коефіцієнтів зчеплення  $\phi_1$  і  $\phi_2$  і циркулюючої потужності  $N_{Ц}$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$ ; 4 - блок виведення залежностей реалізованих реакцій  $R_{Z1}$ ,  $R_{Z2}$ ,  $R_{X1}$  і  $R_{X2}$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$ ; 5 - блок виведення епюр елементарних реакцій  $\Delta R_{Z1}$ ,  $\Delta R_{Z2}$ ,  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  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  $\Delta R_{Z1}$ ,  $\Delta R_{Z2}$ ,  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$ , 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).

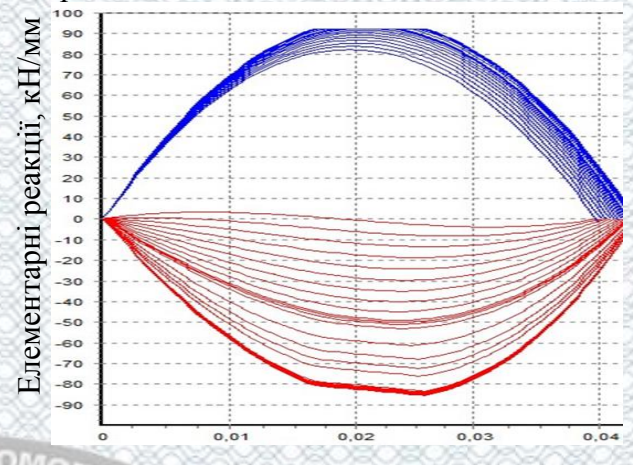


Епюра нормальної і повздовжньої дотичної реакцій розподілених по довжині пляма контакту з переднім опорним роликом



Довжина пляма контакту, м

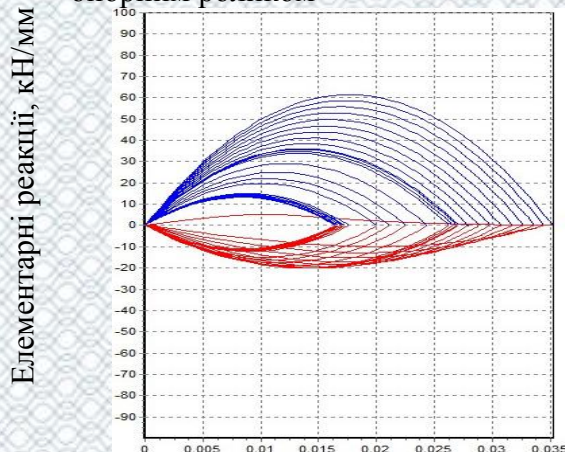
Епюра нормальної і повздовжньої дотичної реакцій розподілених по довжині пляма контакту з заднім опорним роликом



Довжина пляма контакту, м

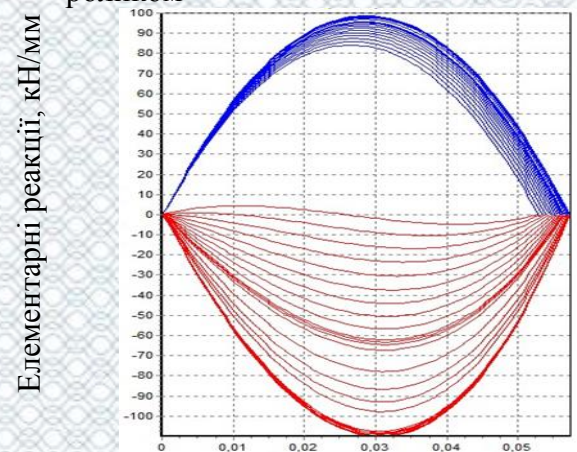
Рисунок 3.2 - Розрахункові епюри розподілу елементарних нормальних  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$  і дотичних  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  реакцій за довжинами плям контактів  $l_{D1}$  і  $l_{D2}$  шини *Amtel 175/75-R13-82H* з поверхнями опорних роликів з кроком проковзування  $S=0,05$ ; при нормальному навантаженні  $G_K=3750$  Н; без початкового зміщення колеса

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



Довжина пляма контакту, м

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



Довжина пляма контакту, м

Рисунок 3.3 - Розрахункові епюри розподілу елементарних нормальних  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$  і дотичних  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  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  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$  та дотичних  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  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  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  з поверхнями опорних роликів діагностичного стенда, при нормальному навантаженні, що припадає на колесо  $G_K=3750$  Н.

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

Результати розрахунку коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , і циркулюючої потужності  $N_{Ц}$  як без початкового зміщення колеса, так і зі зміщенням в сторону заднього ролика на величину  $a=15$  мм, представлені на рис. 3.4 і 3.5.

Порівняння результатів розрахунку коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , і циркулюючої потужності  $N_{Ц}$  і результатів експериментального дослідження показує якісний і кількісний збіг.

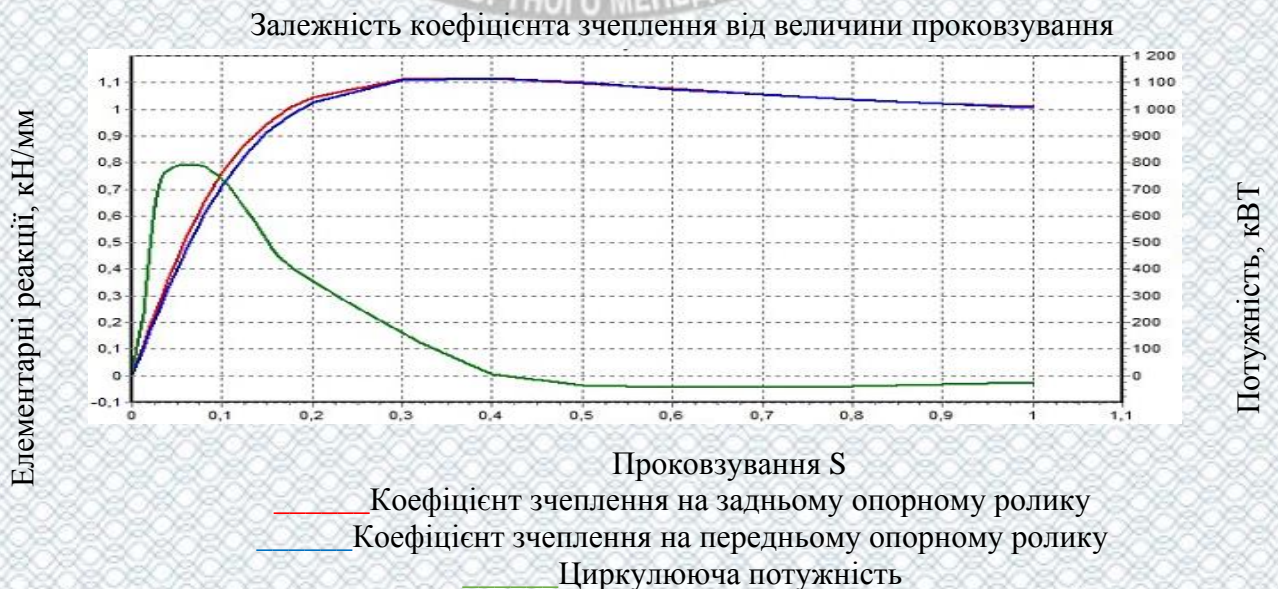


Рисунок 3.4 - Графіки зміни розрахункових значень коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , і циркулюючої потужності  $N_{Ц}$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$  при нормальному навантаженні  $G_K=3750$  Н для шини *Amtel 175/75-R13-82H* без початкового зміщення колеса



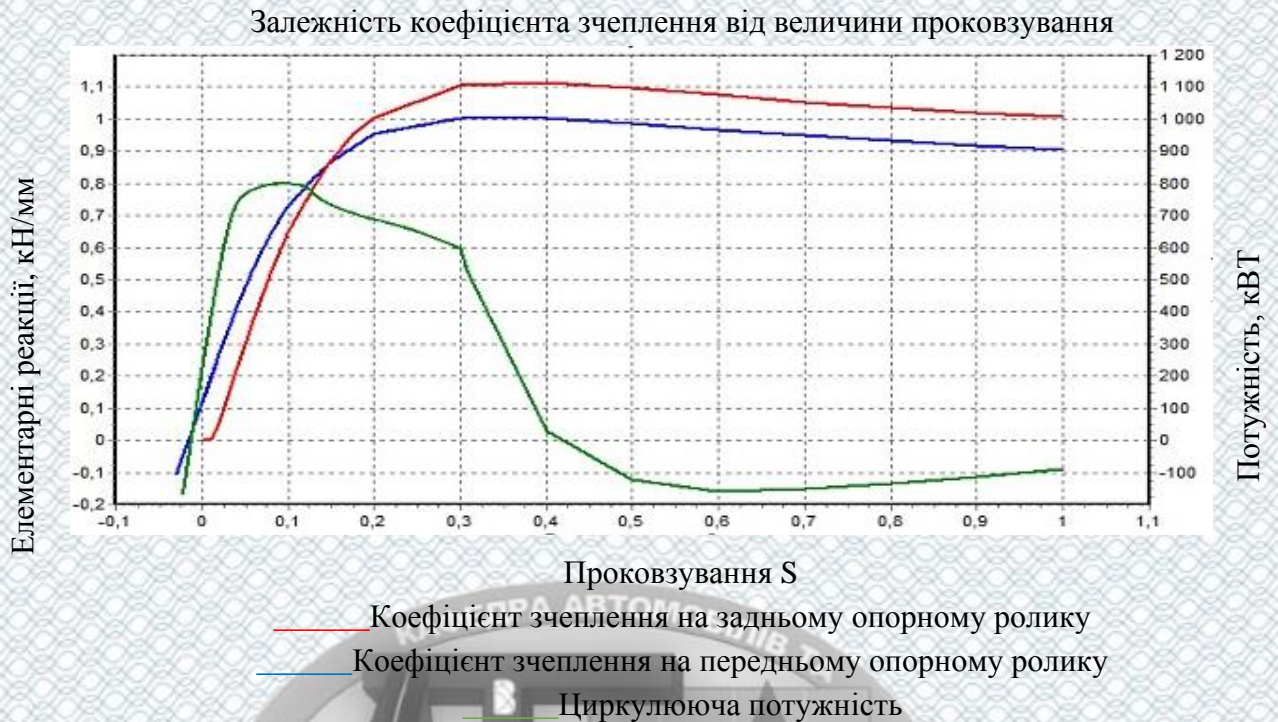


Рисунок 3.5 - Графік зміни розрахункових значень коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , і циркулюючої потужності  $N_{Ц}$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$  при нормальному навантаженні  $G_K=3750$  Н для шини *Amtel 175/75-R13-82H* зі зміщенням колеса в сторону заднього опорного ролика на  $a=15$  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  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$  в залежності від зміщення колеса  $a$  для шини, яка взаємодіє з двома опорними роликками. Навантаження на колесо становить  $G_K = 3750 \text{ Н}$ , тиск повітря в шині  $p_w = 0,21 \text{ МПа}$ .

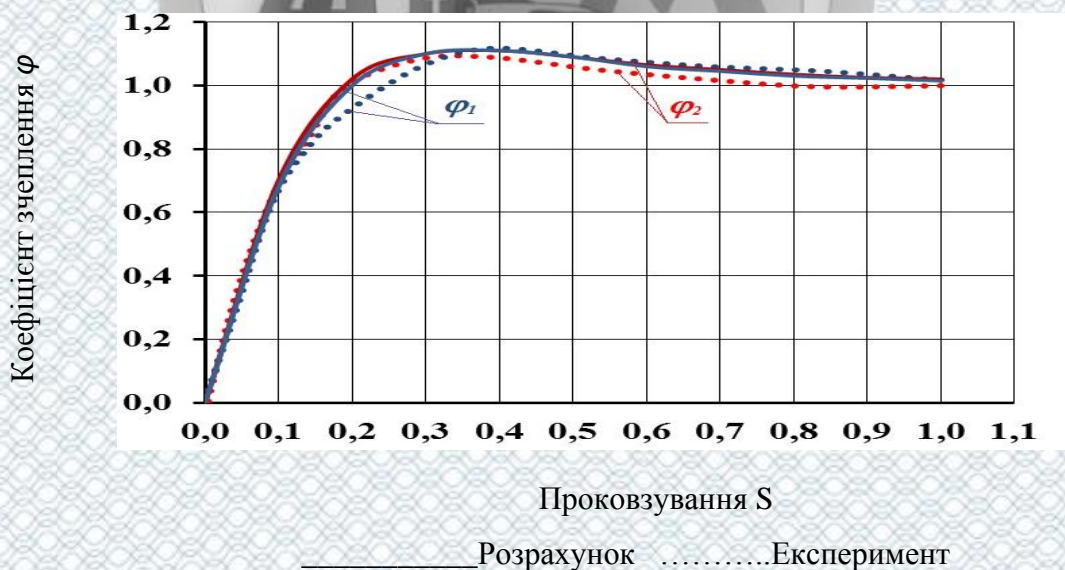


Рисунок 3.6 - Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$  для шини *Amtel 175/75-R13-82H*, без зміщення колеса, при нормальному навантаженні  $G_K = 3750 \text{ Н}$  і тиску повітря 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 кинематически пов'язаних опорних роликах діагностичного стенда.

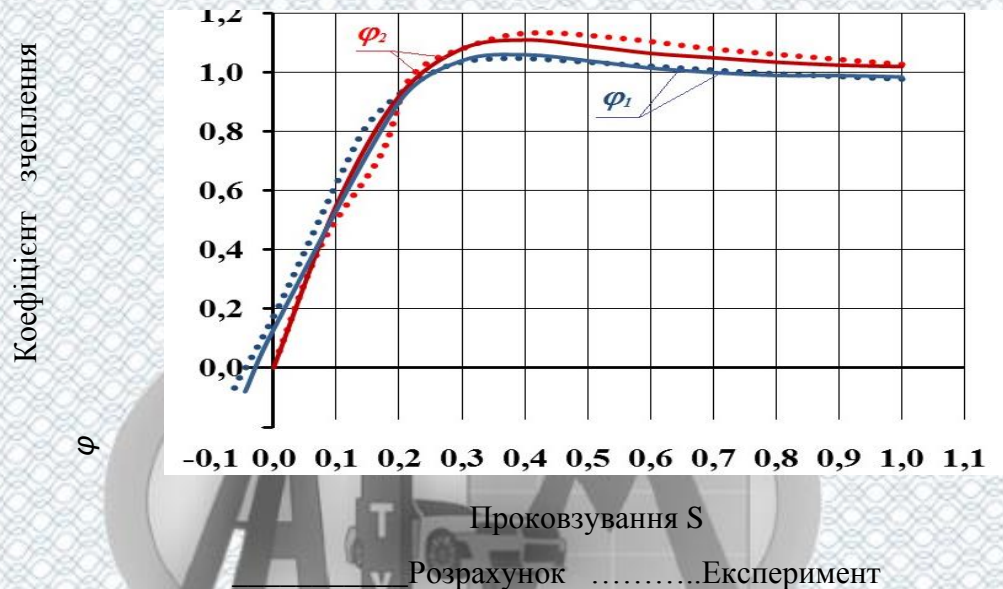


Рисунок 3.7 - Графіки результатів аналітичного та експериментального досліджень залежності коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  від проковзування  $S_1$  і  $S_2$  для шини *Amtel 175/75-R13-82H*, при зміщенні колеса в сторону заднього ролика на  $a=15$  мм, при нормальному навантаженні  $G_K = 3750$  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 $F_p$	Табличне значення критерію $F(f_1; f_2; \%)$
Зміщення колеса $a=0$ мм	$\varphi_1$	0,079	4,82
	$\varphi_2$	0,076	4,82
Зміщення колеса $a=15$ мм в сторону заднього ролика	$\varphi_1$	0,027	4,82
	$\varphi_2$	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  $\varphi_{MAX1}$  і на задньому  $\varphi_{MAX2}$  опорних роликів 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  $G_K=3250$  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  $G_K=3750$  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  $\omega_R$ , 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:

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

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

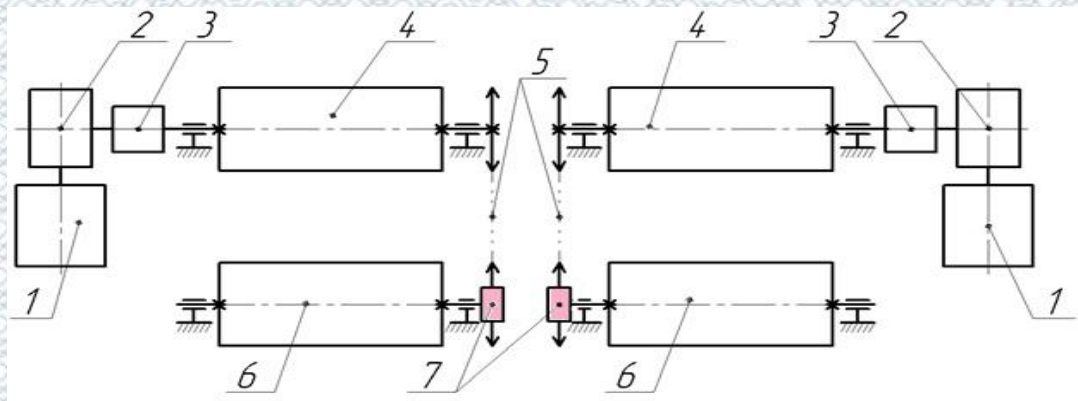
Нерівність лінійних швидкостей бігової доріжки шини  $V_1$  і  $V_2$  на поверхнях опорних роликів від нерівності силових радіусів колеса відносно переднього  $r_{K01}$  і заднього  $r_{K02}$  опорних роликів породжує різне проковзування  $S_1$  і  $S_2$  плям контакту шини і, як наслідок, кінематичну 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  $N_{Ц}$ .



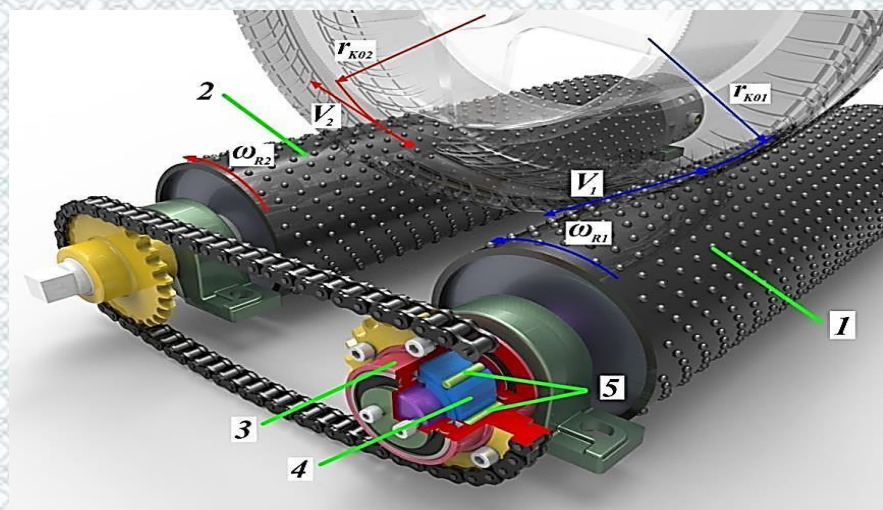


1 - електродвигун; 2 - редуктор; 3 - датчик вимірювання гальмівної сили; 4 - задній опорний ролик; 5 - ланцюгова передача; 6 - передній опорний ролик; 7 - обгінна муфта

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;  $\omega_{R1}$  - кутова швидкість переднього опорного ролика;  $\omega_{R2}$  - кутова швидкість заднього ролика

Рисунок 3.9 - Тривимірний моделювання 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  $\omega_{R1}$ , величина якої більша кутової швидкості обертання заднього опорного ролика  $\omega_{R2}$ . У той момент, коли виникає різниця кутових швидкостей шини на поверхні роликів, внутрішня обойма муфти 4, провертаючись 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  $\gamma_T$  з використанням епюр розподілу елементарних нормальної і дотичної реакцій  $\Delta R_{Z1}$ ,  $\Delta R_{Z2}$ ,  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  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 роликми стенду.

При гальмуванні колеса на роликми стенда відбувається вимір елементарних розподілених по довжині плям контактів  $l_{Д1}$  і  $l_{Д2}$  нормальних  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$  і дотичних  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  реакцій і здійснюється побудова їх епюр  $\Delta R_{Z1}=f(l_{Д1})$ ;  $\Delta R_{Z2}=f(l_{Д2})$ ;  $\Delta R_{X1}=f(l_{Д1})$  и  $\Delta R_{X2}=f(l_{Д2})$ . 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  $\gamma_T$ , 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:



- a. встановлення АТЗ на стенд;
  - b. фіксація коліс АТЗ від поздовжнього переміщення проти-відкатними башмаками;
  - c. запуск комп'ютера і систем реєстрації вимірюваних параметрів;
  - d. запуск приводу опорних роликів для прогріву шин обкаткою по поверхні ролика;
- 4) Тестовий вплив на гальмівну систему:
    - a. запустити електродвигун стенда і розігнати колеса АТЗ до окружної швидкості 1,1 м / с;
    - b. повільно, протягом 6-7 секунд, натиснути на педаль гальма до повної зупинки гальмуючих коліс АТЗ;
  - 5) В процесі гальмування вимірювати контрольовані параметри ( $\Delta R_{Z1}$ ,  $\Delta R_{Z2}$ ,  $\Delta R_{X1}$ ,  $\Delta R_{X2}$  і  $\omega_K$ ), до досягнення проковзування будь-якого з гальмуючих коліс значення  $S=0,4$ ;
  - 6) Виміряні параметрів ( $\Delta R_{Z1}$ ,  $\Delta R_{Z2}$ ,  $\Delta R_{X1}$ ,  $\Delta R_{X2}$  і  $\omega_K$ ) 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  $\gamma_T$  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].
    - a. перевірити відповідність питомої гальмівної сили  $\gamma_T$  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  $\gamma_T$  [27];

- b. перевірити відповідність відносної різниці гальмівних сил  $K_H$  вимогам технічного регламенту про безпеку колісних транспортних засобів [24]:



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

де  $[K_H]$  – допустиме значення відносної різниці гальмівних сил  $K_H$  [27];

с. в разі відповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні вимогам регламенту [27], гальмівна система перевіряемого АТЗ визнається справною;

д. в разі невідповідності показників гальмівної ефективності або стійкості при гальмуванні вимогам регламенту [27], 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 [7] 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  $\gamma_{Ti}$  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  $\gamma_{Ti}$  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  $\gamma_{Ti}$  від зсуву колеса  $a$  при варіюванні нормального навантаження  $G_K$  рис. 3.10.

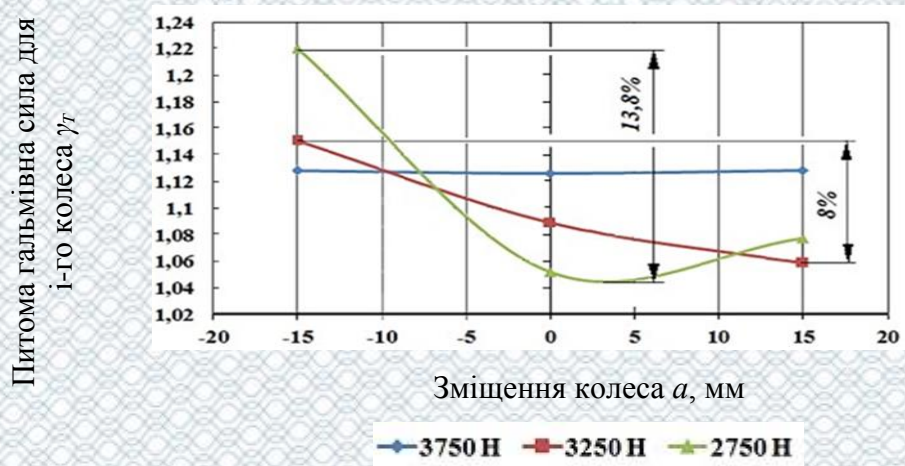


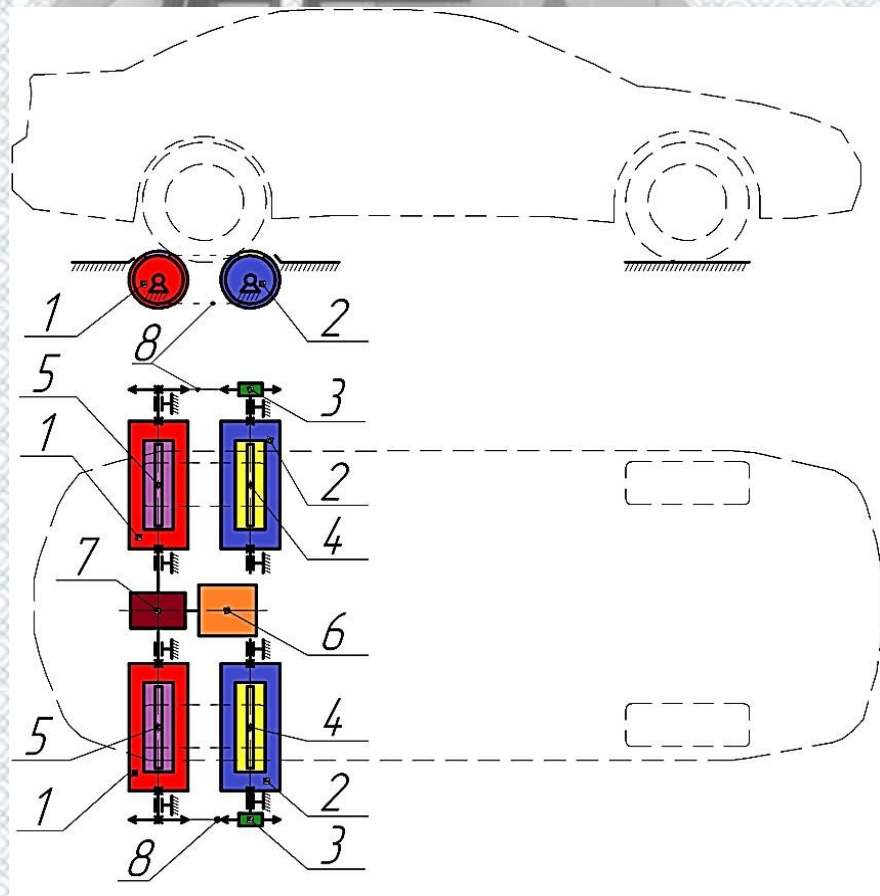
Рисунок 3.10 - Графік залежності питомої гальмівної сили  $\gamma_{Ti}$ , створеної шиною гальмуючого колеса на кінематично пов'язаних опорних роликах стенда, від зсуву колеса  $a$  і нормального навантаження  $G_K$



Таким чином, розроблена методика і реалізуюче її обладнання знижують похибку вимірювання питомої гальмівної сили  $\gamma_T$  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 - тензOMETричний датчик переднього ролика; 5 - тензOMETричний 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 поверхніми 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).



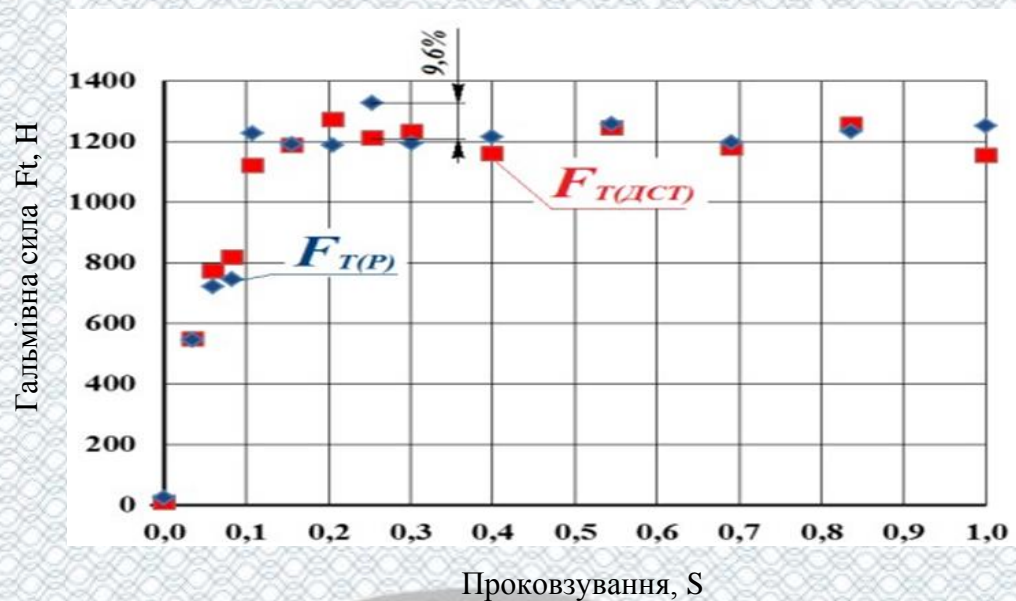


Рисунок 3.12 - Графік залежності гальмівної сили  $F_{T(P)}$ , яка вимірюється тензометричними датчиками, вбудованими в поверхні опорних роликів і гальмівної сили  $F_{T(ДСТ)}$ , яка вимірюється промисловим датчиком ДСТ-9035 від проковзування  $S$  при нормальному навантаженні  $G_K=3250$  Н для шини *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  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$ , а також дотичних  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  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.



Доведена можливість визначення залежностей коефіцієнтів зчеплення, а також реалізованих нормальних і дотичних реакцій на передньому і задньому роликах, від проковзування:  $\varphi_1=f(S_1)$ ;  $\varphi_2=f(S_2)$ ;  $R_{Z1}=f(S_1)$ ;  $R_{Z2}=f(S_2)$ ;  $R_{X1}=f(S_1)$ ;  $R_{X2}=f(S_2)$ , на основі епюр розподілу нормальних і реалізованих дотичних реакцій за довжинами плям контактів.

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  $N_{Ц}$  в замкнутому контурі «*шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина*», яка значно впливає на параметри процесу взаємодії шини з опорними роликами стенду.

3) Науково обгрунтований спосіб конструктивного доопрацювання приводу опорних роликів силових стендів, що мають кінематично пов'язані пари циліндричних опорних роликів, з метою усунення паразитної потужності  $N_{Ц}$  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  $N_{Ц}$  в замкнутому контурі «*шина - передній опорний ролик - ланцюгова передача - задній опорний ролик - шина*» і виключає вплив циркулюючої потужності  $n_{ц}$  на основні параметри зчеплення шини з двома кінематично пов'язаними опорними роликами діагностичного стенда.

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 роликками. Вимірювання силових і кінематичних параметрів взаємодії шини гальмуючого колеса з поверхнями опорних роликків 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  $\gamma_T$  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 роликками 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 роликками стенду.





## РОЗДІЛ 4

### ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

#### 4.1 Аналіз умов праці

У приміщенні, де виконувалась робота по покращенню паливної економічності вантажних автомобілів відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 виникають наступні шкідливі та небезпечні фактори:

- фізичні, підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може пройти через тіло людини, недостатня освітленість, недостатня природня освітленість;
- хімічні, загально токсичні;
- психологічні, фізичні перевантаження (статичні), нервово-психічні перевантаження (викликаються монотонністю праці);
- біологічні, хвороботворні мікроорганізми та бактерії.

#### 4.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Для усунення шкідливої дії небезпечних факторів при проведенні технологічного процесу і створення в робочій зоні здорового повітряного середовища необхідно:

- зону розміщувати на першому поверсі;
- площа не зайнята обладнанням, повинна бути не менше 10 м<sup>2</sup>, висота приміщення від рівня підлоги до стелі не менше 3,5м;
- підлога повинна бути незгораєма з малою теплопровідністю, стійкою до механічних та хімічних дій, не слизькою;

Площа виробничого приміщення на одного робітника повинна бути не менше 4,5м<sup>2</sup>.



#### 4.2.1 Мікроклімат

Мікроклімат виробничих приміщень залежить від швидкості руху повітря на ділянці та його прискорення. Зона відноситься до приміщень з незначними надлишками явного тепла  $20 \text{ ккал/м}^3 \text{ год.}$  і менше. Отже, категорія робіт II б. робоче місце постійне. Оптимальні та допустимі значення мікроклімату наведені в табл. 4.1

Таблиця 4.1- Оптимальні та допустимі значення мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура		Вологість		Шв. руху повітря	
		Оптимал.	допуст.	Оптимал.	допуст.	Оптимал.	допуст.
Холодний	II б	15-19	15-21	60-75	75	0,2-0,4	0,4
Теплий	II б	20,25	16-27	60-75	70	0,2-0,4	0,2-0,5

Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони ТО і ПР приведена в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2- Концентрація шкідливих речовин в повітрі робочої зони ТО і ПР

Концентрація шкідливих речовин $\text{мг/м}^3$		
Оксид азоту	Озон	Тверда фаза
2,74±0,18	0,76±0,026	0,7

Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон приведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон

Забруднюючі речовини	Концентрація		
	Допустимі	Неблагоприємні	Недопустимі
Вуглеводні, $\text{мг/л}$	-	0,1-0,3	більше 0,3
Аерозолі, $\text{мг/м}^3$	900,3	0,2-0,3	більше 0,3
Пил, $\text{мг/м}^3$	905	5-10	більше 10
CO <sub>2</sub> , %	до 0,17	0,17-10	більше 10
CO, $\text{мг/л}$	0,02	0,02-0,03	0,03



При роботах виникає ряд шкідливих факторів: інтенсивний високочастотний шум, високодисперсний аерозоль металів, токсичні гази, ультрафіолетова та інфрачервона радіація.

В доповнення до місцевої вентиляції повинна бути встановлена загальнообмінна вентиляція, що забезпечує рівномірне розподілення повітря по всьому приміщенню зі швидкістю не більше 0,3м/с.

#### 4.2.2. Освітлення

У зоні діагностики необхідно передбачити природне (бокове двохстороннє) та штучне освітлення. Приміщення дільниці за задачами зорової роботи відноситься до IV групи приміщень. При боковому освітленні коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5%. Штучне освітлення повинно складати 400-500 лк. Нормовані значення кількісних показників освітлення відповідно до ДСТУ EN 12464-1:2016 наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення кількісних показників освітлення.

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне освітлення	Періодне освітлення
					Лк	КЕО,% Бічне
Тонка робота	0,5-1	IVo	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 75 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними по ступені захисту IP65.



### 4.2.3 Шум

В зв'язку з значним шумом який виникає від роботи обладнання, шуму з сусідніх приміщень та шуму автотранспорту, зону необхідно розмішувати в ізольованому приміщенні. При розміщенні зони в цеху в окремій кабіні стіни необхідно облицьовувати звуопоглинаючими матеріалами з коефіцієнтом звукопоглинання не нижче 0,7. Для захисту органів слуху від шуму необхідно застосовувати антифони.

Допустимі рівні шуму нормуються у ДСТУ 2867-94. Для постійних робочих місць у приміщеннях допустимі рівні звукового тиску наведені таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Нормативні рівні звукового тиску

Робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ у октавних смугах із сердньогометричними частинами Гц									Еквівалент- ний рівень звуку дБ (А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
постійні	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

### 4.2.4. Вібрації

Джерелами вібрації являються автомобілі, які рухаються по зоні, працюючі ДВЗ та інші агрегати автомобілів, компресори, вентиляційні системи та ін. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підошви ніг. Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки – границя зниження продуктивності.

Допустимі значення вібрацій вказані в таблиці 4.6.

Основні заходи щодо захисту людини від шкідливої дії вібрації у виробничих умовах можна бути поділити на технічні, організаційні і лікувально-профілактичні, а також колективні та індивідуальні. До технічних заходів належать: - зниження вібрації в джерелі її виникнення (вибір на стадії



проектування кінематичних і технологічних схем, які знижують динамічні навантаження в устаткуванні та ін.); - зниження діючої вібрації на шляху розповсюдження від джерела виникнення (вібропоглинання, віброгасіння, віброізоляція).

Таблиця 4.6 – Допустимі значення вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дії	Значення	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні коректовані значення			
				Віброприскорення		Віброшвидкість	
				$a_n, \text{м/с}^2$	$L_{ан}, \text{дБ}$	$V_n 10^{-2} \text{ м/с}$	$L_{Vn}, \text{дБ}$
Локальна	-	$X_l, Y_l, Z_l$	Нормативне	2,0	126	2,0	112
Загальна	3 тип "а"	$X_0, Y_0, Z_0$	Нормативне	0,10	100	0,20	92

До організаційних заходів належать: - організаційно-технічні (своєчасний ремонт та обслуговування обладнання за технологічним регламентом, контроль допустимих рівнів вібрації, дистанційне керування вібронебезпечним обладнанням); - організаційно-режимні (забезпечення відповідного режиму праці та відпочинку, заборону залучення до вібраційних робіт осіб молодших 18 років, тощо); До лікувально-профілактичних заходів належать: - періодичні медичні огляди; - лікувальні процедури (фізіологічні процедури, вітамінно- та фітотерапія).

### 4.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

До робіт допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичне освідчення та спеціальне навчання і мають посвідчення на право виконання вказаних робіт та групу по електробезпеці не нижчу за другу.



Конструкція устаткування і його окремих частин повинна виключати можливість їх падіння, опускання, перекидання та довільного зміщення при всіх передбачених умовах експлуатації.

Усі контрольно-вимірвальні прилади необхідно утримувати у справному стані, періодично перевіряти. Забороняється використовувати прилади з простроченим терміном перевірки.

#### 4.3.1. Електробезпека

Електробезпека забезпечується конструкцією електроустановок, організаційними, технічними способами та засобами захисту.

Приміщення відноситься до класу приміщення підвищеної електробезпеки, так як на ділянці є струмопровідні заземлені частини обладнання які можуть проводити струм. Для попередження ураження електричним струмом все обладнання повинно бути заземлене. Стан заземлення перевіряють не рідше одного разу в квартал.

#### 4.4 Пожежна безпека

Зона діагностики відноситься до категорії Г-за пожежною небезпекою.

За ступенем вогнестійкості будівля відноситься до групи II.

Внаслідок не виконання електротехнічних правил, а також під впливом навколишнього середовища (вогкості, пилу, хімічних активних речовин) нормальний стан електроосвітлювальних установок порушується. В таких випадках в електричних колах виникають короткі замикання, перевантаження, перехідні опори, електрична дуга або іскріння, а також шкідливі вихрові струми. Основні шляхи зниження пожежної небезпеки під час експлуатації електроосвітлення такі: вибір електроосвітлювальних установок з такими розрахунками щоб вони не стали джерелом займання того середовища, в якому експлуатуються.



Щоб запобігти іскровим розрядом статичної електрики, вживають таких технічних заходів: технологічний процес розробляють так, щоб усунути причини виникнення зарядів статичної електрики: старанно заземлюють усі машини, трансмісії і ті елементи на яких можуть утворюватися електричні заряди.

Для захисту від прямих ударів блискавки влаштовують блискавковідводи, що складаються з блискавкоприймача, струмовідводу та заземлюючих пристроїв. При ударі блискавки розряд атмосферної електрики проходить крізь блискавкопровід, обминаючи захищений об'єкт.

Щоб ліквідувати горіння треба :

а) припинити виділення тілом що горить, горючих газів і парів ізолювавши їх середовищем, яке не підтримує горіння;

б) охолодити це тіло нижче температури його спалаху або займання;

в) видалити горючі тіла (речовини).

Зона повинна бути обладнана системою пожежного водопостачання.

Допустимі відстані від найвіддаленіших робочих місць до виходів назовні в залежності від категорії виробництв і ступені вогнестійкості приміщення-60 м (II ступінь вогнестійкості).

Необхідна сумарна ширина дверей або проходів на шляхах евакуації повинна бути забезпечена з розрахунку не менше 125 чол. на їм ширина для одноповерхових будівель. Ширина коридорів у виробничих та допоміжних приміщеннях має бути не менше 1,4 м, а ширина дверей - не менше 0,8 м.

## **4.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях**

### **4.5.1 Розробка та розрахунок пункту спеціальної обробки (ПуСО)**

Для зниження можливих доз опромінення при ліквідації наслідків у зонах забруднення проводиться дезактивація території, будинків і споруджень, устаткування, техніки й інших об'єктів, виконуються заходи щодо усунення пилу. Пункти спеціальної обробки (ПуСО) створюються на межах зон



забруднення; люди і транспорт, що відбуваються із зон забруднення, на них проходять дозиметричний контроль. При виявленні забруднення вище припустимих рівнів люди проходять санітарну обробку, транспорт – дезактивацію.

Техніка і майно, що вивозяться із забрудненої території, дезактивуються на спеціальних майданчиках, які обладнуються біля ПуСО.

Для проведення дезактивації використовується вода. Разом з водою застосовуються спеціальні препарати, що підвищують ефективність змивання радіоактивних речовин. Це поверхнево-активні і комплексоутворюючі речовини, кислоти, луги. До перших відносять порошок СФ-2 і препарати ОП-7 і ОП-10; до других - фосфати натрію, трилон - Б, Лужна і лимонна кислоти, солі цих кислот.

Для одержання розчину порошок додають у воду невеликими порціями при постійному перемішуванні. Дезактивацію транспортних засобів і техніки проводять із застосуванням 0,15 %-го розчину СФ-2 у воді (улітку) чи аміачній воді, що містить 20 - 24% аміаку. Препарат ОП-7 і ОП-10 застосовують як складову частину дезактивуючих розчинів, призначених для дезактивації поверхонь будинків споряджень і устаткування.

Дезактивація транспортних засобів і техніки проводиться при їхньому зараженні 200 мР/год і більше. Дезактивація проводиться змиванням струменем води під тиском 2-3 атм. чи обробкою дезактивуючими розчинами, протиранням ганчіркою змоченою в бензині, гасі, дизельному паливі, а також обробкою газокрапельним потоком.

#### **4.6 Способи дезактивації техніки і транспорту**

До основних способів відносять:

- змивання радіоактивних речовин розчинами для дезактивації, водою і розчинниками з одночасною обробкою зараженої поверхні щітками дегазаційних машин і приборів дозволяє знизити зараженість у 50-80 разів;
- змивання радіоактивних речовин струменем води під тиском дозволяє



знизити зараженість в 20 разів;

- видалення радіоактивних речовин переривистим газо-крапельним потоком з використанням спеціальної техніки з турбореактивними двигунами;
- видалення радіоактивних речовин обтиранням заражених поверхонь тампонами з ганчірок, змоченими розчинами для дезактивації, водою або розчинниками; використовується в основному для внутрішніх поверхонь техніки і транспорту;
- замітання (змивання) радіоактивного пилу віниками, щітками, мотлохом та іншими підручними засобами; використовується в основному при проведенні часткової дезактивації;
- видалення радіоактивного пилу методом відсмоктування пилу, здійснюється за допомогою спеціальних комплектів (ДК 4).

При частковій дегазації і дезінфекції з використанням дегазаційних комплектів насамперед обробляються ті частини і поверхні техніки та транспорту, з якими необхідний контакт при виконанні роботи (поставленої задачі).

Повна дегазація складається з повного знезаражування або видалення зі всієї поверхні техніки і транспорту отруйних речовин шляхом протирання заражених поверхонь розчинами для дегазації; при їх відсутності можуть бути використані розчинники і розчини для дезактивації.

Повна дезінфекція виконується тими самими способами, що і дегазація, але тільки з використанням активних розчинів для дегазації і дезінфекції.

Якщо можливо, то доцільно провадити відразу повну, а не часткову дезактивацію, дегазацію і дезінфекцію техніки та транспорту.

Засоби знезаражування техніки і транспорту:

- авторозливальна станція АРС- 12У, комплекти ДК-4, ІДК-1, ДК-3;
- комунальна, сільськогосподарська, дорожня і будівельна техніка, що придатна для використання при виконанні робіт зі знезаражування.



#### 4.7 Висновки до четвертого розділу

В даному розділі розглядаються умови праці при підвищенні якості контролю гальмівних систем автомобілів на стендах з кінематично зв'язаними опорними роликами в умовах станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області.

Проведений аналіз умов праці, розроблені заходи виробничої санітарії.

Визначено основні заходи з техніки безпеки, протипожежні заходи та електробезпека.

Також проведено розробку характеристик пункту спеціальної обробки автотранспорту. Розглянуті способи дезактивації техніки і транспорту.





## РОЗДІЛ 5 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 нормальної і дотичної 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 [32]. Розрахунок економічної ефективності здійснюється по різниці приведених витрат і величин 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 «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області.

### **5.1 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 стану 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 тензометричних 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 СТМ-3500 оснащений одним двигун-редуктором, замість двох балансирних електродвигунів і двох редукторів біля стану СТМ-3500.

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

Зважаючи на складність підрахунку різниці на витрати придбання комплектуючих, а також виготовлення і збирання стану 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 стану СТМ3500, приведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Собівартість вузлів стану 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 5.2.

Таблиця 5.2 – 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  $Z_{CM}=21580$  грн. Витрати на придбання комплектуючих при виготовленні стенду СТМ-3500 складають  $Z_{СТМ}=43900$  грн. Економія на покупку комплектуючих становить  $21580$  грн. на один стенд.

### **5.2 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:

$$\Delta = \left[ 3_1 \frac{Q_1}{Q_2} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(U'_1 - U'_2) - E_H(K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_H} - 3_2 \right] \cdot N_2 \quad (5.1)$$



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  $Z_i$ :

$$Z_i = C_i + E_H \cdot K_i \quad (5.2)$$



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:

$$U'_1 = C_{ЗП1} + C_{ПР2} + C_{Е1} + C_{НВ1}; \quad (5.3)$$

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:

$$C_{з1} = Q_i \cdot T_i \cdot C_d \cdot K_{доп}; \quad (5.4)$$

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

$C_d$  – годинна ставка оператора-діагноста, [грн./год.];

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

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

$$C_{тр1} = \frac{B_i \cdot K_{тр}}{100}; \quad (5.5)$$

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

Витрати на електроенергію визначаються за виразом:

$$C_{E1} = g_i \cdot T_E \cdot Q_i; \quad (5.6)$$

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:

$$C_{НР1} = C_{зп1} \cdot K_{доп} / K_{НР}. \quad (5.7)$$

Супровідні капітальні витрати:



$$K_1' = \frac{B_i}{T_{CCI}}. \quad (5.8)$$

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 5.3.

Таблиця 5.3 – 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	$C_{ч}$	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	$\Phi_d$	год.	1668,8	1668,8



## Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5
Річні обсяги робіт ТСД	$Q$	од.	3180	4170
Коефіцієнт відрахування на поточний ремонт і планово-технічне обслуговування ТСД	$K_{ТР}$	-	0,05	0,05
Середній термін служби ТСД	$T_{СЛ}$	років	6	6
Коефіцієнт реновації	$K_P$	-	0,15	0,15
Тариф за електроенергію	$T_E$	грн./кВт	0,95	0,95
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	$E_H$	-	0,12	0,12
Коефіцієнт, що враховує інші накладні витрати	$K_{НР}$	-	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];

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

Інші накладні витрати:

$$C_{НР1} = 188286,6 \cdot 1,262/1,89 = 125723,7 \text{ грн.}; C_{НР2} = 170740,19 \cdot 1,262/1,89 = 114007,5 \text{ грн.}$$

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:

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



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

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

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

Результати розрахунків за розробленими методами діагностування відображені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – 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

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленої методики визначається виразом:

$$E = E' + E'' \quad (5.9)$$

де  $E'$  - економія на експлуатаційних та супутніх капітальних витратах споживача, що визначається за формулою (5.1);

$E''$  - економія матеріальних ресурсів.

Економія матеріальних ресурсів визначається за формулою:

$$E'' = C_{\text{ртр}} \cdot Q' [(\beta_1 - \beta_2)/100]; \quad (5.10)$$



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

$\beta_1$  і  $\beta_2$  - 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:

$$E' = (U'_1 - U'_2) \cdot Q_2 \quad (5.11)$$

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  $E_1 = 357081,95$  руб., або в розрахунку на один транспортний засіб  $E_{1IM} = 357081,95 / 4270 = 83,63$  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 «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області.

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 «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області 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:

$$O_1 = C_1 / \Delta_1; \quad (5.11)$$

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.

### 5.3 Висновки по п'ятому розділу

1) Економія матеріальних витрат, пов'язаних з модернізацією серійного станду 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 станду стає менше існуючого приблизно на 10%.

2) Річний економічний ефект, отриманий в результаті впровадження розробленої методики і реалізує її обладнання, на на станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області, становить 112603,5 грн., Або 85,63 грн. на один АТЗ. Термін окупності модернізованого станду 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  $\Delta R_{Z1}$  і  $\Delta R_{Z2}$ , а також дотичної реакції  $\Delta R_{X1}$  і  $\Delta R_{X2}$  по довжині  $l_{d1}$  і  $l_{d2}$  плям контакту, на їх основі отримати стаціонарні характеристики зчеплення шин (( $\varphi$ - $s$ ) - *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  $760 \text{ Вт}$ ;

- збільшення нормального навантаження на колесо до  $G_K=4750 \text{ Н}$  призводить до зміни силових радіусів колеса в порівнянні з його вільним радіусом  $r_0=0,296$ . При установці колеса без зміщення ( $a=0 \text{ мм}$ ), 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%;

- поздовжнє переміщення колеса від -15 мм до 15мм в сторону заднього ролика при нормальному навантаженні  $G_K=3750H$ , змінює параметри стаціонарної характеристики зчеплення шини з поверхнями кінематично пов'язаних роликів: різниця прослизань  $\Delta S$  шини на передньому і задньому роликах зменшується від 0,04 до -0,08; циркулююча потужність збільшується від 695,8 Вт до 712,5 Вт; критичне прослизання шини на передньому ролику  $S_{KR1}$  зменшується від 0,412 до 0,349, а на задньому ролику  $S_{KR2}$  збільшується від 0,394 до 0,412; коефіцієнт зчеплення шини з передньому роликом в блоці зменшується від 0,99 до 0,93, а з заднім роликом зменшується від 0,98 до 0,90; максимальний коефіцієнт зчеплення шини з переднім роликом зменшується від 1,13 до 1,04, а з заднім роликом збільшується від 1,12 до 1,13; коефіцієнт жорсткості прослизання на передньому ролику збільшується від 10,4 до 13,2, а на задньому ролику зменшується від 11,7 до 10,4, що значно збільшує похибку вимірювання гальмівних сил на сучасних силових стендах;

4) Науково обгрунтована і експериментально апробована методика визначення параметрів, що дозволяє виконувати контроль гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні на роликівих 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  $\gamma_T$  з похибкою, не більше 8-13,9%;

5) Виробнича перевірка результатів наукового дослідження на станції технічного обслуговування автомобілів «АВТО-АЛЬЯНС» село Стрижівка Житомирської області і їх техніко-економічна оцінка показують: економічний ефект від впровадження розробленої методики на СТО, отриманий за рахунок



підвищення якості контролю АТЗ на роликівих 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 роликівих стендів СТМ-3500, становить 12180 грн. на один стенд без урахування виконуваних робіт.





## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аринин И.Н. Техническая диагностика АТС. М.: Транспорт, 1981.
2. Балабина Т.А., Мамаев А.Н. Механика качения эластичного колеса по жесткой опорной поверхности // Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития: сб. науч. тр. межд. научно-практ. конф, 2014 г. С. 19-25.
3. Балакин В.Д., Малюгин П.Н., Щередин В.А. Динамические процессы при испытаниях шин // Проблемы создания и эксплуатации автомобилей, специальных и технологических машин в условиях крайнего Севера: материалы 43-й Междунар. Науч.-техн. Конф. ААИ. Омск: СибАДИ, 2003. С. 167-169.
4. Балакина Е.В., Зотов Н.М. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью // Трение и износ. 2015. Т. 36, N 1. С. 36-40.
5. Балакина Е.В., Зотов Н.М., Зотов В.М., Платонов И.А., Федин А.П. Проблемы моделирования динамических процессов в реальном времени (на примере тормозной динамики автомобиля): монография : под ред. С.В. Бахмутова. - М. : Машиностроение, 2013. - 299 с.
6. Белкин А.Е., Нарская Н.Л., Одинцов О.А. Расчет деформаций автомобильной шины при стационарном качении // Проблемы шинирезинокордных композитов: труды XVI Междунар. конф. Т. 1. М., 2005. С. 52-59.
7. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2008.
8. Бумага А. Д., Яценко А. Г., Криволап В. В., Савенков Н. В., Скрипкарь В. Г. Стенд для исследования контакта шин с опорной поверхностью. Журнал «Автомобильная промышленность», №6, 2016 год, с. 30-32;
9. 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>.

10. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною : НАПБ Б.03.002-2007. – Київ : ДЕРЖПОЖБЕЗПЕКИ МНС УКРАЇНИ, 2007.

11. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация АТС. Харьков: Высшая школа, 1984.

12. Гребенников А.С., Гребенников С.А., Никитин А.В., Петров М.Г., Федоров Д.В. Концепция диагностирования элементов автомобиля динамическим методом // Грузовик. 2014. Вып. N 6. NN 6. С. 24-26

13. Дыгало, В.Г. Ревин А.А. Технологии испытания систем активной безопасности автотранспортных средств : монография – М. : Машиностроение, 2012. – 387 с.

14. Левинсон Б.В., Гернер Б.В. Пособие по диагностированию технического состояния автомобиля. Техніка, 1974.

15. Малюгин П.Н., Капралов С.С., Зарщиков А.М. и др. Исследование сцепных свойств шин на льду в стендовых условиях // Материалы конф. ААИ, вып. 9. Дмитров: ФГУПНИЦИАМТ, 2002. С.124-131.

16. Малюгин П.Н., Капралов С.С., Зарщиков А.М., Ковригин В.А. Испытания шин на барабанном стенде с ледяным покрытием // Журнал «Автомобильная промышленность», М.: «Машиностроение», N 3. 2003. С. 28-29

17. Огневий В.О., Бабій М.О. Аналіз стендів для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: [https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9268.;](https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9268.)

18. Портнягин Е.М., Федотов А.И., Бойко А.В. Моделирование процесса торможения автомобиля с ABS на полноопорном диагностическом стенде с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. Иркутск, 2008. Вып. 4. С. 95-100.



19. Потапов А.С. Динамический метод диагностирования противобуксовочных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2011
20. Потапов А.С. Федотов А.И. О диагностировании автомобильных противобуксовочных систем динамическим методом на стендах с беговыми барабанами // Журнал ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). Москва, 2010. N4(63). С. 68–71
21. Правила охорони праці на автомобільному транспорті : ДНАОП 0.00-1.28-97. – К. : Держнаглядохоронпраці, 1997.
22. Сергеев А.Г. Метрологическое обеспечение автомобильного транспорта. М.: Транспорт, 1988.
23. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей. М.: Транспорт, 1980.
24. Серов А.В. Организация и механизация технического обслуживания автотракторного парка в лесной промышленности. М.: Гослесбумиздат, 1963.
25. Смолин А.А. Метод дифференциального диагностирования тормозных систем автотранспортных средств на стендах с беговыми барабанами: дисс. ... канд.техн.наук.: Иркутск, 2009. - 167с.
26. Степанов, А.Н. Экспериментальная установка для диагностирования многоосных автотранспортных средств, оборудованных антиблокировочной тормозной системой // Вестник ИрГТУ: Научный журнал №3(39). – Иркутск, 2009. – С.84-87.
27. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / под ред. Крамаренко Г.В. М.: Транспорт, 1983.
28. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Кузнецова Е.С. М.: Транспорт, 1991.
29. Федотов А.И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов" Иркутск. ИрГТУ, 2012.



30. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: Монография. Иркутск. 2015

31. Федотов А.И., Зарщиков А.М. Конструкция, расчет и потребительские свойства автомобилей: Учебное пособие. – Иркутск. 2007. – 334 с.

32. Экономическая эффективность новой техники и технологии в машиностроении. [Текст] //Под общ. ред. К.М. Великанова. Л.: Машиностроение, 1981. – 56 с.

33. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / пер. с англ. М. : Машиностроение. 1975. 216 с.

34. Яценко Н.Н., Енаев А.А. Колебания автомобиля при торможении.

Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1989. - 248 с.

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

36. 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.

37. 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