

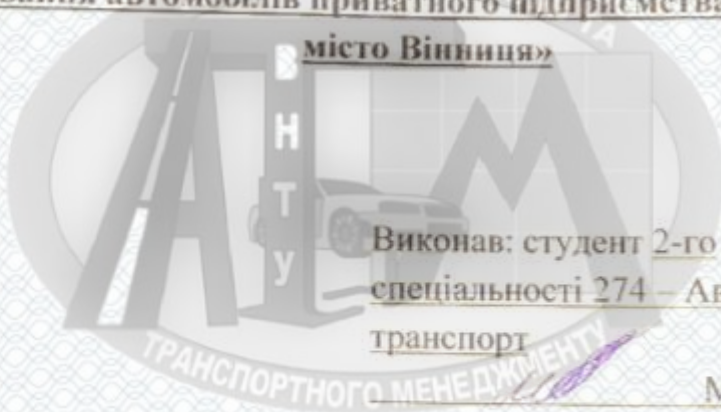
Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту



МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Удосконалення діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності в умовах станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс»



місто Вінниця»

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1AT-21M
спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Мукомел О.Л.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кужель В.П.

« 1 » 12 2022 р.

Оповент: к.т.н., доцент каф. АТМ

Денисовий С.В.

« 12 » 12 2022 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 15 » 12 2022 р.

Вінниця ВНТУ – 2022 рік



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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 16 » грудня 2022 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Мукомелу Олегу Леонідовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Удосконалення діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності в умовах станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс» місто Вінниця.

керівник роботи Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент,

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

затверджені наказом ВНТУ від «14» вересня 2022 року № 203.

2. Строк подання студентом роботи: 07.12.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі підвищеної прохідності; об'єкт дослідження – процес діагностування на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності; похибка прогнозування показників не більше – 15%, СТОА – приватне підприємство «Піт стоп сервіс».

4. Зміст текстової частини:

1 Обґрунтування доцільності діагностування автомобілів підвищеної прохідності на СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс».

2 Вдосконалення конструкції повноопорного стенду для діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей.

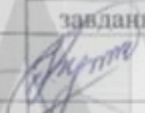

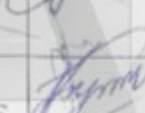



3 Моделювання робочих процесів та параметрів стенду.

4 Дослідження на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності.

5 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.












5. Перегляд ліній графічного матеріалу (з точним визначенням обов'язкових креслень):
1. Тема, актуальність, мета роботи, об'єкт та предмет дослідження, завдання дослідження
 2. Структура роботи
 3. Апробація результатів роботи та публікації
 4. Розподіл потенційної смисловості на ринку між СТО.
 5. Конструктивні схеми повного привода автомобілів
 6. Існуючі аналоги повноопорних стендів.
 7. Функціональна схема повноопорного стенда.
 8. Розташування роликів повноопорного роликowego стенда та компоновальні схеми стенду для поступання автомобілів підвищеної прохідності.
 9. Схеми процесу гальмування і перевірки гальмівної системи.
 10. Схема сид в системі автомобіль-стенд при перевірці передніх і задніх гальм та рівнини ринкових компонентів системи.
 11. Побудовані гістограми розподілу гальмівних сил на колесах передньої вісі автомобіля
 12. Запропонована конструкція повноопорного стенду перевірки гальмівної системи
 13. Фрагмент розробленої методики перевірки гальм автомобіля підвищеної прохідності.
 14. Висновки.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кужель В.П., доцент кафедри АТМ	 19.09.22	 02.11.22
Економічна частина	Буриніков Ю.Ю., доцент кафедри АТМ	 7.11.22	 22.11.22
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембіцька С.В., професор кафедри БЖДПБ	 7.11.22	 27.11.22

7. Дата видачі завдання « 19 » вересня, 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Спрям висновання етапів роботи	Прямітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	19.09-02.10.2022	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	19.09-02.10.2022	
3	Обґрунтування методів досліджень	19.09-02.10.2022	
4	Розв'язання поставлених задач	03.10-20.11.2022	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	21.11-04.12.2022	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	07.11-27.11.2022	
7	Виконання розділу «Економічна частина»	07.11-27.11.2022	
8	Нормоконтроль МКР	05.12-07.12.2022	
9	Попередній захист МКР	08.12-09.12.2022	
10	Рецензування МКР	12.12-16.12.2022	
11	Захист МКР	20.12-28.12.2022	

Студент

Керівник роботи

Мукомел О.Л.

Кужель В.П.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.113.004

Мукомел О. Л. Удосконалення діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності в умовах станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма – Автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2022. 101 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 28 назви; рис.: 30; табл. 27.

В магістерській кваліфікаційній роботі пророблено питання підвищення експлуатаційної надійності автомобілів підвищеної прохідності шляхом удосконалення процесу діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей в умовах станції технічного обслуговування. У розділі 1 обґрунтовано доцільність діагностування автомобілів підвищеної прохідності на СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс». В розділі 2 виконано вдосконалення конструкції повноопорного стенду для діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей. В розділі 3 виконано моделювання робочих процесів та параметрів стенду. В розділі 4 наведені результати та методика досліджень на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності. В розділі охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях розроблено технічні рішення щодо техніки безпеки, виробничої санітарії, пожежної безпеки на діагностичній дільниці.

Графічна частина складається з 15 слайдів.

Ключові слова: діагностування, властивості гальмівні, властивості тягово-швидкісні; стенд роликів повноопорний; автомобіль підвищеної прохідності.

ABSTRACT

UDC 629.113.004

Mukomel O. L. Improvement of diagnosis of traction, speed and braking properties of vehicles with increased cross-country ability in the conditions of the car maintenance station of the private enterprise "Pit stop service" city of Vinnytsia. Master's qualification work on specialty 274 - Road transport, educational program - Road transport. Vinnytsia: VNTU, 2022. 101 p.

In Ukrainian language. Bibliography: 28 titles; fig.: 30; table 27.

In the master's qualification work, the issue of increasing the operational reliability of high-terrain vehicles by improving the process of diagnosing traction-speed and braking properties in the conditions of a technical service station is worked out. Chapter 1 substantiates the feasibility of diagnosing cars with increased cross-country ability at the service station of the private enterprise "Pit Stop Service". In section 2, the design of the full-support stand for diagnosing traction-speed and braking properties has been improved. In section 3, the simulation of work processes and stand parameters is performed. Chapter 4 presents the results and methods of research on the all-wheel drive stand of the traction-speed and braking properties of vehicles with increased cross-country ability. In the section of occupational health and safety in emergency situations, technical solutions have been developed regarding safety techniques, industrial sanitation, and fire safety at the diagnostic station.

The graphic part consists of 15 slides.

Keywords: diagnostics, braking properties, traction-speed properties; full-support roller stand; off-road vehicle.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ НА СТО ПРИВАТНОГО ПІДПРИЄМСТВА «ПІТ СТОП СЕРВІС».....	6
1.1 Аналіз діяльності СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс».....	6
1.2 Моделювання кількості автомобілезайздів.....	13
1.3 Огляд конструктивних схем повного привода автомобілів.....	17
1.4 Висновки до розділу та постановка завдань досліджень.....	29
РОЗДІЛ 2. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІ ПОВНООПОРНОГО СТЕНДУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....	30
2.1 Існуючі аналоги повноопорних стендів.....	30
2.2 Класифікація методів, засобів та стендів діагностування гальм.....	33
2.3 Обґрунтування ваоіантів реалізації роликів блоків для повноопорного стенду.....	41
2.4 Запропоновані варіанти компонувань схем стенду для діагностування автомобілів підвищеної прохідності.....	43
2.5 Висновки до розділу.....	48
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ СТЕНДУ.....	49
3.1 Аналіз сил взаємодії автомобіля підвищеної прохідності зі стендом при проведенні випробувань (гальмівних та тягово-швидкісних).....	49
3.2 Дослідження показників стійкості, розробка математичної моделі процесу гальмування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді.....	56
3.3 Розрахунок основних параметрів і обґрунтування складових частин повноопорного тягово-гальмівного стенду.....	64
3.4 Висновки до розділу.....	73

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ НА ПОВНООПОРНОМУ СТЕНДІ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ.....	74
4.1 Визначення параметрів гальмування та усталеного сповільнення.....	74
4.2 Розрахунок необхідних сил і потужності навантаження при вимірюванні витрати палива автомобя на стенді.....	76
4.3 Вихідні дані для дослідження крутного моменту на колінчатому валі.....	78
4.4 Методика дослідження тягової сили на ведучих колесах автомобіля підвищеної прохідності.....	78
4.5 Розроблений алгоритм діагностування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді та запропоновано необхідне обладнання.....	80
4.6 Висновки до розділу.....	87
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	88
5.1 Аналіз умов праці.....	88
5.2 Технічні рішення з техніки безпеки.....	88
5.3 Технічні рішення з виробничої санітарії.....	90
5.4 Протипожежні заходи.....	93
5.5 Висновки до розділу.....	95
ВИСНОВКИ.....	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	98
ДОДАТКИ.....	101
Додаток А. Ілюстративна частина	
Додаток Б. Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень	

ВСТУП

Актуальність теми. Станом на сьогоднішній день Збройним силам України (ЗСУ) необхідні і по можливості доставляються легкові та вантажні автомобілі підвищеної прохідності. Також Міністерство оборони продовжує послідовну роботу зі створення легкового автомобіля підвищеної прохідності для потреб українського війська (про відкриття відповідної дослідно-конструкторської роботи (ДКР) оголошено у березні 2021 року) [25-28].

Крім цього на території України експлуатуються багато автомобілів, які мають повний привід. Повнопривідні автомобілі з повним приводом, що відключається, можуть бути перевірені на стенді тільки в тому випадку, якщо гальмівні моменти не будуть передаватися з одного колеса автомобіля на інше, що забезпечується тільки при відсутності крутного моменту на півосі в процесі проведення випробувань. Оптимальний варіант діагностування забезпечується перевіркою на повноопорних стендах з біговими барабанами, але у цього метода існують недоліки – висока ціна обладнання для перевірки автомобілів підвищеної прохідності. Також на кожному сучасному автомобілі встановлена антиблокувальна система (АБС), а для її контролю навіть на автомобілях з приводом на лише одну вісь необхідно мати повноопорний стенд, так як при нерухомих колесах однієї осі АБС не працює, і перевірити її роботу неможливо.

Тому в роботі пропонується розглянути варіанти оптимізації конструкції існуючого обладнання (роликового стенду) та обґрунтувати методики діагностування автомобілів підвищеної прохідності в умовах станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс».

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Кваліфікаційна робота виконувалась у відповідності з науково-дослідною тематикою кафедри автомобілів та транспортного менеджменту Вінницького національного технічного університету і є частиною досліджень пов'язаних з підвищенням експлуатаційної надійності повнопривідних автомобілів на стендах.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення експлуатаційної надійності автомобілів підвищеної прохідності шляхом удосконалення процесу діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей в умовах станції технічного обслуговування.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- обґрунтування доцільності діагностування автомобілів підвищеної прохідності на СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс»;
- вдосконалення конструкції повноопорного стенду для діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей;
- моделювання робочих процесів та параметрів стенду;
- дослідження на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності;
- розробка заходів з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – процес діагностування на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності.

Предметом дослідження є забезпечення параметрів стійкості при проведенні гальмівних та тягово-швидкісних випробувань автомобілів підвищеної прохідності на стенді.

Методи дослідження – в роботі використовуються як аналітичні (розрахунок, моделювання) так і експериментальні (вимірювання геометричних, фізичних величин) методи досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів.

- в процесі діагностування автомобілів підвищеної прохідності на повноопорному стенді встановлені взаємозв'язки між діагностичними параметрами і параметрами технічного стану гальмівної системи;
- дістали подальшого розвитку математичні залежності для моделювання робочих процесів на повноопорному стенді.

Практичне значення одержаних результатів. В роботі запропоновано рекомендації щодо компоувальної схеми тягово-гальмівного станду і методику діагностування автомобілів підвищеної прохідності на прикладі станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс» місто Вінниця».

Особистий внесок здобувача. Проведений аналіз існуючих конструкцій повноопорних стандів для різних сучасних схем трансмісій автомобілів підвищеної прохідності, сформовані вимоги до стандів з біговими барабанами, обгрунтовано методику гальмівних та тягово-швидкісних випробувань, розроблено компоувальну схему повноопорного станду та методику діагностування на ньому.

Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XV Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 24 – 26 жовтня 2022 року, м. Житомир.

Публікації. Проміжні результати досліджень були частково викладені і опубліковані в науковій праці: Кужель В.П. Особливості стандових випробувань гальмівної системи повнопривідних автомобілів / Кужель В.П., Мукомел О.Л. // Тези XV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 24-26 жовтня 2022 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2022. С. 82 – 83 [3].

РОЗДІЛ 1

ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ НА СТО ПРИВАТНОГО ПІДПРИЄМСТВА «ПІТ СТОП СЕРВІС»

1.1 Аналіз діяльності СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс»

Станція технічного обслуговування приватного підприємства «ПІТ СТОП СЕРВІС» в м. Вінниця розпочала свою діяльність в 2009 році. Для діяльності СТО було взято в оренду приміщення та частину території бувшої металобази (м. Вінниця, вул. Левка Лук'яненка, 1), де раніше розташовувався промисловий склад. Приміщення було переобладнано під офісні приміщення і зону для технічного обслуговування і ремонту автомобілів.

Характеристика СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС»:

1. Форма власності: приватна власність.
2. Адреса: вул. Левка Лук'яненка, 1 а, м. Вінниця, 21000.
3. Директор: Лопатинський О.С.
4. Тел. (0432) 642333, (0432) 218521.

Регіон дії СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС» - м. Вінниця. Клієнтами ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС» є власники приватних автомобілів і підприємства. Розрахунок зі станцією ведеться як готівкою, так і по безготівковому розрахунку.

СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС» надає такі послуги:

- продаж автомобільних дисків;
- продаж автомобільних шин;
- шиномонтаж, вулканізація, балансування коліс, правка колісних дисків;
- заміна технічних рідин;
- діагностування ходової частини автомобілів;
- ремонт ходової частини автомобілів;
- ремонт пошкодженого навісного обладнання;

- зварювальні роботи;
- послуги з тюнінгу;
- ремонт турбін та форсунок.

Організаційно-структурна схема СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС» наведена на рисунку 1.1.

В таблиці 1.1 наведено аналіз основних показників виробничо – фінансової діяльності СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС».

Таблиця 1.1 – Аналіз показників виробничо-фінансової діяльності СТО «ПІТ СТОП СЕРВІС»

Показники	Одиниці виміру	2021р.	2022р.	Темп росту%
1. Об'єм реалізації послуг в т.ч.: послуги запчастини інші	тис. грн.	625	640	102,4
	тис. грн.	480	485	101,04
	тис. грн.	120	128	106,7
	тис. грн.	25	27	108
2. Вартість нормо-години	грн.	85	90	109
3. Товарообіг всього в т.ч. роздрібний товарообіг з нього: запчастин комісійний інший	тис. грн.	174,6	180,05	103,1
	тис. грн.	90,4	93,3	103,2
	тис. грн.	80,1	82	102,3
	тис. грн.	2	1,9	95
	тис. грн.	2,1	2,85	135,7
4. Балансовий прибуток в т.ч.: від основного виробництва від торгівлі інший (оренда і т.п.)	тис. грн.	30,6	30,4	99,34
	тис. грн.	18,1	17,2	95,02
	тис. грн.	10,8	11,3	104,63
	тис. грн.	1,7	1,9	111,76

Вартість всіх послуг, як відомо, що включені в загальний об'єм послуг і продукції, планується як і об'єм реалізації побутових послуг по ремонту і ТО легкових автомобілів за замовленням населення, тобто без вартості використаних при ремонті запасних частин і основних матеріалів, за які замовник розраховується окремо.



Рисунок 1.1 – Організаційно-структурна схема «ПІТ СТОП СЕРВІС»

Також в роздрібний товарообіг включається, як правило, вартість проданих запасних частин, автомобільного приладдя, обладнання та матеріалів.

З таблиці 1.1 слідує, що на протязі останнього року через пандемії має місце незначне погіршення деяких показників роботи СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС», необхідне проведення ряду організаційно-технічних заходів, направлених на підвищення ефективності роботи СТО, покращення якості обслуговування, розширення чи запровадження нових видів послуг, які надаються.

Аналіз виробничо-господарської діяльності СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС», метою якого є визначення основних показників роботи СТО.

Визначаються показники роботи СТО за попередній період, враховуючи рекомендації [5] та статистику автомобілезайздів в рік на СТО (табл. 1.2).

За період приймається календарний рік з 2018 р. до 2022 р.

Таблиця 1.2 – Показники роботи СТО

Роки	Автомобіле-зайзди на СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС», тис. в рік
2018	1,32
2019	1,37
2020	1,43
2021	1,41
2022	1,42

Дослідження ринку послуг СТО «ПІТ СТОП СЕРВІС».

Надавач автосервісних послуг зрозуміло, що не може охопити весь ринок, тобто надавати всі види послуг по ТО та ремонту всіх моделей автомобілів з причин обмеженості його матеріальних, фінансових та людських ресурсів. Тому він має визначитись на якій частині ринку він буде працювати. В даному випадку проводимо сегментацію одночасно за декількома ознаками: надання послуг станцією технічного обслуговування СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС» м. Вінниця з ТО та ремонту легкових автомобілів у м. Вінниці та прилеглих населених пунктів.

Така класифікація робіт з технічного обслуговування та ремонту автомобілів, і відповідно, станцій технічного обслуговування автомобілів (рис. 1.2) пропонується в роботі [35].

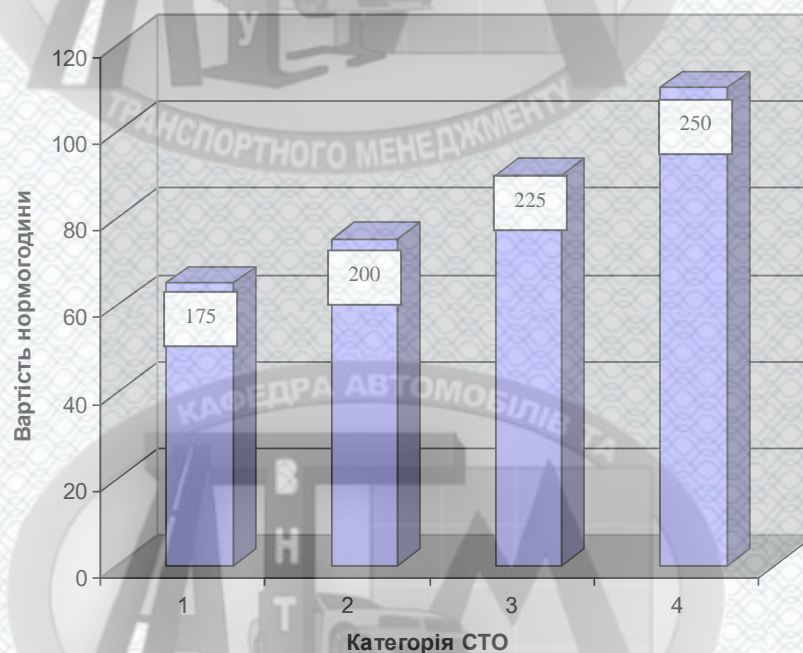


Рисунок 1.2 – Карта класифікації СТО за ознаками «вартість нормогодини – категорія СТО».

Представлене СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС» у залежності від місця втручання на автомобілі пропонує виконання майже всіх робіт.

СТО «ПІТ СТОП СЕРВІС» обійматиме 2 та 3 категорії. Вищі категорії матимуть більшу потужність і виконуватимуть всі види робіт підприємств нижчих категорій.

Отже були визначені потенційна ємність ринку та досліджено її розподіл між конкурентами, далі сформуємо всі дані у таблицю 1.3 та збудуємо графічне їх відображення на рисунку 1.3.

Таблиця 1.3 – Розподіл потенційної ємності на ринку між СТО та їх категорії

Позначення на рисунку 1.3	Назва СТО	Частка Ринку, %	Категорія СТО
СТО - 1	СТО «Вінничина-Авто», вул. Ватутіна, 172	32	1
СТО - 2	СТО «RESPECT Авто», вул. Немирівське шосе, 90	17	2-4
СТО – 3	СТО « Авто Дім», вул. Чехова, 29	18	2-3
СТО – 4	СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС», вул. Левка Лук'яненка 1 а	12	2-3
5	Дрібні приватні майстерні, гаражі	10	-
6	Вільна частина ринку	11	-

Дані для побудови діаграми (рис. 1.4) збираємо шляхом обстеження сегмента ринку, аналізом конкурентів та опитуванням споживачів посліг СТО.



Рисунок 1.3 – Графічне відображення ринку послуг

Огляд існуючої структури виробничо – технічної бази.

На території СТО автомобілів «ПІТ СТОП СЕРВІС» розташований виробничий корпус, який поділяються на зони та ділянки. Загальна площа території 1600 м². СТО автомобілів ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС» складається з трьох одноповерхового приміщень: виробничий корпус, 16м × 14,8 м, площею 180 м² (це одноповерхова будівля, яка побудована з цегли, перекриття корпусу – бетонні плити, розміри корпусу: довжина – 16 м., ширина – 14,8 м. Виробничий корпус має 5 пар воріт шириною 3м, висотою 3,8м та 8 вікон розмірами 2×1,5м. з дерев'яними рамами), з зоною ТО і ПР, діагностичною ділянкою, шиноремонтною ділянкою, приміщенням для прийому замовлень; пункт заміни мастила, 7,2м × 7,2 м, площею 52м²; автомагазин, 5,2м × 7,2 м, площею 37,5 м²

Станція займається технічним обслуговуванням автомобілів та продажем запасних частин та аксесуарів.

Перелік обладнання СТО: підйомник двохстійкових електромеханічний;

1. Тяговий стенд;
2. Установка пересувна для перевірки рульового керування з гідро підсилювачем;
3. Шумомір загального призначення Ш-3М;
4. Мотор-тестер;
5. Стенд для правки колісних дисків;
6. Балансувальний стенд;
7. Вулканізаційний стенд;
8. Напівавтоматичний шиномонтажний стенд.
9. Компресор.
10. Зварювальний апарат.

За день СТО обслуговує 4-6 автомобілів.

Рівень праці на СТО організований на високому рівні. СТО працює за 5-ти денним робочим тижнем.

Таким чином доцільно на СТО провести удосконалення з вирішенням таких питань: поліпшити структуру обладнання, 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. Це дозволить СТО надавати в подальшому ще більш якісніші послуги, збільшити свою частку на ринку автосервісних послуг та максимізувати свої прибутки.

В виробничому корпусі розташовано:

1) діагностична дільниця з тяговим стендом і іншим необхідним обладнанням.

2) шиноремонтна дільниця, де встановлено стенд марки BEAN 500, стенд для демонтажу шин, стенд для балансування коліс JBEGB945, а також станок для прокатки і рихтування колісних дисків автомобілів.

3) пост ТО і ПР (3 шт.), який обладнано двостійковими підйомниками моделі НЕВЕТЕСНІК 77694. На постах є пересувні шафи з інструментом.

На дільниці є 2 домкрати на пневмоподушках для піднімання автомобіля.

Обслуговуючий персонал виробничого корпус складає 7 чоловік.

В таблиці 1.4 наведемо основні техніко-економічні показники для типової СТО та СТО автомобілів ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС».

Таблиця 1.4 – Техніко-економічні показники для типової СТО та СТО автомобілів ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС»

Назва показника	Показники		$\frac{P_i^{\phi}}{P_i^u} \cdot 100\%$
	Існуючої СТО, P_i^{ϕ}	Типової СТО, P_i^u	
1. Обслуговуваний парк автомобілів, шт	-	-	-
2. Автомобілезайди, тис. в рік	1,455	1,6	0,978
3. Площа дільниці, га	0,17	0,4	42,5
4. Чисельність виробничих праців., чол	8	12	77,7
5. Корисна площа виробничих приміщень, м ²	180	220	72,9
6. Корисна площа адміністративно - побутових приміщень, м ²	65	75	86
7. Число автомобіле-місць на постах, шт	3	5	60
8. Загальне число автомобіле-місць, шт	5	8	74

Аналіз даних таблиці 1.4 свідчить, про те що:

- число автомобілів, що обслуговуються на СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС» більше, ніж типової СТО; - кількість автомобілезайздів, також більша (через малу трудомісткість робіт); - чисельність працівників менша, ніж на типовій;

Тому в подальшій роботі пропонується наково обґрунтувати та вдосконалити обладнання і розширити спектр послуг що надаються саме на діагностичній дільниці, що дасть змогу проводити повний спектр робіт з діагностики навіть автомобілів підвищеної прохідності, в виконанні цих робіт раніше досить часто виникала потреба зі слів як клієнтів так і співробітників СТО, запропоновано оргрунтувати конструкцію повноопоного стенду для діагностування швидкісних і тягових властивостей.

1.2 Моделювання кількості автомобілезайздів

З метою моделювання кількості автомобілезайздів в рік на СТО використаємо метод арифметичного складання двох функцій. Цей метод дуже простий і не потребує спеціальної підготовки. Вихідні дані для прогнозування наведено в таблиці 1.2. Далі складається динамічний ряд (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 – Вихідні дані для визначення параметрів рівняння прогнозу

Роки	Час t , роки	Автомобілезайзди y_t , тис. в рік	t^2	$t \cdot y_t$	y_t^2	$a_1 \cdot t$	\bar{y}_t	$y_t - \bar{y}_t = \varepsilon_t$	ε_t^2
2018	1	1,32	1	1,32	1,742	0,024	1,342	-0,022	0,0005
2019	2	1,37	4	2,74	1,877	0,048	1,366	0,004	0,0000
2020	3	1,43	9	4,29	2,045	0,072	1,390	0,040	0,0016
2021	4	1,41	16	5,64	1,988	0,096	1,414	-0,004	0,0000
2022	5	1,42	25	7,1	2,016	0,120	1,438	-0,018	0,0003
Σ	15	6,95	55	21,09	9,669	0,360	6,950	-8,88E-16	0,0024

Далі будується графічне зображення динамічного ряду й вибирається апроксимуюче рівняння. Складена залежність апроксимується прямою виду $y = a_0 + a_1 \cdot t$. Виконуються інші обчислення для визначення значень параметрів апроксимуючого рівняння методом найменших квадратів потім і заповнюються інші графи табл. 1.5. Коефіцієнт кореляції визначимо так:

$$r = \frac{n \sum ty_i - \sum y_i \sum t}{\sqrt{n \sum t^2 - (\sum t)^2} \sqrt{n \sum y^2 - (\sum y)^2}} = \frac{5 \cdot 21,09 - 6,95 \cdot 15}{\sqrt{5 \cdot 55 - (15)^2} \sqrt{5 \cdot 9,669 - (6,95)^2}} = 0,838 \quad (1.1)$$

Обчислюються значення параметрів рівняння a_1 і a_0 :

$$a_1 = \frac{n \sum ty_i - \sum y_i \sum t}{n \sum t^2 - (\sum t)^2} = \frac{5 \cdot 21,09 - 6,95 \cdot 15}{5 \cdot 55 - (15)^2} = 0,024 \quad (1.2)$$

$$a_0 = \frac{\sum y_i - a_1 \sum t}{n} = \frac{6,95 + 0,024 \cdot 15}{5} = 1,318$$

Визначається середньоквадратична похибка:

$$\delta_{\varepsilon t} = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \bar{y}_i)^2}{n - p}} = \sqrt{\frac{0,024}{5 - 1}} = 0,022 \quad (1.3)$$

де n - число рівнів динамічного ряду;

p - порядок рівняння, що описує тренд.

Складається прогноз перевезень на розрахункові строки й встановлення мінімального й максимального його рівня (табл. 1.6).

Таблиця 1.6 – Прогноз перевезень на розрахункові строки

Роки	$\bar{y}_t = a_0 + a_1 \cdot t$	$\bar{y}_t + \sigma_{\varepsilon_t} = y_t \max$	$\bar{y}_t - \sigma_{\varepsilon_t} = \bar{y}_t \min$
2023	$1,318 + 0,024 \cdot 6 = 1,462$	1,484	1,440

Отримані результати наносяться на графік (рис. 1.5).

Метод експонентного згладжування. Так само, як і в попередньому випадку, складається динамічний ряд (вибирається апроксимуюче рівняння $y = a_0 + a_1 t$), знаходяться значення параметрів цього рівняння, визначається розрахункова величина y_t для кожного року й знаходиться середньоквадратична похибка, тобто повністю заповнюється таблиця 1.7.

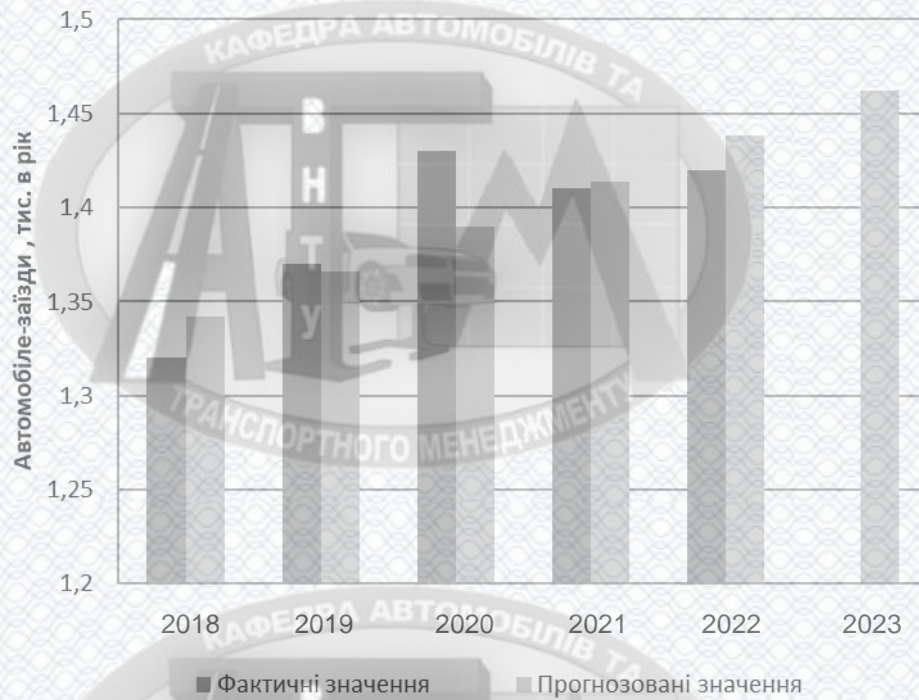


Рисунок 1.4 – Прогнозування методом простої екстраполяції

Таблиця 1.7 – Вихідні дані для визначення кількості автомобілезайздів в рік

Роки	Час t , роки	Автомобілезайзди y_t , тис. в рік	t^2	t_{y1}	y_t^2	$a_1 \cdot t$	\bar{y}_t	$y_t - \bar{y}_t = \varepsilon_t$	ε_t^2
2018	1	1,32	1	1,32	1,742	0,024	1,342	-0,022	0,0005
2019	2	1,37	4	2,74	1,877	0,048	1,366	0,004	0,0000
2020	3	1,43	9	4,29	2,045	0,072	1,390	0,040	0,0016
2021	4	1,41	16	5,64	1,988	0,096	1,414	-0,004	0,0000
2022	5	1,42	25	7,1	2,016	0,120	1,438	-0,018	0,0003
Σ	15	6,95	55	21,09	9,669	0,360	6,950	-8,88E-16	0,0024

Обчислюється параметр згладжування α .

$$\alpha = \frac{2}{m+1} \quad (1.4)$$

де m – число рівнів, що входять в інтервал прогнозування.
Для прогнозу $m = 5$.

$$\alpha = \frac{2}{m+1} = \frac{2}{5+1} = 0.33$$

Вихідні дані для визначення параметрів рівняння наведені в таблиці 1.8.

Таблиця 1.8– Вихідні дані для визначення параметрів рівняння

Роки	Автомобілезайди y_t , тис. в рік	$S_{t-1}^{[1]}$	$S_{t-1}^{[2]}$	a_0	a_1	y_{t+1}
2018	1,32	1,269	1,221	1,318	0,024	1,342
2019	1,37	1,286	1,242	1,330	0,022	1,351
2020	1,43	1,314	1,266	1,362	0,024	1,385
2021	1,41	1,352	1,294	1,410	0,028	1,438
2022	1,42	1,371	1,320	1,423	0,025	1,448

Для кожного року визначаються експонентні середні:

$$S_{(t)}^{[1]}(y) = 0.67y_{t-1} + 0.33S_{t-1}^{[1]}(y); S_{(t)}^{[2]}(y) = 0.67S_{t-1}^{[1]}(y) + 0.33S_{t-1}^{[2]}(y) \quad (1.5)$$

У початковий момент часу за значення параметрів $S_{t-1}^{[1]}$ – можна прийняти перше спостереження. Розраховуються значення коефіцієнтів:

$$\bar{a}_0 = 2S_{(t)}^{[1]}(y) - S_t^{[2]}(y), \bar{a}_1 = S_{(t)}^{[1]}(y) - S_t^{[2]}(y). \quad (1.6)$$

Всі показники вносяться в табл. 1.14.

Визначається похибка прогнозу

$$\sigma_{y_{t+1}} = \sigma_{\varepsilon_1} \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{(2-\alpha)^3} [1 + 4(1-\alpha) + 5 \cdot (1-\alpha)^2 + 2 \cdot \alpha(4-3 \cdot \alpha) \cdot p + 2 \cdot \alpha^2 \cdot p^2]} \quad (1.7)$$

$$\sigma_{\varepsilon_1} = \sqrt{\frac{\sum (y_t - \bar{y})^2}{m-1}}$$

де p - величина горизонту прогнозу;

$$\delta_{y_{t+1}} = \sqrt{\frac{0,128}{5-1}} \cdot \sqrt{\frac{0,004}{(2-0,33)^3} [1 + 4(1-0,33) + 5 \cdot (1-0,33)^2 + 2 \cdot 0,33(4-3 \cdot 0,33) \cdot 1 + 2 \cdot 0,33^2 \cdot 1^2]} = 0,0546$$

Розраховуються прогнозні рівні (табл. 1.15).

Таблиця 1.15 – Прогнозовані значення автомобілезайдів на 2023 рік, тис/рік

Роки	\bar{y}_{t+1}	$\sigma_{y_{t+1}}$	$\bar{y}_{t+1} \max$	$\bar{y}_{t+1} \min$
2023	1,455	0,0546	1,51	1,40

Результати розрахунків наносяться на графік (рис. 1.7).

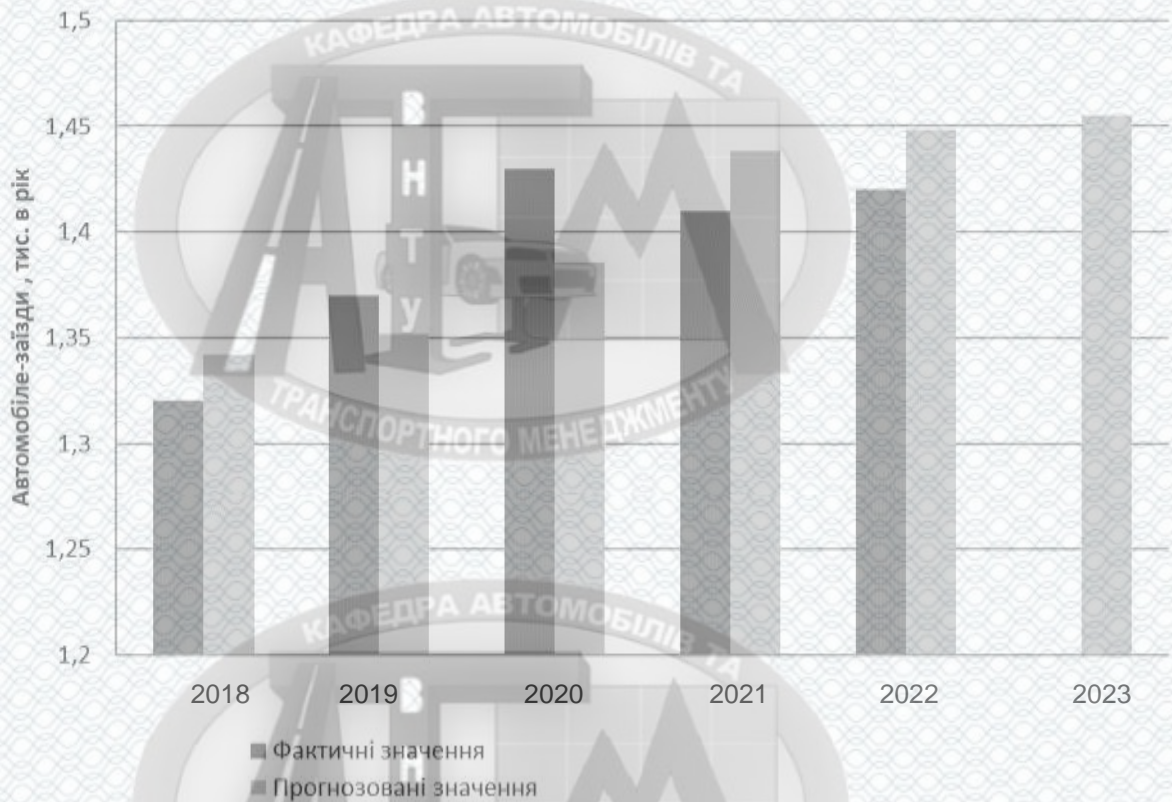


Рисунок 1.6 – Прогнозування методом експонентного згладжування

Враховуючи незначне зростання автомобілезайздів на 2023 рік необхідно розширити спектр послуг, які надаються СТО. Проаналізувавши послуги конкурентів було визначено що саме діагностична дільниця СТО приватного підприємства «ПІТ СТОП СЕРВІС» не має конкурентів і здатна обслуговувати зростаючу кількість клієнтів. Тому пропонується виконати реконструкцію виробничо-технічної бази станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «ПІТ СТОП СЕРВІС» м. Вінниця та модернізувати обладнання на діагностичній дільниці для діагностики автмобілів підвищеної прохідності.

1.3 Огляд конструктивних схем повного привода автомобілів

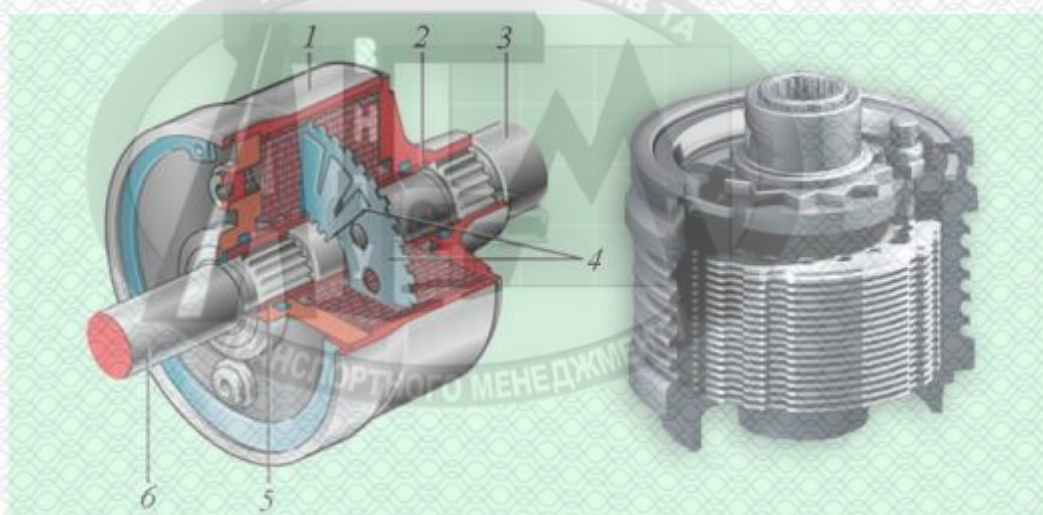
Слід зазначити, що родоначальниками повнопривідних автомобілів були військові автомобілі з міцною, по-військовому простою конструкцією. Від

роздавальної коробки карданні вали йшли до передньої і задньої осей з міжколісними диференціалами. Передній міст підключали тільки на бездоріжжі через кулачкові муфти. Подібна схема дожила навіть і до сьогоднішнього дня на «Nissan Patrol», «Opel Frontera». В свою чергу повнопривідні автомобілі «Audi Quattro», що дебютували ще у 80-х роках, на практиці довели, що повний привід потрібний не тільки на бездоріжжі. Від коробки передач, що одночасно служить роздавальною коробкою, момент порівну розподілявся між осями. Але головне – привід на всі колеса допоміг більш повно реалізувати можливості двигуна при розгоні, покращилися стійкість і керованість.

З того часу два повнопривідних напрямки – позашляховий і спортивний – розвивалися паралельно. Утім, конструктори намагалися зробити масові машини універсальнішими: з'єднати підвищену прохідність, упевнений розгін і відмінну керованість, причому так, щоб керувати складною машиною міг рядовий, не обтяжений спеціальною підготовкою водій.

Звичайні диференціали з механічними блокуваннями цілком ефективні на бездоріжжі, але для стійкості і керованості на високій швидкості краще, щоб момент по необхідності перерозподілявся з однієї осі на іншу. Тому роздавальні функції на багатьох сучасних автомобілях виконують складні гідромеханічні пристрої. Щоб марно не крутити другу вісь, на «Porsche Carrera 4 (Порше Каррера 4)» (рис. 1.7) установлена віскомуфта – у герметичному корпусі, заповненому силіконовою рідиною, обертається пакет дисків. Лише тільки задні колеса починають обганяти передні, підвищується температура рідини, а з нею – і її в'язкість, і ведучі диски за рахунок тертя починають передавати крутний момент веденим. Така конструкція не позбавлена недоліків. Адже віскомуфта здатна передавати лише 25-40% тяги, до того ж вона занадто повільно реагує на проковзування коліс.

На сучасних повнопривідних «Audi» з поздовжнім розташуванням двигуна місце між осями зайняв диференціал підвищеного тертя «Торсен» (рис. 1.7). На відміну від віскомуфти, він здатен більш гнучко розподіляти крутний момент.



1 – корпус; 2 – вал корпуса; 3, 6 – ведучий і ведений вали;
4 – диски; 5 - ущільнення

Рисунок 1.7 – Трансмісія з віскомуфтою

Якщо задні колеса потрапили на слизьке покриття і починають безпомічно буксувати, «чутливий до моменту» (саме ці слова зашифровані в назві «Торсен» – torque sensitive) механізм може перекасти на передню вісь до 75% тяги. Коли шини зачепилися за сухий асфальтобетон, момент починає «перетікати» на задні колеса.



Рисунок 1.8 – Принципова схема диференціала підвищеного тертя «Торсен».

Спочатку автовиробники «Audi» і «Volkswagen» дотримувалися різних повнопривідних схем, а задні колеса підключала віскомуфта. Зараз автомобілі концерну з подовжнім розташуванням двигунів одержали більш досконалий міжосьовий диференціал «Торсен», а для моделей, у яких силові агрегати встановлені поперек, конструктори віддали перевагу електроніці.

На жаль механічні схеми, навіть найхитромудріші, не можуть суперничати з більш швидкою і точною електронікою. Однак конструктори поки не ризикують цілком довіряти їй життєво важливі органи автомобіля, у тому числі трансмісію. Звичайно важку і брудну роботу виконують механіка, гідравліка чи пневматика, а комп'ютери займають керівні посади. Якщо електроніка дасть збій, це позначиться на зручності керування, але не на безпеці. Тому в найближчому майбутньому електроніка ще буде співіснувати з механікою. На повнопривідних «Audi -A3», «Audi TT», «GOLF 4motion» місце міжосьового диференціала займає багатодискове зчеплення «Haldex (Халдекс)» (рис. 1.9).

Його основа – пакет металевих дисків, що обертаються в масляній ванні (подібно тому, як робилося, зокрема, на американських машинах ще в 30-і роки). При стиску в осьовому напрямку сила тертя в ньому пропорційно зростає. Таке зчеплення може працювати з буксуванням дуже довго, на відміну від сухого дискового. Залишалось тільки написати програму керування вузлом для конкретного автомобіля, і новий повний привід одержав путівку в життя. На рисунку 1.9 зображена принципова схема зчеплення з муфтою «Халдекс» [1].

Зауважимо, що за своєю суттю це звичайна багатодискова фрикційна муфта, що широко застосовується у машинобудуванні, наприклад, у верстатобудуванні, з механічним, гідравлічним або електромагнітним керуванням.

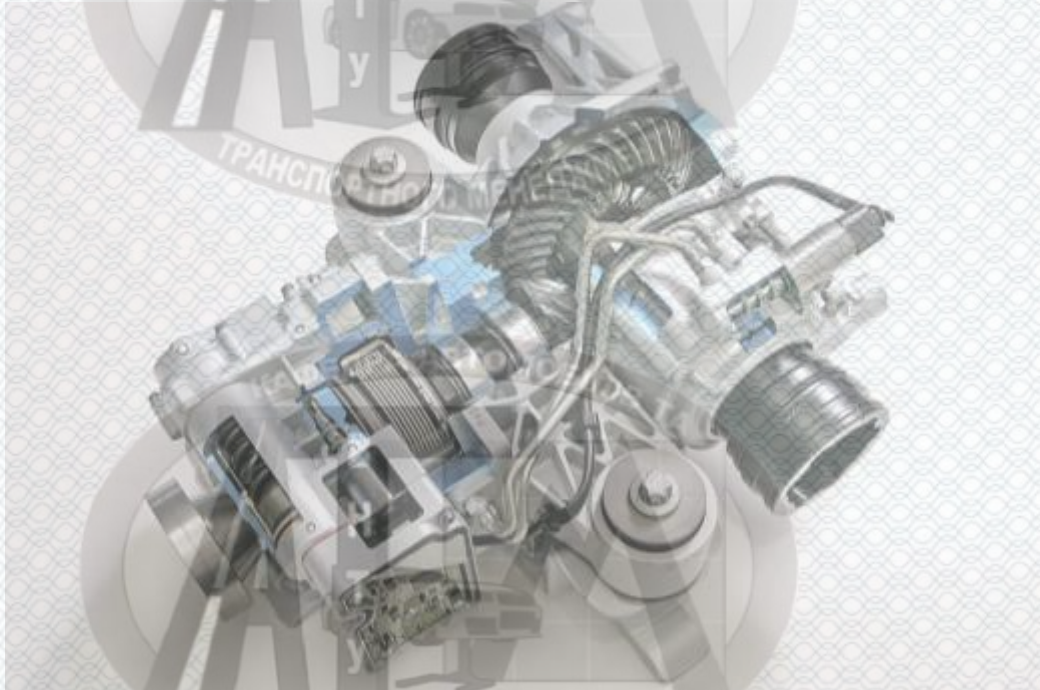


Рисунок 1.9 – Принципова схема муфти повного приводу «Халдекс» (Haldex)

У «VW Golf» таке зчеплення встановлене на редукторі заднього моста, там, де раніш була віскомуфта. Ведучі диски з'єднані з карданним валом, ведені – з головною передачею. Два роторно-поршневі гідронасоси, що забезпечують необхідне зусилля стиску пакета дисків, керуються спеціальним комп'ютером. Сюди стікаються сигнали від колісних датчиків, протибуксувальної системи, гальм, педалі керування дросельною заслінкою, тахометра і т.д. Швидкодія надзвичайно велика: зчеплення спрацьовує, поки колеса провертаються усього на 45°. Переданий на задню вісь момент може безступінчато змінюватися від 0 до 100%. Подібна схема трансмісії все частіше зустрічається на шосейних повнопривідних машинах. Не залишиться в забутті і віскомуфта – якщо заповнити її магнітокерованою рідиною, вона цілком зможе скласти конкуренцію.

Перевага муфт з електронним керуванням не тільки у швидкій і чіткій роботі. Пристрій через центральний блок з'єднується з іншими системами, наприклад, антиблокувальною чи курсової стійкості. Допустимо, передні колеса починають буксувати, електроніка підключає задню вісь і одночасно, прикриваючи дросельну заслінку, скидає оберти двигуна, а занадто швидкі колеса пригальмовує. Саме така співдружність електронних і механічних пристроїв ефективно допомагає рядовому водію їздити «по-спортивному» [1].

Більшість дорогих повнопривідних автомобілів обходяться досить скромним за нинішніми поняттями арсеналом. Наприклад на «BMW-X5» – постійний повний привід на всі колеса, три диференціали без блокувань, а пробуксовку припиняють гальма, керовані електронікою. Такий набір, незважаючи на пристойний дорожній просвіт, свідчить: стихія «баварця» – швидкісні автобани, а не розмита дорога. Схема реалізації повного приводу автомобіля BMW-X5 зображена на рисунку 1.10.



Рисунок 1.10 – Схема реалізації повного приводу на автомобілі BMW-X5

Навіть муфти з електронним керуванням не витримують занадто довгого проковзування. Температура мастила росте, і термодатчик відключає пристрій – автомобіль стає монопривідним.

Тому машинам, яким призначено дертися по байраках і штурмувати драговини, потрібний «твердий» зв'язок між передньою і задньою віссю – блокування центрального (міжосьового) диференціала.

Реалізувати всюдихідну, але в той же час зручну для водія схему одними з перших зуміли фахівці американської фірми «Форд». Систему електронного повного привода застосували на «Форд – Маверік». У звичайних умовах автомобіль передньопривідний (режим AUTO). Якщо буде потрібно, водій повертає ручку з положення «Lock» електромагнітна муфта підключить жорстко задній міст. Схожа система електронного привода працює і на «Ніссан-Мурано».

Одна з найбільш свіжих конструкцій – «Volkswagen Touareg » і його аналог – «Porsche Cayenne (Порше-Кайєнн)» з найбільшою, мабуть, у нині представлених всешляховиків понижуючою ступінню – 2,7:1. Пластинчастий ланцюг передає момент від коробки передач на роздавальну коробку, що поділяє його навпіл між передньою і задньою віссю. З'їхавши з асфальту, водій вмикає режим для бездоріжжя. Електродвигун пускає в хід важелі, що включають знижену передачу і блокування диференціала. Якщо немає необхідності, розумна електроніка не включити “тверде” блокування, щоб зайва тяга з буксуючої осі пішла на колеса, що зачепилися за ґрунт. У складних ситуаціях комп'ютер цілком заблокує диференціал, якщо це не встиг зробити водій. Механізм блокування диференціала понижуючої передачі роздавальної коробки автомобіля VW Touareg зображений на рисунку 1.11. Сполучення трансмісії автомобіля «GOLF 4motion» з електронним «блокуванням» міжколісних диференціалів шляхом індивідуального пригальмовування коліс вважається сьогодні найбільш перспективним.

Схоже, інженери поступово наближаються до деякого «ідеального» автомобіля, що поєднає у собі хорошу прохідність і спортивну керованість. Тому більшість нинішніх концепткарів виконують за схемою 4×4.

Через значну кількість повнопривідних автомобілів (під повнопривідними будемо розуміти як автомобілі з постійно ввімкненим приводом на всі колеса, так і з підключаємим переднім чи заднім мостом) постає необхідність у їх технічному обслуговуванні і наприклад у діагностуванні гальмівної системи (ГС). Для діагностування, а тим більше прогнозування технічного стану цієї системи необхідно використовувати точне діагностичне устаткування.



Рисунок 1.11 – Механізм блокування диференціала понижуючої передачі роздавальної коробки автомобіля «VW Touareg»

Найчастіше застосовують гальмівні стенди з біговими барабанами, що дозволяють перевіряти одночасно тільки гальма однієї осі.

Найчастіше повнопривідні автомобілі мають для передачі крутного моменту на другу вісь віскомуфту чи міжосьовий диференціал (як найбільш прості і дешеві конструкції повного приводу). Але така схема не дозволяє перевіряти гальмівну систему на одноосьовому гальмівному стенді з біговими барабанами. Основні технічні характеристики деяких автомобілів, найбільш розповсюджених у нашій країні, що можуть стати клієнтами СТО «Піт стоп сервіс», приведені в таблиці 1.1. Це пояснює необхідність розробки гальмівного діагностичного повноопірного стенду з біговими барабанами.

Таблиця 1.16 – Основні технічні характеристики повнопривідних автомобілів

Параметр	Audi Allroad Quattro 2,7	BMW X5 3.0i	Chevrolet Tahoe 4WD	Subaru Forester 4WD2.0	Honda CR-V LS
Споряджена маса, кг (передн/зад)	1795 980/815	1990 1090/900	2370 1300/1070	1375 774/601	1490 815/675
Повна маса, кг	2425	2600	3085	1890	1900
База, мм	2757	2820	2946	2580	2620
Колія, мм (перед/задн)	1591/1580	1576/1576	1651/1676	1575/1570	1535/1535
Потужність двигуна, к.с. (кВт) /хв ⁻¹	250 (184)/5800	231 (170)/5900	288 (212)/5200	125 (92)/5600	147 (108)/5500
Макс. крутний момент, Нм/хв ⁻¹	350/1800	300/3500	440/4400	184/3600	182/4200
Привід	Постійно ввімк. повн. привід з центр. між-осьовим диференціалом (Д)Torsen Розпод. 50:50	Постійно ввімк. повн. привід з системою автомат. диференціювання.	Трансмис. Autotrac з е/управл. підключ. передн. міст. Є РК і блокув. між-осьового Д.	Постійно ввімк. привід всіх коліс з центр. міжосьовим диференціалом.	На передні колеса. задн. підключ. автоматич. віскомуфтою.
Коробка передач	М – 5	М – 5	АГ – 4	М – 5	АГ – 4
Передат. числа: коробки передач $i_{КП}$	$i_1=3,5$ $i_2=1,89$ $i_3=1,32$ $i_4=1,03$ $i_5=0,86$	$i_1=5,09$ $i_2=2,8$ $i_3=1,76$ $i_4=1,25$ $i_5=1,00$	$i_1=3,06$ $i_2=1,63$ $i_3=1,00$ $i_4=0,7$ $i_{3.X.}=2,29$	$i_1=3,45$ $i_2=2,06$ $i_3=1,45$ $i_4=1,09$ $i_4=0,87$	$i_1=2,72$ $i_2=1,52$ $i_3=1,08$ $i_4=0,71$ $i_{3.X.}=1,95$
Головн. пер. i_0	$i_{3.X.}=3,46$ $i_0=4,38$	$i_{3.X.}=4,71$ $i_0=4,1$	$i_0=4,1$	$i_{3.X.}=3,33$ $i_0=4,11$	$i_0=4,36$
Розпод. коробка $i_{Р.К.}$	немає	немає	$i_{Р.К.1}=1,00$ $i_{Р.К.2}=2,72$	$i_{Р.К.1}=1,00$ $i_{Р.К.2}=1,45$	немає
Шини	225/55R17	235/65R17	245/75R16	205/70R15 5	205/70R15
Кліренс, мм	142-208*	180	250	195	205

Продовження таблиці 1.16

Параметр	Isuzu Trooper 3,5 V6 LS	Jeep Cherokee V6 3,7	Range Rover 4,0	Lexus RX4004 WD	Mercedes ML-430
Споряджена маса ,кг (передн./задн.)	2059 1130/929	1867 1020/847	2090 1140/950	1830 1000/830	2015 1100/915
Повна маса ,кг	2500	2375	2780	2245	2650
База , мм	2760	2649	2745	2619	2820
Колія, мм (передн./задн.)	1515/1520	1524/1546	1540/1530	1562/1565	1555/1555
Потужність двигуна, к.с. (кВт)/ хв ⁻¹	215 (158)/5400	211 (155)/5200	185 (136)/4750	223 (164)/5800	279 (205)/5750
Макс. крутний момент, Нм/ хв ⁻¹	311/3000	312/3800	340/2600	301/4400	390/3000
Привід	Підключ. передн. міст без між-осьового дифф. з авт.блок.зад-нього між-колісн. диф-ла	Відключ. передній міст з блок. між-осьового дифф. Система Selec-Трас.	Постійний повний привід з блок. центр. між-осьовим дифф. Розпод. – 50:50.	Підключ. передн. міст віскомуф-тою (ВМ). ВМ також в диферен-ціалі	Постійн. повний привід. Електр. сис-ма контр.тя-ги 4-ETS, замінююча. міжосьов. і міжкол. Д.
Коробка передач	АГ – 4	АГ – 4	М – 5	АГ – 4	АГ – 4
Передат. числа: коробки передач і _{кп}	i ₁ =2,856 i ₂ =1,618 i ₃ =1,00 i ₄ =0,723 i _{3.х.} =2,00	i ₁ =3 i ₂ =1,67 i ₃ =1,00 i ₄ =0,75 i _{3.х.} =2,39	i ₁ =3,32 i ₂ =2,13 i ₃ =1,4 i ₄ =1,00 i ₅ =0.73 i _{3.х.} =3.43	i ₁ =3,94 i ₂ =2,19 i ₃ =1,41 i ₄ =1,02 i _{3.х.} =3,14	i ₁ =3,59 i ₂ =2,19 i ₃ =1,00 i ₄ =0,83 i _{3.х.} =3,16
головн. пер .i ₀ РК .і _{р.к.}	i ₀ =4,3 і _{р.к.} =2,05	i ₀ =3,73 і _{р.к.} =2,72	i ₀ =3.54 і _{р.к.1} =1,22 і _{р.к.2} =3.32	i ₀ =3,29 нет	i ₀ =3,46 і _{р.к.1} =1,00 і _{р.к.2} =2,64
Шини	245/70R16	235/70R16	255/65R16	225/70R16	275/55R17
Кліренс, мм	210	203	210	190	200

Продовження таблиці 1.16

Параметр	Mercedes G500	Mitsubishi Pajero 3,5 GDI GLS	Nissan Terrano II 2,7TD	Subaru Impreza 2,0	Suzuki Jimny 1,3 4WD
Споряджена маса ,кг (передн./задн.)	2395 1300/1095	2095 1150/945	1875 1025/850	1200 660/540	1040 570/470
Повна маса ,кг	3050	2760	2580	1750	1420
База , мм	2850	2780	2650	2520	2250
Колія, мм (передн./задн.)	1475/1475	1560/1560	1455/1430	1465/1455	1355/1365
Потужність двигуна, к.с. (кВт)/ хв ⁻¹	296 (218)/5500	202 (149)/5000	125 (92)/3600	211 (155)/5600	80 (59)/6000
Макс. крутний момент, Нм/ хв ⁻¹	456/2800	318/4000	278/2000	290/4000	104/4500
Привід	Пост. включ. повн привід з електропри в. блокув. всіх Д.	Підключ. передн. міст з блок. міжосьово го Д. і задн. міжколіс- ного.	Підключ. передн. міст. міжосьово -го Д. немає.	Пост. Включ. Повний привід за допомог. ВМ Розпод. – 50:50	Підключ. передн. міст. міжосьово го Д. немає.
Коробка передач	АГ – 5	АГ – 4	М – 5	М – 5	М – 5
Передат. числа: коробки передач і _{кп}	i ₁ =3,93 i ₂ =2,41 i ₃ =1,49 i ₄ =1,00 i ₅ =0,83 i _{3.х.} =3,1	i ₁ =2,8 i ₂ =1,53 i ₃ =1,00 i ₄ =0,76 i _{3.х.} =2,7	i ₁ =3,58 i ₂ =2,08 i ₃ =1,36 i ₄ =1,00 i ₅ =0,81 i _{3.х.} =3,64	i ₁ =3,55 i ₂ =2,62 i ₃ =1,45 i ₄ =1,09 i ₅ =0,83 i _{3.х.} =3,3	i ₁ =3,65 i ₂ =1,95 i ₃ =1,42 i ₄ =1,00 i ₅ =0,86 i _{3.х.} =3,47
Головн. пер .і ₀ РК .і _{р.к.}	i ₀ =4,86 і _{р.к.1} =0,87 і _{р.к.2} =2,16	i ₀ =4,64 і _{р.к.} =1,93	i ₀ =4,38 і _{р.к.1} =1,00 і _{р.к.2} =2,02	i ₀ =3,9 нет	i ₀ =3,91 і _{р.к.1} =1,32 і _{р.к.2} =2,15
Шини	255/65R16	265/70R16	235/75R15	205/55R15	205/70R15
Кліренс, мм	220	205	210	150	190

Продовження таблиці 1.16

Параметр	VW Touareg V6	Toyota Land Cruiser Prado	Toyota RAV-4 2,0	Volvo V70 2,4T AWD	KIA Sportage 2,0 DOHC
Споряджена маса ,кг (перед/задн)	2215 1180/1035	1750 960/790	1420 806/614	1560 850/710	1440 790/650
Повна маса ,кг	2945	2680	1825	2150	1930
База , мм	2605	2675	2490	2755	2650
Колія, мм (перед/задн)	1568/1565	1505/1510	1505/1495	1563/1560	1440/1440
Потужність двигуна, к.с.(кВт/хв ⁻¹)	220 (162)/6400	178 (131)/4600	150 (110)/6000	200 (147) / 6000	128 (94)/5300
Макс. крутний момент, Нм/ хв ⁻¹	305/3200	303/3600	192/4000	285/1800	175/4700
Привід	Пост. повн. привід з електр. блокув. міжосьово го Д. (МД)	Пост. включ. повн. привід з блок. МД і задн. міжкол.. Д.	Пост. включ. повн. привід з блок. ВМ МД. Задн. міжколісн. Д. типа Torsen	Пост. повн. привід за допомог. ВМ. На передн. колеса – 95% тяги.	Передн. міст підключ. примусово, без Д. або автоматично муфтами вільного ходу.
Коробка передач	АГ – 5	АГ – 4	АГ – 4	М – 5	М – 5
Передат. числа: коробки передач і _{кп}	i ₁ =4,15 i ₂ =2,37 i ₃ =1,57 i ₄ =1,16 i ₅ =0,86 i ₆ =0,69	i ₁ =2,8 i ₂ =1,53 i ₃ =1,00 i ₄ =0,75 i _{3,х} =2,39	i ₁ =2.81 i ₂ =1.55 i ₃ =1 i ₄ =0,73 i _{3,х} =2.3 i ₀ =4.04	i ₁ =3,39 i ₂ =1,91 i ₃ =1,19 i ₄ =0,87 i ₅ =0,7 i _{3,х} =3,3 i ₀ =4,25	i ₁ =3,72 i ₂ =2,02 i ₃ =1,36 i ₄ =1,00 i ₅ =0.8 i _{3,х} =3,45 i ₀ =4,78
Головн. пер .i ₀ РК .і _{р.к}	i _{3,х} =3,39 i ₀ =4,56 і _{р.к.1} =1,00 і _{р.к.2} =2,7	i ₀ =4,1 і _{р.к} =2,57	нет	нет	i ₀ =4,78 і _{р.к.1} =1,00 і _{р.к.2} =1,98
Шини	235/65R17	265/70R16	215/70R16	205/55R1 6	205/70R15
Кліренс, мм	195 – 300*	230	205	209	210

* – пневмопідвіска з регулюванням висоти кузова;

М–4, М–5 – механічна чотирьох- і п'ятиступінчата КП;

АГ–4, АГ–5 – автоматична чотирьох- і п'ятиступінчаста КП з гідро-трансформатором.

Проаналізувавши повнопривідні автомобілі (таблиця 1.1) стає зрозумілою необхідність розробки гальмівного діагностичного повноопорного стенду з біговими барабанами, придатного для перевірок різних типів автомобілів підвищеної прохідності на базі СТО «Піт стоп сервіс»

1.4 Висновки до розділу та постановка завдань досліджень

Згідно з вимогами сьогодення Збройним силам України (ЗСУ) необхідні і по можливості доставляються легкові та вантажні автомобілі підвищеної прохідності, велика кількість автомобілів має постійний повний привід, без можливості відключення одного з мостів, а тому перевіряти їх на роликовому стенді можна лише в тому випадку, коли всі колеса обертаються одночасно, тобто на повноопорному стенді. Вказані аргументи приводять до висновку, що сьогодні повноопорний стенд для перевірки автомобілів підвищеної прохідності є реальною необхідністю на СТО «Піт стоп сервіс». На основі проведеного аналізу можна зробити висновки, що для удосконалення і оптимізації функціонування діагностичної ділянки станції технічного обслуговування автомобілів, та виробничих підрозділів зокрема потрібне наукове обґрунтування в подальших розділах. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- вдосконалення конструкції повноопорного стенду для діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей;
- моделювання робочих процесів та параметрів стенду;
- дослідження на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності;
- розробка заходів з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

РОЗДІЛ 2 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОВНООПОРНОГО СТЕНДУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

2.1 Існуючі аналоги повноопорних стендів

Існуючі моделі та конструктивне виконання повноопорних стендів для діагностування і регулювання наведені на рис. 2.1 – 2.5.

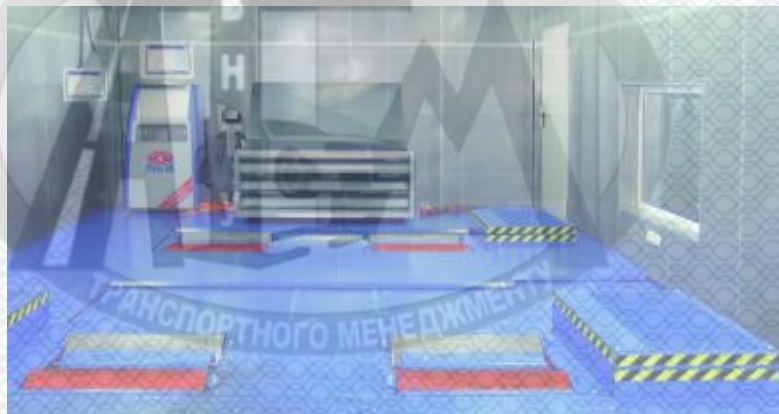


Рисунок 2.1 – Роликовий стенд перевірки потужності легкових автомобілів з приводом на одну вісь для автомобілів з осьовим навантаженням до 2,5 т.



Рисунок 2.2 – Роликовий стенд LPS 3000 PKW перевірки повнопривідних легкових автомобілів для автомобілів з осьовим навантаженням до 2,5 т.



Рисунок 2.3 – Повноопорний потужнісний стенд Варро 4WD - ВРА-4R HP (Італія)

Для забезпечення додаткової безпеки від сповзання автомобіля убік, династенд обладнаний спеціальними обмежувальними роликами з боків кожного з чотирьох коліс (рис. 2.3).



Рисунок 2.4 - Автомобільний динамометр – стенд, який призначений для вимірювання потужності та крутного моменту будь-яких автомобілів (AWD – повний привід, RWD – задній привід, FWD – передній привід)



Рисунок 2.5 – Повноопорний стенд V-tech Dynamometers

2.2 Класифікація методів, засобів та стендів діагностування гальм

Запропонуємо схему стенду (рис 2.7) та методи і засоби діагностування гальм (рис 2.8). В світі на сьогоднішній день існує декілька методів випробування і видів стендів: випробування на силових роликкових гальмівних стендах; випробування на інерційних роликкових гальмівних стендах; статичні гальмівні випробування; випробування на майданчикових гальмівних стендах.

Стенди для діагностування тягових якостей дають можливість імітувати характерні швидкісні й навантажувальні режими роботи рухомого складу, вимірювати при цьому потужність, витрату палива, опір трансмісії й робити відповідні регулювання.

Стенди для діагностики гальмівної системи автомобілів, оцінюються за сполученням ряду показників, які визначають його відповідність запропонованим вимогам: показників призначення, технологічності, надійності, а також ергономічних, естетичних і економічних. Класифікація стендів за видом перевірки наведена в табл. 2.1.

Отже функціональна схема динамічного стенда наведена на рис 2.6.

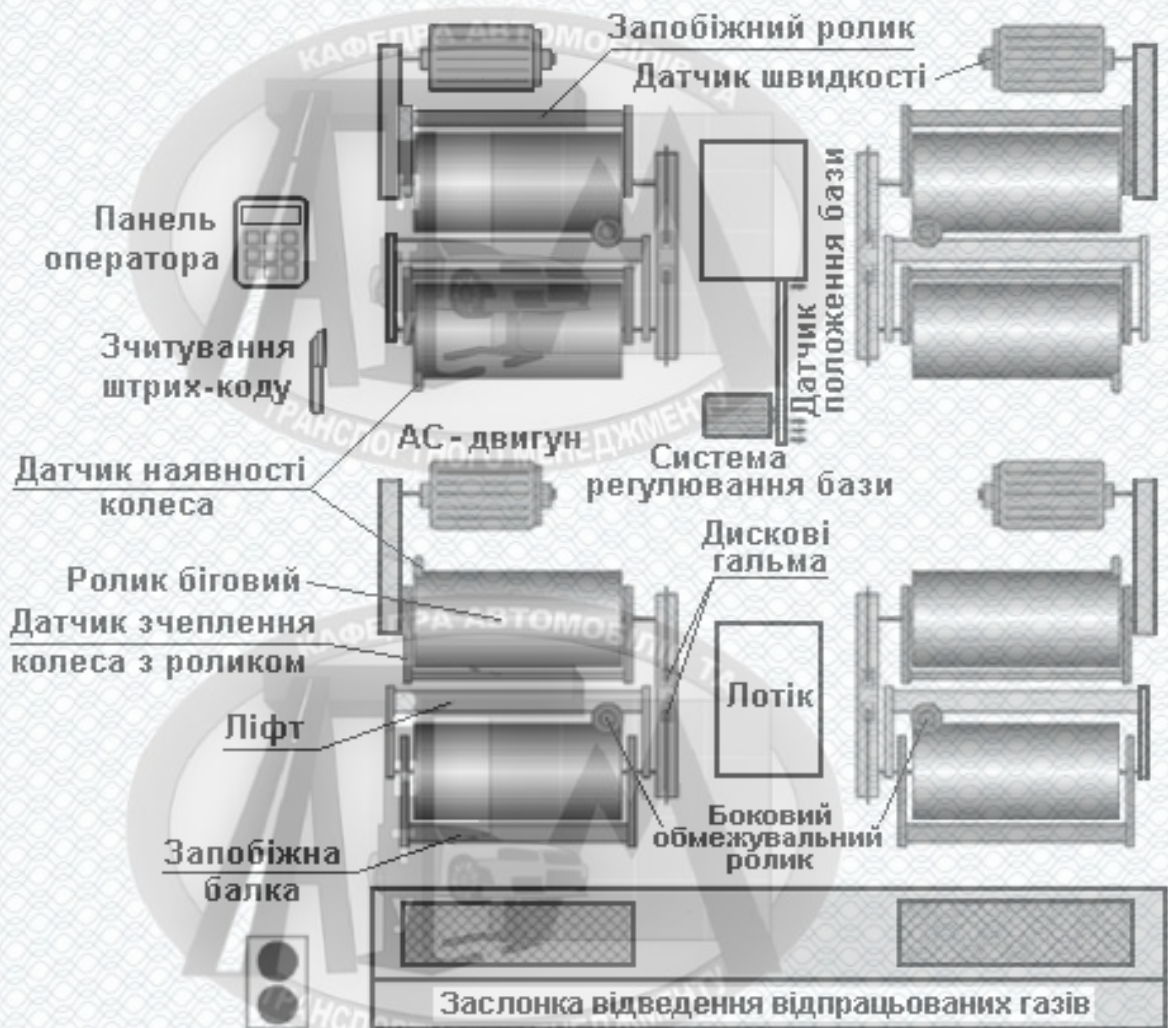


Рисунок 2.7 – Функціональна схема динамічного стенда

Таблиця 2.1 – Класифікація стендів за типом перевірки

Призначення	Перевірка тягових властивостей		Перевірка гальм	
	Силовий	Інерційний	Силовий	Інерційний
Метод	Силовий	Інерційний	Силовий	Інерційний
Джерело рушійної сили	Двигун автомобіля, ведучі колеса		Двигун стенду	Приведені маси, що обертаються, частин стенду і автомобіля
Джерело гальмівної сили	Навантажувальний пристрій стенду	Приведені маси що обертаються частин стенду і автомобіля	Гальмівна система автомобіля	

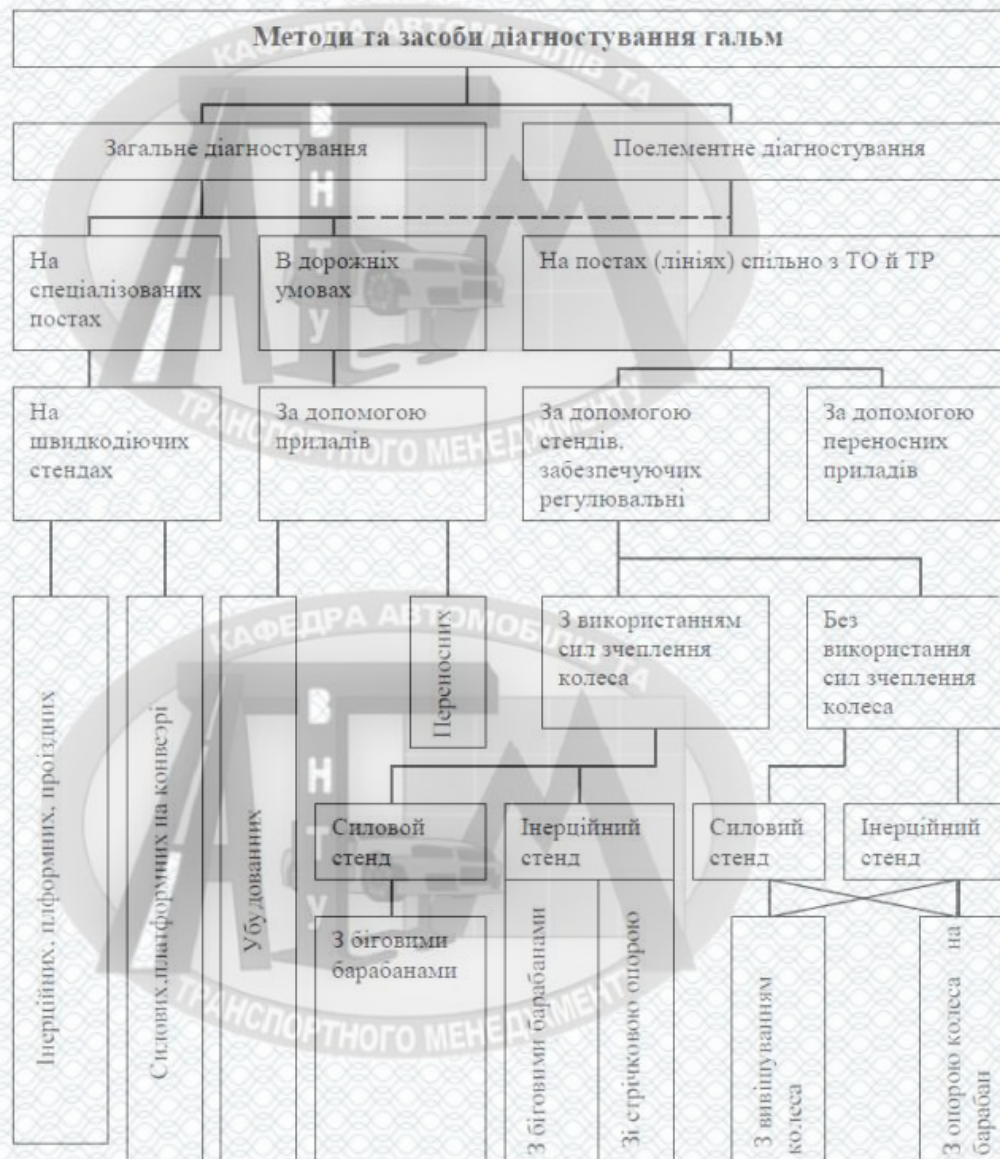


Рисунок 2.8 – Класифікація методів і засобів діагностування гальм

2.3 Коефіцієнти використання навантаження при перевірці коліс

Отже вихідними параметрами ГС є гальмівні моменти на колесах. На силових стендах вимірюють крутний момент привода, на інерційних – уповільнення барабанів. Ці параметри прямо пропорційні гальмівному моменту. Отже, вимога 4 означає, перед усім, можливість реалізації при перевірці на СББ дійсних гальмівних моментів. Однак можливості стенда обмежені. Величину реалізованих на ньому гальмівних сил прийнято оцінювати коефіцієнтом використання навантаження [2]:

$$q_{\text{усл}} = \frac{P_T}{G_{\text{СТ}}}, \quad (2.1)$$

де P_T – гальмівна сила, Н

$G_{\text{СТ}}$ – статичне навантаження на колесо.

Для контролю ефективності ГС реалізована величина P_T повинна бути не менш нормативної величини $P_{\text{ТН}}$. Значення її для переднього і заднього коліс двохосьового автомобіля:

$$P_{\text{ТН1}} = \beta \cdot m_{\text{Д}} \cdot j_{\text{Н}} / 2 ; P_{\text{ТН2}} = (1 - \beta) \cdot m_{\text{Д}} \cdot j_{\text{Н}} / 2, \quad (2.2)$$

де $m_{\text{Д}}$ – маса автомобіля при перевірці ГС на дорозі, кг;

$j_{\text{Н}}$ – нормативне уповільнення на дорозі, м/с²;

β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил по осях АТС:

$$\beta = P_{\text{ТН1}} / (P_{\text{ТН1}} + P_{\text{ТН2}}). \quad (2.3)$$

Після підстановок і перетворень одержуємо:

$$q_{\text{ПУСЛ}} = \frac{\beta \cdot m_{\text{Д}} \cdot j_{\text{Н}}}{G_{\text{ПСТ}}}; q_{\text{ЗУСЛ}} = \frac{(1 - \beta) \cdot m_{\text{Д}} \cdot j_{\text{Н}}}{G_{\text{ЗСТ}}}, \quad (2.4)$$

де $G_{\text{ПСТ}}$, $G_{\text{ЗСТ}}$ – вагові навантаження на переднє і заднє колесо.

За ГОСТ 25478–91 максимальне сповільнення повинно досягати значень $j_{\text{МАХ}}=6,8$ м/с², за ДСТУ 3649-97 – 5,8 м/с². Для визначення необхідних значень $q_{\text{УСЛ}}$ можна прийняти $j_{\text{МАХ}}$ з 10% «запасом» – $j_{\text{МАХ}}=7,5$ м/с². Розраховані за вимогами ДСТУ 25478–91 і з урахуванням прогнозування значення q_1 і q_2 для деяких автомобілів підвищеної прохідності приведені в таблиці 2.2. Значення ці можуть змінюватися при зміні вимог нормативних документів.

Таблиця 2.2 – Необхідні значення коефіцієнтів використання навантаження при перевірці передніх і задніх коліс автомобілів підвищеної прохідності

Автомобіль	Споряджена маса m_a , кг	Коефіцієнт розподілу гальмівних сил β^*	Потрібний коефіцієнт використання навантаження $q_{\text{усл}}$			
			за ГОСТ 25478-91		враховуючи прогнозування	
			Передні	Задні	Передні	Задні
1	2	3	4	5	6	7
Audi Allroad quattro 2,7T	1795	0,652	0,913	0,586	1,194	0,766
BMW X5 3.0i	1990	0,654	0,913	0,585	1,193	0,765
Chevrolet Tahoe 4WD	2370	0,654	0,911	0,586	1,182	0,766
Subaru Forester 2,0	1375	0,715	0,971	0,498	1,27	0,652
Honda CR-V LS	1490	0,652	0,911	0,587	1,192	0,768
Isuzu Trooper 3,5 V6LS	2059	0,652	0,908	0,59	1,188	0,771
Jeep Cherokee V6 3,7	1867	0,653	0,914	0,585	1,195	0,765
Range Rover 4,0	2090	0,652	0,914	0,585	1,195	0,766
Lexus RX400 4WD	1830	0,653	0,914	0,585	1,195	0,765
Mercedes ML-430	2015	0,65	0,91	0,589	1,191	0,771
Mercedes G500	2395	0,65	0,916	0,585	1,197	0,766
Mitsubishi Pajero 3,5 GDI GLS	2095	0,651	0,907	0,592	1,186	0,773
Nissan Terrano II 2,7TD	1875	0,652	0,912	0,587	1,193	0,768

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7
Subaru Impreza 2,0	1200	0,651	0,905	0,593	1,184	0,776
Suzuki Jimny 1,3 4WD	1040	0,69	0,962	0,524	1,259	0,686
Volkswagen Toureg V6	2215	0,61	0,875	0,638	1,145	0,835
Toyota Land Cruiser Prado	1750	0,651	0,907	0,591	1,187	0,773
Toyota RAV-4	1420	0,67	0,902	0,583	1,18	0,763
Volvo V70 2,4T AWD	1560	0,650	0,912	0,588	1,193	0,769
KIA Sportage 2,0 ДОНС	1440	0,651	0,907	0,591	1,187	0,773
ВАЗ-2121 "Нива"	1150	0,624**	0,807	0,703	1,055	0,92
ЛуАЗ-968М	960	0,7	0,842	0,629	1,102	0,823

* – значення β прийняті за аналогією з автомобілями близьких параметрів;

** – зазначені дійсні значення β .

Як видно з таблиці 2.2, необхідні значення q досить високі і часто перевершують можливості стендів.

На силових стендах з рифленими сталевими роликами коефіцієнт зчеплення φ складає 0,8, при базальтових роликах - 0,6...0,7 [3].

На рифлених роликах силового стенда досягається $q = 0,6$, на бетонних роликах – 0,7, а φ шини з гладким сталевим барабаном дорівнює 0,53.

В роботі [3] при гальмуванні коліс на інерційному стенді з гладкими сталевими барабанами досягнуті значення $q = 0,8...0,9$ при швидкості 30 км/год і 0,95...1,1 при 80 км/год.

Можлива причина, що невідповідність q коефіцієнту зчеплення φ при перевірці силовим і інерційним методом викликана різним темпом прикладання тангенціального зусилля [3].

На інерційних і кращих силових стендах можна досягти $q \approx 1$, хоча для більшості силових стендів $q = 0,6 - 0,7$.

Наступним етапом стосується діагностування автомобіля при тягових випробуваннях.

Коефіцієнт зчеплення шини з барабаном при тягових випробуваннях значно нижче, ніж при гальмівних ($\phi \approx 0.5$), а тому $q = 0,5 \dots 0,6$. Коефіцієнт використання навантаження $q_{усл}$ при цьому буде виглядати так:

$$q_{П_{усл}} = \frac{2M_{КР_{II}}}{R \cdot G_{П_{ст}}}; \quad q_{З_{усл}} = \frac{2M_{КР_{З}}}{R \cdot G_{З_{ст}}}, \quad (3.5)$$

де $M_{КР_{II}}$, $M_{КР_{З}}$ – крутні моменти, на передніх і задніх колесах.

Необхідні значення коефіцієнта використання навантаження $q_{усл}$ для тягових випробувань для деяких автомобілів 4×4 приведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Необхідні значення коефіцієнтів використання навантаження $q_{усл}$ при тягових випробуваннях передніх і задніх коліс автомобілів 4×4

Автомобіль	Динамічний радіус колеса R , м	Крутний момент на колесі $M_{КР}$, Н*м	Тягова сила на колесі P_T , Н	$q_{усл}$	
				Передні	Задні
1	2	3	4	5	6
Audi Allroad quattro 2,7Т	0,320	296,6	926,9	0,193	0,232
BMW X5 3.0 i	0,344	276,8	804,7	0,151	0,182
Chevrolet Tahoe 4WD	0,358	277,8	776	0,122	0,148
Subaru Forester 2,0	0,330	148	448,5	0,118	0,152
Honda CR-V LS	0,311	126,8	407,7	0,102	0,123
Isuzu Trooper 3,5 V6LS	0,347	217,5	626,8	0,113	0,138
Jeep Cherokee V6 3,7	0,341	196,4	576	0,115	0,139

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6
Range Rover 4,0	0,342	235,8	689,5	0,123	0,148
Lexus RX4004WD	0,336	227,3	676,5	0,138	0,166
Mercedes ML-430	0,343	246,4	718,4	0,133	0,16
Mercedes G500	0,342	352,1	1029,5	0,161	0,192
Mitsubishi Pajero 3,5 GDI GLS	0,359	252,3	702,8	0,125	0,152
Nissan Terrano II 2,7TD	0,339	217	640,1	0,127	0,154
Subary Impreza 2,0	0,303	211,2	697	0,215	0,118
Suzuki Jimny 1,3 4WD	0,311	101,6	326,7	0,117	0,142
Volkswagen Toureg V6	0,366	215,9	590	0,102	0,116
Toyota Land Cruiser Prado	0,359	209,6	583,8	0,124	0,151
Toyota RAV-4	0,351	141,6	403,3	0,102	0,134
Volvo V70 2,4T AWD	0,298	190,8	640,3	0,154	0,184
KIA Sportage 2,0 DОНС	0,311	147,2	473,3	0,122	0,148
ВАЗ-2121 “Нива”	0,350	138	394,3	0,118	0,171
ЛуАЗ-968М	0,291	65,2	224,1	0,075	0,131

Отже вимогам найкраще відповідають інерційні тягово-гальмівні стенди, тому що поверхня їх бігових барабанів гладка, а на силових комбінованих стендах – рифлена (це робиться, щоб одержати необхідний коефіцієнт зчеплення при гальмівних випробуваннях), а це у свою чергу може призвести до пошкодження шини на великих швидкостях випробувань.

При перевірці ГС на СББ колеса під дією тангенціальних сил у контактах з барабанами зміщуються назад, а при тягових випробуваннях – уперед. Таким чином, при діагностуванні систем і вузлів автомобіля існує тенденція до його самовиїзду. Виходячи з цього, необхідно забезпечити стійке положення ДТЗ при перевірці.

Правильний вибір геометрії стенда підвищує стійкість. Однак при перевірці, наприклад, стоянкової ГС вдержати машину на стенді без додаткових кріплень практично неможливо. На повноопорному стенді ж без закріплення автомобіля стійкість не забезпечується

Крім того, при перевірці на повноопорних СББ можуть відбуватися поперечні переміщення автомобіля через непаралельність мостів. Існує, як мінімум, два вирішення цієї проблеми: застосування відбійних роликів, що ставляться з боків автомобіля й впираються в його колеса; установка одного блоку стенда на рухомій рамі, що має можливість поздовжнього переміщення і повороту в горизонтальній площині. Останній варіант дає можливість діагностувати автомобілі з різною колісною базою на одному стенді, тобто уніфікувати стенд. Після самовстановлення рухомого блоку його фіксують пластинчастим гальмом. Вимоги стійкості найбільше легко задовольнити на інерційних повноопорних СББ, тому що відомі силові стенди взагалі не дозволяють одночасно перевіряти гальма всіх коліс ДТЗ.

2.3 Обґрунтування варіантів реалізації роликів блоків для повноопорного стенду

Стенди з біговими барабанами (СББ) звичайно універсальні, на них застосовуються оборотні електромашини постійного струму, які можуть працювати як двигун (наприклад, при перевірці гальм) і як генератор, тобто електричне гальмо, при перевірці тягово-економічних властивостей автомобіля. Стенди можуть бути одноосними або повноопорними (рис. 2.3) (тобто, на ББ встановлюють одночасно або два колеса однієї осі, або всі колеса автомобіля). В обох випадках автомобіль доводиться встановлювати вельми ретельно, щоб вісь колеса і вісь барабана лежали на одній вертикалі, і надійно кріпити, щоб уникнути з'їзду автомобіля зі стенда.

Наведемо переваги і недоліки таких стендів: хороша імітація всіх реальних режимів роботи автомобіля – і висока початкова вартість стенду, висока собівартість перевірок, відносний не великий підготовчо-заклучний час. Що дозволяє масово застосовувати СББ при експлуатаційних перевірках.

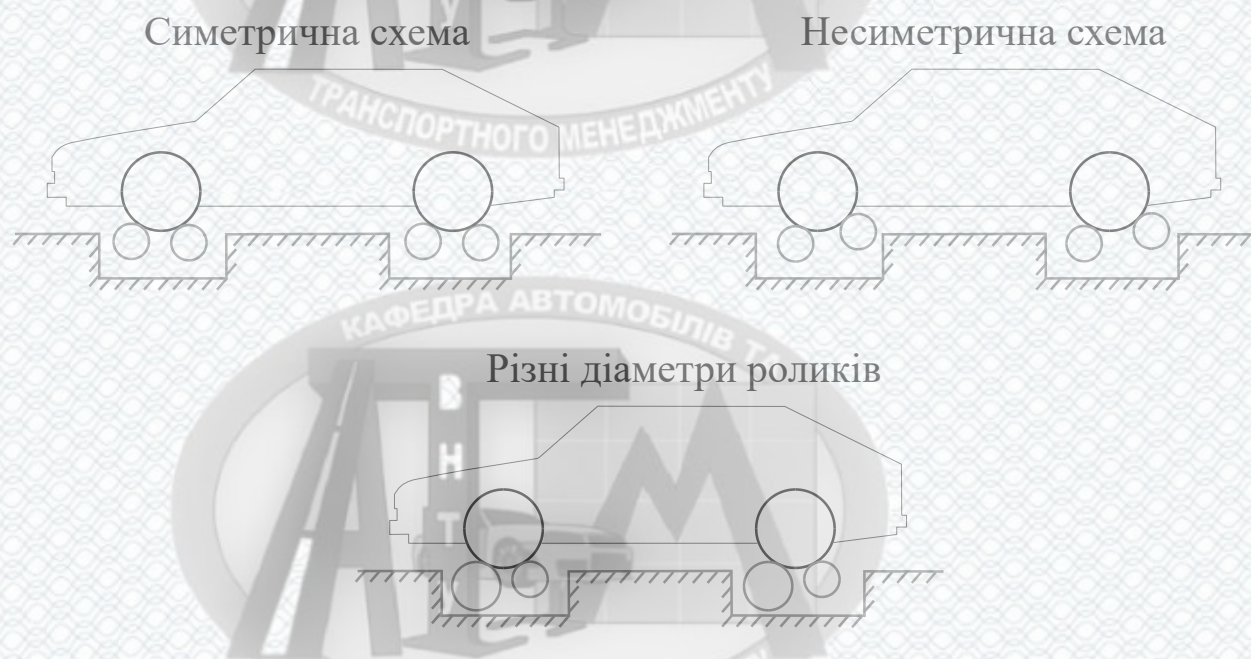


Рисунок 2.3 – Розташування роликів повноопорного роликового стенда

Отже для перевірки двигуна і гальм в експлуатації широко застосовують роликові стенди, на яких кожне колесо, що перевіряється, спирається на пару паралельних роликів, тобто ББ невеликого діаметра, від 100 до 600 мм, частіше 240...420 мм. В літературі іноді і такі стенди називають "СББ", але краще застосовувати термін "роликовий стенд" (РС), рекомендований термінологічними стандартами. Звичайно обидва робочих ролика мають однаковий діаметр і встановлені на одній висоті – симетрична схема. Іноді один ролик ставлять вище за інший – несиметрична схема – чи другий ролик відсутній взагалі. Зрідка зустрічаються РС з різним діаметром роликів: більший ролик ставлять там, де діють великі радіальні сили, а отже, більший опір коченню. Розрізняють РС одноосні та повноопорні. Одноосні стенди дешевше, але при перевірці гальм автомобіль

доводиться ставити на такий стенд спочатку передніми колесами, потім задніми, що збільшує час перевірки, а значить і вартість.

Також одноосний стенд не зможе діагностувати повнопривідні автомобілі з мостами, що не відключаються. Це подовжує час перевірки і збільшує потрібні розміри поста з причини цих недоліків застосування такого типу стенду є не раціональним.

Повноопорні стенди застосовують частіше як універсальні обкатні тягово-гальмівні стенди на автомобільних та авторемонтних заводах. Інший приклад застосування повноопорного стенду – коли будують пост діагностики в існуючому підприємстві і просто немає місця для поста з установкою автомобіля в дві позиції.

Схема роликів блоків, на які опираються колеса, можуть бути двох варіантів: симетрична та несиметрична (зображено на рисунку 2.3). Звичайно перевагу віддають несиметричній схемі, бо вона має такі переваги:

- менша металоємність;
- менша ціна;
- коефіцієнти зчеплення на задньому блоці вище при тягових та гальмівних випробуваннях;
- конструктивно простіше підібрати приведену масу стенду.

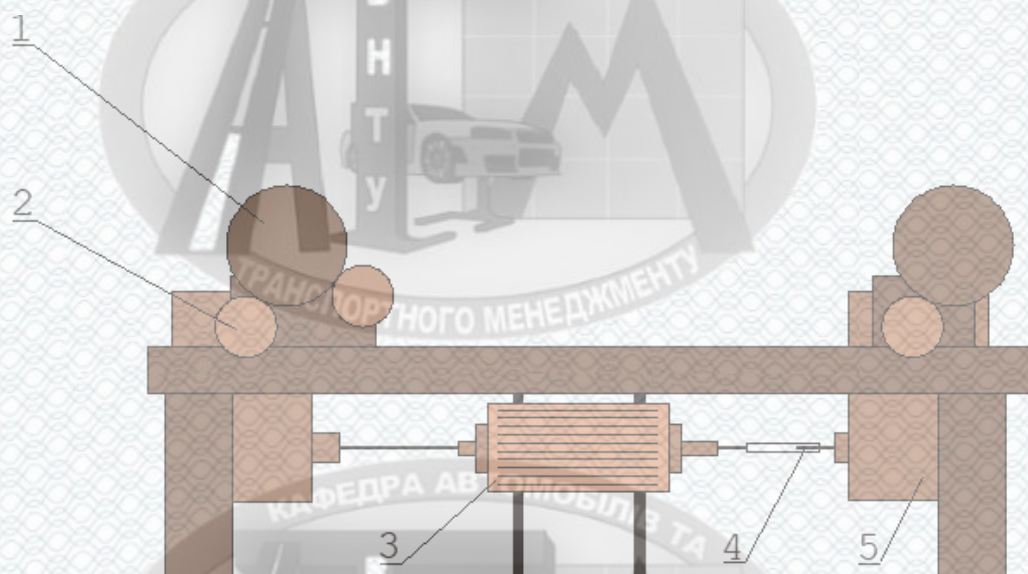
2.4 Запропоновані варіанти компоувальних схем стенду для діагностування автомобілів підвищеної прохідності

Запропоновані наступні варіанти компоувальних схем стенду для діагностування автомобілів підвищеної прохідності (рис. 2.4 – 2.6):

- з черв'ячним редуктором;
- з поводковим типом приводу;
- з ланцюговим типом приводу.

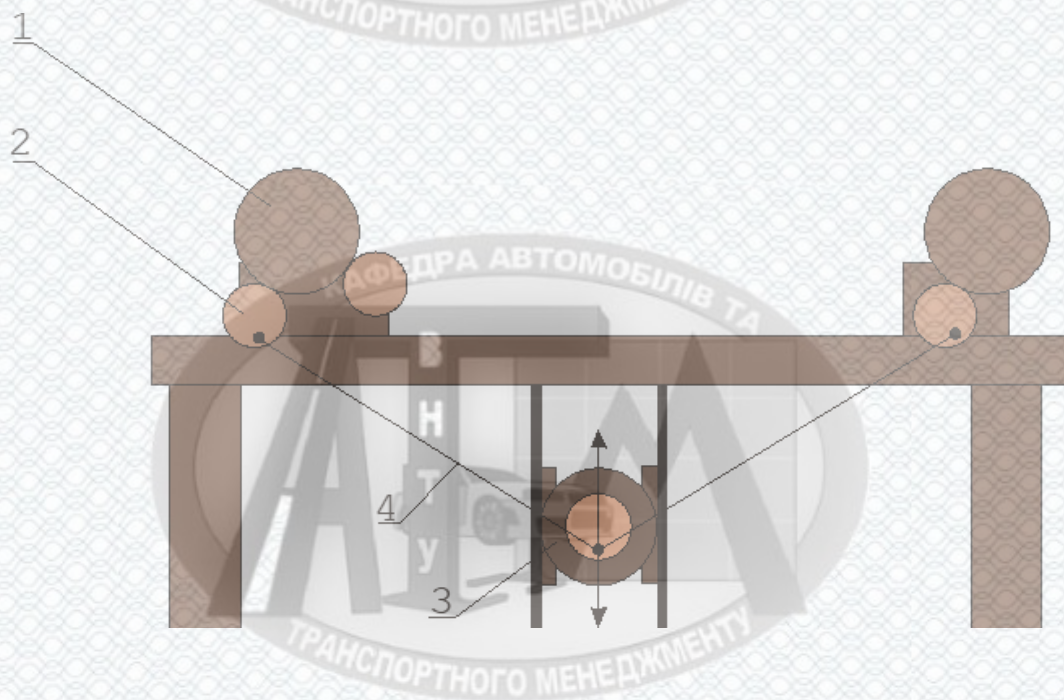
Отже запропонована схема перевірки гальмівної системи наведена на рисунку 2.7. Зовнішній вигляд стенду та його елементів наведений на рис. 2.8 – 2.11.

Запропонована імпульсно-цифрова система вимірювання кутової швидкості та прискорення з фотодатчиком наведена на рис. 2.12.



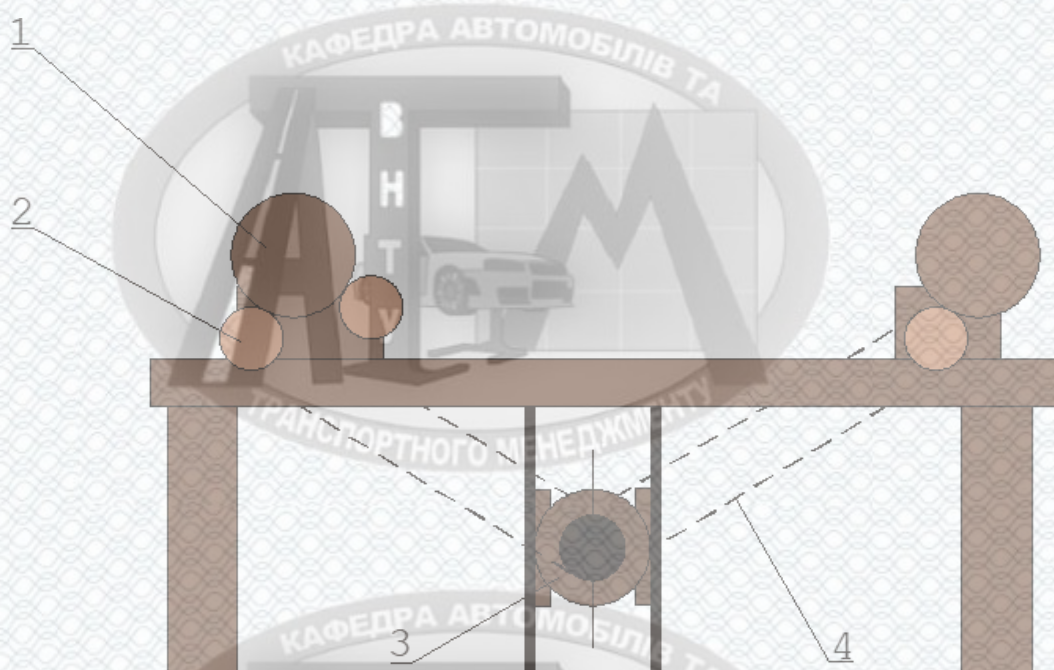
1 - колесо автомобіля, 2 - барабан, 3 - навантажувальний пристрій,
4 - карданний шарнір, 5 - черв'ячний редуктор

Рисунок 2.4 – Схема приводу стану з черв'ячним редуктором



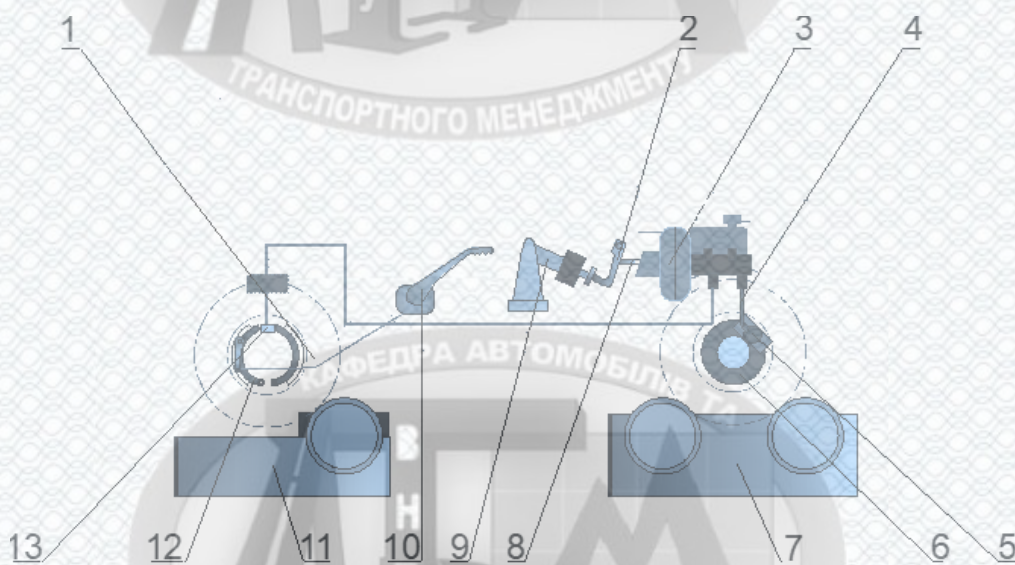
1- колесо автомобіля, 2 - барабан, 3 – навантажувальний пристрій,
4 – спарювач (поводок)

Рисунок 2.5 – Схема приводу стану з поводковим типом приводу



1 - колесо автомобіля, 2 - барабан, 3 - навантажений пристрій, 4 - ланцюг

Рисунок 2.6 – Схема приводу стенду з ланцюговим типом приводу



1-автомобіль, 2-гальмівна педаль, 3-підсилювач гальм, 4-передій гальмівний контур, 5-гальмівний циліндр, 6-гальмівний диск, 7-передній блок стенда, 8-шток, 9-пневмонога, 10-ручне гальмо, 11-задній (рухомий) блок стенда, 12-гальмівні колодки, 13-задній гальмівний циліндр

Рисунок 2.7 – Запропонована схема перевірки гальмівної системи



Рисунок 2.8 – Запропонована схема стенду перевірки гальмівної системи



Рисунок 2.9 – Зовнішній вигляд стенду та його елементів

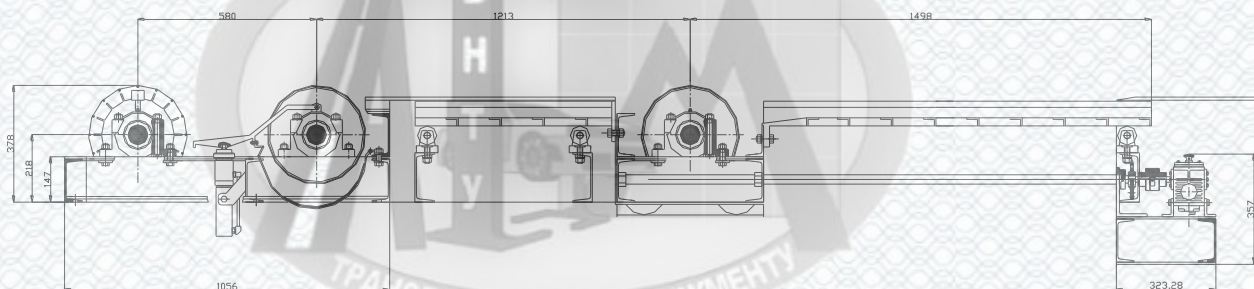


Рисунок 2.10 – Вид збоку

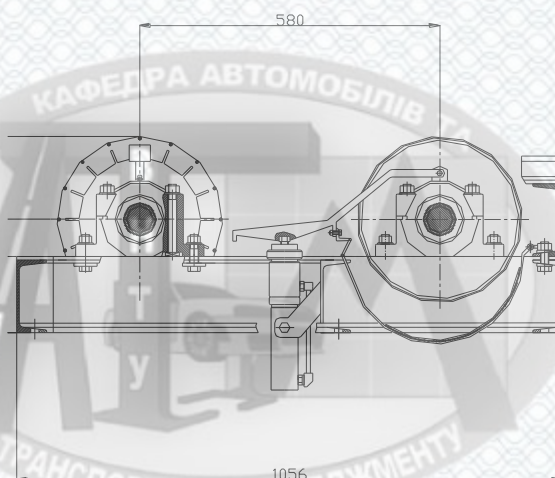
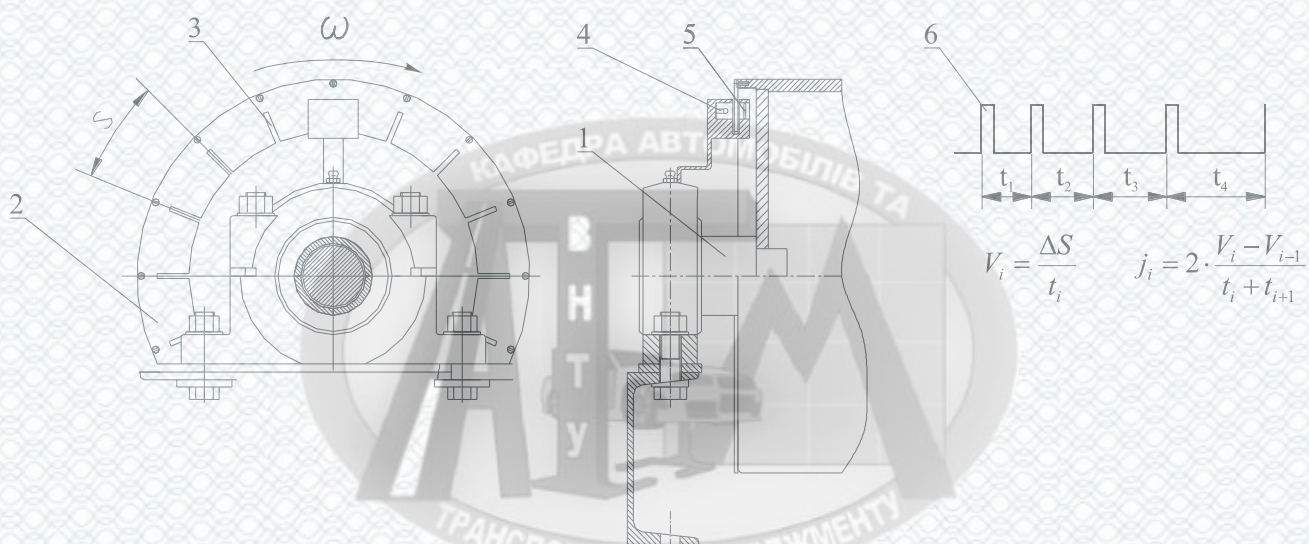


Рисунок 2.11 – Механізм підйому передніх коліс (вид збоку)



1 – вал; обтюратор; 3 - пази; 4 – лампочка; 5 – фотоелемент; 6 - імпульс

Рисунок 2.12 – Система вимірювання кутової швидкості та прискорення

2.5 Висновки до розділу

Як виявилось з розділу повноопорні стенди для діагностування тягових якостей дають можливість імітувати як характерні швидкісні так і навантажувальні режими роботи автомобілів підвищеної прохідності, при цьому постійно визначати потужність, витрату палива, опір трансмісії й роботи відповідні регулювання на автомобілі.

Автором була розглянута класифікація стендів, методів та можливих засобів та діагностування гальм, проаналізовані вимоги до методів та засобів перевірки як гальмівних так і тягових властивостей.

Отже на силових стендах з рифленими сталевими роликами коефіцієнт зчеплення ϕ складає 0,8, при базальтових роликах - 0,6...0,7 [3]. На рифлених роликах силового стенда досягається $q = 0,6$, на бетонних роликах – 0,7, а ϕ шини з гладким сталевим барабаном дорівнює 0,53. В роботі [3] при гальмуванні коліс на інерційному стенді з гладкими сталевими барабанами досягнуті значення $q = 0,8...0,9$ при швидкості 30 км/год і 0,95...1,1 при 80 км/год.

В результаті були запропоновані компоновальні схеми стенду в трьох виконаннях приводу: з черв'ячним редуктором; з повідковим типом приводу; з ланцюговим типом приводу та запропонована схема перевірки гальмівної системи, запропонована також система вимірювання кутової швидкості та прискорення.

РОЗДІЛ 3 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ СТЕНДУ

3.1 Аналіз сил взаємодії автомобіля підвищеної прохідності зі стендом при проведенні випробувань (гальмівних та тягово-швидкісних)

Саме в попередньому розділі були розглянуті можливі схеми роликів блоків повноопорного стенда для автомобілів підвищеної прохідності і показано, що кращою за реалізацією високих тангенціальних сил є так звана схема 2+1, тобто подвійні ролики під передніми колесами та одинарні під задніми. Розрахункова схема автомобіль підвищеної прохідності - стенд показана на рисунку 3.1. Розглянемо режим гальмівних випробувань при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді.

Автомобіль розглянемо як три маси: кузов і два мости з колесами. Модель (кінетостатична) розглянутої системи має містити в собі рівняння рівноваги цих трьох тіл і рівняння руху роликів і коліс. Рівняння рівноваги переднього колеса:

$$\Sigma X = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - H_1 = 0, \quad (3.1)$$

$$\Sigma Y = -T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{II} + G_{II}) = 0. \quad (3.2)$$

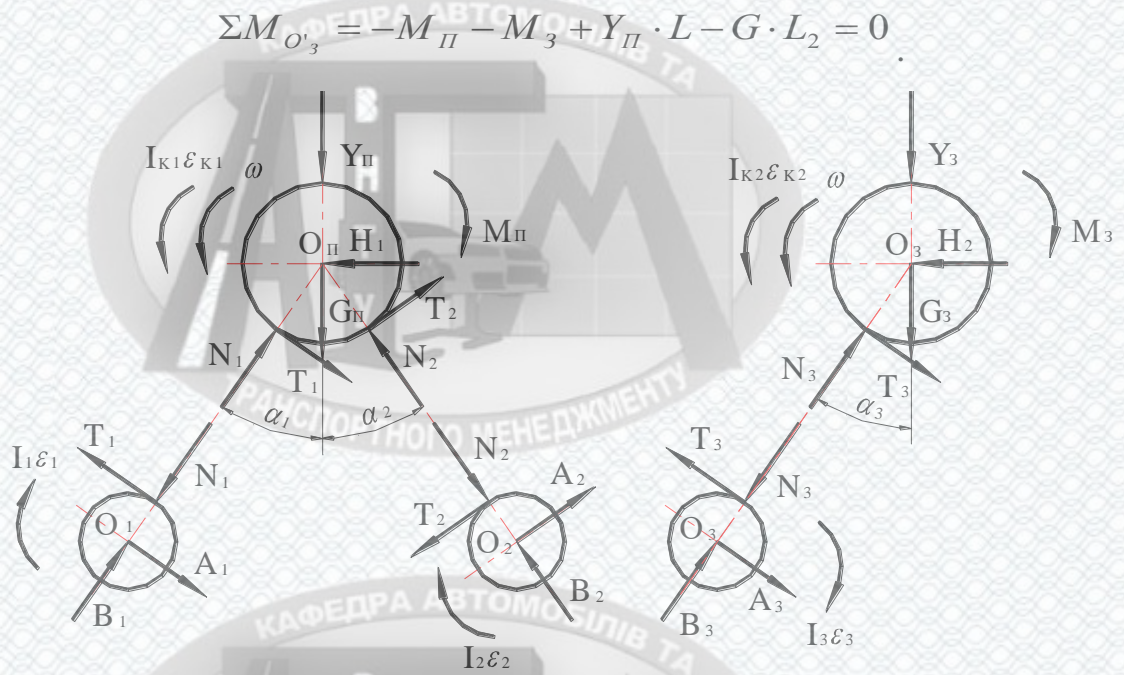
Рівняння рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - H_2 = 0, \quad (3.3)$$

$$\Sigma Y = -T_3 \cdot \sin \alpha_3 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (3.4)$$

Рівняння рівноваги кузова:

$$\Sigma X = H_1 + H_2 - H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{II} + Y_3 = 0, \quad (3.5)$$



H_1, Y_{Π} – складові зусилля в передній підвісці; H_2, Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні; M_n, M_3 – гальмівні моменти на переднім і заднім колесах; G, G_{Π}, G_3 – маси кузова без передніх і задніх мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колісьми; T, N – тангенціальні та нормальні зусилля в контактах коліс із робочими роликами стенда; A, B – складові реакції у підшипникових опорах робочих роликів; I – момент інерції обертального тіла (колеса, робочого ролика); ω, ε – кутова швидкість та кутове прискорення обертального тіла

Рисунок 3.1 – Система автомобіль-стенд (при перевірці передніх і задніх гальм на інерційному стенді) без силового зв'язку між робочими роликами

Рівняння руху передніх коліс:

$$M_{\Pi} - I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} - (T_1 + T_2) \cdot R = 0, \quad (3.6)$$

Рівняння руху задніх коліс:

$$M_3 - I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} - T_3 \cdot R = 0, \quad (3.7)$$

Залежності руху роликів:

$$I_1 \cdot \varepsilon_1 - T_1 \cdot r = 0, \quad I_2 \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r = 0, \quad (3.8)$$

$$I_3 \cdot \varepsilon_3 - T_3 \cdot r = 0.$$

Тут система рівнянь являється статично невизначеною. Лише зайва невідома одна – невідома величина H_1 , значення якої можна знайти, вводячи додатково рівняння сумісності переміщень, як то описане в роботі [6].

Залежності зусиль в передній і задній підвісках (вертикальні):

$$Y_{II} = \frac{G \cdot L_2 + (M_{II} + M_3)}{L}; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 - (M_{II} + M_3)}{L}. \quad (3.9)$$

Залежності для визначення навантаження на колеса:

$$G_{кп} = Y_{II} + G_{II} = G_{IIcr} + \frac{M_{II} + M_3}{L}; \quad G_{3п} = Y_3 + G_3 = G_{3cr} - \frac{M_{II} + M_3}{L}. \quad (3.10)$$

Залежності для радіальних реакцій N_1, N_2, N_3 , при гальмівних випробуваннях:

$$N_1 = \frac{M_{II} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L} - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha_2} \right] + G_{IIcr}}{\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2}; \quad (3.11)$$

$$N_2 = \frac{M_{II} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha_1} \right] + G_{IIcr}}{\cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}; \quad (3.12)$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot \left[-\frac{1}{(1-\beta) \cdot L} + \frac{m_3 \cdot \sin \alpha_3}{m_{c2} \cdot R} \right] + G_{3cr}}{\cos \alpha_3}. \quad (3.13)$$

Саме для симетричної схеми переднього блоку ці ж залежності будуть такі:

$$N_1 = \frac{M_{II} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{IIcr}}{2 \cdot \cos \alpha'}; \quad (3.14)$$

$$N_2 = \frac{M_{II} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{IIcr}}{2 \cdot \cos \alpha'} \quad (3.15)$$

Залежності для визначення гальмівних моментів за проковзуванням:

$$M_{II1} = \frac{\phi \cdot G_{IIcr} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot \left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \right]} \quad ; \quad (3.16)$$

$$M_{II2} = \frac{\phi \cdot G_{IIcr} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \right]} \quad ; \quad (3.17)$$

$$M_3 = \frac{\phi \cdot G_{3cr} \cdot m_{C2} \cdot R}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 - \phi \cdot \sin \alpha_3) + \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot R}{(1 - \beta) \cdot L}} \quad (3.18)$$

Залежності для визначення коефіцієнтів використання навантаження:

$$q_{II1ycl} = \frac{\phi \cdot m_{C1}}{m_1 \cdot \left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) - \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \right]} \quad ; \quad (3.19)$$

$$q_{II2ycl} = \frac{\phi \cdot m_{C1}}{m_2 \cdot \left(\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right) - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) + \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \right]} \quad ; \quad (3.20)$$

$$q_{3ycl} = \frac{\phi \cdot m_{C2}}{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 - \phi \cdot \sin \alpha_3) + \frac{\phi \cdot m_{C2} \cdot R}{(1 - \beta) \cdot L}} \quad (3.21)$$

Залежності моментів для стендів симетричної схеми:

$$M_{II1} = \frac{\phi \cdot G_{IIcr} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \right]} \quad ; \quad (3.22)$$

$$M_{II2} = \frac{\phi \cdot G_{IIcr} \cdot m_{C1} \cdot R}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot \left[m_{C1} \cdot R \cdot \left(\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L} \right) + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \right]} \quad ; \quad (3.23)$$

$$q_{\Pi_{1ycl}} = \frac{\phi \cdot m_{c1}}{m_1 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{c1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{1}{\beta \cdot L}) - \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'}]} ; \quad (3.24)$$

$$q_{\Pi_{2ycl}} = \frac{\phi \cdot m_{c1}}{m_2 \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \phi \cdot [m_{c1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{1}{\beta \cdot L}) + \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'}]} . \quad (3.25)$$

Розглянемо режим тягових випробувань при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді.

Розрахункова схема силової взаємодії автомобіль - стенд у тяговому режимі представлена на рисунку 3.2.

Рівняння рівноваги переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + H_1 = 0 , \quad (3.26)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{\Pi} + G_{\Pi}) = 0. \quad (3.27)$$

де M_{Kp1} , M_{Kp3} – крутні моменти на передньому і задньому колесах

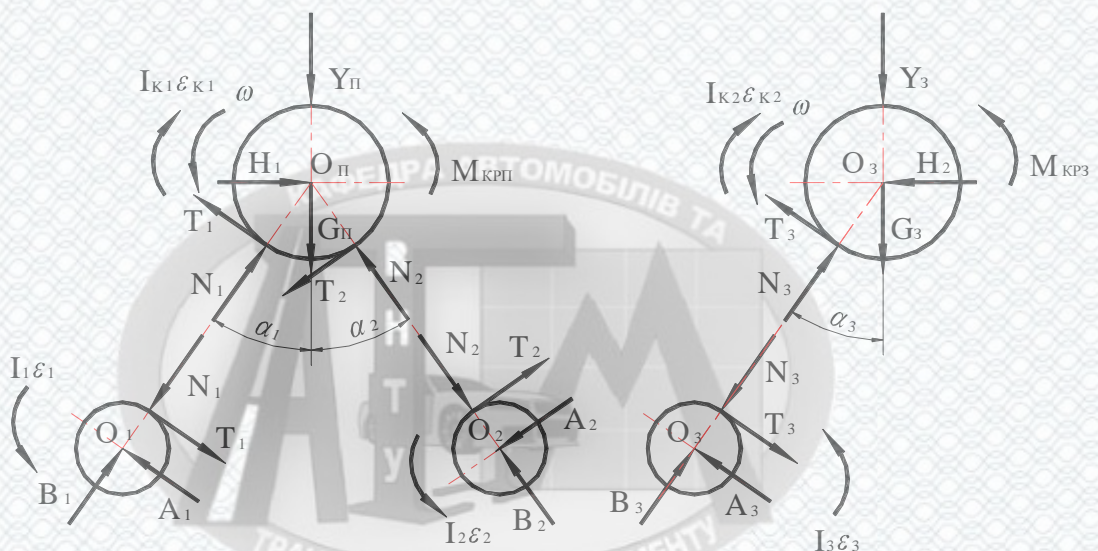


Рисунок 3.2 – Схема сил у системі автомобіль-стенд при перевірці тягового зусилля на інерційному стенді без силового зв'язку між роликками

Залежності для рівняння рівноваги переднього колеса:

$$\Sigma X = -T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 + H_1 = 0, \quad (3.26)$$

$$\Sigma Y = T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{II} + G_{II}) = 0. \quad (3.27)$$

Залежності для рівняння рівноваги заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - H_2 = 0, \quad (3.28)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (3.29)$$

Залежності для рівняння рівноваги кузова:

$$\Sigma X = -H_1 + H_2 - H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{II} + Y_3 = 0, \quad (3.30)$$

$$\Sigma M_{O_3} = M_{KPI} + M_{KP3} + Y_{II} \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Залежності для рівняння руху передніх коліс:

$$-M_{KPI} + I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} + (T_1 + T_2) \cdot r = 0. \quad (3.31)$$

Залежності для рівняння руху задніх коліс:

$$-M_{KP3} + I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} + T_3 \cdot R = 0. \quad (3.32)$$

Залежності для рівняння руху роликів:

$$-I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r = 0, \quad -I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r = 0, \quad (3.33)$$

$$-I_3 \cdot \varepsilon_3 + T_3 \cdot r = 0.$$

У даному випадку система рівнянь також є статично невизначеною. Зайвою невідомою є величина H_1 , значення якої можна знайти, як вказано вище.

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{II} = \frac{G \cdot L_2 - (M_{KP II} + M_{KP3})}{L} ; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 + (M_{KP II} + M_{KP3})}{L} . \quad (3.34)$$

Залежності для рівняння навантаження на колеса:

$$G_{KII} = Y_{II} + G_{II} = G_{IIcr} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L} ; \quad G_{3II} = Y_3 + G_3 = G_{3cr} + \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L} . \quad (3.35)$$

Залежності для рівняння радіальних реакції N_1 , N_2 , N_3 , при тягових випробуваннях:

$$N_1 = \frac{M_{KP II} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha_2} \right] + G_{IIcr} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}}{\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2} ; \quad (3.36)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP II} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha_1} \right] + G_{IIcr} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}}{\cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1} ; \quad (3.37)$$

$$N_3 = \frac{-\frac{m_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot M_{KP3}}{m_{c2} \cdot R} + G_{3cr} + \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}}{\cos \alpha_3} . \quad (3.38)$$

Для симетричної схеми переднього блоку ці ж вирази будуть мати вигляд:

$$N_1 = \frac{M_{KP II} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{IIcr} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'} ; \quad (3.39)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP II} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{c1} \cdot R \cdot \sin \alpha'} \right] + G_{IIcr} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos \alpha'} . \quad (3.40)$$

Важливим є питання про величину горизонтальної реакції в кріпильному з'єднанні. Це питання є актуальним, тому що по величині (а також по напрямку) реакції ми будемо судити про безпеку перевірки автомобілів 4×4 на повноопорному стенді.

Згідно з прийнятою раніше конструкцією і геометрією стенда (ролик заднього блоку висунутий щодо осі колеса вперед) сила H спрямована аналогічно гальмівним випробуванням, тобто відпадає необхідність додаткового кріплення автомобіля ззаду.

3.2 Дослідження показників стійкості, розробка математичної моделі процесу гальмування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді

Запропонуємо рівняння зв'язку залежності показника ефективності гальмування автомобіля записати як:

$$\gamma_T = f(R_Z, R_X, \phi, G_K), \quad (3.41)$$

де R_Z - нормальна реакція з боку бігового барабана;

R_X - поздовжня реакція;

ϕ - коефіцієнт зчеплення;

G_K - навантаження, що припадає на колесо.

Залежність нормальної реакції, яка виражена поліномом:

$$R_Z = f(\beta, G_K, \xi, d_B, L_B), \quad (3.42)$$

де β - кут між нормальними реакціями;

ξ - непаралельність осі автомобіля щодо осі стенда;

d_B - діаметр бігового барабана;

L_B - міжцентрову відстань між біговими барабанами.

Залежність поздовжньої реакція, яка виражена поліномом

$$R_x = f\left(R_z, \phi, S, \eta_{ij}, J_{ij}, M_T, t_C, P_i, \dot{P}_i\right), \quad (3.43)$$

де S - коефіцієнт проковзування колеса з еластичною шиною;

M_T - гальмівний момент;

η_{ij} - ККД силового приводу стенду;

J_{ij} - інерційність механізмів стенду;

t_C - час спрацьовування гальмівної системи;

P_{ij} - робоче тіло, стиснуте до тиску;

\dot{P}_{ij} - змінний тиск робочого тіла.

Коефіцієнт проковзування колеса з еластичною шиною на роликах діагностичного стенда

$$S = f\left(M_T(t), \omega_K, \omega_B, \phi, \alpha, C_{ПРИВ}\right), \quad (3.44)$$

де ω_K - кутова швидкість колеса;

ω_B - кутова швидкість бігового барабана стенду;

α - кут закручування елементів колісного вузла;

$C_{ПРИВ}$ - жорсткість елементів колісного вузла.

Для проведення аналітичних досліджень автомобіль представлений як коливальна система з підресореною масою у вигляді твердого тіла, що володіє трьома ступенями свободи (рис. 3.3.). Підвіска автомобіля представлена у вигляді

паралельно працюючих пружних елементів і демпферів. Модель не враховує дію бічних сил на автомобіль. Особлива увага приділяється процесу взаємодії коліс з біговими барабанами стенду в поздовжньому напрямку.



Рисунок 3.3 – Схема процесу гальмування автомобіля на роликах стенда при незначній непаралельності осей автомобіля і стенду

Отже диференціальні рівняння руху автомобіля складено в проекціях на осі координат. Після рішення щодо старших похідних вони запишуться в наступному вигляді:

Залежність для вісі OX:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = (F_{T1}^{II} \cdot \cos \beta_1^{II} + F_{T2}^{II} \cdot \cos \beta_2^{II} + R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_1^{II} - R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_2^{II} - F_{OIP}^{II} + F_{T1}^{II} \cdot \cos \beta_1^{II} + F_{T2}^{II} \cdot \cos \beta_2^{II} + R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_1^{II} - R_{Z1}^{II} \cdot \sin \beta_2^{II} - F_{OIP}^{II}) / M; \quad (3.45)$$

Залежність для вісі OZ:

$$\frac{d^2 z^{II}}{dt^2} = (-F_{T1}^{II} \cdot \sin \beta_1^{II} + F_{T2}^{II} \cdot \sin \beta_2^{II} + R_{Z1}^{II} \cdot \cos \beta_1^{II} + R_{Z2}^{II} \cdot \cos \beta_2^{II} - F_{II}^{II} - M_p \cdot g) / M_p; \quad (3.46)$$

$$\frac{d^2 z''}{dt^2} = (-F_{T1}'' \cdot \sin \beta_1'' + F_{T2}'' \cdot \sin \beta_2'' + R_{Z1}'' \cdot \cos \beta_1'' + R_{Z2}'' \cdot \cos \beta_2'' - F_{II}'' - M_p \cdot g) / M_p ; \quad (3.47)$$

Залежність для вісі O'Z':

$$\frac{d^2 z'}{dt^2} = \frac{F_{II}'' + F_{II}''}{M_1} - g, \quad (3.48)$$

де F_{T1}'' , F_{T1}'' , F_{T2}'' и F_{T2}'' – гальмівні сили на колесах;

R_{Z1}'' , R_{Z2}'' , R_{Z1}'' , и R_{Z2}'' – нормальні реакції, що виникають від радіальної деформації шин при їх торканні з біговими барабанами;

F_{II}'' и F_{II}'' – зусилля, які виникають в підвісці автомобіля зліва і справа;

M – маса, яка припадає на вісь автомобіля;

M_1 – підресорена маса автомобіля;

M_p – непідресорена маса автомобіля.

Далі нормальні реакції R_{Z1}'' и R_{Z2}'' , що виникають від радіальної деформації шин при їх контакті з біговими барабанами, наведемо у вигляді:

$$R_{Z1}'' = \begin{cases} C_{ш} \cdot \Delta h_{c1} - K_{ш} V_{HC1}, & \text{якщо } \Delta h_{c1} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{c1} \leq 0 \end{cases} \quad \text{и} \quad R_{Z2}'' = \begin{cases} C_{ш} \cdot \Delta h_{c2} - K_{ш} V_{HC2}, & \text{якщо } \Delta h_{c2} > 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta h_{c2} \leq 0 \end{cases}, \quad (3.49)$$

де $C_{ш}$ – радіальна жорсткість шини;

Δh_{c1} и Δh_{c2} – деформації шини в радіальному напрямку;

V_{HC1} и V_{HC2} – швидкості деформацій шини;

$K_{ш}$ – коефіцієнт демпфування шини.

Для визначення деформації шин на роликах стенда розроблено математичний опис геометрії положення коліс:

$$\Delta h_{c1} = r_c + r_b - L_{c1}; \quad \Delta h_{c2} = r_c + r_b - L_{c2}, \quad (3.50)$$

де r_C - вільний радіус колеса;

r_B - радіус бігового барабана;

L_{C1} і L_{C2} - відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів (рис. 3.4).

Відстані між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися за формулами:

$$L_{C1} = \sqrt{(h_{НАЧ} - Z)^2 + (0,5L_b + X)^2}, \quad L_{C2} = \sqrt{(h_{НАЧ} - Z)^2 + (0,5L_b - X)^2}, \quad (3.51)$$

де $h_{НАЧ}$ - відстань, при якій колесо дотикається бігових барабанів, але при цьому відсутня деформація шини:

$$h_{НАЧ} = \sqrt{(r_C + r_B)^2 - (0,5L_b)^2}. \quad (3.52)$$

Косинуси кутів β_1 і β_2 між центром осі обертання колеса і центрами осей обертання бігових барабанів визначалися за теоремою Піфагора:

$$\cos \beta_1 = \frac{h_{НАЧ} - Z}{\sqrt{(h_{НАЧ} - Z)^2 + (0,5L_b + X)^2}} \quad \text{і} \quad \cos \beta_2 = \frac{h_{НАЧ} - Z}{\sqrt{(h_{НАЧ} - Z)^2 + (0,5L_b - X)^2}}. \quad (3.53)$$

Зусилля F_{II} , які створюються в підвісці при деформації пружних елементів і роботі амортизаторів, визначалися за формулою:

$$F_{II} = \Delta h_{II} \cdot C_{II} - K_{II} \cdot \frac{dZ}{dt}, \quad (3.54)$$

де Δh_{II} - деформація пружних елементів підвіски;

C_{II} – жорсткість пружних елементів підвіски;

K_{II} – коефіцієнт демпфірування;

$\frac{dZ}{dt}$ – швидкість деформації пружних елементів підвіски.

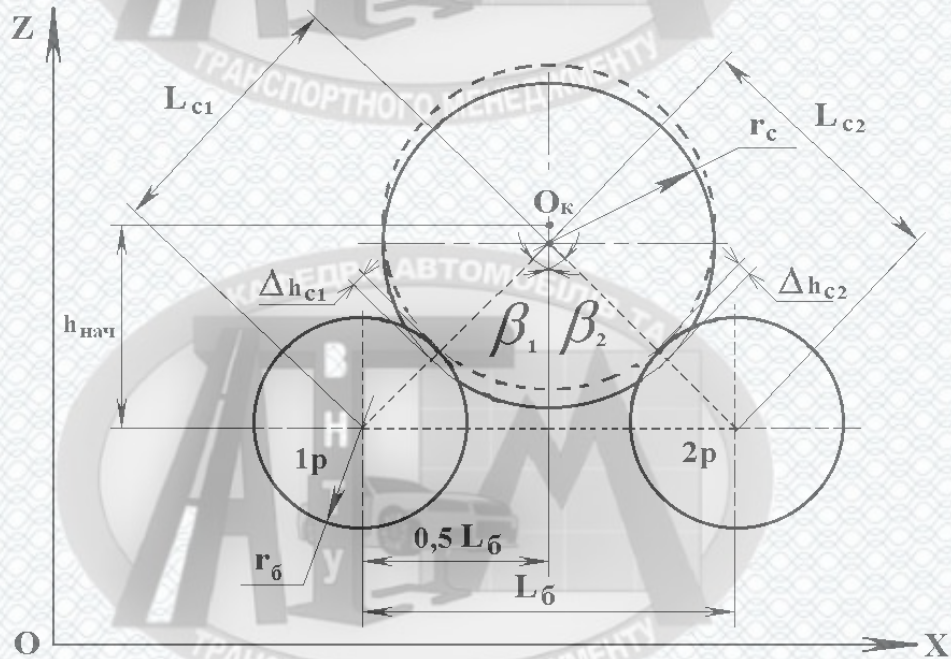


Рисунок 3.4 – Схема розташування колеса на роликах стенда

Залежність для зусилля $F_{огр}$, що створені в обмежувачі переміщення:

$$F_{огр} = X \cdot C_{огр} - K_{огр} \cdot \frac{dX}{dt}, \quad (3.55)$$

де X – деформація пружних елементів обмежувача;

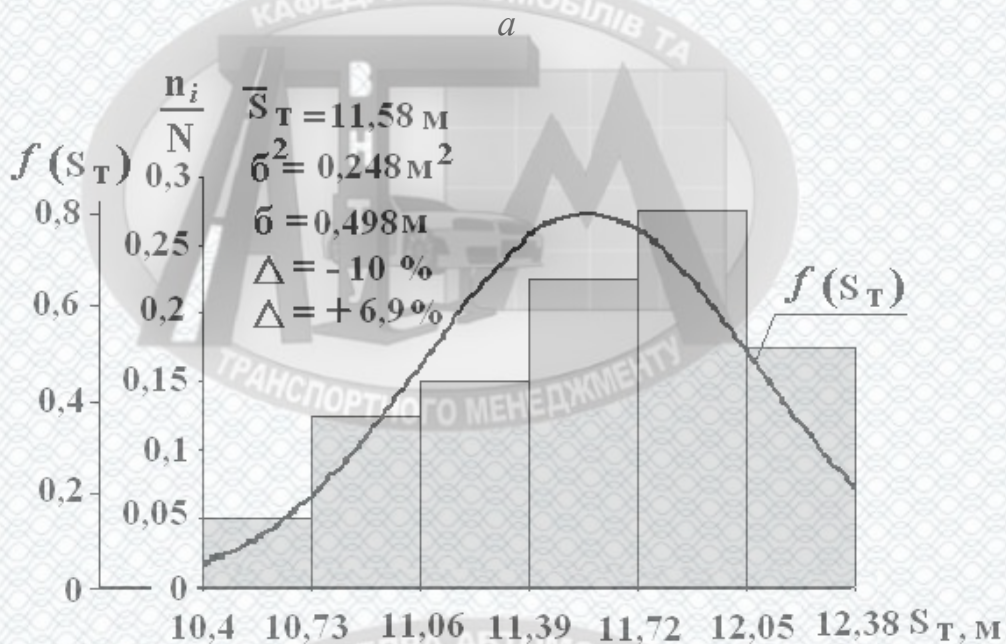
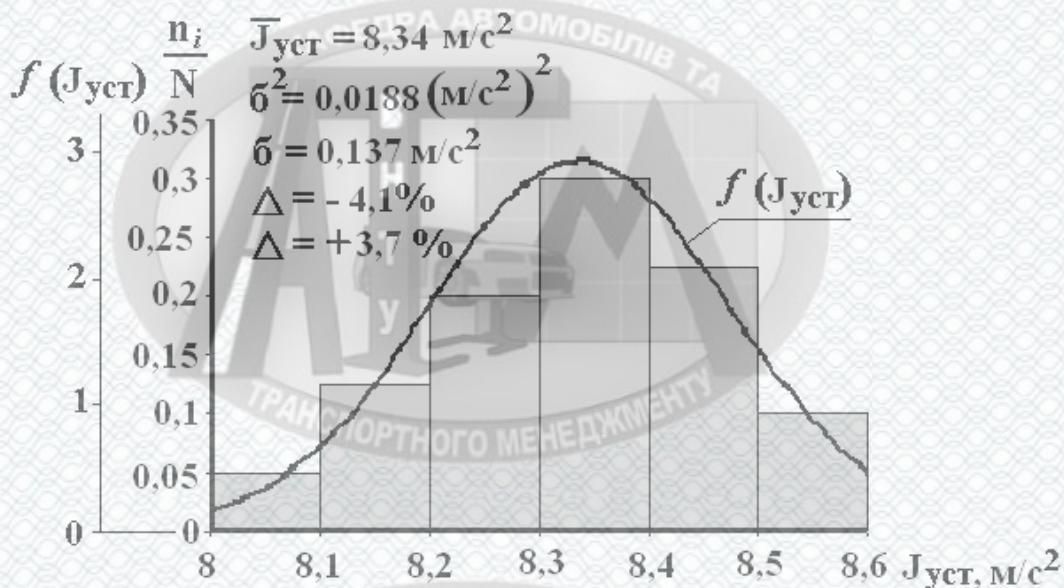
$C_{огр}$ – жорсткість обмежувача переміщення;

$K_{огр}$ – коефіцієнт демпфірування;

$\frac{dX}{dt}$

– швидкість деформації пружних елементів обмежувача.

Одержані гістограми розподілу показників стійкості автомобіля (рис. 3.5).

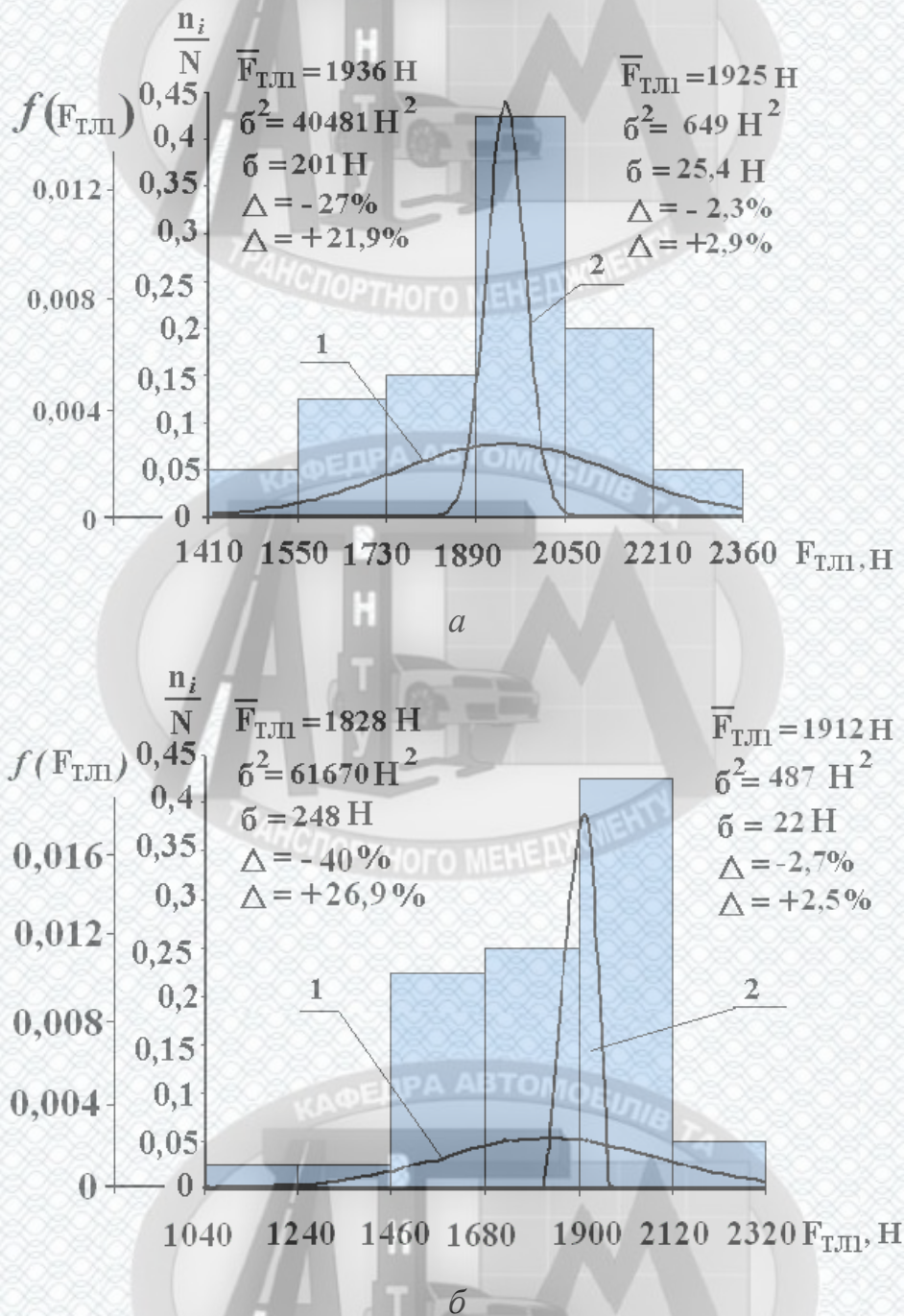


б

а - відносна різниця гальмівних сил на колесах передньої осі автомобіля; *б* - лінійне відхилення, вимірянк в дорожніх умовах; 1 - функція нормального розподілу на гальмівному стенді; 2 - функція нормального розподілу на гальмівному стенді з поворотною платформою

Рисунок 3.5 – Гістограми розподілу показників стійкості автомобіля при гальмуванні

Саме гістограми розподілу гальмівних сил на колесах передньої осі отримані після моделювання (рис. 3.6).



a - ліве колесо; *б* - праве колесо; 1 - функція нормального розподілу; 2 - функція нормального розподілу з поворотною платформою

Рисунок 3.6 – Гістограми розподілу гальмівних сил на колесах передньої осі ввтомобіля

Були одержані графіки залежності питомої гальмівної сили від швидкості і діаметра бігових барабанів стенду.

3.3 Розрахунок основних параметрів і обґрунтування складових частин повноопорного тягово-гальмівного стенду

Розрахуємо основні параметри комбінованого тягово-гальмівного стенду для перевірки автомобілів підвищеної прохідності, наприклад Mitsubishi Pajero. Для розрахунків нам будуть потрібні основні характеристики автомобілів.

Розрахуємо радіус кочення за наступними формулами:

$$\text{для шин серії „80”} - r_{cm} \approx 0,5 D_{об} + 0,79\alpha B_{ш} = 0,5 D_{об} + 0,632 B_{ш}, \quad (3.56)$$

$$\text{для шин серії „70”} - r_{cm} \approx 0,5 D_{об} + 0,815\alpha B_{ш} = 0,5 D_{об} + 0,5705 B_{ш}, \quad (3.57)$$

$$\text{для шин серій „60”, „55” і „50”} - r_{cm} \approx 0,5 D_{об} + 0,77\alpha B_{ш}, \quad (3.58)$$

де $D_{об}$ – діаметр обода, м;

$B_{ш}$ – ширина профілю, м;

α – коефіцієнт профільності.

Автором остаточно прийняті для розрахунку значення статичних радіусів приведені у таблиці 3.1. Як видно з неї, найбільший радіус становить 395 мм. Відповідно діаметр барабана має становити за рекомендаціями [8] 316...395 мм, за рекомендаціями [9] – 198...316. Кінцево приймаємо $D_6 = 320$ мм. Це значення досить зручне технологічно – є стандартні товстостінні труби, придатні для виготовлення.

Таблиця 3.1 – Статичні радіуси та радіуси кочення деяких радіальних шин

Розміри шин	Статичний радіус R_{cm} , мм	Динамічний радіус R_k , мм	R_{cm}/R_k (R_k/R_{cm})
215/80R15	326,38	338,085	0,965
175/80R16	313,8	341,528	0,918
265/70R16	303,03	383,843	0,789
275/55R17	332,3	365,2	0,909
315/70 R17	395,6	429,601	0,9208

Розрахунок довжини барабанів і відстані між їх торцями.

$$B = B_{max} + 2t, C = B_{min} - 2t, l_6 = \frac{B - C}{2}, \quad (3.59)$$

де l_6 – довжина барабана, м;

t – запас довжини барабанів на випадок косого заїзду автомобіля, м;

B_{max}, B_{min} – відповідно найбільша ширина по зовнішніх гранях коліс великого автомобіля і найменша ширина по внутрішніх гранях коліс малого автомобіля, м.

Найбільшу ширину має автомобіль Mitsubishi Pajero (колія 1765 мм, ширина профілю шини 315 мм, $B_{max} = 1765 + 315 = 2080$ мм); найменшу – автомобіль ЛуАЗ-968М (колія 1335 мм, ширина профілю шини 175 мм, $B_{min} = 1335 - 175 = 1060$ мм). Якщо прийняти $t = 100$ мм, то потрібні розміри складуть (рис. 3.7):

$$B = 2080 + 2 \cdot 100 = 2280 \text{ мм}; C = 1060 - 2 \cdot 100 = 1135 \text{ мм}; l_6 = (2280 - 1135) / 2 = 572.5 \text{ мм}.$$

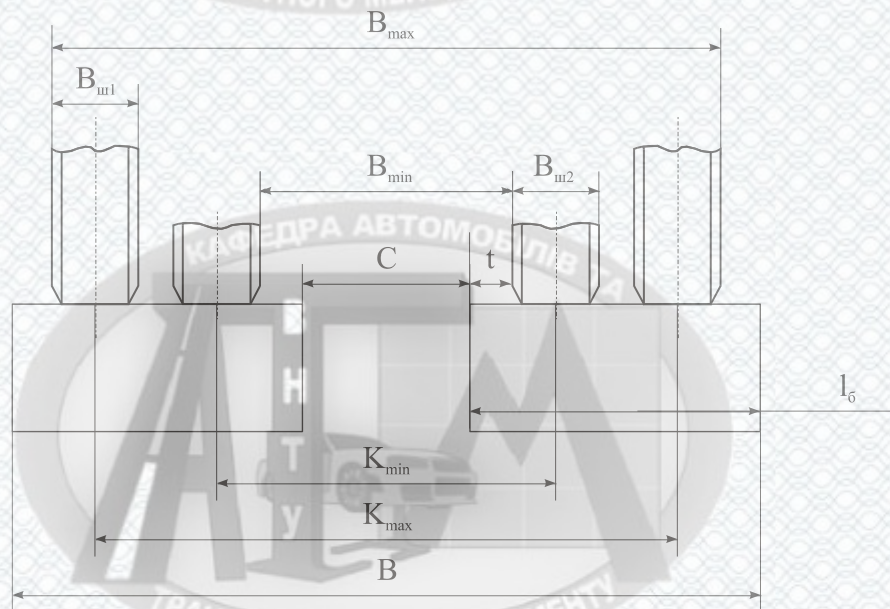


Рисунок 3.7 – Схема для розрахунку довжини барабанів і відстаней між їх торцями

Так як стенд призначений для стаціонарної установки, то його габаритні розміри не мають критичного значення, тому відповідно зовнішня ширина барабанного блока B складе 2300 мм.

Визначимо міжцентрову відстань та взаємне розташування барабанів. При тягових і гальмівних випробуваннях рівнодіючі тангенціальних сил у контакті шин з біговими барабанами діють у різні боки, створюючи тенденцію до самовиїзду автомобіля з барабанів – вперед саме при тягових випробуваннях, назад – вже при гальмівних.

Для повноопорного стенда, який розробляється, ці аргументи відпадають, бо забезпечити стійкість проти само виїзду можливо лише шляхом закріплення автомобіля. Але тут треба враховувати і інші фактори, зокрема, кліренс автомобілів. Міжцентрова відстань M визначається за формулою [10]:

$$M = 2 \cdot (r_k + r_o) \cdot \sin \alpha, \quad (3.60)$$

де r_o – радіус барабана; вище прийнято $r_o = 0.16$ м;

2α – кут між віссю обертання колеса й осями обертання барабанів; рекомендується $\alpha = 32 \dots 43^\circ$.

Мінімальне значення M складе для найбільшого колеса з радіусом 395 мм:

$$M = 2 (395 + 160) \sin 32^\circ = 588 \text{ мм},$$

максимальне значення M складе для найменшого колеса з радіусом 265 мм:

$$M = 2 (265 + 160) \sin 43^\circ = 580 \text{ мм}.$$

Приймаємо менше значення (з міркувань меншого кліренса): $M = 580$ мм.

Відповідні кути для найбільшого і найменшого колеса складуть:

$$\alpha_{\min} = \arcsin\left(\frac{320}{395 + 160}\right) = 31,5^\circ, \quad \alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{320}{285 + 160}\right) = 43,03^\circ.$$

Визначимо приведену масу повноопорного стенда.

Термін «приведена маса (інерційна)» означає масу m саме фіктивного тіла, що рухається поступально і при даній швидкості V має ту ж кінетичну енергію, що й тіло (система тіл) із моментом інерції I , яке обертається з кутовою швидкістю ω .

Наведемо умова приведення:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{I \cdot \omega^2}{2}. \quad (3.62)$$

Оскільки кутова швидкість:

$$\omega = \frac{V}{R}, \quad (3.63)$$

то

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{I \cdot V^2}{2 \cdot R^2}, \quad (3.64)$$

чи, після скорочення,

$$m = \frac{I}{R^2}. \quad (3.65)$$

Приведені маси «інерційні» колеса й стенду обчислюються за формулами:

$$m_k = \frac{I_k}{r_k^2}; \quad m_k = \frac{I_k}{r_k^2}; \quad m_{cm} = \frac{I_{cm}}{r_b^2}, \quad (3.66)$$

де I_k – приведений до осі колеса момент інерції колеса, шини й інших, зв'язаних з колесом частин автомобіля, що беруть участь у гальмуванні (або розгоні), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

r_k – радіус кочення шини по барабану, м;

I_{cm} – приведений до осі барабана сумарний момент інерції барабанів, маховиків й інших зв'язаних з барабанами частин стенда, що беруть участь у гальмуванні (або розгоні), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

r_0 – радіус робочої поверхні барабана, м.

Чаме з наступних складових і складається момент інерції колеса:

$$I_k = I_{об} + I_{ш} + I_{мат} + I_2 + I_{тр}, \quad (3.67)$$

де $I_{об}$, $I_{ш}$, $I_{мат}$, I_2 , $I_{тр}$ – відповідно моменти інерції обода, шини, маточини, гальмівного барабану чи диску, трансмісії (для ведучих коліс), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Швидкість перевірки гальм.

Швидкість перевірки гальм передньої осі визначимо за формулою:

$$V_{шгп} = V_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{add}}{m_{cm} + 2 \cdot m_k}}; \quad (3.26)$$

для Mitsubishi Pajero:

$$V_{шгп} = 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,7 \cdot 1590}{210 + 2 \cdot 19,579}} = 65,8 \frac{\text{км}}{\text{год}}$$

Швидкість перевірки гальм задньої осі для Mitsubishi Pajero обчислюємо з урахуванням додаткової приведенної маси трансмісії, яка може бути приблизно в 1.5 рази більшою від приведенної маси колеса при задньому приводі і приблизно рівною масі колеса при передньому приводі:

$$V_{шгз} = V_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1-\beta) \cdot M_{add}}{m_{cm} + 2 \cdot 2,5 \cdot m_k}}, \quad (6.68)$$

$$V_{шгз} = 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1-0,7) \cdot 1164}{210 + 2 \cdot 2,5 \cdot 25,301}} = 44,09 \frac{\text{км}}{\text{год}}$$

Таким чином швидкість для перевірки гальм приймемо згідно з ДСТУ 3649-97 швидкість 40 км/год.

Визначення потрібної потужності навантажувального пристрою (НП) стенду.

Вже традиційно для силового тягового стенда, тобто такого, на якому тягову силу вимірюють в усталеному режимі, швидкість вибирають відповідною обертам максимального крутного моменту. Але у сучасних легкових автомобілів така швидкість буде занадто великою. Тому приймемо для всіх перевірюваних автомобілів стандартну швидкість випробувань, наприклад, 60 км/год. Попередньо визначимо, яку потужність має розвивати на такій швидкості НП при вимірюванні силовим методом тягової сили найпотужніших автомобілів.

Як вже згадувалося, зв'язок між швидкістю та обертами колінчатого вала визначається формулами:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n \cdot R_k}{i_0 \cdot i_g} \quad (3.69)$$

$$n = \frac{V \cdot i_0 \cdot i_g}{0,377 \cdot R_k} \quad (3.70)$$

З вибраних автомобілів найрозповсюдженішим в ЗСУ є Mitsubishi Pajero. Як видно з розрахунків, при 60 км/год оберти колінвала досить далекі від обертів максимального крутного моменту. Далі потрібно знайти дійсні крутні моменти на цих обертах. Експериментальних зовнішніх характеристик цих автомобілів ми не маємо, тож розрахуємо їх описаним вище способом, приймаючи, що ці характеристики параболічні. Ці розрахунки також зведені у таблицю 3.2. Звичайно у автомобілів середнього та вищого середнього класів із заднім приводом навантаження на ведучі задні колеса становить 46...50 % від спорядженої маси. Приймемо для розрахунків 48%. Коефіцієнт сумарних опорів визначаємо за формулою для швидкості 80 км/год:

$$f = 0.02751 + 0.0002445 \cdot 60 - 1.232 \cdot 10^{-6} \cdot 60^2 = 0.038$$

Таблиця 3.2 – Розрахунок сили навантаження для найпотужніших автомобілів при швидкості 60 км/год

Показник	Модель автомобілю		
	Mitsubishi Pajero	Hummer H2	Chevrolet Tahoe
N_{max} , кВт / n_N , хв ⁻¹	205/5700	322/5200	212/5200
M_{max} , Нм / n_M , хв ⁻¹	390/3000	488/4000	456/2800
i_B / i_O	1/4.86	1(2.64)/0.69	1/4.21
R_K , м	348.67	395.6075	342.9725
M_N , Нм	378.5	431	389.3
k_M / k_ω	1.25/1.96	1.3/1.17	1.13/1.2
$A / B / C$	0,98/0,91/0,89	0,8/0,45/0,3	2,8/0,6/0,4
P_T , Н	5604,1	5947	4200

Як видно з таблиці 3.2, найбільшій сили навантаження потребує автомобіль Mitsubishi Pajero, у якого не самий потужний двигун, але найменші оберти при максимальному моменті. Отже, максимальна потрібна потужність НП становить:

$$N = \frac{P_T \cdot V}{3600} = \frac{5947 \cdot 60}{3600} = 90,117 \text{ кВт.} \quad (3.71)$$

Відповідна частота обертання барабанів станда:

$$P_T = \frac{M_e \cdot \eta_{mp} \cdot i_{kn} \cdot i_{en}}{R_k}, \text{ Н} \quad (3.72)$$

де M_e – ефективний крутний момент, Нм;

η_{mp} – ККД трансмісії;

i_{kn} – передавальне число коробки передач;

i_{en} – передавальне число головної передачі;

R_k – радіус котіння колеса, м.

$$P_T = \frac{488 \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 4,75}{0,343} = 5947$$

Відповідна частота обертання барабанів стенду:

$$n = \frac{V \cdot 60}{3,6 \cdot \pi \cdot D_{\sigma}}; \quad n = \frac{60 \cdot 60}{3,6 \cdot 3,14 \cdot 0,32} = 995,223 \text{ хв}^{-1} \quad (3.73)$$

Розрахунок потрібної потужності привідного пристрою стенду.

Як відомо, привідний пристрій стенду розвиває найбільшу потужність, коли розганяє ведені колеса автомобіля, який перевіряється, до швидкості початку гальмування, долаючи опори кочення шин по барабанах, сили тертя у стенді та маточинах коліс, а також сили інерції стенда та ведених коліс. Перші дві складові розраховуємо за формулою (3.74), тільки замість навантаження на ведучі колеса підставимо навантаження на ведені колеса, тобто 100% від ваги найтяжчого автомобіля у спорядженому стані ($3085 \cdot 9.80665 \cdot 100 = 30263.85 \text{ Н}$).

Потужність утрат на кочення і тертя:

$$N_{кр} = G_{вн} \cdot f \cdot \frac{V}{3600}, \quad (3.74)$$

$$N_{кр} = 30263,85 \cdot 0,04 \cdot \frac{60}{3600} = 20,176 \text{ кВт}.$$

Потужність, яка витрачається на розгін (при рівноприскореному русі):

$$N_p^c = (m_{см} + 2 \cdot m_k) \cdot \frac{V_0^2}{12960 \cdot t_{роз}} \quad (3.75)$$

де $t_{роз}$ – час розгону стенда до швидкості початку гальмування, зазвичай 15...30 с; приймаємо 20 с;

$$N_p^c = (236 + 2 \cdot 17) \cdot \frac{60^2}{12960 \cdot 20} = 3,75 \text{ кВт}.$$

Потрібна потужність приводного пристрою:

$$N_{np} = (1 \dots 1,3) \cdot N_{крp} + N_p^c, \quad N_{np} = 1,3 \cdot 20,176 + 3,75 = 29,9 \text{ кВт}. \quad (3.76)$$

Тут коефіцієнт 1...1,3 враховує можливе в реальності перевищення опорів відносно розрахункового.

Таким чином, потужність, необхідна для тягових випробувань, вище, ніж для гальмівних. Згідно з [13, 14] вибираємо як навантажувально - привідний пристрій саме електричну машину постійного струму 4ПН225МУХЛ номінальною потужністю 32 кВт при тривалості включення 100 %; в короточасному режимі машину допускається перенавантажувати за потужністю в 2,5...4 рази. Номінальна частота обертання 1060 хв^{-1} , максимальні оберти 2250 хв^{-1} . Відповідні швидкості

$$V = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot n}{60} = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 0,32 \cdot 1060}{60} = 63,95 \text{ км/год}, \text{ та на максимальних обертах}$$

$$V = \frac{3,6 \cdot 3,14 \cdot 0,32 \cdot 2250}{60} = 135,6 \text{ км/год}, \text{ що дозволяє проводити перевірку витрати}$$

палива по закордонним стандартам (90 і 120 км/год).

Даний стенд повноопорний, тобто автомобілі опираються на барабани всіма колесами одночасно, але колісна база цих автомобілів неоднакова, тому виникає необхідність зміни відстані між передньою та задньою віссю. Це означає, що один з блоків треба зробити рухомим. Зручніше звісно, щоб передній блок був нерухомим. Технічно цю задачу можна вирішити різними способами. Перший варіант - слід пересувати рухомий блок гідроциліндром – але це буде вимагати потребу у гідростанції. Крім того, циліндрів треба встановлювати два, щоб не було перекосів. Але тоді потрібна досить складна система забезпечення паралельної роботи обох

циліндрів. Хід рухомого блоку має перевищувати 1 м, через це доведеться замовляти нестандартні циліндри, що різко збільшить їх ціну. Другий варіант – установити рухомий блок на невеличкі колеса і зробити хоча б пару з них привідними, з приводом на рамі самого блока, як на підйомному крані. Варіант здійснюється досить просто, але потребує додаткового механізму фіксації рухомого блока від переміщення під дією досить великих поздовжніх сил. Третій варіант – привід на фундаменті, переміщення блока здійснюється двома паралельними ланцюговими передачами або ж передачами «гвинт - гайка». Останній варіант зручніший, бо можна використати самогальмівний гвинт, і тоді не треба додаткових пристроїв для фіксації рухомого блока.

Тому конструювання стенду почнемо з розрахунку передачі «гвинт - гайка», яка буде забезпечувати переміщення заднього блоку відносно переднього.

3.4 Висновки до розділу

В розділі проаналізовані сили в системі автомобіль підвищеної прохідності - повноопорний стенд при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на стенді з компоновальною схемою роликів 2+1 у режимі гальмівних та тягових випробувань.

Запропонована математична модель процесу гальмування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді з біговими барабанами, проведено моделювання робочих процесів та основних параметрів комбінованого тягово-гальмівного стенду. Розроблені математичні моделі дозволяють досліджувати крутильні коливання як колісного вузла так і підвіски методом закручування застопореним колесом і екстреного гальмування вже розігнаного колеса.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ НА ПОВНООПОРНОМУ СТЕНДІ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

4.1 Визначення параметрів гальмування та усталеного сповільнення

Були визначені приведені маси стенда та коліс і швидкості перевірки гальм, тепер можна обчислити значення параметрів «усталене сповільнення», «час гальмування», «гальмівний шлях», наприклад, для випадку перевірки на нашому стенді автомобіля Mitsubishi Pajero.

Тепер слід розраховувати за наступною формулою нормативний гальмівний шлях на дорозі, згідно з ДСТУ 3649-97:

$$S = V_0 \times (0,10 + V_0 / 150); \quad 150 = 2 \cdot 3,6^2 \cdot 5,8 = 25,92 \cdot 5,8 \approx 26j_n \quad (4.1)$$

де $0,10 = (t_3 + t_H/2) / 3,6$.

j_n – нормативне сповільнення, м/с^2 .

Також зауважимо, що згідно з тим же стандартом, час спрацьовування гальмівної системи автомобілів категорії М1 має не перевищувати 0,5 с. Далі складемо з двох вимог ДСТУ, що стосуються часу запізнювання і часу наростання, систему рівнянь:

$$\begin{cases} t_3 + t_H = 0,5, \\ t_3 + t_H/2 = 0,36. \end{cases}$$

Далі віднявши від першого рівняння друге, отримаємо $t_H = 0,28$ с, а далі – $t_3 = 0,22$ с. Самк ці значення стануть нам у нагоді далі. Виходячи зі стандартної формули для дороги, запишемо розрахункову формулу для гальмівного шляху на стенді:

$$S = V_0 \times (0,10 + V_0 / 26j_{nc}). \quad S = 40 \cdot \left(0,10 + \frac{40}{25 \cdot 5,8} \right) = 14,61 \text{ м} \quad (4.1)$$

Повний час гальмування можна підрахувати за наступною формулою:

$$t = t_3 + t_n/2 + V_0 / 3,6j_{nc} = 0,36 + V_0 / 3,6j_{nc}. \quad t = 0,36 + \frac{40}{3,6 \cdot 5,8} = 2,27 \text{ сек.} \quad (4.2)$$

Для розрахунку нормативних гальмівних сил визначимо за наступною формулою:

$$\Sigma P = m_a \cdot j_n \quad (4.3)$$

де m_a - повна маса автомобіля, кг

$$\Sigma P = 1550 \cdot 5,8 = 8990 \text{ Н.}$$

Гальмівна сила на передньому та задньому колесах складає:

$$P_{mn} = \frac{\beta \cdot m_a \cdot j_n}{2}; \quad P_{mn} = \frac{0,7 \cdot 1550 \cdot 5,8}{2} = 3146,5 \text{ Н;} \quad (4.4)$$

$$P_{mn} = \frac{(1-\beta) \cdot m_a \cdot j_n}{2}; \quad P_{mn} = \frac{(1-0,7) \cdot 1550 \cdot 5,8}{2} = 1348,5 \text{ Н.} \quad (4.5)$$

Розрахунок усталеного сповільнення на передній та задній осях (j):

$$j_n = \frac{P_{mn}}{0,5 \cdot m_{\text{ол}} + m_k}; \quad j = \frac{3146,5}{0,5 \cdot 250 + 10,67} = 23,19 \text{ м/с}^2; \quad (4.6)$$

$$j_3 = \frac{P_3}{0,5 \cdot m_{\text{ол}} + m_k}; \quad j_3 = \frac{1348,5}{0,5 \cdot 250 + 10,67} = 9,94 \text{ м/с}^2 \quad (4.7)$$

4.2 Розрахунок необхідних сил і потужності навантаження при вимірюванні витрати палива автомобія на стенді

На сьогоднішній день у технічних характеристиках автомобілів зараз приводяться значення контрольної витрати палива автомобілями за стандартом у трьох режимах: 90 км/год, 120 км/год та у міському циклі [16], а за державним стандартом – у двох режимах 90 км/год та у міському циклі. На стенді під час загального діагностування буде перевірятися лише перший показник. Для автомобіля Mitsubishi Pajero ця норма становить 10,5 л/100 км (при 80 км/год – 9,9 л/100 км). При перевірці на спроектованому нами стенді можливо відтворювати швидкість до 135,6 км/год. Очевидно, для імітації дорожнього режиму вимірювання контрольної витрати необхідно відтворити не лише швидкість, але й навантаження на двигун. При рівномірному русі автомобіля на рівній горизонтальній дорозі тягова сила складає:

$$P_T = P_\psi + P_W = G_a \cdot \psi + kF \cdot v^2 / 3,6^2, \quad (4.8)$$

де P_ψ і P_W – сили сумарного дорожнього опору та опору повітря, відповідно, Н;

G_a – вага автомобіля під час дорожніх випробувань, Н; перевірка витрати палива виконується у стані повної маси;

ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

kF – фактор обтічності;

v – швидкість автомобіля, км/год.

Вже в усталеному режимі на стенді:

$$P_T = P_H + P_{HO} = P_H + G_{вч} \cdot f, \quad (4.9)$$

де P_H – сила навантаження створена навантажувальним пристроєм стенду, Н;

$P_{ПО}$ – сила постійних опорів, тобто опору кочення шин по барабанах та опорів від сил тертя, Н;

$G_{ВЧ}$ – частина ваги автомобіля у спорядженому стані, яка приходить на ведучі колеса під час стендової перевірки, Н;

f – коефіцієнт постійних опорів (0,04045).

Тепер визначимо, яка сила навантаження має бути створена на стенді для імітації дорожнього режиму роботи силового агрегату:

$$P_H = (P_w + P_\psi) - G_{ВЧ} \cdot f = \left(\frac{kF \cdot V^2}{3,6^2} + G_a \cdot \psi \right) - G_{ВЧ} \cdot f, H \quad (4.10)$$

Значення фактору обтічності для автомобіля Mitsubishi Pajero в літературі [17]: $kF=0,78$. Швидкість – 90 км/год. Вага автомобіля при повній масі – $1550 \cdot 9,81 = 15205,5$ Н. Коефіцієнт сумарного дорожнього опору на добрій дорозі для сучасних легкових автомобілів практично не відрізняється від коефіцієнту опору кочення; при радіальних шинах з металокордом на швидкості 90 км/год $\psi \approx 0,0126$ [18].

Технологія перевірок тягово-економічних та гальмівних властивостей на прикладі автомобіля Mitsubishi Pajero розроблена згідно з рекомендаціями [19, 20], результати розрахунків наведені в табл 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок потрібних сил і потужності навантаження при вимірюванні витрати палива автомобілями Mitsubishi Pajero на стенді

Показник	Значення
kF	0,78
$kF \cdot v^2 / 3,6^2, H$	487,5
$G_a \cdot \psi, H$	$15205,5 \cdot 0,015=228,1$
$G_{ВЧ}= G_a, H$	15205,5
$G_{ВЧ} \cdot f, H$	$15205,5 \cdot 0,04045=614,5$
P_H, H	$487,5+228,1-614,5=101,1$

4.3 Вихідні дані для дослідження крутного моменту на колінчатому валі

Використаємо технічні дані з параметрами, визначеними за уточненою методикою: $Ne_{\max} = 58,8$ - максимальна потужність двигуна, kВт ,

$Me_{\max} = 121,6$ - крутний момент, Нм ,

$n_n = 5400$ - оберти колінчастого валу при максимальній потужності, хв^{-1} ,

$n_M = 3000$ - оберти колінчастого валу при максимальному моменті, хв^{-1} ,

$k_M = 1,16$ - коефіцієнт пристосовування по моменту,

$k_\omega = 1,8$ - коефіцієнт пристосовування по частоті,

$A = 0,91$, $B = 0,9$, $C = 0,81$ - емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна.

4.4 Методика дослідження тягової сили на ведучих колесах автомобіля підвищеної прохідності

Саме сила навантаження $F_{\text{нав}}$, яка утворюється навантажувальним пристроєм і є діагностичним параметром у цьому випадку:

$$F_{\text{нав}} = F_m - F_{\text{трс}} - F_{\text{кот}} - F_n. \quad (4.11)$$

Визначимо тягову силу на ведучих колесах:

$$F_m = \frac{M_{\text{кр}} \cdot i_\epsilon \cdot i_o \cdot i_{\text{рк}}}{r_k} \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (4.12)$$

де $M_{\text{кр}}$ – ефективний крутний момент на колінчатому валі двигуна, $\text{Н}\cdot\text{м}$; визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна (ЗШХ);

i_ϵ – передаточне число коробки передач на вищій передачі (у нашому випадку – на четвертій); передаточні числа для КПП різних моделей;

i_o – передаточне число головної передачі; передаточні числа для втомобілів з КП різних моделей наведені;

η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії; приймаємо для розрахунків 0,91;

i_{pk} – передаточне число розподільної коробки приймаємо 1;

r_k – радіус кочення колеса, м.

Якщо підставити у формулу усі прийняті значення, одержимо наступний перехід від крутного моменту до тягової сили:

$$F_T = \frac{M_{rh} \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1,2 \cdot 0,875}{0,313} = 13,754 \cdot M_{rh}, H. \quad (4.13)$$

Відмітимо, що при загальному діагностуванні на повноопорнолму стенді з біговими барабанами вимірюються швидкість (точніше – тангенціальна швидкість на робочій поверхні барабана) у км/год та сила, створювана навантажувальним пристроєм стенда на тій же поверхні. Для розрахунку нормативів цих показників треба перейти від крутного моменту до тягової сили і від обертів колінвала до швидкості. Перший перехід описаний вище і описується формулою $F_m = 14,304 \cdot M_{кр}, H$.

Щоб перейти від обертів двигуна до швидкості руху автомобіля, скористаємося відомою формулою:

$$V = \frac{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot 60}{i_e \cdot i_o \cdot 1000} \approx 0,377 \frac{n \cdot r_k}{i_e \cdot i_o} \dots \quad (4.14)$$

Якщо підставити прийняті вище значення передаточних чисел і радіуса колеса, отримаємо:

$$V = 0,02398n, \text{ км/год}, \quad (4.15)$$

і навпаки,

$$n = 15,72 V. \quad (4.16)$$

Використаємо вихідну формулу:

$$N_e = N_{emax} \cdot \frac{n}{n_N} \cdot \left[A + B \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) - C \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right].$$

Дріб n/n_N можна замінити відношенням v/v_N , де v – поточна швидкість автомобіля, v_N – швидкість на вищій передачі при максимальній потужності двигуна. Далі, якщо швидкість виразити у км/год, а потужність у кВт, то

$$N_e = P_{Te} \cdot v / 3600. \quad (4.17)$$

Звідси:

$$P_{Te} \cdot v / 3600 = N_{emax} \cdot \eta_{mp} \cdot \frac{v}{v_N} \cdot \left[A + B \cdot \left(\frac{v}{v_N} \right) - C \cdot \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right];$$

$$P_{Te} = N_{emax} \cdot \frac{3600 \eta_{mp}}{v_N} \cdot \left[A + B \cdot \left(\frac{v}{v_N} \right) - C \cdot \left(\frac{v}{v_N} \right)^2 \right]. \quad (4.18)$$

За цією формулою (4.18) можна побудувати графік залежності тягової сили від швидкості автомобіля.

4.5 Розроблений алгоритм діагностування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді та запропоновано необхідне обладнання

Методика перевірки тягово-економічних властивостей та спідометра.

1 Параметри тягово-економічних властивостей мають мати значення не гірші, ніж зазначено далі.

1.1 Тягова сила, Н, на швидкості 60 км/год 1696,4

1.2 Витрата палива, л/100 км, на швидкості 90 км/год при навантаженні 101,1 Н – 10,5.

1.3 Вміст окису вуглецю CO на холостому ході двигуна:

- на мінімальній частоті обертання не більше 2,0%
- на підвищеній частоті обертання не більше 1,5%

1.4 Вміст незгорілих вуглеводнів C_nH_m на холостому ході двигуна:

- на мінімальній частоті обертання не більше 1200 млн-1
- на підвищеній частоті обертання не більше 600 млн-1

1.5 Вміст NO^X на режимі перевірки тягової сили не більше 2000 млн-1

1.7 Похибка спідометра, %, не більше ± 10

2 Обладнання та пристрої:

- Стенд тягово-гальмівний;
- Витратомір;
- Газоаналізатор;
- Троси для фіксації автомобіля;
- Металорукав для відведення відпрацьованих газів;
- Рулетка.

3 Послідовність перевірки

3.1 Встановлення автомобіля на стенд

3.1.1 Згідно з технічних даних виставити на стенді колісну базу під автомобіль, що перевіряється, за допомогою рулетки.

3.1.2 Виставити кут контакту колеса та барабану.

3.1.1 Увімкнути систему живлення стенда, довести до норми тиск у пневмосистемі стенда. При опущеному підйомнику колеса перевірити легкість обертання бігових барабанів, відсутність іскріння та сторонніх звуків.

3.1.2 Натисненням на кнопку „Підйомник \uparrow ” підняти площадки підйомника коліс до крайнього верхнього положення.

3.1.3 Своїм ходом подати автомобіль на стенд, зупинити його ведучими передніми колесами на площадках підйомника.

3.1.4 Натисненням на кнопку „Підйомник \downarrow ” опустити площадки підйомника коліс до крайнього нижнього положення.

3.1.5 Надіти металорукав на вихлопну трубу, надійно закріпити. Увімкнути витяжний вентилятор. Вставити зонд газоаналізатора у металорукав.

3.1.6 Увімкнути першу передачу, плавно відпустити педаль зчеплення, на мінімальній можливій швидкості обертати ведучі колеса та бігові барабани стенда, одночасно підбираючи таке положення рульового колеса, при якому автомобіль не уводить вправо чи вліво.

3.1.7 Вимкнути передачу.

3.1.9 Підключити витратомір палива.

3.1.10 Зафіксувати автомобіль тросами за буксировочні крюки.

3.2 Перевірка вмісту окису вуглецю та вуглеводнів.

Виконати перевірку згідно з інструкцією по експлуатації газоаналізатора.

3.3 Перевірка тягової сили.

Розігнати автомобіль підвищеної прохідності до 4-тої передачі. Плавно натискаючи на педаль газу, довести швидкість до 60 км/год. Витримувати цей режим, поки оператор стенда не зареєструє швидкість за приладом стенда. Далі, мірою того, як оператор стенда підвищує навантаження, збільшувати подачу палива до максимуму. Витримувати усталений режим, поки оператор не зареєструє показання системи вимірювання тягової сили

3.4 Перевірка вмісту оксидів азоту

На тому ж режимі виконати перевірку згідно з інструкцією по експлуатації витратоміра.

3.5 Перевірка витрати палива

Мірою того, як оператор стенда зменшує навантаження до 64,04 Н, плавно змінювати подачу палива, поки не буде установлений режим 90 км/год. Виконати перевірку згідно з інструкцією по експлуатації витратоміра.

3.6 Перевірка сили, потрібної для обертання ведучих коліс.

Якщо тягова сила менша норми, вказаної у п. 1, перевірте силу, потрібну для обертання ведучих коліс приводом стенда. Для цього зніміть ногу з педалі газу, натисніть педаль зчеплення. Оператор стенда перемикає навантажувально-привідний пристрій стенда у режим двигуна і встановлює швидкість

60 км/год. Після стабілізації режиму реєструє показання системи вимірювання привідної сили. Далі оператор зменшує швидкість до 15 км/год і повторює вимірювання (Примітка: не встановлювати важіль коробки передач у нейтральне положення, бо при цьому можна пропустити підвищені опори обертання у коробці передач).

3.7 Закінчення операції

Встановити важіль коробки передач у нейтральне положення. Відпустити педаль зчеплення. Якщо не передбачено дальших діагностичних операцій у цій позиції автомобіля, прибрати троси фіксації, підняти підйомники коліс і своїм ходом подати автомобіль у наступну позицію перевірки або вивести зі стенда.

Перевірка гальм автомобіля підвищеної прохідності.

1 Параметри робочих гальм передніх коліс при гальмуванні на швидкості 40 км/год мусять мати значення не гірші, ніж зазначено далі.

1.1 Гальмівна сила, Н, не менше	8990
1.2 Усталене сповільнення	
-на передій осі, м/с ² , не менше	23,19
-на задній осі, м/с ² , не менше	9,94
1.3 Гальмівний шлях, м, не більше	14,61
1.4 Повний час гальмування, с, не більше	2,27
1.5 Час спрацьовування гальмівної системи, с, не більше	0,5
1.6 Коефіцієнт осьової нерівномірності, %, не більше	20

2 Обладнання та пристрої

Стенд тягово-гальмівний СТГ-4Х4-06

Динамометричний пристрій ДУ-76 для натискання на гальмівну педаль

Металорукав для відведення відпрацьованих газів

3 Послідовність перевірки

3.1 Встановлення автомобіля на стенд

3.1.1 Увімкнути систему живлення стенда електроенергією, довести до норми тиск у пневмосистемі стенда. При опущеному підйомнику колеса

перевірити легкість обертання бігових барабанів, відсутність іскріння та сторонніх звуків.

3.1.2 Натисненням на кнопку „Підйомник ↑” підняти площадки підйомника коліс до крайнього верхнього положення.

3.1.3 Своїм ходом подати автомобіль на стенд, зупинити його ведучими передніми колесами на площадках підйомника.

3.1.4 Натисненням на кнопку „Підйомник ↓” опустити площадки підйомника коліс до крайнього нижнього положення.

3.1.5 Надіти металорукав на вихлопну трубу, надійно закріпити. Увімкнути витяжний вентилятор

3.1.7 Увімкнути першу передачу, плавно відпустити педаль зчеплення, на мінімальній можливій швидкості обертати ведучі колеса та бігові барабани стенда, одночасно підбираючи таке положення рульового колеса, при якому автомобіль не уводить вправо чи вліво.

3.1.7 Вимкнути передачу.

3.1.8 Зафіксувати автомобіль тросами за буксировочні крюки

3.1.9 Згідно з технічних даних виставити на стенді колісну базу під автомобіль, що перевіряється, за допомогою рулетки.

Примітка: якщо автомобіль вже встановлений на стенд після перевірки тягово-економічних властивостей, почати встановлення з п. 3.1.10.

3.1.10 Установити на гальмівну педаль динамометричний пристрій ДУ-76. Коротко натиснувши на кнопку „Перевірка гальм”, упевнитися, що динамометричний пристрій спрацював. Повернути шток динамометричного пристрою у вихідне положення вручну.

3.1.11 Перевірити тиск у ресивері динамометричного пристрою. Нормальне значення – 0,25 МПа (2,54 кгс/см²).

3.2 Перевірка ефективності робочих гальм автомобіля підвищеної прохідності.

3.2.1 Водію перевірюваного автомобіля: вийти на 4-ту передачу, довести швидкість до 40 км/год.

3.2.2 Оператору стенда: упевнитися, що усталено режим 40 км/год. В разі відхилення зареєструвати різницю показань спідометра і системи вимірювання швидкості на стенді, дати команду водію на доведення швидкості до потрібного значення. Після установа режиму натиснути кнопку „Перевірка гальм”. Зареєструвати показання системи вимірювання гальмівних параметрів, обчислити коефіцієнт осьової нерівномірності (або упевнитися, що на екрані комп’ютера зареєстровані гальмівні діаграми правого та лівого коліс і виведені розрахункові показники).

3.2.3 Якщо гальмування хоча б одного колеса відбулося з проковзуванням барабанів по шині (юзом), повернути шток динамометричного пристрою у вихідне положення. Зменшити тиск у ресивері динамометричного пристрою до 0,125 МПа (1,27 кгс/см²). Повторити перевірку (пп. 3.2.1 і 3.2.2)

3.3 Закінчення операції

Якщо не передбачено дальших діагностичних операцій у цій позиції автомобіля, прибрати троси фіксації, зняти з педалі динамометричний пристрій, підняти підйомники коліс і своїм ходом подати автомобіль у наступну позицію перевірки або вивести зі стенда.

Перевірка стоянкового гальма автомобіля підвищеної прохідності.

1 Параметри стоянкового гальма задніх коліс при гальмуванні з початкової швидкості 15...25 км/год мусять мати значення не гірші, ніж зазначено далі.

1.1 Гальмівна сила на двох колесах, Н, не менше	3359,1
1.2 Усталене сповільнення, м/с ² , не менше	13,53
1.3 Питома загальна гальмівна сила, не менше	0,23 від ваги

автомобіля у спорядженому стані або 0,16 від повної ваги автомобіля.

2 Обладнання та пристрої

- Стенд тягово-гальмівний СТГ-4Х4-06.
- Динамометр спеціальний до 600 Н.
- Троси фіксації.
- Металорукав для відведення відпрацьованих газів.
- Рулетка.

3 Послідовність перевірки

3.1 Встановлення автомобіля на стенд

3.1.1 Увімкнути систему живлення стенда електроенергією, довести до норми тиск у пневмосистемі стенда. При опущеному підйомнику колеса перевірити легкість обертання бігових барабанів, відсутність іскріння та сторонніх звуків.

3.1.2 Натисненням на кнопку „Підйомник ↑” підняти площадки підйомника коліс до крайнього верхнього положення.

3.1.3 Своїм ходом подати автомобіль на стенд, зупинити його веденими задніми колесами на площадках підйомника.

3.1.4 Натисненням на кнопку „Підйомник ↓” опустити площадки підйомника коліс до крайнього нижнього положення.

3.1.5 Надіти металорукав на вихлопну трубу, надійно закріпити. Увімкнути витяжний вентилятор.

3.1.6 Виставити колісну базу автомобіля за допомогою рулетки.

3.1.7 Увімкнути навантажувально-привідний пристрій (НПП) стенда у режимі двигуна, плавно обертати ведучі колеса та бігові барабани стенда на швидкості 5...8 км/год, поки автомобіль не перестане уводити вправо чи вліво.

3.1.7 Виставити кут контакту колеса з барабаном.

3.1.8 Вимкнути НПП.

3.1.9 Установити страхувальні колодки під вільні передні колеса автомобіля ззаду, забивши їх під шини.

Примітка: якщо автомобіль вже встановлений на стенд після перевірки робочих гальм, зняти з гальмівної педалі динамометричний пристрій і перейти до п. 3.2.

3.2 Перевірка ефективності стоянкового гальма автомобіля підвищеної прохідності.

3.2.1 Увімкнути НПП, довести швидкість до 15...25 км/год.

3.2.2 Після встановлення режиму натиснути кнопку „Перевірка гальм” і дати команду водієві. Водій має плавно затягнути важіль стоянкового гальма

через динамометр із зусиллям не більше 392 Н. Зареєструвати показання системи вимірювання гальмівних параметрів, обчислити питому загальну гальмівну силу (або упевнитися, що на екрані комп'ютера зареєстровані гальмівні діаграми правого та лівого коліс і виведені розрахункові показники).

3.2.3 Якщо гальмування хоча б одного колеса відбулося з проковзуванням барабанів по шині (юзом), повторити перевірку (пп. 3.2.1 і 3.2.2) при зусиллі на важелі 200 Н.

3.3 Закінчення операції

Якщо не передбачено подальших діагностичних операцій у цій позиції автомобіля, прибрати троси фіксації, зняти з важеля динамометричний пристрій, підняти підйомники коліс і своїм ходом вивести автомобіль підвищеної прохідності зі стенда.

4.6 Висновки до розділу

Отже в розділі було обґрунтовано методики гальмівних та тягово-швидкісних випробувань, проведені розрахунки нормативів гальмівних параметрів, проведено обґрунтування режимів перевірки витрати палива, сформована технологія перевірок тягово-економічних та гальмівних властивостей, наведено приклад визначення тягової сили на ведучих колесах, визначення крутного моменту на колінчатому валі двигуна.

В кінці розділу наведено алгоритм та необхідне обладнання для застосування запропонованої методики діагностування автомобілів підвищеної прохідності на розробленому повноопорному стенді.

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз умов праці

На дільниці СТО, де виконується діагностування є чотири класи шкідливих та небезпечних виробничих факторів: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні. Головним чином виділяються фактори фізичні - машини та механізми що рухаються, незахищені рухомі елементи виробничого обладнання, вироби що рухаються, заготовки, матеріали; підвищена запиленість, рівень шуму, вібрації та ін. і психофізіологічні - фізичне та розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, емоційні перевантаження. Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочих зон приведені в таблиці 5.1 [17].

Таблиця 5.1 – Гранична допустимі концентрації шкідливих газів, парів та пилу в повітрі робочих зон

Забруднюючі речовини	Концентрація		
	допустимі	неблагоприємні	недопустимі
Вуглеводні			
Мг/л	-	0,1-0,3	більше 0,3
Аерозолі, мг/м ³	900,3	0,2-0,3	більше 0,3
Пил, мг/м ³	905	5-10	більше 10
СО ₂ , %	до 0,17	0,17-10	більше 10
СО, мг/л	0,02	0,02-0,03	0,03

5.2 Технічні рішення з техніки безпеки

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.

Робітники повинні працювати в одязі який має бути зачіпненим, без висячих рукавів, поясів та стрічок. Волосся повинно бути закрито головним убором.

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

Приміщення з дільницею відноситься до класу приміщення підвищеної електробезпеки, так як на дільниці є струмопровідні заземлені частини обладнання які можуть проводити струм. Тому все електрообладнання повинно відповідати правилам пристроїв електроустановок [ПУЄ], а його експлуатація - правилам технічної експлуатації електроустановок споживачів та правилам техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів.

Технічні способи та засоби забезпечення електробезпеки в відповідальності з ДСТУ 7237:2011 розділенні на дві групи:

- ті, що забезпечують захист при випадковому доторканні до струмопровідних частин;
- ті, що захищають від ураження струмом при доторканні до металічних не струмопровідних частин які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляції.

На дільниці застосовується трифазна чотирьохпровідна електромережа з заземленою нейтраллю. Для попередження ураження електричним струмом все обладнання повинно бути заземлене. Стан заземлення перевіряють не рідше одного разу в квартал. Електроустановки, електрообладнання та проводку дозволяється ремонтувати тільки після відключення їх від мережі.

Вимоги до техніки безпеки, обладнання, оснащення. Перед початком робіт робітник повинен одягнути спеціальний одяг - брезентовий костюм, черевики та головний убір.

Постійно працюючі стенди повинні бути встановлені на міцних фундаментах або загальній основі підлоги. Всі вони обслуговуються тільки закріпленими за ними особами.

Обладнання встановлюють в приміщеннях таким чином, що вони не заважають головні проходи та двері. Відстань між окремими верстатами повинна бути не менше 0,8 м, цього досить для проходу робітників при обслуговуванні та ремонті верстатів. Необхідно огорожувати; ремінні та зубчасті передачі; всі частини що виступають та рухаються і знаходяться на висоті до 2 м, від підлоги; предмети що рухаються і виступають за їх габарити.

5.3 Технічні рішення з виробничої санітарії

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

- дільницю розміщувати на першому поверсі;
- при експлуатації на дільниці декількох стендів необхідно кожен з них відгородити, щоб запобігти додаванню небезпечних факторів.
- площа не зайнята обладнанням, повинна бути не менше 10 м², висота приміщення від рівня підлоги до стелі не менше 3,5м;
- підлога повинна бути незгоряема з малою теплопровідністю, стійкою до механічних та хімічних дій, не слизькою;

З допомогою місцевих відсмоктувачів видаляється до 90% шкідливих речовин, іншими - не більше 15% . Якщо шкідливі речовини не розбавляються до гранично допустимої концентрації з допомогою організованої вентиляції, то для захисту органів дихання рекомендується використовувати респіратори.

В цеху є доріжка 4,5 м для проїзду електрокари. Площа виробничого приміщення на одного робітника повинна бути не менше 4,5м².

Мікроклімат. Мікроклімат виробничих приміщень залежить від швидкості руху повітря на дільниці. 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.

Дільниця відноситься до приміщень з значними надлишками явного тепла більше 20ккал/м³. Отже, категорія робіт II б. робоче місце постійне. Оптимальні та допустимі значення мікроклімату наведені в таблиці 5.2 [22-25].

Таблиця 5.2 – Оптимальні та допустимі значення мікроклімату.

Період року	Категорія робіт	Температура		Вологість		Швидкість. руху повітря	
		Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.	Оптим.	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

Освітлення. На дільниці необхідно передбачити природне (бокове двохстороннє) та штучне освітлення. При боковому освітленні коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5%. Штучне освітлення повинно складати 400-500 лк. Значення кількісних показників освітлення наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – 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.

Шум, вібрація. В зв'язку з значним шумом який виникає в процесі ковки дільницю необхідно розміщувати в ізольованому приміщенні. При розміщенні дільниці 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. Нормативні рівні звукового тиску на дільниці наведені в таблиці 5.4. Амплітуду коливань при вібраціях вимірюють з допомогою електричних віброметрів АИН-4. Орієнтовані заміри вібрацій виконують механічними вібрографами.

Вібрації знижуються при використанні амортизаторів, змашувальних матеріалів та реактивних гасників пульсації. Особливе значення в боротьбі з вібрацією мають фундаменти виробничих будівель, а також фундаменти під устаткуванням. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підшви ніг.

Таблиця 5.4 – Нормативні рівні звукового тиску на дільниці

Робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ у октавних смугах із середньгеометричними частинами Гц									Еквівалентний рівень звуку дБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних місцях у виробничих заходах	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки – границя зниження продуктивності. Норми вібрацій приведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Норми вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дій	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			a_H м/с ²	$L a_H$ дБ	$V_H * 10^{-2}$ м/с	$L v_H$ дБ
Локальна		X_n, Y_n, Z_n	2,0	125	2,0	112
Загальна	3 типа		0,1	100	0,2	90

Виробничі випромінювання. Теплові апарати, які використовуються на підприємствах, є джерелами інфрачервоного випромінювання. За фізичною природою інфрачервоне випромінювання являє собою електромагнітні хвилі та потік квантових фотонів.

Ефект дії інфрачервоного випромінювання на людину залежить від довжини хвилі; - короткохвильове інфрачервоне випромінювання з довжиною хвилі від 0,76 до 1,4 мкм має більшу здатність проникати через шкіру; довгохвильове інфрачервоне випромінювання з більшою довжиною хвилі поглинається в основному в епідермісі; видиме – кров'ю у шарах дерми та підшкірною жировою клітковиною.

Поглинання інфрачервоних променів різними шарами шкіри призводить до їх нагрівання. Внаслідок цього можливе порушення теплового балансу організму людини. Інфрачервоне випромінювання негативно впливає на функціональний стан центральної нервової системи.

5.4 Протипожежні заходи

Дільниця відноситься до категорії Г-за пожежною небезпекою. До цієї категорії відносяться виробництва, зв'язані з обробкою неспалимих речовин і матеріалів у гарячому, розжареному або розплавленому стані, який супроводжується виділенням променистого тепла, іскор і полум'я, а також виробництва, зв'язані із спалюванням твердого, рідкого й газоподібного палива.

Усі будівельні матеріали і конструктивні елементи за ступенем їх займистості поділяються на три групи : неспалимі, важкоспалимі та спалимі. За ступенем вогнестійкості будівля відноситься до групи II.

Ступінь вогнестійкості будівлі II-це будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних та штучних кам'яних матеріалів, залізобетону із застосуванням листових і плиткових матеріалів.

При проведенні робіт на дільниці забороняється: користуватися несправною апаратурою; працювати в приміщеннях де застосовуються або зберігаються

легкозаймисті матеріали та рідини; прокладати струмоведучі зварювальні проводи разом із газозварювальними шлангами та трубопроводами; зберігати у зварювальних кабінах одяг і рукавиці з слідами мастила, бензину, газу.

На кожному небезпечному об'єкті мають бути всі засоби для швидкого виклику пожежної охорони. На особливо важливих і небезпечних щодо пожежі об'єктах рекомендується налагодити прямий телефонний зв'язок з пожежною командою. Справність усіх видів пожежного зв'язку та сигналізації систематично контролюється [25-27].

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.

Електропроводки, електродвигуни та пускові пристрої для вентиляційних установок слід підбирати й монтувати згідно з вимогами для певної категорії пожежної безпеки.

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).

Дільниця повинна бути обладнана системою пожежного водопостачання. До основних апаратів для гасіння пожеж належать ручні вогнегасники, пересувні піногонні, піногенератори, до машин ручні пожежні насоси, мотопомпи, автоцистерни і автонасоси.

Ручними вогнегасниками гасять пожежі, які не встигли поширитися. До них належать пінні вогнегасники ОП-1; ОП-3; ОП-5.

Для безпеки працюючих, які перебувають під час пожежі у виробничих приміщеннях і найшвидшого виходу їх звідти велике значення мають кількість, розміри вихідних отворів і шлях евакуації, а також найкоротша відстань від місць знаходження людей у приміщенні до виходу з нього без зустрічного руху або пересікання людських потоків.

Успішна евакуація людей досягається головним чином в відповідному розміщенні робочого місця і виходів назовні з додержанням необхідної ширини коридорів, дверей і проходів. На шляхах евакуації не повинна бути порогів та інших перепон що заважають нормальному і безпечному пересуванню людей.

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.

5.5 Висновки до розділу

Розділ присвячено питанням охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях, проаналізовано умови праці, запропоновані технічні рішення з техніки безпеки, з виробничої санітарії, сформовані рішення щодо забезпечення безпечної роботи та пожежної безпеки.

ВИСНОВКИ

Отже згідно з вимогами сьогодення Збройним силам України (ЗСУ) необхідні і по можливості доставляються легкові та вантажні автомобілі підвищеної прохідності, велика кількість автомобілів має постійний повний привід, без можливості відключення одного з мостів, а тому перевіряти їх на роликовому стенді можна лише в тому випадку, коли всі колеса обертаються одночасно, тобто на повноопорному стенді. Вказані аргументи приводять до висновку, що сьогодні повноопорний стенд для перевірки автомобілів підвищеної прохідності є реальною необхідністю на СТО «Піт стоп сервіс».

1. Повноопорні стенди для діагностування тягових якостей дають можливість імітувати як характерні швидкісні так і навантажувальні режими роботи автомобілів підвищеної прохідності, при цьому постійно визначати потужність, витрату палива, опір трансмісії й робити відповідні регулювання на автомобілі.

2. Проведено класифікацію стендів, методів та можливих засобів та діагностування гальм, проаналізовані вимоги до методів та засобів перевірки як гальмівних так і тягових властивостей.

3. Запропоновані компоновальні схеми стенду в трьох виконаннях приводу: з черв'ячним редуктором; з повідковим типом приводу; з ланцюговим типом приводу та запропонована схема перевірки гальмівної системи, запропонована також система вимірювання кутової швидкості та прискорення.

4. Проаналізовані сили в системі автомобіль підвищеної прохідності - повноопорний стенд при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на стенді з компоновальною схемою роликів 2+1 у режимі гальмівних та тягових випробувань.

Отже на силових стендах з рифленими сталевими роликами коефіцієнт зчеплення φ складає 0,8, при базальтових роликах - 0,6...0,7. На рифлених роликах силового стенда досягається $q = 0,6$, на бетонних роликах - 0,7, а φ шини з гладким сталевим барабаном дорівнює 0,53. В роботі при гальмуванні коліс на

інерційному стенді з гладкими сталевими барабанами досягнуті значення $q = 0,8...0,9$ при швидкості 30 км/год і $0,95...1,1$ при 80 км/год.

Запропонована математична модель процесу гальмування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді з біговими барабанами, проведено моделювання робочих процесів та основних параметрів комбінованого тягово-гальмівного стенду. Розроблені математичні моделі дозволяють досліджувати крутильні коливання як колісного вузла так і підвіски методом закручування застопореним колесом і екстреного гальмування вже розігнаного колеса.

5. Обґрунтовано методики гальмівних та тягово-швидкісних випробувань, проведені розрахунки нормативів гальмівних параметрів, проведено обґрунтування режимів перевірки витрати палива, сформована технологія перевірок тягово-економічних та гальмівних властивостей, наведено приклад визначення тягової сили на ведучих колесах, визначення крутного моменту на колінчатому валі двигуна.

В кінці розділу наведено алгоритм та необхідне обладнання для застосування запропонованої методики діагностування автомобілів підвищеної прохідності на розробленому повноопорному стенді

Дослідження дозволило сформулювати наступні рекомендації:

а) при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на стенді з компоувальною схемою роликів (2+2) необхідно використовувати фіксаційні троси, які утримують автомобіль на стенді під час випробувань і довантажують, щоб досягти необхідних q ;

б) кращим варіантом компоувальної схеми є схема роликів (2+1), тобто переднє колесо автомобіля спирається на два бігових барабани, заднє – на один барабан.

6. Розглянуті питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях, проаналізовано умови праці, запропоновані заходи з техніки безпеки, з виробничої санітарії, сформовані рішення щодо забезпечення безпечної роботи та пожежної безпеки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В.В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів: навчальний посібник / В.В. Біліченко, В.Л. Крещенецький, Ю.Ю. Кукурудзяк, С.В. Цимбал. – Вінниця: ВНТУ – 2010. – 132 с.
2. Біліченко В.В. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботизи спеціальності 8.07010601 – Автомобілі та автомобільнегосподарство / Уклад. В. В. Біліченко, А. А. Кашканов, В. П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 65 с.
3. Кужель В.П. Особливості стендових випробувань гальмівної системи повнопривідних автомобілів / Кужель В.П., Мукомел О.Л. // Тези XV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 24-26 жовтня 2022 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2022. С. 82 – 83.
4. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. Введ. 01.01.99 р. - К.: Вид-во стандартів, 1997. - 18 с.
5. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. - М.: Транспорт, 1990. – 272 с.
6. Автомобильный справочник Bosch: Пер. с англ. -2-е изд., переработанное и доп.- М.:ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ил.
7. Технічна експлуатація та надійність автомобілів: Навчальний посібник / [Форнальчик Є.Ю., Оліскевич і ін.]. Л., Афіша, 2004. – 492с.
8. Казак В.М. Надійність та діагностика електрообладнання. Навч. посібник під грифом МОН /Казак В.М., Доценко Б.І., Шепелєв Ю.І., Шевчук Д.О. – К.: Видавництво НАУ, 2013. – 275 с.
9. Алексієв В.О. Мехатроніка транспортних засобів та систем : Навчальний посібник / Алексієв В.О., Волков В.П., Калмиков В.І.-Харків: ХНАДУ , 2004. – 176 с.

10. Балан С.О., Гончарова О.Є., Становська Т.П. Моделювання теплового режиму гальмових систем // Зб. наук. праць асоціації «Автобус». Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. - Львів, 2000, вип. 4. - С. 18-21.
11. Бідняк М. Н. Виробничі системи на транспорті: теорія і практика. Монографія / М. Н. Бідняк, В. В Біліченко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006 – 176 с.
12. Салов А.И. Охорона праці на підприємствах автомобільного транспорту / Салов А.И. – М.: Транспорт, 1985. – 351 с.
13. Шинкаренко В.Г. Економічна оцінка нововведень на автомобільному транспорті / Шинкаренко В.Г. , Жарова О.М.. – Київ, 2004. – 128 с.
14. Сидоров В. А. Технічна діагностика механічного обладнання : Навчальний посібник / В. А. Сидоров, В. М. Кравченко, В. Я. Седуш, О. В. Ошовська. – Донецьк : Юго-Восток, 2010 – 131с.
15. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю: ДСТУ 3649:2008 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.insat.org.ua/files/project/dstu_3649. - Назва з екрана.
16. Технічний стан транспортних засобів та їх обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://auto.meta.ua/autolaw/pdd_ukr/a31. - (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.
17. Віштак І. В. Безпека життєдіяльності та основи охорони праці: конспект лекцій / І. В. Віштак – Вінниця: ВНТУ, 2019.
18. ГОСТ 12.1. 005-88 та „Санітарні норми мікроклімата виробничих приміщень”.
19. Шкідливі речовини та їх ГДК. – Назва з екрана. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <https://library.if.ua/book/86/6038.html>.
20. Охорона праці на підприємстві. – Назва з екрана.[Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу:
21. https://pidru4niki.com/1215051638256/bzhd/organizatsiya_ohoroni_pratsi_vi_robnitstvi_obovyazki_robotodavtsiv_pratsivnikiv_vimog_ohoroni_pratsi.

22. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. [Електронний ресурс]. Режим доступу до ресурсу: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id>. (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.

23. Канарчук В.Е. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств : Кн. 1 / Канарчук В.Е., Лудченко А.А., Курников И.П., Луйк И.А. - К. : Вища школа, 1991 – 311с.: ил.

24. Обладнання для техогляду >> перелік обладнання для проведення техогляду >> гальмівна система >> гальмівні стенди [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zapadpribor.com/ua/category/halmivni-stendy-stm/> (дата звернення 02.11.2022). – Назва з екрана.

25. Влада Дніпра закупила та передала ЗСУ вантажівки підвищеної прохідності [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://news.infocar.ua/vlada_dnpra_zakupila_ta_peredala_zsu_vantajvki_pdvishcheno_prohhdnost_153722.html (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.

26. Для ЗСУ розроблять авто підвищеної прохідності на заміну застарілим УАЗам [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://armyinform.com.ua/2021/05/21/dlya-zsu-rozroblyat-avto-pidvyshhenoyi-prohidnosti-na-zaminu-zastarilym-uazam/> (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.

27. Міноборони України запустило процес розробки нового автомобіля для ЗС України [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ua.interfax.com.ua/news/general/731270.html> (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.

28. Євросоюз передав ЗСУ ще 16 вантажівок підвищеної прохідності [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://konkurent.ua/publication/105752/evrosouz-peredav-zsu-sche-16-vantazhivok-pidvischenoi-prohidnosti/> (дата звернення 02.12.2022). – Назва з екрана.





Додаток А. Ілюстративна частина



Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра АТМ

Удосконалення діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей
автомобілів підвищеної прохідності в умовах станцій технічного обслуговування
автомобілів приватного підприємства «Піт стоп сервіс» місто Вінниця

Графічна частина до магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Виконав: студент 2-го курсу,
групи 1АТ-21м Мукомел О.Л.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ
Кужель В.П.

Вінниця - 2022

Актуальність теми. Станом на сьогоднішній день Збройним силам України (ЗСУ) необхідні і по можливості доставляються легкові та вантажні автомобілі підвищеної прохідності. Також Міністерство оборони продовжує послідовну роботу зі створення легкового автомобіля підвищеної прохідності для потреб українського війська (про відкриття відповідної дослідно-конструкторської роботи (ДКР) оголошено у березні 2021 року). Крім цього на території України експлуатуються багато автомобілів, які мають повний привід.

Тому в роботі пропонується розглянути варіанти оптимізації конструкції роликowego стенду та обґрунтувати методики діагностування автомобілів підвищеної прохідності

Мета роботи: підвищення експлуатаційної надійності автомобілів підвищеної прохідності шляхом удосконалення процесу діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей в умовах станції технічного обслуговування.

Об'єкт дослідження: процес діагностування на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності.

Предмет дослідження: забезпечення параметрів стійкості при проведенні гальмівних та тягово-швидкісних випробувань автомобілів підвищеної прохідності на стенді.

В роботі поставлені наступні завдання:

- обґрунтування доцільності діагностування автомобілів підвищеної прохідності на СТО приватного підприємства «Піт стоп сервіс»;
- вдосконалення конструкції повноопорного стенду для діагностування тягово-швидкісних та гальмівних властивостей;
- моделювання робочих процесів та параметрів стенду.
- дослідження на повноопорному стенді тягово-швидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності;
- розробка заходів з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Наукова новизна одержаних результатів:

- в процесі діагностування автомобілів підвищеної прохідності на повноопорному стенді встановлені взаємозв'язки між діагностичними параметрами і параметрами технічного стану гальмівної системи;
- дістали подальшого розвитку математичні залежності для моделювання робочих процесів на повноопорному стенді.

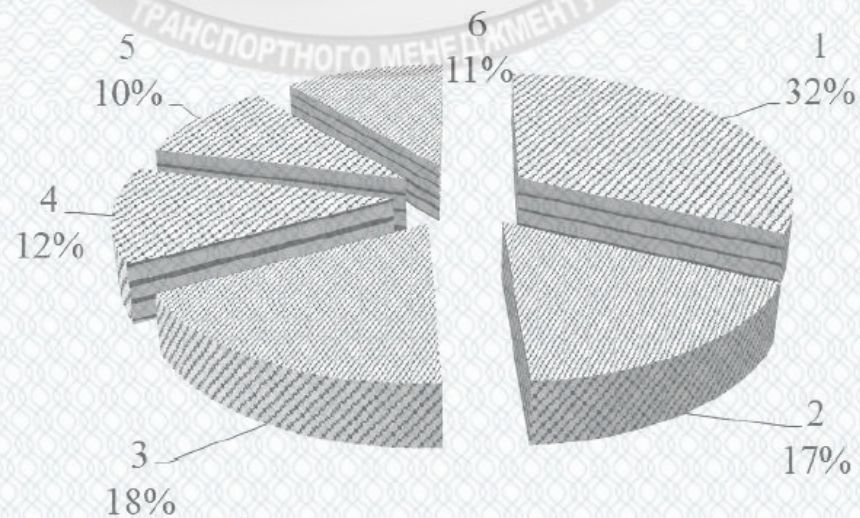
Апробація результатів роботи. Проміжні результати досліджень доповідалися й обговорювалися на XV Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 24 – 26 жовтня 2022 року, м. Житомир.



Публікації. Кужель В.П. Особливості стендових випробувань гальмівної системи повнопривідних автомобілів / Кужель В.П., Мукомел О.Л. // Тези XV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 24-26 жовтня 2022 року. – Житомир : Житомирська політехніка, 2022. С. 82 – 83 [3].

Розподіл потенційної ємності на ринку між СТО

Позначення на рисунку	Назва СТО	Частка Ринку, %	Категорія СТО
СТО - 1	СТО «Вінничина-Авто», вул. Ватутіна, 172	32	1
СТО - 2	СТО «RESPECT Авто», вул. Немирівське шосе, 90	17	2-4
СТО - 3	СТО «Авто Дім», вул. Чехова, 29	18	2-3
СТО - 4	СТО ПП «ПІТ СТОП СЕРВІС», вул. Левка Лук'яненка 1 а	12	2-3
5	Дрібні приватні майстерні, гаражі	10	-
6	Вільна частина ринку	11	-



Конструктивні схеми повного привода автомобілів

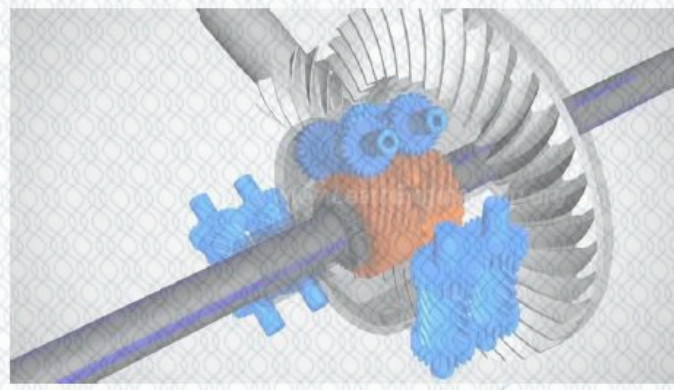


Конструктивна схема реалізації повного приводу на автомобілі BMW X5



Конструктивна схема муфти повного приводу «Халдекс» (Haldex)

Конструктивна схема диференціала підвищеного тертя «Торсен»



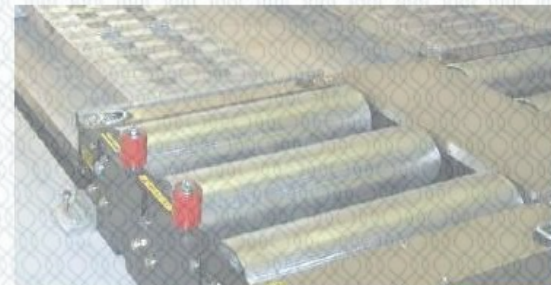
Існуючі аналоги повноопорних стендів



Повноопорний потужнісний
стенд Варго 4WD - BPA-4R
HP (Італія)



Динамометр – стенд, який призначений для
вимірювання потужності та крутного моменту
будь-яких автомобілів (AWD – повний привід,
RWD – задній привід, FWD – передній привід)





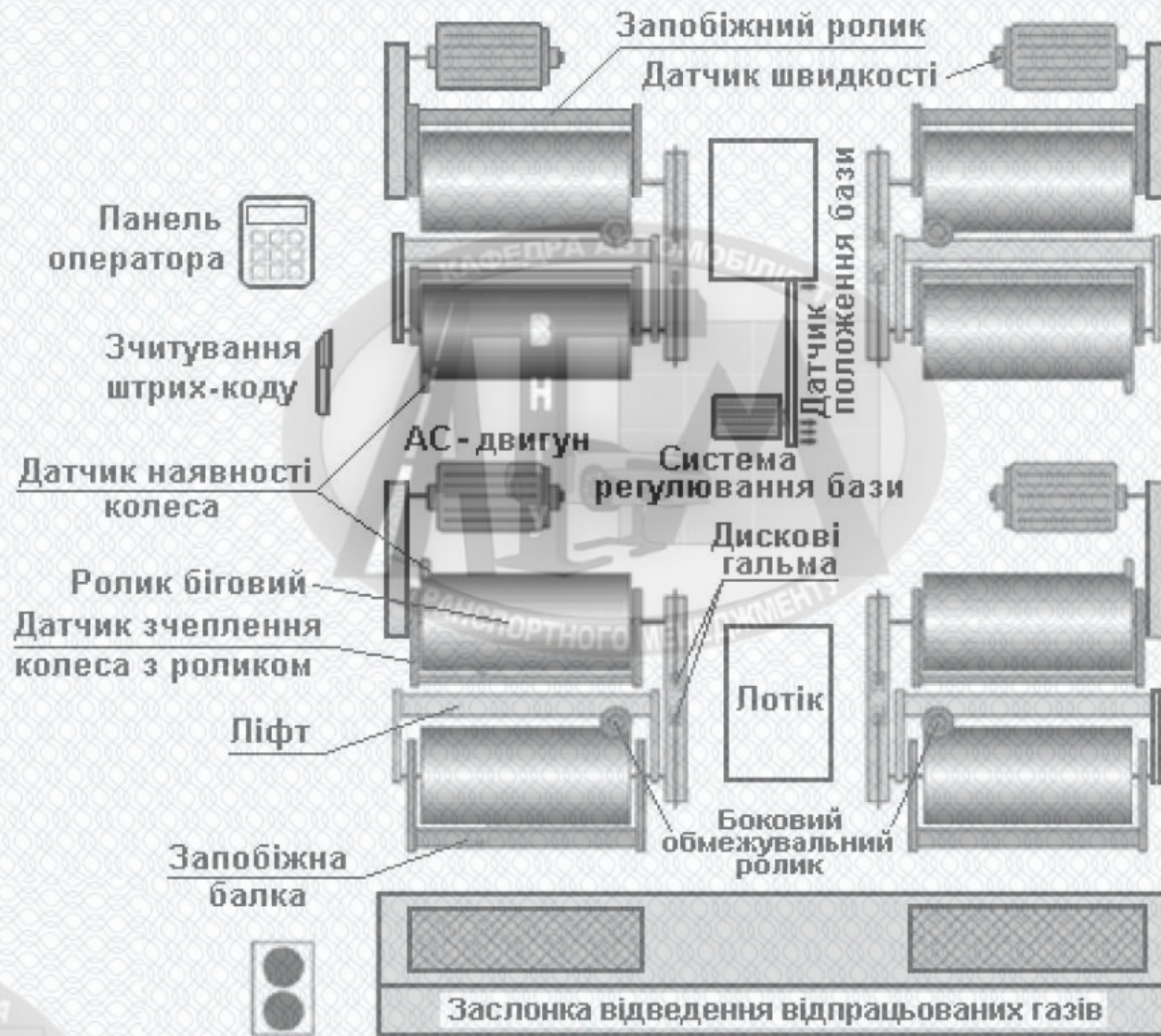
Роликовий стенд перевірки потужності легкових автомобілів з приводом на одну вісь для автомобілів з осьовим навантаженням до 2,5 т



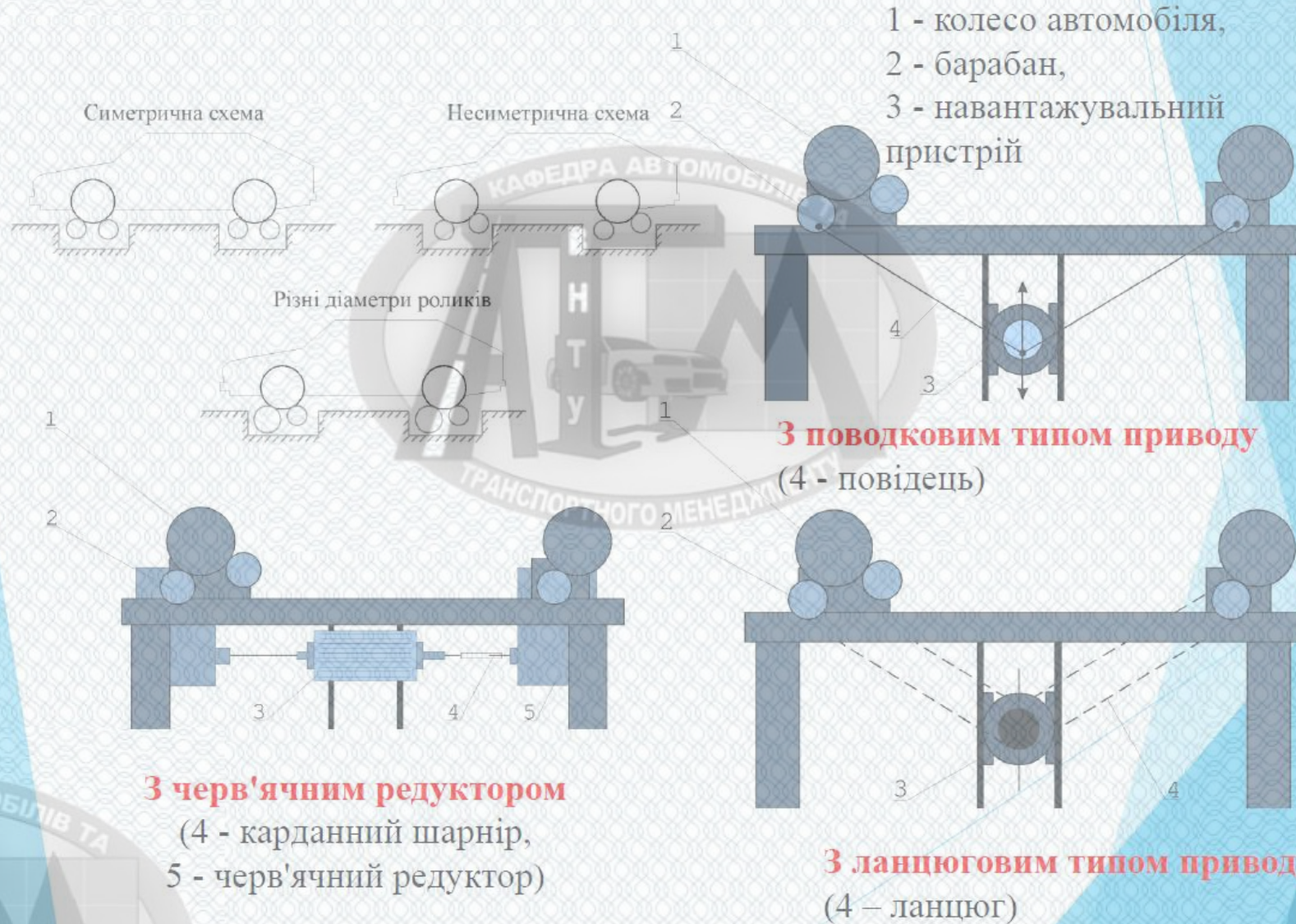
Повноопорний стел V-tech Dynamometers



Функціональна схема повноопорного стенда



Розташування роликів повноопорного роликового стенда та компоувальні схеми стенду для діагностування автомобілів підвищеної прохідності





Схеми процесу гальмування і перевірки гальмівної системи

1-автомобіль, 2-гальмівна педаль, 3-підсилювач гальма, 4-передній гальмівний контур, 5-гальмівний циліндр, 6-гальмівний диск, 7-передній блок станда, 8-шток, 9-пневмонога, 10-ручне гальмо, 11-задній (рухомий) блок станда, 12-гальмівні колодки, 13-задній гальмівний циліндр

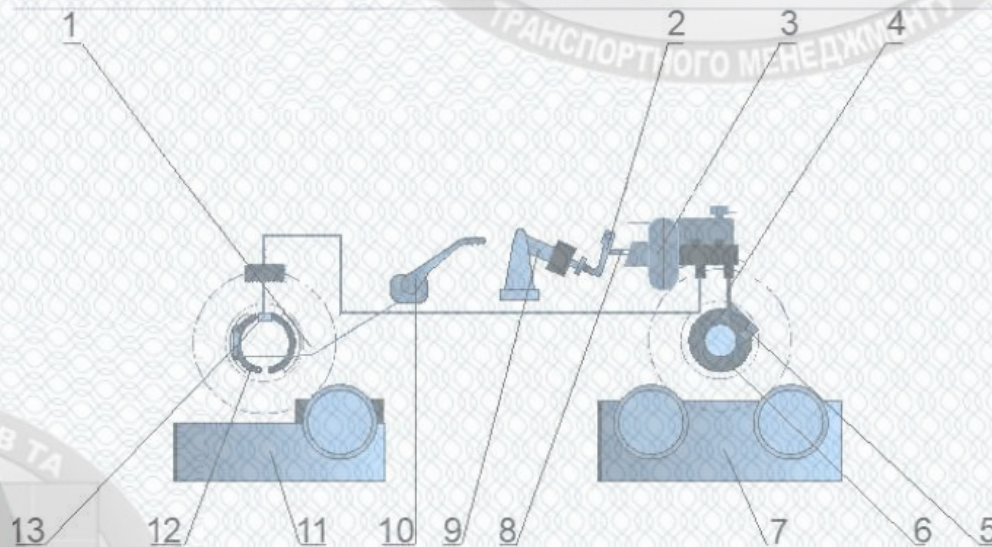
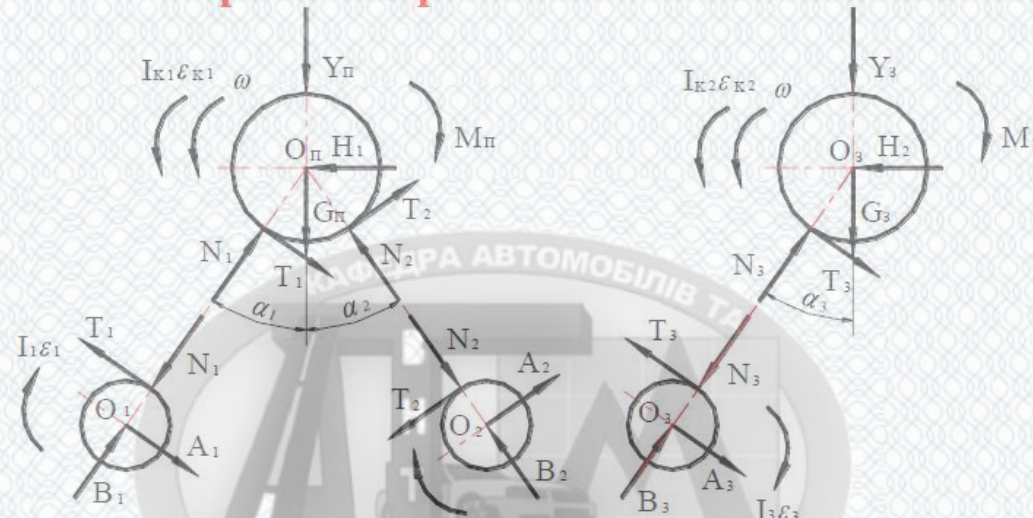


Схема сил в системі автомобіль-стенд при перевірці передніх і задніх гальм та рівняння рівноваги компонентів системи



Рівняння рівноваги переднього колеса:

$$\Sigma X = T_1 \cdot \cos \alpha_1 + T_2 \cdot \cos \alpha_2 + N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - H_1 = 0,$$

$$\Sigma Y = -T_1 \cdot \sin \alpha_1 + T_2 \cdot \sin \alpha_2 + N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 - (Y_{п} + G_{п}) = 0.$$

Рівняння рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = T_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - H_2 = 0,$$

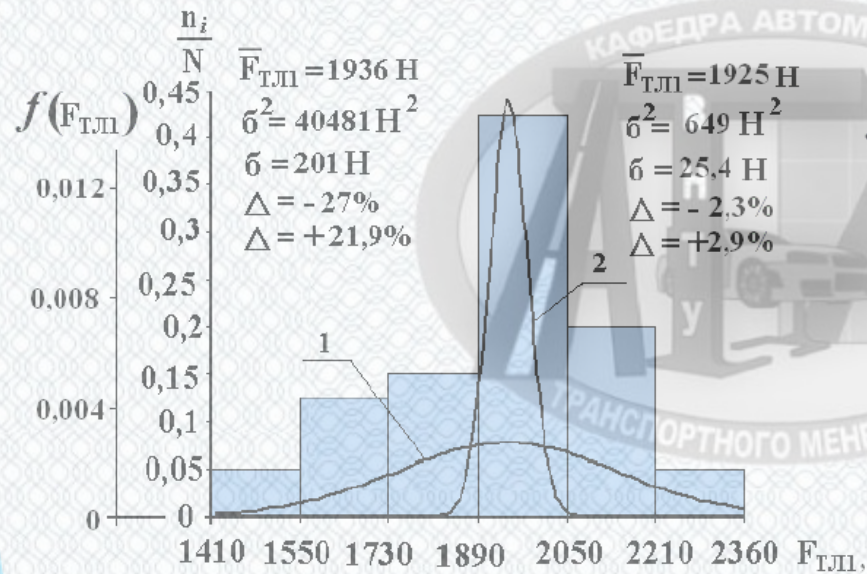
$$\Sigma Y = -T_3 \cdot \sin \alpha_3 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 - (Y_3 + G_3) = 0.$$

Рівняння рівноваги кузова:

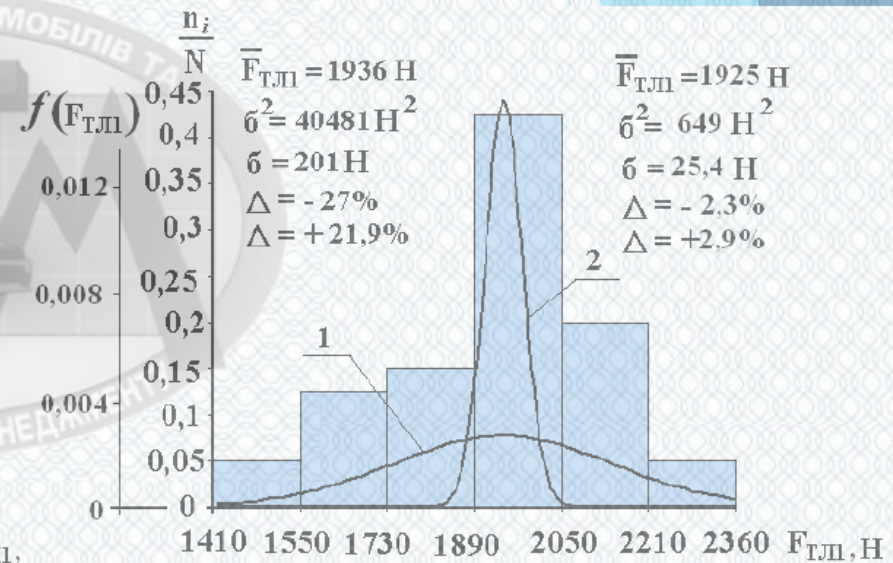
$$\Sigma X = H_1 + H_2 - H = 0, \quad \Sigma Y = -G + Y_{п} + Y_3 = 0,$$

$$\Sigma M_{O_3} = -M_{п} - M_3 + Y_{п} \cdot L - G \cdot L_2 = 0.$$

Побудовані гістограми розподілу гальмівних сил на колесах передньої вісі автомобіля



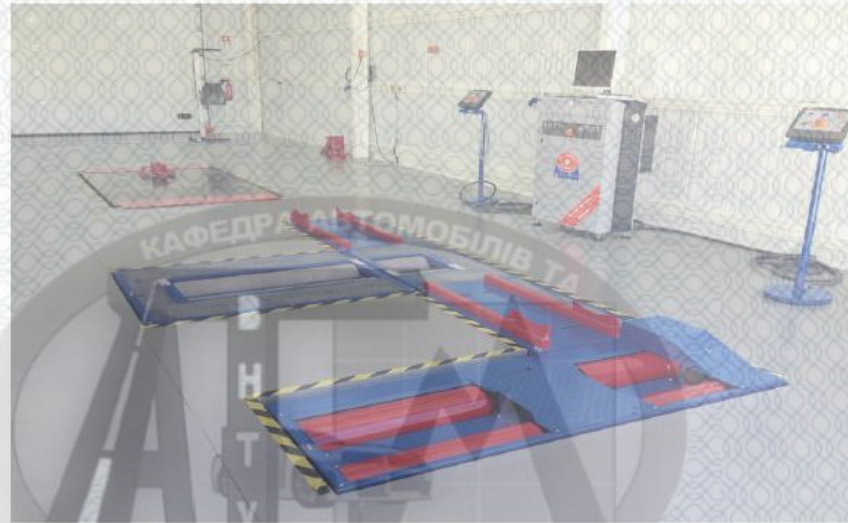
Ліве колесо



Праве колесо

- 1 - функція нормального розподілу;
 2 - функція нормального розподілу з поворотною платформою

Запропонована конструкція повноопорного стелу перевірки гальмівної системи



Фрагмент розробленої методики перевірки гальм автомобіля підвищеної прохідності

1 Параметри робочих гальм передніх коліс при гальмуванні на швидкості 40 км/год мусять мати значення не гірші, ніж зазначено далі.

1.1 Гальмівна сила, Н, не менше	8990
1.2 Усталене сповільнення	
-на передій осі, м/с ² , не менше	23,19
-на задній осі, м/с ² , не менше	9,94
1.3 Гальмівний шлях, м, не більше	14,61
1.4 Повний час гальмування, с, не більше	2,27
1.5 Час спрацьовування гальмівної системи, с, не більше	0,5
1.6 Коефіцієнт осьової нерівномірності, %, не більше	20

2 Обладнання та пристрої

Стенд повноопорний

Динамометричний пристрій для натискання на гальмівну педаль

Рукав для відведення відпрацьованих газів

3 Послідовність перевірки

3.1 Встановлення автомобіля на стенд

3.1.1 Увімкнути систему живлення стенда електроенергією, довести до норми тиск у пневмосистемі стенда. При опущеному підйомнику колеса перевірити легкість обертання бігових барабанів, відсутність іскріння та сторонніх звуків.

3.1.2 Підняти площадки підйомника коліс до крайнього верхнього положення.

3.1.3 Своїм ходом подати автомобіль на стенд, зупинити його ведучими передніми колесами на площадках підйомника.

3.1.4 Опустити площадки підйомника коліс до крайнього нижнього положення.

- 3.1.5 Надіти металорукав на вихлопну трубу, надійно закріпити. Увімкнути витяжний вентилятор
- 3.1.7 Увімкнути першу передачу, плавно відпустити педаль зчеплення, на мінімальній можливій швидкості обертати ведучі колеса та бігові барабани стенда, одночасно підбираючи таке положення рульового колеса, при якому автомобіль не уводить вправо чи вліво.
- 3.1.7 Вимкнути передачу.
- 3.1.8 Зафіксувати автомобіль тросами за буксировочні крюки
- 3.1.9 Згідно з технічних даних виставити на стенді колісну базу під автомобіль
- 3.1.10 Установити на гальмівну педаль динамометричний пристрій ДУ-76. Коротко натиснувши на кнопку „Перевірка гальм”, упевнитися, що динамометричний пристрій спрацював. Повернути шток динамометричного пристрою у вихідне положення вручну.
- 3.1.11 Перевірити тиск у ресивері динамометричного пристрою. Нормальне значення – 0,25 МПа (2,54 кгс/см²).
- 3.2 Перевірка ефективності робочих гальм автомобіля підвищеної прохідності.
- 3.2.1 Водію перевірюваного автомобіля: вийти на 4-ту передачу, довести швидкість до 40 км/год.
- 3.2.2 Оператору стенда: упевнитися, що усталено режим 40 км/год. В разі відхилення зареєструвати різницю показань спідометра і системи вимірювання швидкості на стенді, дати команду водію на доведення швидкості до потрібного значення. Після установлення режиму натиснути кнопку „Перевірка гальм”. Зареєструвати показання системи вимірювання гальмівних параметрів, обчислити коефіцієнт осьової нерівномірності (або упевнитися, що на екрані комп’ютера зареєстровані гальмівні діаграми правого та лівого коліс і виведені розрахункові показники).
- 3.2.3 Якщо гальмування хоча б одного колеса відбулося з проковзуванням барабанів по шині (юзом), повернути шток динамометричного пристрою у вихідне положення. Зменшити тиск у ресивері динамометричного пристрою до 0,125 МПа (1,27 кгс/см²). Повторити перевірку (пп. 3.2.1)
- 3.3 Закінчення операції
- Якщо не передбачено дальших діагностичних операцій у цій позиції автомобіля, прибрати троси фіксації, зняти з педалі динамометричний пристрій, підняти підйомники коліс і своїм ходом подати автомобіль у наступну позицію перевірки або вивести зі стенда.

Висновки

Отже згідно з вимогами сьогодення Збройним силам України (ЗСУ) необхідні і по можливості доставляються легкові та вантажні автомобілі підвищеної прохідності, велика кількість автомобілів має постійний повний привід, без можливості відключення одного з мостів, а тому перевіряти їх на роликовому стенді можна лише в тому випадку, коли всі колеса обертаються одночасно, тобто на повноопорному стенді. Вказані аргументи приводять до висновку, що сьогодні повноопорний стенд для перевірки автомобілів підвищеної прохідності є реальною необхідністю на СТО «Піт стоп сервіс».

- ▶ 1. Повноопорні стенди для діагностування тягових якостей дають можливість імітувати як характерні швидкісні так і навантажувальні режими роботи автомобілів підвищеної прохідності, при цьому постійно визначати потужність, витрату палива, опір трансмісії й робити відповідні регулювання на автомобілі.
- ▶ 2. Проведено класифікацію стендів, методів та можливих засобів та діагностування гальм, проаналізовані вимоги до методів та засобів перевірки як гальмівних так і тягових властивостей.
- ▶ 3. Запропоновані компоновальні схеми стенду в трьох виконаннях приводу: з черв'ячним редуктором; з повідковим типом приводу; з ланцюговим типом приводу та запропонована схема перевірки гальмівної системи, запропонована також система вимірювання кутової швидкості та прискорення.
- ▶ 4. Проаналізовані сили в системі автомобіль підвищеної прохідності - повноопорний стенд при дослідженні автомобіля підвищеної прохідності на стенді з компоновальною схемою роликів 2+1 у режимі гальмівних та тягових випробувань.
- ▶ Запропонована математична модель процесу гальмування автомобіля підвищеної прохідності на повноопорному стенді з біговими барабанами, проведено моделювання робочих процесів та основних параметрів комбінованого тягово-гальмівного стенду.

Розглянуті питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях, проаналізовано умови праці, запропоновані заходи з техніки безпеки, з виробничої санітарії, сформовані рішення щодо забезпечення безпечної роботи та пожежної безпеки.





Додаток Б. Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень



КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ
ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Удосконалення діагностування тягово-нвидкісних та гальмівних властивостей автомобілів підвищеної прохідності в умовах станції технічного обслуговування автомобілів приватного підприємства «Hit stop сервіс» місто Вінниця

Тип роботи: Магістерська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 97 % Схожість 3,0 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

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

Особа, відповідальна за перевірку

[підпис]
(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

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

Автор роботи

[підпис]
(підпис)

Мукомел О.Л.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

[підпис]
(підпис)

Кужель В.П.
(прізвище, ініціали)

