

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

Кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. М.Я. Говоруценка

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

Дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликівим стендом
при тягових і гальмівних випробуваннях

Завідувач кафедри, д-р техн. наук, проф.



Володимир ВОЛКОВ

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент



Олександр НАЗАРОВ

Керівник, канд. техн. наук, доцент



Ігор МАРМУТ

Студент гр. А-62-24



Роман ГРАБИНА

Харків 2025

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Автомобільний
Кафедра Інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. М.Я. Говорущенка
Освітньо-кваліфікаційний рівень Магістр
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва)
Освітня програма Автомобільний транспорт

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Зав. кафедри _____
проф. Волков В.П.
" ____ " _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу студенту
Грабині Роману Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. *Тема роботи:* “Дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликотвим стендом при тягових і гальмівних випробуваннях”

керівник роботи _____ доц. Мармут І.А., к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора ХНАДУ від " 08 " жовтня 2025 р. № 155

2. *Строк подання студентом роботи:* 10 грудня 2025 р.

3. *Вихідні дані до роботи:*

- літературні джерела по стендовій діагностиці автомобілів;
- матеріали розробок по ТМНТ;
- матеріали науково-дослідного стажування.

4. *Перелік питань, які потрібно розробити:*

ВСТУП

1. Особливості стендових випробувань автомобілів. Огляд стендів.
2. Основні характеристики і будова роликотвих стендів.
3. Особливості стендових випробувань тягових властивостей автомобілів.
4. Експериментальне дослідження сил опору коченню колеса автомобіля по роликах стенду.
5. Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС.

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

ВИСНОВКИ

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

5. *Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)*



1. Мета, ціль та задачі дослідження.
- 2, 3, 4. Огляд стендів для діагностування автомобілів.
5. Класифікація трансмісій повнопривідних автомобілів.
6. Схема сил у системі автомобіль-стенд при тягових випробуваннях

7, 8. Експериментальне дослідження сил опору коченню колеса автомобіля по роликах стенду.

9, 10, 11, 12. Схема силової взаємодії автомобіля зі стендом при гальмівних випробуваннях.

13. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Усі розділи	Доц. Мармут І.А.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Найменування етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Особливості стендових випробувань автомобілів. Огляд стендів.	01.09.2025 - 25.09.2025	
2. Основні характеристики і будова роликів стендів.	26.09.2025 - 10.11.2025	
3. Експериментальне дослідження сил опору коченню колеса автомобіля по роликах стенду. Особливості стендових випробувань гальмівних систем автомобілів.	11.11.2025 - 18.11.2025	
4. Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС. Охорона праці.	19.11.2025 - 25.11.2025	
5. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу.	26.11.2025 - 09.12.2025	
6. Затвердження роботи.	10.12.2025	

Студент  Грабина Р.О.

Керівник роботи  Мармут І.А.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота: 98 с., 37 рис., 9 табл., 1 додаток, 17 джерел.

СТЕНДОВА ПЕРЕВІРКА, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ОПІР КОЧЕННЮ, АНТИБЛОКУВАЛЬНА СИСТЕМА, ПОВНООПОРНИЙ СТЕНД.

Об'єкт дослідження – процес взаємодій елементів повноопорного роликового стенда з автомобілем.

Мета роботи – підвищення якості стендового діагностування гальмівних і тягових властивостей автомобілів.

Для досягнення поставленої мети вирішено наступні задачі:

1. Виконано обґрунтування оптимальних методів перевірки гальмівної системи та тягових властивостей автомобіля.

2. Виконано дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликовим стендом при тягових і гальмівних випробуваннях. Силова модель розглянутої системи, як і для гальмівних випробувань, містить в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху роликів і коліс.

Методи дослідження – у роботі використані теоретичні методи математичного моделювання, рішення і аналізу рівнянь механіки.

Наукова новизна отриманих результатів:

удосконалені моделі розрахунків значень гальмівної та тягової сили та нормативних реакцій для роликових стендів при різних розташуваннях роликів;

отримала подальший розвиток модель взаємодії коліс автомобіля з повноопорним стендом при тягово-гальмівних випробуваннях з урахуванням зв'язків у підвісі.

Результати кваліфікаційної роботи можуть використовуватися в подальших дослідженнях взаємодії автомобіля зі стендом при тягово-гальмівних випробуваннях і при розробці та проектуванні зон діагностування для СТО.

ABSTRACT

Thesis: 98 pages, 37 figures, 9 tables, 1 appendix, 17 sources.

BENCH TEST, BRAKE SYSTEM, ROLLING RESISTANCE, ANTI-LOCK SYSTEM, FULL SUPPORT BENCH.

The object of the study is the process of interaction of the elements of a full-support roller stand with a car.

The purpose of the work is to improve the quality of bench diagnostics of the braking and traction properties of cars.

To achieve the set goal, the following tasks were solved:

1. The justification of optimal methods for testing the braking system and traction properties of the vehicle was performed.

2. A study of the interaction of a car with a full-support roller stand during traction and braking tests was carried out. The force model of the system under consideration, as for braking tests, contains the equilibrium equation of the body and two axles and the equation of motion of the rollers and wheels.

Research methods – the work uses theoretical methods of mathematical modeling, solution and analysis of equations of mechanics.

Scientific novelty of the obtained results:

- improved models for calculating braking and traction force values and standard reactions for roller stands with different roller positions;

- the model of interaction between vehicle wheels and a full-support stand during traction and braking tests, taking into account the connections in the suspension, has been further developed.

The results of the qualification work can be used in further studies of the interaction of the vehicle with the stand during traction and braking tests and in the development and design of diagnostic areas for service stations.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Особливості стендових випробувань автомобілів. Огляд стендів.....	8
1.1 Стендові методи перевірки автомобілів.....	8
1.2 Розвиток типу стендів для перевірки автомобілів.....	9
2 Основні характеристики і будова роликів стендів.....	20
3 Особливості стендових випробувань тягових властивостей автомобілів.....	34
3.1 Удосконалення методики стендових випробувань транспортних засобів.....	34
3.2 Робота зі стендами для тягової перевірки.....	40
4 Експериментальне дослідження сил опору кочення колеса автомобіля по роликах стенду.....	48
4.1 Обґрунтованість досліджень.....	48
4.2 Аналіз даних отриманих у ході експериментального дослідження.....	49
5 Удосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС.....	59
5.1 Загальні напрями діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС.....	59
5.2 Дослідження процесів діагностування автомобілів на роликів стендах.....	65
6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	73
6.1 Загальні вимоги безпеки.....	73
6.2 Інструкція з охорони праці при роботі на стенді.....	74
6.3 Пожежна безпека на ділянці.....	76
Висновки.....	80
Перелік посилань.....	82
Додаток А Ілюстративний матеріал до кваліфікаційної роботи.....	84

ВСТУП

Актуальність теми. Контроль та діагностування технічного стану рухомого складу автотранспорту з точки зору безпеки руху є однією з найважливіших проблем, породженої швидким зростанням числа автомобілів, що беруть участь у дорожньому русі та збільшенням швидкостей руху. Особливо важливий цей контроль для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху: гальмівна система, рульове керування, ходова частина, система освітлення і сигналізації. Також важливе значення має контроль токсичності відпрацьованих газів - шкідливі викиди істотно впливають на стан навколишнього середовища.

Зарубіжний і вітчизняний досвід свідчить про ефективність інструментального контролю. Його переваги – у достовірності значень перевірених параметрів і в тому, що вони завжди можуть бути оскаржені. Однак для успішного впровадження інструментального контролю необхідно вирішувати багато проблем. У першу чергу - питання оснащення пунктів інструментального контролю необхідним контрольно-діагностичним обладнанням. До такого обладнання відносяться роликові стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних і тягових якостей автомобілів.

Наприклад, гальмівні стенди можна класифікувати за кількома основними ознаками, які визначають їх тип: за принципом передачі вимірюваного гальмівного зусилля від колеса автомобіля до стенду, за способом навантаження гальм, за режимом руху колеса. За способом навантаження гальм стенди можна розділити на два типи: силові і інерційні.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Кваліфікаційна робота магістра є продовженням досліджень, проведених проблемною науково-дослідною лабораторією кафедри ТЕСА ХНАДУ по діагностиці і прогнозуванню технічного стану, і направлена на подальше удосконалення методів і способів діагностування автомобілів. Робота виконана в рамках бюджетної теми: 05-53-01 (№ РК 0101U0052G8) «Теорія управління технічним станом транспортних машин на основі діагностичної інформації».

Мета дослідження – підвищення якості стендового діагностування гальмівних

і тягових властивостей автомобілів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати оптимальні методи перевірки гальмівної системи та тягових властивостей автомобіля
- виконати дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликівим стендом.

Об'єкт дослідження. Процес взаємодій елементів діагностичного стенда з автомобілем.

Предмет дослідження. Закономірності зміни функціональних властивостей тягово-гальмівного стенду від розташування опорних роликів.

Методи дослідження. У роботі використані теоретичні методи математичного моделювання, рішення і аналізу рівнянь механіки.

Наукова новизна отриманих результатів:

- удосконалені моделі розрахунків значень гальмівної та тягової сили та нормативних реакцій для роликівих стендів при різних розташуваннях роликів;
- отримала подальший розвиток модель взаємодії коліс автомобіля з повноопорним стендом при тягово-гальмівних випробуваннях з урахуванням зв'язків у підвісці.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані методи стендової перевірки діагностичних параметрів для легкових автомобілів. Результати кваліфікаційної роботи можуть використовуватися в подальших дослідженнях взаємодії автомобіля зі стендом при тягово-гальмівних випробуваннях і при розробці та проектуванні зон діагностики для СТО.

1 ОСОБЛИВОСТІ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ АВТОМОБІЛІВ.

ОГЛЯД СТЕНДІВ

1.1 Стендові методи перевірки автомобілів

Стендові випробування засновані на принципі оборотності руху: перевіряемий автомобіль нерухомий, а його обертові колеса спираються на рухому опорну поверхню, наприклад, циліндричні поверхні спарених роликів (найпоширеніший в даний час варіант робочих органів стану). На одних стендах обертаються всі колеса, на інших - тільки колеса однієї осі (відповідно повноопорні і одновісні стенди).

Робота автомобіля на стенді моделює його реальну роботу на дорозі. Як при будь-якому моделюванні, тут відтворюються не всі фактори реального руху, а лише найсуттєвіші (з точки зору розробника стану і технології випробувань). Так, зазвичай не моделюється набігаючий потік повітря, через що при тягових випробуваннях не діє аеродинамічний опір, а також змінюється тепловий режим працюючого двигуна. Далі, в експлуатації використовують здебільшого одновісні стенди, що істотно впливає на моделювання робочих режимів.

Проте, стендові випробування мають ряд дуже важливих достоїнств.

Випробування проводяться в закритому і опалювальному приміщенні, що забезпечує стабільність навколишніх умов, у тому числі, стабільність взаємодії коліс з опорною поверхнею, незалежно від погоди, пори року і доби.

Випробування проводяться на спеціальному обладнанні - стенді, який можна оснастити необхідними вимірювальними пристроями і приладами, що дозволяють не тільки оцінювати інтегральні показники, а й диференціювати їх по складових частинах об'єкта, що перевіряється, тобто забезпечити локалізацію порушень технічного стану. Завдяки цьому не потрібно дообладнання перевіряемих автомобілів датчиками і вимірювальними системами, що різко скорочує тривалість і вартість випробувань і робить їх доступними для масового користувача.

Автомобіль на стенді нерухомий, тому випробування безпечні - можна імітувати самі напружені режими, не боячись втрати стійкості, заносу, зіткнень тощо,

тобто без ризику для людей і збереження автомобіля. Крім того, випробування на нерухомому автомобілі ще й зручні: на відміну від випадку руху на дорозі, є доступ до перевіряємих агрегатів і точок регулювання, в тому числі знизу, можна використовувати зовнішні пристрої, наприклад, зовнішній витратомір палива, мотор - тестер тощо.

Випробування проводяться на власній території, без виїзду на дороги загального користування.

Висловлені аргументи настільки вагомі, що змушують зробити висновок про необхідність широкого застосування стендових випробувань в практиці масової експлуатації автомобілів. Тому у всіх розвинених країнах світу стенди для перевірки тягово-економічних властивостей і працездатності гальмівних систем є стандартним обладнанням будь-якого експлуатаційного підприємства, сервісної станції, контрольного поста дорожньої поліції. На автомобільних і авторемонтних заводах (АРЗ) зібрані автомобілі зараз в обов'язковому порядку проходять ряд перевірочних операцій на роликівих стендах, а також первинну обкатку.

1.2 Розвиток типажу стендів для перевірки автомобілів

Основні переваги стендових випробувань стали очевидні ще на зорі автомобілізму. Перші патенти і конструкції стендів датуються приблизно 1910 роком. До 30-х років вже визначилися основні типи стендів, які існують і досі.

За призначенням розрізняють стенди для перевірки тягових і економічних властивостей (тобто силового агрегату), гальм, а також інших систем, наприклад, керованих коліс. Ми будемо говорити переважно про перші дві групи стендів - тягові і гальмівні. Необхідно відзначити, що в літературі можна зустріти деякий термінологічний різнобій. Так, іноді стенди для перевірки тягових властивостей називають гальмівними - це назва перейшла на них від випробувальних стендів для двигунів, де основним елементом є гальмо, що створює робоче навантаження. У зарубіжній літературі тяговий стенд часто називають "динамометр шасі" або просто динамометр.

Крім зазначених груп спеціалізованих стендів зустрічаються і універсальні стенди, які дозволяють перевіряти і силовий агрегат, і гальма, а іноді й інші підсистеми автомобіля.

За методом створення діючих сил розрізняють силові й інерційні стенди. Найбільший загальний принцип стендової перевірки полягає в тому, що колеса автомобіля взаємодіють з опорними елементами стенду, причому на колеса діють сили двох груп: рушійні і гальмівні. Створюють їх або силовими пристроями - двигунами і гальмами, або інерційними елементами - масами і маховиками. Відповідно говорять про силовий і інерційний метод випробувань.

При силовому методі, як правило, використовують сталі режими, тобто перевірки при постійній швидкості. При інерційному методі режими тільки несталі (динамічні), швидкості змінюються, за рахунок прискорень створюються інерційні сили.

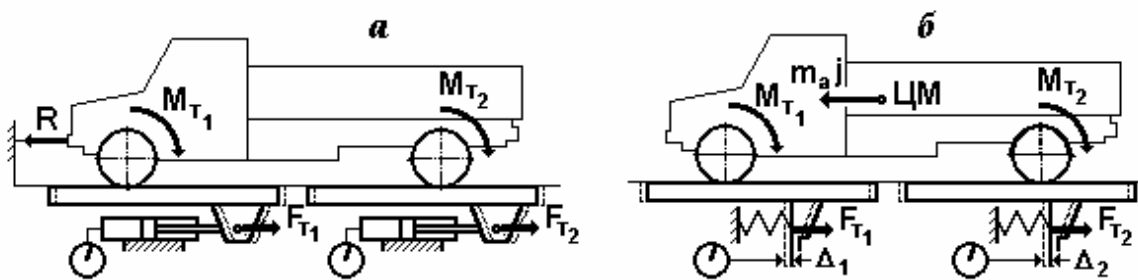
Іноді виділяють так звані статичні стенди - це різновид силових стендів, на яких колесо при перевірці не обертається взагалі або ж рухається з вельми малими окружними швидкостями, порядку часткою м / с.

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

У процесі розвитку стендової техніки були випробувані найрізноманітніші конструкції. Основним елементом, що визначає всі відмінності, були опорні поверхні для перевіряємих коліс.

Відомі стенди з практично нерухомою опорною поверхнею - майданчикові. Майданчики їх можуть переміщатися на одиниці або частки міліметрів при деформації пружних елементів під дією прикладених до майданчиків сил з боку автомобіля. Вимірюючи переміщення, судять по діючим силам. Майданчикові стенди

застосовують для перевірки гальм і кутів установки керованих коліс. При перевірці гальм використовуються два методи: силовий і інерційний. При силовому автомобіль встановлюють на майданчики чотирма колесами (рис. 1.1а), фіксують від поздовжнього переміщення, а потім силовими циліндрами рухають майданчики назад, поки не почнуть провертатися колеса (при цьому вимірювальна система реєструє максимальну гальмівну силу на кожному колесі) або поки колеса не заковзали по майданчиках (юз; реєструється максимальна сила зчеплення; значить, гальмівна сила така ж або більше, хоча невідомо на скільки).



а - силовий; б – інерційний

Рисунок 1.1 – Схеми майданчикових стендів для перевірки гальм

При інерційному методі автомобіль розганяють перед стендом до деякої швидкості, а при в'їзді на стенд різко гальмують. Кожне колесо спирається на свій майданчик, стенд вказує значення чотирьох гальмівних сил (або максимальних сил зчеплення). Майданчикові стенди прості і порівняно недорогі, контакт колеса з опорою такий же, як на дорозі, майданчики можуть бути навіть покриті асфальтом. Недоліки силового майданчикового стенду - великі розміри, швидкість перевірки практично нульова; у інерційного майданчикового стенду розміри ще більше, а крім того, потрібно місце для розгону автомобіля, обмежена швидкість перевірки (гальмівний шлях повинен бути менше, ніж довжина площадки, а остання повинна бути менше колісної бази перевіряється автомобіля, щоб на одному майданчику не гальмували одночасно два колеса), великий розкид показань від виміру до виміру. Це різко знижує достовірність перевірки, тому, наприклад, у Великобританії дорожня поліція офіційно заборонила застосовувати майданчикові стенди. У нас силові

майданчикові стенди для перевірки гальм використовувалися в складі лінії експрес-діагностики ЛЕД - 1 для автомобілів ГАЗ і ЗІЛ, яку випускав малою серією Київський ОЕЗ "Автотехніка".

В інших країнах, їх випускають і зараз (наприклад, фірма «НЕКА Auto Test GmbH», Німеччина) (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 – Стенд фірми «НЕКА Auto Test GmbH», Німеччина

Набагато більше поширені стенди з рухомою опорною поверхнею. Розрізняють стенди з плоскою і криволінійною опорною поверхнею. До числа перших відносяться стенди конвеєрного типу та стенди з опорними планшайбами. На конвеєрних стендах (рис. 1.3) автомобіль зазвичай стоїть всіма колесами, причому є паралельно два конвеєра - для правих і лівих коліс (хоча можна виконати і чотири конвеєра, під кожне колесо).

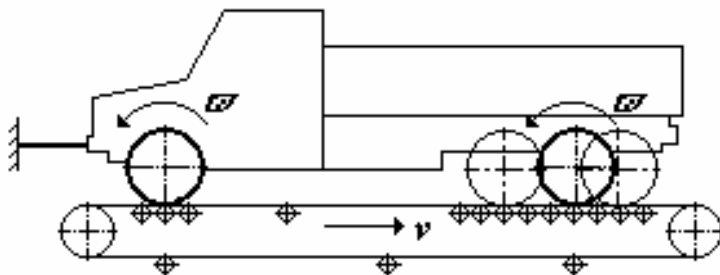


Рисунок 1.3 – Схема універсального стенду конвеєрного типу

Конвеєр може бути стрічковий або пластинчастий. У першому випадку гнучкий орган - гумова стрічка з тканинним кордом, в другому - два тягові ланцюги з металевими майданчиками. На стрічковому конвеєрі в зонах обпирання коліс стрічку підтримують часто встановленими роликми, щоб поверхня обпирання була близька до площини. Реалізуються обидва методи, частіше - інерційний. Стенди універсальні, на них можна перевіряти і гальма, і тягові властивості. Не потрібен приводний двигун. Можна перевіряти автомобілі з різною колісною базою.

Принципові достоїнства таких стендів - обпирання колеса на плоску поверхню і реальні швидкості перевірки. Недоліки - складність, висока ціна, необхідність кріплення автомобіля в двох напрямках - поздовжньому і поперечному. Останнє викликано тим, що при нерівномірності сил на правих і лівих колесах, особливо гальмівних сил, автомобіль зміщується в поперечному напрямку. Крім того, поперечні (бічні) сили в контактні керованих коліс з опорою (або всіх коліс при неправильному закріпленні автомобіля) прагнуть зрушити стрічку поперек. Для запобігання цього доводиться ставити спеціальні відбійні роликми, тобто ускладнювати конструкцію.

Такі стенди використовувалися в дослідницьких лабораторіях, але в практиці широкого застосування не знайшли - через складність, дорожнечу і необхідності кріплення автомобіля, яка знижує пропускну здатність.

Стенди з планшайбами відомі теж лише в одиничних екземплярах (рис. 1.4).

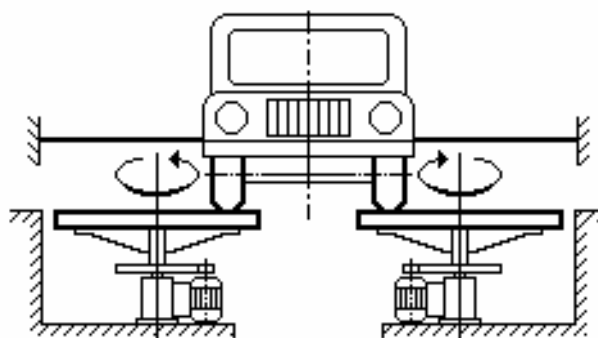


Рисунок 1.4 – Схема стенду з опорними планшайбами

Планшайба - це встановлений горизонтально плоский диск з вертикальною віссю обертання. Два таких диска ставлять поруч, спирають на них два перевіряємі

колеса. Вали дисків пов'язані з приводними або навантажувальними пристроями. Можна реалізувати силовий і інерційний методи при перевірці гальм і силового агрегату. Робочі поверхні дисків можуть бути покриті асфальтом або бетоном. Переваги: гарна імітація дороги (плоска опорна поверхня, потрібне покриття). Недоліки: стенд великий, складний і дорогий; автомобіль потрібно кріпити в поперечному напрямку, щоб обидва колеса котилися по колах одного радіуса; крім того, криволінійні траєкторії точок опорної поверхні в контакті з колесами створюють прослизання і додаткові поперечні сили, які можуть спотворювати роботу шини.

Набагато ширше поширені стенди з криволінійною опорною поверхнею. На них колеса котяться по внутрішній або зовнішній поверхні циліндрів різного діаметру. Обпирання по внутрішній поверхні - рідкість, реально воно здійсненне лише на окремих типах автомобілів (наприклад, на сідельних тягачах), коли зона навколо колеса відкрита для доступу (рис. 1.5).

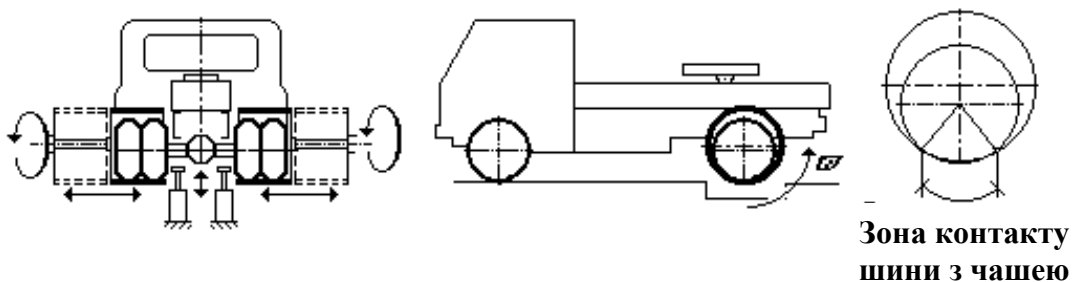


Рисунок 1.5 – Схема стенду з чашеобразними біговими барабанами

Переваги такого стенду: дуже велика довжина плями контакту шини з опорою, отже, велика сила зчеплення; надійна фіксація автомобіля в поздовжньому напрямку без додаткових пристроїв. Недоліки: складність конструкції і установки автомобіля (треба підняти автомобіль, насунути порожнисті чашоподібні барабани на колеса, опустити автомобіль, а після випробувань виконати все те ж у зворотному порядку).

Стенди з обпиранням по зовнішній поверхні циліндра - найпоширеніші. Стенди з біговими барабанами (СББ) були першими випробувальними стендами для автомобілів, вони і зараз застосовуються в дослідницьких лабораторіях і на випробувальних станціях автозаводів. На цих стендах кожне колесо спирається на один біговий барабан великого діаметра - від 1,5 до 6 метрів (рис. 1.6)

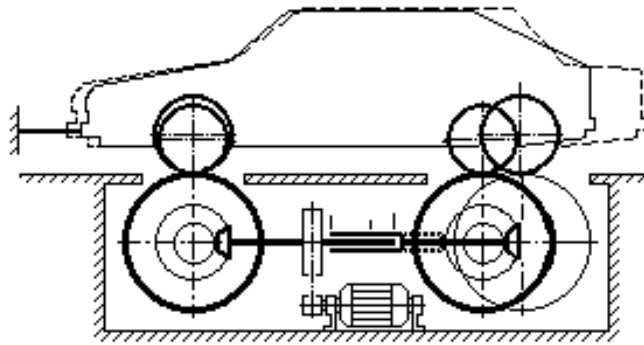


Рисунок 1.6 – Схема універсального повноопірного стенду з біговими барабанами для автомобілів з різною колісною базою

Великий діаметр барабанів потрібен для того, щоб контакт шини з опорою був якомога ближче до плоского і на стенді точніше моделювалося рух по дорозі, зокрема, опір коченню, інакше при тривалих випробуваннях шини перегріваються і швидко виходять з ладу. Відома цікава конструкція, в якій застосовані тонкостінні дюралюмінієві барабани діаметром 4 м. Вони виконані так, що під вагою автомобіля барабан прогинається, і радіус його кривизни зростає вдвічі. Завдяки цьому при помірному діаметрі досягається такий контакт шини з опорою, як на вдвічі більших барабанах.

СББ зазвичай універсальні, на них застосовуються оборотні електромашини постійного струму, які можуть працювати в режимі двигуна (наприклад, при перевірці гальм інерційним методом) або в режимі генератора, тобто електричного гальма, при перевірці тягово-економічних властивостей автомобіля. Між приводною машиною і біговими барабанами встановлюють редуктори з великим передавальним числом (нормальні електромашини мають частоту обертання ротора $1000...1500 \text{ хв}^{-1}$, а біговий барабан діаметром, наприклад, 4 м, при швидкості 90 км / год розвиває всього 119 хв^{-1}). СББ для станцій діагностики можуть мати тільки навантажувальний пристрій, наприклад, індукційне гальмо, яке помітно дешевше, ніж електромашини з редуктором. На таких стендах джерелом рушійних сил служить тільки двигун автомобіля. СББ можуть бути одноосьовими або повноопірними. В обох випадках автомобіль доводиться встановлювати досить ретельно, щоб вісь колеса і вісь бігового барабана лежали в одній вертикальній площині, і надійно кріпити щоб

уникнути з'їзду автомобіля зі стенду при випробуваннях. Переваги і недоліки таких стендів очевидні: хороша імітація реальних режимів роботи автомобіля - і висока початкова вартість стенду, висока собівартість перевірок, великий підготовче - заключний час.

Зазначені недоліки обмежують застосування СББ при експлуатаційних перевірках. Єдиний випадок, де часто використовують обпирання колеса на один барабан, - це стенди для перевірки і регулювання кутів установки керованих коліс. Для перевірки двигуна і гальм в експлуатації широко застосовують роликові стенди, на яких кожне перевіряєме колесо спирається на пару паралельних роликів, тобто бігових барабанів невеликого діаметра - від 100 до 600 мм, найчастіше 240...420 мм. У вітчизняній літературі часто і такі стенди називають "СББ", але щоб уникнути плутанини краще застосовувати приписаний стандартами термін "роликовий стенд".

Зазвичай обидва робочих ролика мають однаковий діаметр і встановлені на одній висоті (симетрична схема). Іноді один ролик ставлять вище іншого (несиметрична схема). Зрідка зустрічаються стенди з різним діаметром роликів: більший ролик ставлять там, де потрібно підвищити сили зчеплення або зменшити опір коченню (рис. 1.7).

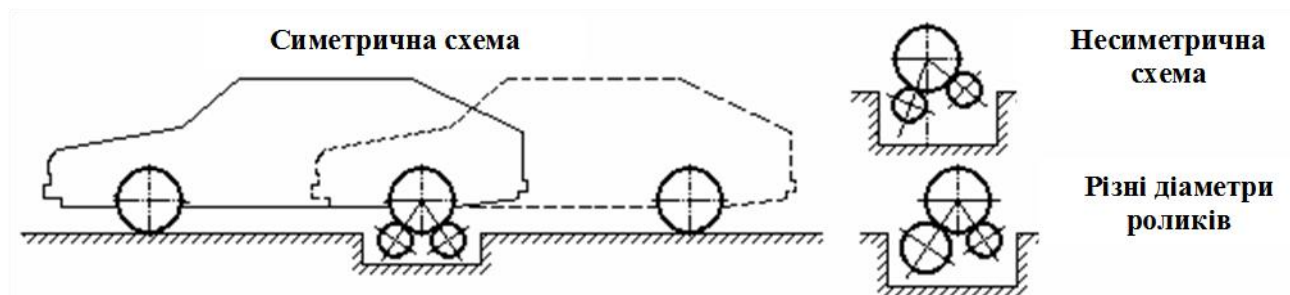
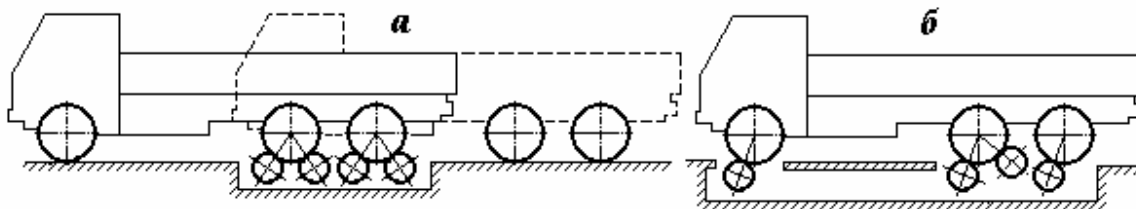


Рисунок 1.7 – Варіанти розташування роликів одновісного роликового стенду

Стенди бувають одновісні, двовісні, повноопірні. Двовісні стенди потрібні для перевірки автомобілів зі спареними мостами, наприклад, тривісних (рис. 1.8а).



а - двовісний; б - повноопорний з поодинокими і спареними роликами

Рисунок 1.8 – Роликові стенди для перевірки тривісних автомобілів

Одноосьові стенди дешевше, але при перевірці гальм автомобіль доводиться ставити на такий стенд спочатку передніми колесами, потім задніми. Це подовжує час перевірки і збільшує необхідні розміри поста. Зате на повноопорних стендах потрібно обов'язково кріпити автомобіль при перевірках, що теж подовжує тривалість діагностування. Тому повноопорні стенди застосовують рідко - наприклад, за такою схемою виконують обкатко - діагностичні стенди для АРЗ з тривалими обкатними режимами (тут окрема обкатка переднього і заднього мостів настільки подовжить загальний час, що фінансові втрати перекинуть економію початкових витрат). Інший приклад застосування повноопорного стенду - коли будують пост діагностики в існуючому підприємстві і просто немає місця для поста з установкою автомобіля в дві позиції.

Відомі повноопорні стенди (наприклад, німецької фірми "Шенк"), де частина коліс спирається на спарені ролики, частина - на одиночні (рис. 1.8б). Двовісні і повноопорні стенди (як роликові, так і СББ) зазвичай мають один закріплений на фундаменті блок, решта - рухливі. Це необхідно, по-перше, для випробувань автомобілів з різними значеннями колісної бази і (або) бази візка, по-друге, для компенсації відхилень цих баз від номіналу на різних автомобілях однієї моделі.

Передній (по ходу автомобіля) і задній ролики однієї пари можуть бути пов'язані між собою силовою передачею, особливо на гальмівних стендах. На тягових стендах такої передачі частіше немає. Відповідно використовують назви "стенд зі зв'язком" і "стенд без зв'язку". Зазвичай застосовують ланцюгові передачі, клінопасові, зубчатопасові, рідше - проміжні вали з кутовими зубчастими або черв'ячними передачами.

Іноді стенди, особливо гальмівні, обладнують пристроями для збільшення вертикального навантаження на колеса - довантажувачами різних типів.

Відомі стенди, на яких можна змінювати відстань між переднім і заднім роликками кожної пари (для перевірки автомобілів з малими та великими діаметрами коліс) – див. рис. 1.9а, а також стенди, де весь роликочий блок встановлений на хиткій осі. Вісь хитання може збігатися з віссю одного з роликів (переднього - див. рис. 1.9б - або заднього) або розташовуватися інакше (рис. 1.9в, г). Конструктивно перший варіант раціональніше, оскільки дозволяє з'єднати стаціонарно встановлене навантажувальний і (або) приводний пристрій з валом стаціонарно ж встановленого ролика. Проте другий варіант може мати свої функціональні переваги. Рухливість роликів сприяє вирішенню одного з трьох завдань: 1) підвищенню сил зчеплення; 2) підвищенню стійкості автомобіля на стенді ; 3) вдосконалення методу вимірювання діючих сил (рис. 1.9г).

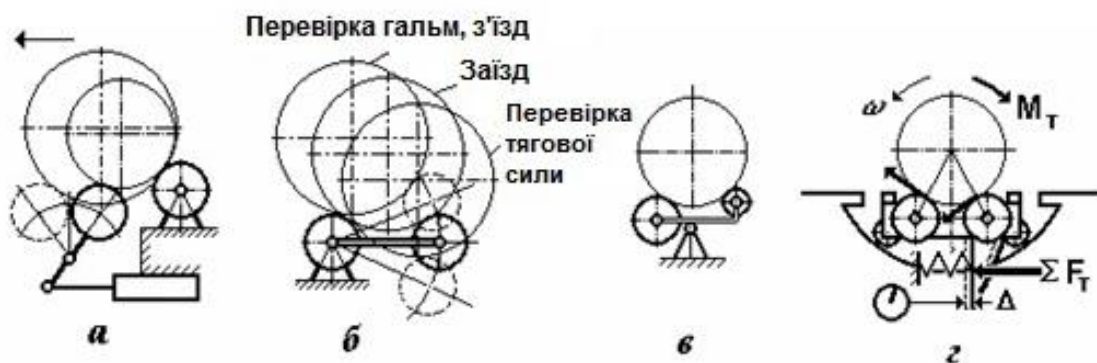


Рисунок 1.9 – Схеми роликочих блоків з рухомими елементами

Дуже цікавий різновид роликочого стенда має додатковий гнучкий орган, наприклад, стрічку або набір ланцюгів, що зв'язує передні і задні ролики і вільно провисає (рис. 1.10) . Ролики при цьому сильно розсунуті, так що колесо спирається не на ролики, а на гнучкий орган. Великий кут обхвату різко підвищує реалізуються на стенді сили зчеплення, що в ряді випадків вкрай важливо. Передні ролики можна переміщати уздовж, що дозволяє пристосувати стенд для перевірки машин з різними діаметрами коліс. Можливо, це дуже перспективний вид стенда для перевірки гальм.

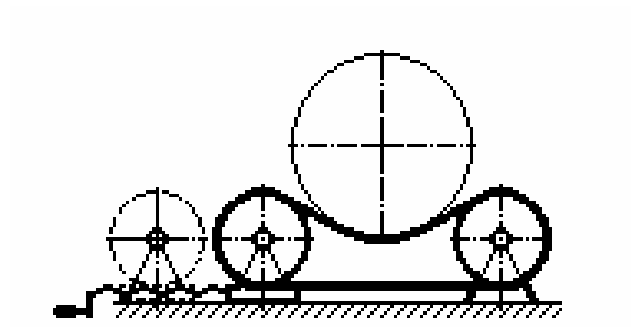


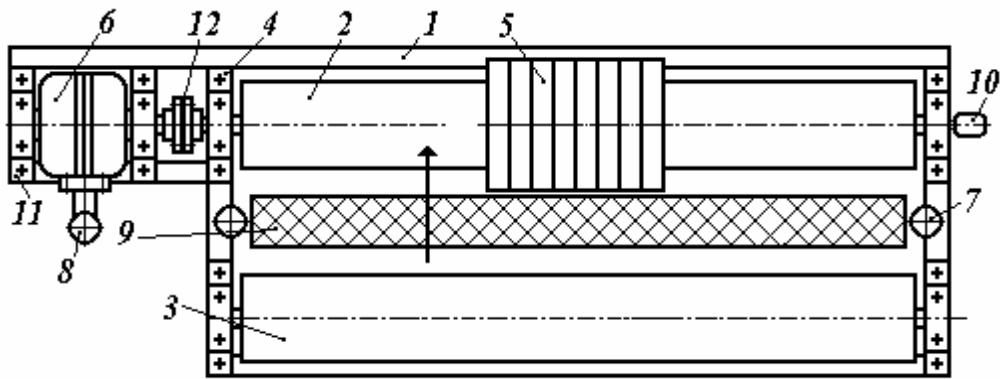
Рисунок 1.10 – Схема роликового стенду з провисаючої стрічкою

2 ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ І БУДОВА РОЛИКОВИХ СТЕНДІВ

Всі технічні пристрої на початку свого розвитку проходять етап інтенсивного пошуку і створення нових типів, конструкцій, реалізованих методів. З часом практика відсіває невдалі рішення і встановлюється загальноприйнятий типаж обладнання, яке відрізняється у різних виготовлювачів лише конкретними особливостями конструкції, матеріалами, використовуваними стандартними компонентами. У галузі обладнання для масової перевірки автомобілів в умовах експлуатації пошук ще не завершений, але основний тип стенду вже встановився - це одновісний роликовий стенд. За призначенням такі стенди можна розділити на тягові, гальмові й універсальні, за реалізованим методом випробувань - на силові, інерційні та комбіновані (інерційно - силові).

Тягові стенди мають такі основні функціональні компоненти: працюючі ролики, навантажувальний пристрій (гальмо), вимірювальна система. Якщо це інерційний стенд, то в якості навантажувального пристрою виступають маховики, пов'язані з роликами; якщо стенд інерційно-силовий, то він має і силовий навантажувальний пристрій, і маховики. Робочі ролики тягових стендів роблять досить великими по діаметру – 320...500 мм. На закордонних стендах часто не поділяють ролики на праві і ліві, а роблять всього два довгих ролика, на які спираються обидва ведучих колеса (рис. 2.1). Це здешевлює стенд, але ускладнює доступ знизу до агрегатів трансмісії при перевірці. Зазвичай ролики сталеві, з гладкою зовнішньою поверхнею - так менше втрати на кочення, а отже і нагрівання шин. Коефіцієнт зчеплення шин з такими роликами (близько 0,5) достатній для передачі тягових сил.

Прийнято розрізняти передні і задні працюючі ролики. Передніми називають ролики, розташовані при перевірці ближче до передньої частини перевіряемого автомобіля. Іноді робочими називають тільки ролики, пов'язані з навантажувальним пристроєм (зазвичай передні), решта ролики називають підтримуючими.



1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол; 5 - маховики; 6 - балансовано встановлений навантажувальний пристрій; 7 - відбійний ролик; 8 - датчик сили; 9 - підйомник коліс; 10 - датчик швидкості і прискорення; 11 - стояковий підшипник; 12 - муфта постійна

Рисунок 2.1 – Тяговий стенд інерційно-силового типу

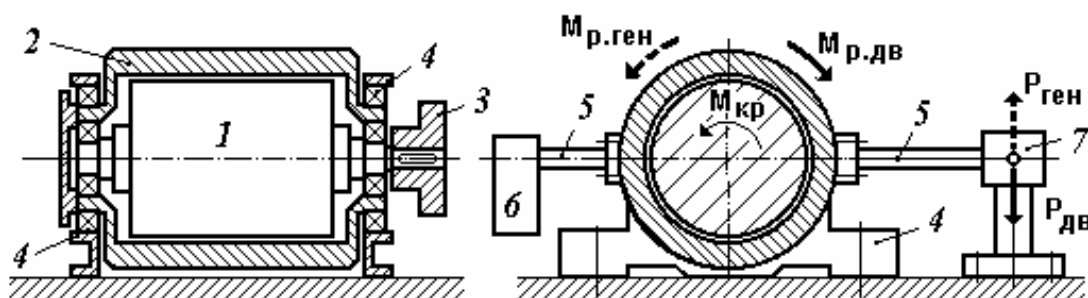
В якості навантажувального пристрою може бути застосоване будь-яке гальмо, тобто пристрій, що створює реактивний момент. Раніше найпоширенішим типом навантажувального пристрою були гідродинамічні гальма, які являють собою звичайну мішалку: ротор, пов'язаний з робочими роликами, і встановлений балансірно статор. На роторі і статорі мають набрані гребінками лопатки. Всередину заливають робочу рідину (найчастіше - воду з водопроводу). При роботі лопатки ротора перемішують рідину, лопатки статора перешкоджають утворенню кругових потоків, рідина нагрівається, віднімаючи енергію у лопаток ротора. Нагріту рідину охолоджують в радіаторі або, у разі використання води, просто зливають в каналізацію. Міняючи кількість залитої в гальмо рідини, можна регулювати гальмівний момент і потужність навантаження. Таке гальмо може бути виконано окремим вузлом або вбудоване в передній робочий ролик. Останній варіант використовують на стендах для важких вантажних автомобілів і автобусів; в цьому випадку ротором є труба ролика, статором - нерухома вісь. Оскільки довжина цього ролика більше 2,5 м (2,5 м - дозволений найбільший габарит дорожніх транспортних засобів), гальмо виходить дуже потужним - до 600 кВт при високій швидкості. Ці навантажувальні пристрої прості, надійні, зручні в регулюванні. Недолік - можливі підтікання робочої рідини і необхідність її охолодження, утворення опадів, корозія, а

також необхідність охолодження і очищення води перед зливом в каналізацію.

Зараз частіше використовують електричні індукційні гальма, які працюють на токах Фуко (вихрових токах). Такі гальма являють собою масивний металевий диск, який обертається між двома батареями електромагнітів, встановлених на загальній балансірній опорі. Магніти наводять в металі вихрові струми, які нагрівають диск. При споживаній обмотками збудження магнітів потужності, наприклад, 5 кВт, потужність гальма становить близько 200 кВт.

Рідше застосовують механічні гальма, наприклад, дискові з вентильованим диском. Недолік їх - зміна гальмівного моменту з нагріванням, тому доводиться оснащувати такі гальма стежачою системою управління з автоматичним регулюванням тиску в системі приводу гальм. Система управління може бути налаштована на стабілізацію моменту, швидкості або потужності. Такі гальма застосовує, наприклад, англійська фірма "Лейкок" (Lausock).

Використовують і гальма у вигляді електричних генераторів, особливо постійного струму - вони забезпечують дуже плавне регулювання і дозволяють не розсіювати енергію в навколишнє середовище, а рекупірувати її в мережу через електромашинні або напівпровідникові інвертори (перетворювачі постійного струму в змінний). Ці пристрої набагато дорожче, ніж водяне або вихрове гальмо, зате вони оборотні, тобто можуть перемикатися в режим двигуна, і тому різко розширюють функціональні можливості стану: можна, наприклад, розкручувати ведені колеса для перевірки втрат у їх підшипниках або для перевірки їх гальм - це потрібно на комбінованих тягова - гальмівних стендах (рис. 2.2).



1 - ротор; 2 - статор; 3 - напівмуфта; 4 - стоячковий підшипник; 5 - важіль; 6 - противага; 7 - датчик сили

Рисунок 2.2 – Схема балансірної електромашини, що працює в режимах двигуна і генератора

Практично такі ж можливості у гідравлічних машин - насосів і мотор - насосів. Їх велика перевага - стабільний момент у всьому діапазоні доступних швидкостей, зручність і плавність регулювання. Вони складніше, ніж електричні, вимагають більш ретельного обслуговування, схильні до витоків. Однак енергонасиченість (тобто питома потужність на 1 кг власної маси) сучасних гідромашин, що працюють при тиску 32 МПа, в 4...5 разів вище, ніж у електричних машин, тому навантажувальні пристрої з гідромашинами набагато легше і компактніше будь-яких інших. Їх зручно вписувати в стенд без збільшення його габаритів. Тому вони дуже привабливі для пересувних діагностичних пристроїв.

Навантажувальний пристрій, незалежно від типу, зазвичай встановлюють балансірно, тобто так, що його статор не закріплений нерухомо, а має можливість повертатися навколо осі обертання ротора під дією реактивного моменту. Реактивний момент на статорі по модулю дорівнює активному крутному моменту на роторі, тому можна вимірювати реактивний момент і за його значенням судити про навантаження, підведеної стендом до ведучих коліс. Для цього статор через важіль пов'язують з датчиком сили. Показуючий прилад такої системи градуують в одиницях сили з урахуванням співвідношення плечей.

Зусилля на робочій поверхні ролика:

$$F_p = F_d \cdot L_d / R_p, \quad (2.1)$$

де F_p - сила на робочій поверхні ролика;

F_d - сила на датчику;

L_d - плече датчика (тобто відстань від осі навантажувального пристрою до осі датчика);

R_p - радіус робочої поверхні ролика.

На інерційних тягових стендах зовнішнє навантаження створюється наведеною масою обертових частин стенду і автомобіля при розгоні роликів ведучими колесами. Зазвичай стенд оснащують додатковими маховиками, щоб розгін був досить плавним. В ідеалі сумарна приведена маса обертових частин повинна дорівнювати масі автомобіля - тоді буде повністю імітуватися розгін на дорозі. Але тут відразу виникає

питання про універсальність стенду по діапазону перевіряємих автомобілів: наприклад, легкові автомобілі можуть мати повну масу 900...2500 кг (не рахуючи лімузинів). Якщо прийняти критерій повної імітації дорожньої маси автомобілів цього діапазону, то стенд для їх перевірки повинен мати змінну наведену масу. Це можливо, якщо з'єднувати маховик з роликками через багатоступеневу коробку передач або безступінчастий варіатор, чи якщо виконувати маховики набірними або підключаємими. Всі такі варіанти занадто громіздкі і дороги, реалізують їх тільки на дослідних стендах. Для масових перевірок використовують постійні маховики, тільки перераховують нормативи прискорення при розгоні. Німецькі дослідники дійшли висновку, що достатньо мати приведену масу стенду близько 30% від маси автомобіля - тоді прискорення буде досить малим, щоб на діаграмі розгону встигли проявитися всі особливості роботи двигуна, моменти включення, скажімо, прискорювального насоса економайзера, перемикання автоматичної коробки передач, спрацьовування різних регуляторів, у тому числі системи упорскування. У нашому прикладі це означає приведену масу стенду 750 кг, тобто мінімальну рекомендовану для самого важкого автомобіля, але не надмірну для самого легкого.

Вимірювальні системи тягових стендів забезпечують вимір кутової швидкості робочих роликів, приведені до лінійної швидкості на їх робочій поверхні (км/год), і реактивного крутного моменту на статорі гальма, приводячи його до тангенціальної сили на робочій поверхні ролика. На інерційних та інерційно - силових тягових стендах вимірюють, крім того, кутове прискорення, приведені до лінійному прискоренню на робочій поверхні ролика.

Додатково до перерахованого тягові стенди зазвичай мають відбійні ролики для запобігання мимовільного з'їзду коліс в поперечному напрямку, іноді - підйомники коліс, які полегшують установку автомобіля на стенд і, особливо, виїзд зі стенду після перевірки. З цією ж метою стенди часто оснащують гальмом з'їзду, який фіксує ролики після випробувань. У цьому випадку автомобіль може виїхати зі стенду при різкому натисканні на акселератор, навіть якщо колесо не піднято. Всі частини стенду монтуєть на загальній рамі, яку закріплюють на фундаменті в напрямку підлоги станції діагностики. Глибину вибирають так, щоб верхні кромки роликів

розташовувалися на рівні підлоги або трохи вище - тоді перевіряється автомобіль стоїть без нахилу. Зверху стенд закривають щитами, залишаючи відкритими лише робочі ролики.

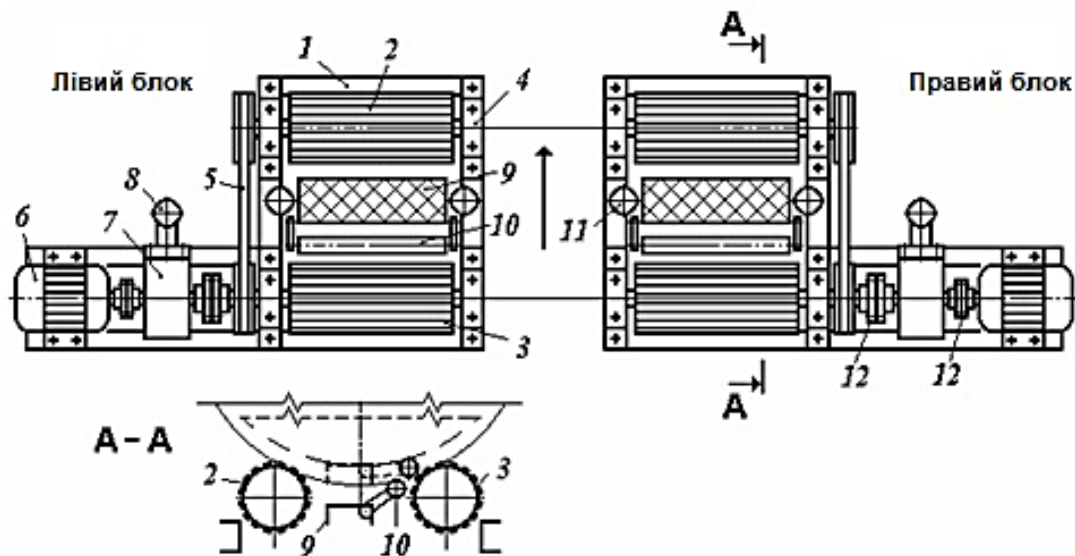
Зазвичай тягові стенди комплектують зовнішнім вентилятором для обдування радіатора, щоб підтримувати нормальний тепловий режим двигуна перевіряється автомобіля за відсутності набігаючого потоку повітря. Вентилятор монтують або на візку, який встановлюють перед радіатором, коли автомобіль вже стоїть на стенді, або в канаві, під кутом. У першому випадку збільшується підготовка - заключний час, у другому гірше доступ до автомобіля знизу. Нарешті, в комплект тягового стенду повинна входити система відводу відпрацьованих газів, що має жаростійкий рукав, який одягається на вихлопну трубу і пов'язаний з витяжним вентилятором. Якщо такої системи немає або вона недостатньо ефективна, на посту дуже важко працювати, особливо при перевірці дизелі. Зазвичай разом з тяговим стендом використовують витратомір палива та мотор - тестер, тобто зібраний на загальній стійці комплект приладів для поглибленого діагностування двигуна. При перевірці автомобіля на тяговому стенді під вільні відомі колеса спереду встановлюють страхувальні колодки (упори), щоб запобігти самовіїзду автомобіля вперед при випробуванні.

Гальмівні стенди мають такі основні функціональні компоненти: працюючі ролики, приводний пристрій (двигуни), пристрій для дозування зусилля натиснення на гальмівну педаль і вимірювальну систему. Силкові та інерційні гальмівні стенди працюють по - різному, тому і пристрій їх помітно різняться.

Силковий стенд (рис 2.3) звичайно являє собою два окремих блоки, однакових, але скомпонованих дзеркально. Він працює в сталому режимі. Кожен привід обертає пару робочих роликів і колесо перевіряемого автомобіля, гальмівний механізм намагається зупинити колесо, привідна і гальмівна сила взаємно врівноважені.

Випробування на силових стендах проводять при невеликій швидкості, інакше було б потрібно брати дуже потужний привід (наприклад, одне дискове гальмо легкового автомобіля має при швидкості 80 км/год миттєву потужність близько 80 кВт). Європейськими стандартами встановлені швидкості перевірки для вантажних

автомобілів і автобусів 2,5 км/год, для легкових - 5 км/год. У Японії прийнята загальна швидкість для всіх автомобілів - 3 км/год. Серійно випускаються стенди силового типу наведено на рис. 2.4, 2.5.



1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол; 5 - ланцюгова передача 1:1; 6 - електродвигун; 7 - балансовано встановлений співвісний редуктор; 8 - датчик сили; 9 - підйомник колеса; 10 - ролик - сигналізатор прослизання; 11 - відбійний ролик; 12 - муфта постійна

Рисунок 2.3 – Роликовий гальмівний стенд силового типу



Рисунок 2.4 – Стенд для перевірки гальмівних систем фірми Bosch



а) - стенд і стійка управління; б) - пульт ДУ, педометр

Рисунок 2.5 – Стенд контролю гальмівних систем вантажних автомобілів, автобусів і автопоїздів (МАНА)

Поширення антиблокувальних гальмівних систем зажадало збільшення швидкості перевірок (для автомобілів "Рено", наприклад, до 6 км/ч), але більш високі швидкості на силових стендах застосовують рідко, хоча відомі конструкції зі швидкостями до 24 км/год. Через малі швидкості доводиться між двигуном і робочими роликами встановлювати редуктор. Зазвичай це циліндричний співвісний редуктор, хоча часто застосовують і конічні редуктори, а іноді й черв'ячні. Статор двигуна або редуктора встановлюють балансірно, щоб вимірювати реактивний момент. Краще, коли балансірно встановлений редуктор - тоді втрати на тертя в ньому менше спотворюють результат вимірювання. Робочі ролики силових стендів порівняно невеликі по діаметру - 100...320 мм. Майже завжди вони мають поверхню, що збільшує силу зчеплення з шиною: або це металева поверхня особливої форми (рифлена, з поздовжніми фрезерованими канавками, з наплавленими точковим зварюванням горбками або шипами), або спеціальне покриття (бетон, штучний базальт, тверда пластмаса з грубою фактурою, типу крупнозернистого шлаку). Такими способами вдається підвищити коефіцієнт зчеплення від 0,5 для гладкого сталевго ролика до 1,0 для шипів і описаної пластмаси. Відомі стенди, де гладкі сталеві ролики покриті шаром окису алюмінію - він помітно підвищує коефіцієнт зчеплення. Зазвичай ролики в кожній парі пов'язані між собою силовою передачею, найчастіше ланцюгової, хоча використовують і сполучні вали з конічними зубчастими або черв'ячними передачами. Зв'язок теж підвищує реалізовані сили зчеплення.

Національні та міжнародні стандарти обмежують зусилля натискання на гальмівну педаль. Для його контролю (дозування) на силових стендах застосовують так звані педометри - це датчик сили, який кладуть на гальмівну педаль і через нього натискають на педаль ногою. Оператор стежить за зусиллям натискання по приладу. Натискання роблять плавно. Іноді, наприклад, на чеських стендах "Мотекс" (Motex), педометр забезпечений задатчиком темпу натискання. Він являє собою кільце з міткою, яке обертається з потрібною швидкістю. Оператор натискає на педаль так, щоб стрілка приладу йшла слідом за міткою. Це дозволяє витримати не тільки силу, але й темп натискання, а потім, порівнюючи з темпом наростання гальмівної сили, оцінити час спрацьовування гальма. Однак у цьому випадку в процес включаються інерційні сили, які спотворюють вимірне значення гальмівної сили. Тому на більшості стендів такого задатчика немає, а перевірку часу спрацьовування роблять окремо, при повторному гальмуванні з різким натисканням на педаль. Деякі силові стенди, наприклад, німецької фірми "МАХА" (МАНА), взагалі не мають системи вимірювання часу спрацьовування і тому не повністю відповідають вимогам діючих стандартів.

Інерційний гальмівний стенд помітно відрізняється від силового. При перевірці гальм інерційним методом спочатку розганяють ролики і колеса до заданої швидкості (за допомогою приводу стенду або від двигуна автомобіля), а потім проводять різке гальмування в аварійному режимі із заданим зусиллям і темпом. У момент початку гальмування деактивується привід, розмикається зв'язок між правими і лівими роликами, якщо він є, і включається вимірювальна і реєструюча система. Відповідно відрізняється і будова такого стенду. Привід зазвичай один, спільний на обидві пари роликів, праву і ліву. Мається пристрій для роз'єднання цих пар (сцепна муфта). Так як швидкість перевірки велика (зазвичай до 90 км/год, іноді до 200 км/год), редуктора між двигуном і роликами немає. Однак необхідна потужність приводу помірна, так як він не долає гальмівну силу. Натискання на педаль виробляє автоматичний депресор, частіше пневматичний ("пневмонога"). В обов'язковому порядку стенд має досить велику приведену масу, набрану за рахунок потовщення обичайки (циліндричної оболонки) роликів і (або) за рахунок додаткових маховиків. Ролики

застосовують тільки гладкі, металеві. Іноді їх покривають дрібними точковими поглибленнями або створюють спеціальне покриття з окису алюмінію або каучуку.

Привід стану здійснюється електродвигуном або гідромотором. Зчпна муфта найчастіше електромагнітна багатодискова фрикційна, хоча можливе використання зубчастих або кулачкових муфт з пневмоприводом виключення-включення. Багатодискові муфти мають невеликий залишковий момент, інші муфти розмикаються повністю, але зате повільніше спрацьовують, що може злегка спотворювати результати діагностування при різному технічному стані правого і лівого гальмівних механізмів.

Силова зв'язок між передніми і задніми роликками реалізується швидкохідною передачею - ланцюговою або клиноремінною. Ланцюгова передача складніше і дорожче, вимагає мастила і натягу, створює шум. Клинопасова передача не має цих недоліків, але допускає прослизання, що небажано. На закордонних стандах застосовують зубчатопасові передачі.

Потрібну інерційну масу стану набирають як суму наведених мас функціональних елементів стану і додаткових маховиків. При односторонньому приводі використовують момент інерції ротора двигуна і муфти, що сполучає його з роликком. На протилежному боці, де немає приводу, ставлять врівноважуючий маховик, щоб зрівняти наведені маси правої і лівої половин стану.

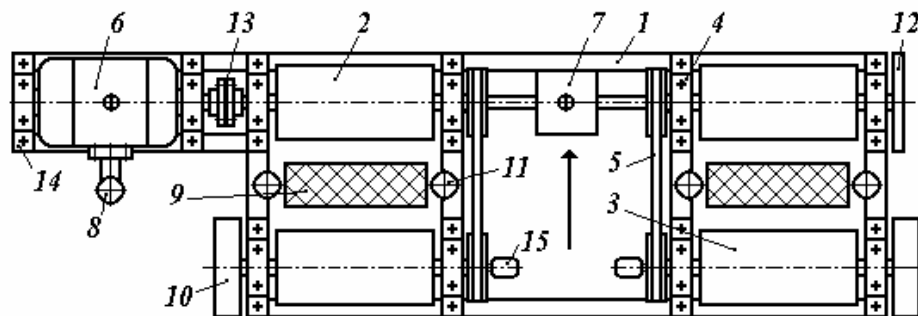
Вимірювальна система інерційного гальмівного стану вимірює і реєструє параметри процесу гальмування - як правило, записує гальмівну діаграму окремо по кожному колесу. До початку гальмування вимірюється швидкість - для виведення стану на режим перевірки. Допоміжні системи вимірюють і підтримують потрібний робочий тиск в ресивері (повітряному балоні) "пневмоноги". Стенд додатково оснащують відбійними роликками і підйомниками коліс (а іноді і гальмами з'їзду). Встановлюють гальмівні станди так само, як і тягові.

Комбіновані тягово - гальмові станди відомі у двох варіантах: 1) поєднання інерційно - силового тягового стану з інерційним гальмівним станом; 2) поєднання силового тягового стану з силовим гальмівним станом. За першим варіантом виконані всі комбіновані вітчизняні станди (розробки ХАДІ) і станди багатьох

зарубіжних фірм. Будова такого стенду показано на рис. 2.6.

Відзначимо, що описаний вище інерційний гальмівний стенд влаштований практично так само, лише замість навантажувально-приводного пристрою (НПП) застосований двигун меншої потужності, який може бути встановлений не балансірно, а нерухомо.

Прикладом другого варіанту може служити японська стенд Multidyna (рис. 2.7). Це невдалий гібрид з готових блоків від двох спеціалізованих стендів: передні ролики і вихрові гальма від тягового стенду, задні фрезеровані ролики меншого діаметру з тихохідними приводами - від гальмівного. Те, що виробники пішли на створення цього стенду, говорить про наявний попиті на комбіновані стенди.



1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол; 5 - ланцюгова передача 1:1; 6 - навантажувально-приводний пристрій (балансирно встановлена електромашина); 7 - муфта зчпна; 8 - датчик сили; 9 - підйомник колеса; 10 - маховик; 11 - відбійний ролик; 12 - врівноважує маховик; 13 - муфта постійна

Рисунок 2.6 – Комбінований тягово-гальмівний стенд інерційно-силового типу

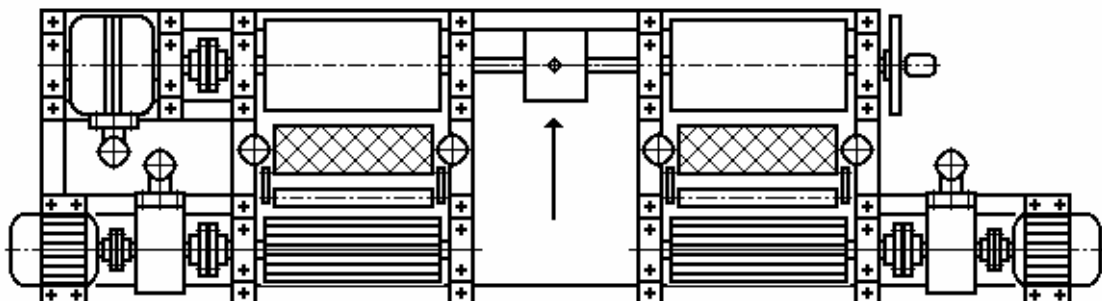


Рисунок 2.7 – Схема комбінованого тягово-гальмівного стенду Multidyna (Японія)

Конструктивні особливості комбінованих стендів викликані необхідністю мати

привід для розгону ведених коліс перед перевіркою їх гальм інерційним методом і навантажувальний пристрій для перевірки тягово - економічних характеристик. Різні фірми вирішують цю задачу по-різному: або ставлять вихрові гальма плюс невеликий електродвигун для розгону, або застосовують порівняно потужну електричну або гідравлічну машину в оборотному виконанні, яка може працювати і як двигун, і як гальмо (оборотний електрогенератор - двигун або гідравлічний мотор - насос). Ролики на комбінованих стендах зазвичай гладкі і встановлені симетрично або з невеликим перевищенням заднього ролика над переднім.

Не заглиблюючись у деталі, охарактеризуємо коротко вимірювальні системи роликів стендів. Тягові стенди силового типу мають системи вимірювання тягової сили і швидкості на робочій поверхні ролика (строго кажучи, реактивного моменту на навантажувальному пристрої та кутової швидкості). Інерційні та інерційно - силові стенди мають додатково систему вимірювання прискорення, працюючу шляхом диференціювання сигналу швидкості або від самостійних датчиків прискорення. У кожному разі індуючі пристрої показують лінійне (окружне) прискорення на робочій поверхні ролика. Гальмівні стенди силового типу мають системи вимірювання гальмівної сили (строго кажучи, реактивного моменту на приводному пристрої), зусилля на гальмівній педалі і, як правило, часу спрацьовування. Крім того, є система контролю прослизання робочих роликів щодо колеса, однак вона не індуює чисельних значень вимірюваної величини, а тільки подає сигнал на відключення приводу, коли ковзання перевищує допустимий поріг. На інерційних гальмівних стендах обов'язкові системи вимірювання швидкості і прискорення, а також зусилля натиснення на гальмівну педаль. Залежно від призначення стенду вимірювальна система виконується або у спрощеному варіанті, з індикацією чисельних значень параметрів (швидкість, усталене уповільнення, час спрацьовування, іноді - гальмівний шлях або повний час гальмування), або може мати систему індикації або записи гальмівних діаграм по кожному колесу, зазвичай у вигляді залежності уповільнення від часу; іноді паралельно записується залежність швидкості від часу. Комбіновані СТГ мають обидва комплекти вимірювальних систем, природно, без дублювання: система вимірювання швидкості і прискорення

використовується і при тягових, і при гальмівних перевірках.

Відзначимо основні показники, що характеризують функціональні можливості стендів. Швидкість перевірки - найбільша швидкість, створювана приводом стенду або допустиме його конструкцією у разі приводу від автомобіля. Діапазон робочих швидкостей визначає можливість використання різних режимів перевірок і залежить від характеристик приводу, навантажувального пристрою та вимірювальної системи. Потужність приводу - найбільша сумарна потужність привідних двигунів стенду. Потужність навантаження - найбільша сумарна потужність навантажувальних пристроїв при максимальній швидкості перевірки. З геометричних характеристик найбільш важливі діаметр роликів, габаритна робоча довжина роликів (визначаюча діапазон перевіряємих автомобілів), міжцентрова відстань, взаємне розташування роликів по висоті. Інерційний стенд характеризується наведеною масою частин стенду, що беруть участь в розгоні, вибігу, гальмуванні. Найважливіший показник гальмівного стенду - коефіцієнт використання навантаження q , тобто відношення реалізованої без прослизання роликів по шині гальмівної сили до вертикального навантаження, що діє на перевіряєме колесо в момент перевірки (динамічної навантаженні). У великій мірі значення q залежить від коефіцієнта зчеплення шини з роликом φ , тобто відносини найбільшого значення сили тертя в контакті шини з роликом до нормального зусилля в контакті. Для тягових стендів також досить важливий коефіцієнт опору коченню шини по ролику, хоча частіше використовується коефіцієнт f , що відображає опір коченню в контактах шини з обома роликами і втрати на тертя в стенді; він визначається як відношення суми зазначених сил до вертикального навантаження на колесо при вільному обертанні колеса і роликів.

3 ОСОБЛИВОСТІ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ

3.1 Удосконалення методики стендових випробувань транспортних засобів

3.1.1 Типові методи і устаткування для виміру «колісної» потужності легкових автомобілів

У принципі, потужність на колесах можна виміряти як мінімум двома різними способами/стендами: навантажувальними та інерційними. Обидва стенди використовують барабани та нерухомо закріпленій автомобіль.

У закордонній практиці навантажувальні стенди називаються *chassi dynamometers* або *brake dynamometers*. Інерційні стенди називаються – *inertial dynamometers* або (іноді) *accelerative dynamometers*. Крім того, про навантажувальні стенди звичайно говорять як про *статичні* стенди, маючи на увазі, що виміри відбуваються звичайно дискретно при певному навантаженні та фіксованих обертах двигуна, у той час як на інерційних динамометрах процес вимірів іде практично безупинно.

До числа інерційних стендів відносяться, наприклад, досить популярні стенди DYNОJET виробництва однойменної компанії, що є практично стандартом *de facto* у тюнінгових ательє (рис. 3.1).

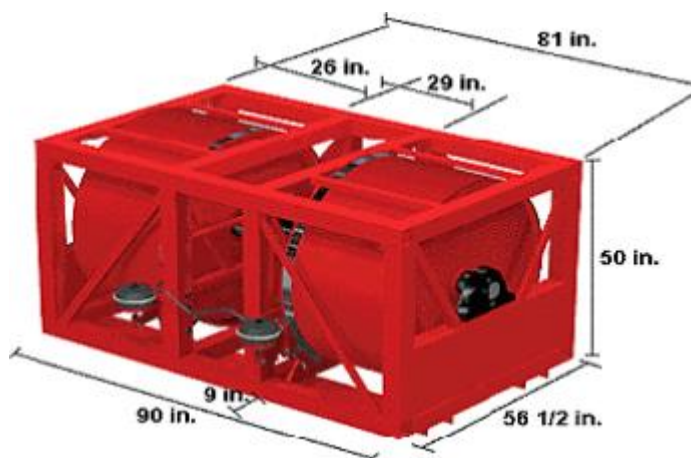


Рисунок 3.1 – Інерційний стенд DynoJet 248

Прикладом навантажувальних динамометрів може служити SR-1100 виробництва TAYLOR DYNAMOMETER (рис.3.2).



Рисунок 3.2 – Навантажувальний стенд Taylor SR-1100

3.1.2 Аналіз конструкцій трансмісій повнопривідних автомобілів

Аналізуючи сучасні тенденції розвитку автомобілебудування, можна помітити, що з кожним роком збільшується кількість повнопривідних автомобілів. Серед них зустрічаються і всешляховики, універсальні «паркетники» (SUV), і навіть великі представницькі седани. Конструкції помітно відрізняються: адже одним – штурмувати бездоріжжя, іншим – стрімко відміряти кілометри рівних автобанів. Однак настільки несхожі машини ріднить загальна тенденція – трансмісії стають усе складніше. Витонченим механічним пристроям допомагає сучасна електроніка.

Вступивши на шлях створення повнопривідних легкових автомобілів, компанії працювали в декількох напрямках. У результаті з'явився цілий ряд конструктивних схем повнопривідних трансмісій - Quattro, Syncro, 4Matic, 4Motion тощо. За принципом дії їх можна розділити на три великі групи:

- постійний повний привід;
- повний привід, що підключається автоматично;
- системи з ручним включенням повного приводу.

У таблиці 3.1 наведені особливості трансмісій найпоширеніших моделей легкових автомобілів.

Таблиця 3.1 – Типи трансмісій і наявність блокування диференціалів у різних повнопривідних автомобілів

Автомобіль	Тип	Блокування диференціалів			ASC, ASR, ETS і ін.
		Міжосьовий	Задній	Передній	
Постійний повний привід з автоматичним блокуванням диференціалів					
Audi модифікації Quattro	Л	*			
Audi Allroad	Л	*	*4)	*4)	
Daihatsu Terios	В	*	*2)		
Jeep Grand Cherokee -2	В				*
Land Rover Discovery	В				*
Land Rover Freelander	В	*			*
Lexus LX	В	*			
Lexus RX	В	*			
Mercedes G-клас	В	*	*	*	
Mercedes М-клас	В				*
Mercedes Е-клас 4Matic	Л	*			
Mitsubishi Galant	Л	*			
Mitsubishi Lancer Evo VI	Л	*	*		
Range Rover	В	*			
Subary Impreza, Legacy	Л	*			
Subary Forester	В	*			*
Toyota Land Cruiser 100	В	*	*2)	*2)	
Toyota RAV-4	В	*			
«Шевроле Нива»	Л	*			
Повний привід, що вмикається та вимикається автоматично					
Ford Explorer	В	*	*1)		
Honda CR-V	В				
Honda HR-V	В				
KIA Sportage	В		*		
Isuzu Trooper	В		*2)		
Jeep Wrangler	В		*2)		
Lincoln Navigator	В	*	*		
VW Syncro	Л				
VW 4Motion	Л				
VW Transporter T4 Syncro	а				
Volvo V70 XC AWD	Л		*		
ЛуАЗ-1302	В		*		
Системи з ручним включенням повного привода і (або) блокувань					
Hyundai Galloper	В		*		
Land Rover Defender	В	*			
Mitsubishi Pajero Sport	В	*	*		
Mitsubishi Pajero	В	*	*2)		
Nissan Terrano-2	В		*		
Nissan Patrol GR	В		*1)		
Opel Frontera	В		*2)		
Suzuki Jimny	В	*3)	*		
Suzuki Grand Vitara	В	*3)	*		

* Примітки:

- 1)-випускається для деяких ринків, зокрема російського
 - 2)-блокування встановлюється за бажанням замовника
 - 3)-твердий зв'язок;
 - 4)-блокування колісних диференціалів забезпечує електронна система EDL
- в - позашляховик, л - легковий, а - мікроавтобус

До речі, в аббревіатуру AWD і 4WD закладена інформація про те, до якої групи відноситься той або інший повнопривідний автомобіль. AWD означає постійний або повний привід, що вмикається автоматично, а 4WD – повний привід, що вмикається або вимикається водієм. Розглянемо конструктивні особливості кожної із трьох схем.

Постійний повний привід.

У такій трансмісії крутний момент від двигуна передається на всі колеса. У трансмісії встановлений міжосьовий диференціал підвищеного тертя або механізм автоматичного його блокування. Для цих цілей широке поширення одержав механічний диференціал, що самоблокується, Torsen (від TORgue SENsing – чутливий до моменту). При відсутності пробуксовок він передає крутний момент до передньої і задньої ведучих осей у пропорції 50:50, що відповідає найкращій стійкості й керованості. З появою найменших ознак пробуксовки коліс однієї осі диференціал Torsen спрацьовує практично миттєво та перерозподіляє до 75% крутного моменту на колеса, які не втратили зчеплення з дорогою. Завдяки простоті конструкції й ефективності роботи інженери Audi віддають перевагу центральному диференціалу Torsen, починаючи із другого покоління модифікацій Quattro (рисунок 3.3).

Ще одним розповсюдженим засобом автоматичного блокування міжосьового диференціала стала віскомуфта. Наприклад, у трансмісії Mitsubishi Eclipse GSX, Subaru Impreza і Legacy, старих BMW 325ix і Toyota Celica turbo звичайний механічний міжосьовий диференціал сполучений з віскомуфтою, що реагує на різницю швидкостей обертання коліс передньої і задньої ведучих осей. Така схема забезпечує розподіл крутного моменту по осях у діапазоні від 50:50% на гарній дорозі до 95:5% або 5:95% – на бездоріжжі.

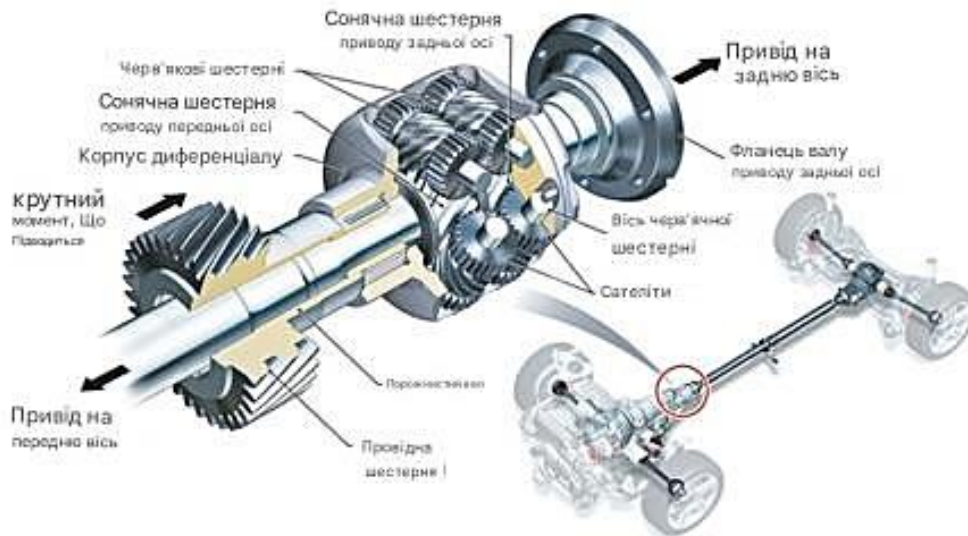


Рисунок 3.3 – Центральний диференціал Torsen

Пізніше замість пристроїв блокування міжколісних диференціалів стали використовувати можливості нових електронних систем: протибуксувальних (ASC), керування тягою (ASR, ETS). Одержуючи інформацію від датчиків антиблокувальної системи гальм (ABS), ці системи пригальмовують колеса, що буксують, забезпечуючи перерозподіл крутного моменту на інші колеса.

Повний привід, що автоматично підключається.

Деякі автовиробники визнали постійний повний привід або надлишковим, або не відповідним іміджу своїх автомобілів і створили трансмісії, де ще одна вісь ставала ведучою в міру необхідності. Причому процедуру вмикання/вимикання вже не довіряли, як раніше, водію, а доручили автоматиці. Такі схеми одержали назву «Повний привід, що вмикається та вимикається автоматично».

У нормальних дорожніх умовах така трансмісія працює як передньо - або задньопривідна. Це дозволяє автомобілям зберігати «фамільні» риси, властиві тому чи іншому типу приводу. А в екстремальних ситуаціях, коли одно або два ведучі колеса втрачають зчеплення з дорогою та починають пробуксовувати, крутний момент перерозподіляється й на колеса іншої осі. Багаторічну прихильність такої схемі для своїх легкових моделей демонструють Volkswagen, Mercedes і Honda.

Конструктивно це здійснюється в такий спосіб. Вал, що передає крутний момент на ведучу вісь, через спеціальну муфту пов'язаний з колесами іншої осі.

Муфта звичайно встановлюється замість міжосьового диференціалу або в безпосередній близькості до заднього моста. У нормальних умовах руху муфта розблокована, а в екстремальних ситуаціях – блокується й передає крутний момент на колеса допоміжної осі. В автомобілях з повним приводом, що автоматично вмикається, застосовуються кілька типів муфт: уже згадувана віскомуфта, керовані електронікою фрикційні муфти, гідравлічні системи блокування фрикційної муфти тощо.

Шведська компанія Haldex розробила керовану електронікою фрикційну муфту для повнопривідних модифікацій концерну Volkswagen 4Motion, створених на платформі Golf IV-Bora, Audi A3 і TT, Skoda Octavia, Seat Toledo і Leon. Муфта встановлюється безпосередньо перед заднім мостом, а одна з головних її переваг – можливість шляхом програмування електронного блоку настроїти роботу трансмісії, задаючи індивідуально для кожної моделі, наприклад, моменти блокування або величину передаваного крутного моменту (рисунок 3.4).

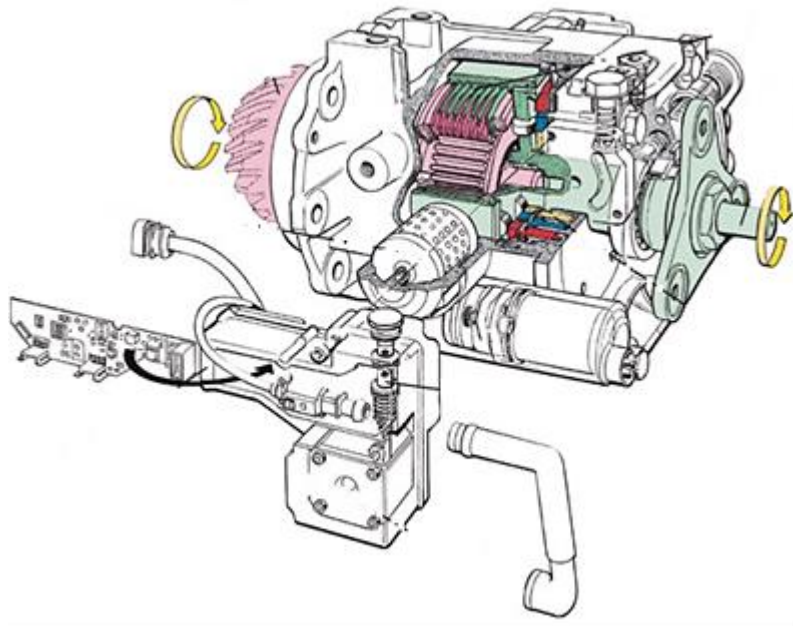


Рисунок 3.4 – Принципова схема зчеплення Haldex

На автомобілях Honda CR-V і HR-V японські інженери застосували пристрій блокування Real Time 4WD. Його особливість полягає в тому, що муфта пристрою блокується двоконтурною гідравлічною системою. Два насоси системи – наповнювальний і випомповувальний – приводяться в дію валами, з'єднаними з

переднім і заднім мостами. При відсутності різниці в частоті обертання передніх і задніх коліс тиск масла в контурі практично відсутній. Коли ж передні колеса починають пробуксовувати, тиск підвищується й блокує диски. Так відбувається перерозподіл крутного моменту від передніх коліс на задні, які в штатній ситуації не є ведучими.

Системи з ручним включенням повного приводу.

Незважаючи на те, що такі схеми існують ще із часів перших військових позашляховиків, вони продовжують успішно застосовуватися й на сучасних автомобілях, а точніше, тільки на позашляховиках. Такі трансмісії, як правило, не мають міжосьового диференціала. При включеному приводі чотирьох коліс передня й задня осі у такій схемі мають твердий зв'язок, а крутний момент передається у співвідношенні 50:50. У загальний список машин з ручним включенням повного приводу, крім «паркетних» позашляховиків, таких як Suzuki Jimny і Grand Vitara, попадають і більше дорослі зразки – Nissan Patrol GR і Terrano-2, Mitsubishi Pajero і Pajero Sport.

3.2 Робота зі стендами для тягової перевірки

3.2.1 Особливості перевірки тягових властивостей повнопривідних автомобілів на стендах

У зв'язку з великою кількістю повнопривідних автомобілів постає необхідність у їхньому технічному обслуговуванні, зокрема, у діагностуванні тягових властивостей. Найбільше поширення для цього одержали роликові стенди. У переважній більшості випадків стенди мають конструкцію для перевірки тільки однієї осі (одноосьові стенди). При діагностуванні тільки одна з осей автомобіля перебуває на стенді. Колеса інших осей (осі) перебувають на підлозі. У цьому випадку при діагностуванні автомобілів із приводом на одну вісь проблем не виникає.

Але при діагностуванні повнопривідних автомобілів можуть виникнути проблеми. Оскільки автомобіль оснащений повним приводом, то момент починає

передаватися з передньої осі на задню вісь і автомобіль може з'їхати зі стенда.

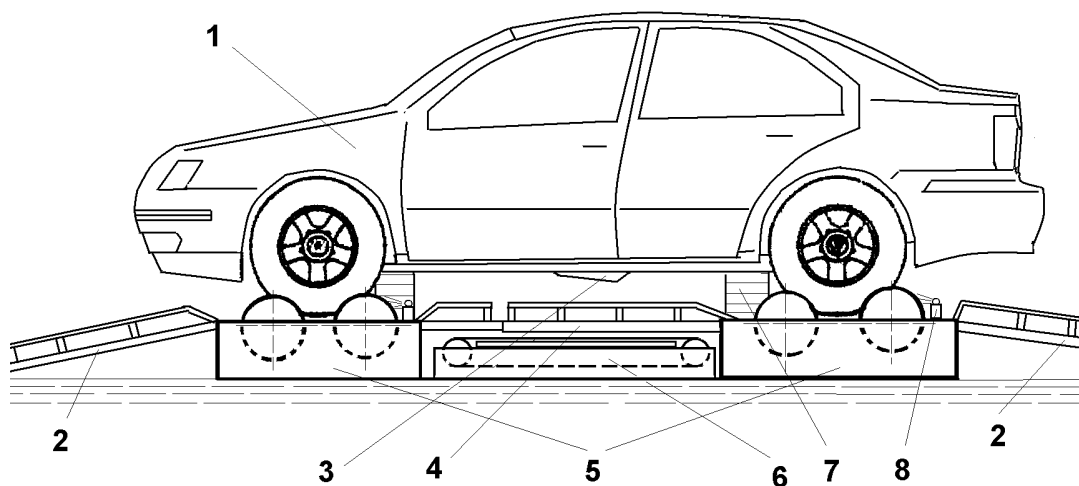
Для перевірки автомобілів 4x4 треба використовувати двохосьовий стенд із рухомим заднім роликівим агрегатом, регульованим під різні бази автомобілів. Під час виміру всі колеса автомобіля обертаються в прямому напрямку.

Даний спосіб перевірки тягових властивостей є найбільш коректним для сучасних повнопривідних автомобілів з надзвичайно складними трансмісіями. Він дозволяє найбільш точно оцінити реальний технічний стан силового агрегату.

3.2.2 Діагностування тягових властивостей повнопривідних автомобілів на повноопорному інерційному стенді

Найбільш підходящим засобом рішення завдання діагностування повнопривідних автомобілів є застосування модульного повноопорного інерційного стенда з біговими барабанами, а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення.

Загальний вид діагностичного комплексу представлений на рисунках 3.5 і 3.6.



1 - автомобіль, що перевіряється; 2 - в'їзні апарелі; 3 - антена радарного датчика швидкості; 4 - розсувні апарелі; 5 - модулі з біговими барабанами; 6 – доріжка імітатора руху; 7 - пневматичні піднімальні пристрої; 8 - керовані пульверизатори для змочування бігових барабанів

Рисунок 3.5 – Модульний діагностичний стенд

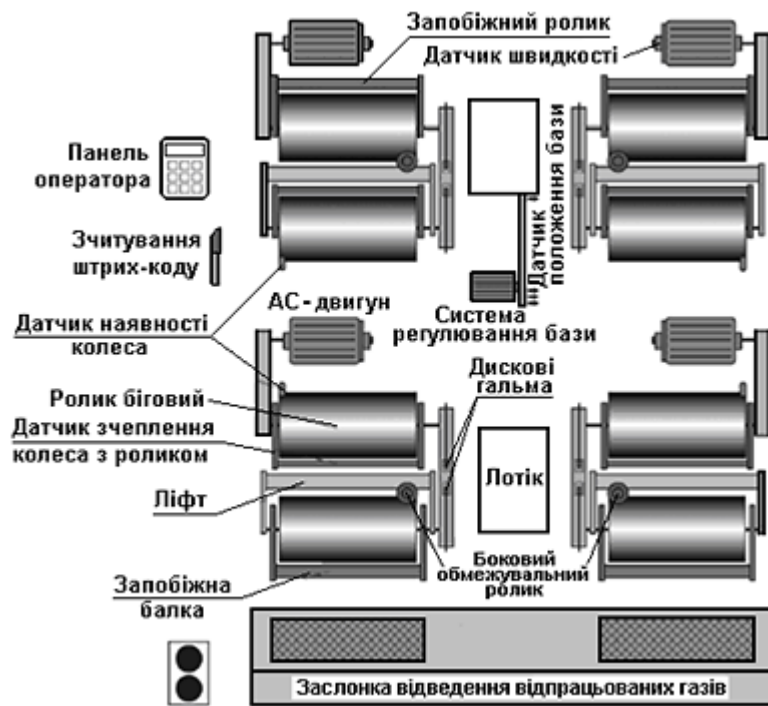


Рисунок 3.6 – Функціональна схема повноопорного роликового стенда

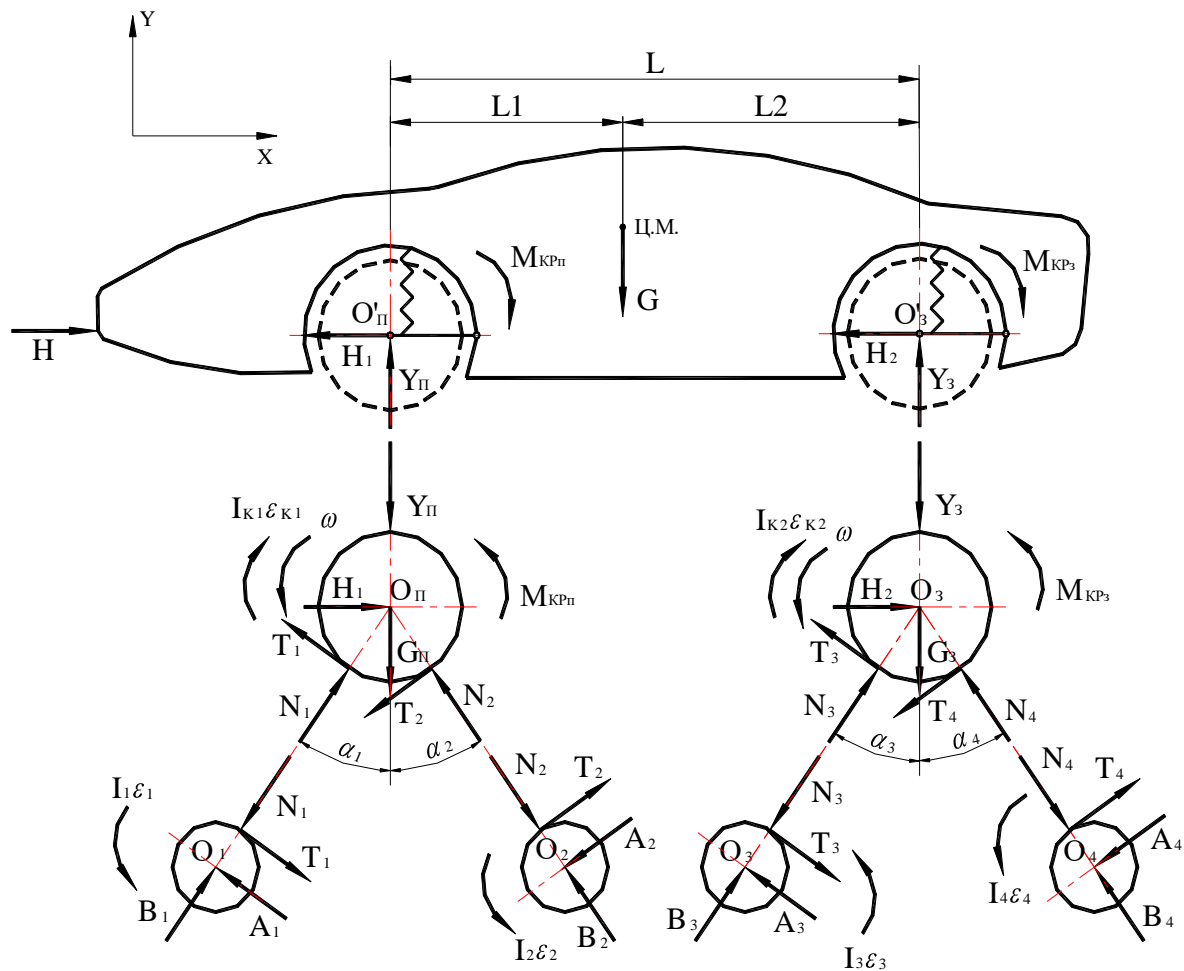
Комп'ютеризований діагностичний комплекс складається із двох частин. Механічна частина являє собою модульний повноопорний інерційний стенд з біговими барабанами та мотор-тестер або сканер. Комп'ютерна частина складається з персонального комп'ютера відповідної конфігурації та програмного забезпечення.

На стенді з біговими барабанами моделюються умови руху, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики. Керування роботою стенда та засобами технічної діагностики здійснює оператор-діагност. Після первинної обробки отримана інформація вводиться оператором ЕОМ у незалежну комп'ютерну частину для наступного використання як у базі знань (БЗ), так і в базі даних (БД) при розрахунку еталонної моделі об'єкта діагностування.

3.2.3 Силова взаємодія автомобіля з повноопорним стендом при перевірці в тяговому режимі

Для визначення коефіцієнта використання навантаження при тягових

випробуваннях автомобіля 4x4 необхідно зробити силовий аналіз системи «автомобіль-стенд». Розрахункова схема системи небагато відрізняється від схеми для гальмових випробувань і представлена на рисунку 3.7.



M_{KP1} , M_{KP2} – крутні моменти на переднім і заднім колесах; G , G_{II} , G_3 – ваги кузова без переднього і заднього мостів і коліс, переднього і заднього мостів з колісьми; H_1 , Y_{II} – складові зусилля в передній підвісці; H_2 , Y_3 – складові зусилля в задній підвісці; H – зусилля в кріпильному з'єднанні

Рисунок 3.7 – Схема сил у системі автомобіль-стенд при тягових випробуваннях автомобіля 4x4 на інерційному стенді зі зв'язком між барабанами

Силовая модель розглянутої системи, як і для гальмових випробувань, повинна містити в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху барабанів і коліс.

Рівновага переднього колеса:

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

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

Рівновага заднього колеса:

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 - T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 + H_2 = 0, \quad (3.3)$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 - T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0. \quad (3.4)$$

Рівновага кузова:

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

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

Рух передніх коліс:

$$-M_{KP II} + I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} + (T_1 + T_2) = 0 \quad (3.6)$$

Рух задніх коліс:

$$-M_3 + I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} + (T_3 + T_4) = 0. \quad (3.7)$$

Рух барабанів:

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

$$-I_3 \cdot \varepsilon_3 + T_3 \cdot r = 0, \quad -I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r = 0.$$

Так само, як і при гальмових випробуваннях, система виявляється статично невизначеною через наявність зайвих невідомих – горизонтальних реакцій у підвісках обох осей H_1 і H_2 .

Перетворивши формули (3.8), одержимо:

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot M_{KP II}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_2 = \frac{m_2 \cdot M_{KP II}}{m_{C1} \cdot R}, \quad T_3 = \frac{m_3 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}, \quad T_4 = \frac{m_4 \cdot M_{KP3}}{m_{C2} \cdot R}. \quad (3.9)$$

Знаходження горизонтальних реакцій H_1 і H_2 виконується аналогічно гальмовим випробуванням:

$$H_1 = h_1 \cdot M_{KP II}; \quad H_2 = h_2 \cdot M_{KP3}. \quad (3.10)$$

Вертикальні зусилля в передній і задній підвісках:

$$Y_{II} = \frac{G \cdot L_2 - (M_{KP II} + M_{KP3})}{L}; \quad Y_3 = \frac{G \cdot L_1 + (M_{KP II} + M_{KP3})}{L}. \quad (3.11)$$

Повні навантаження на колеса:

$$G_{KII} = Y_{II} + G_{II} = G_{IICT} - \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}; \quad G_{3II} = Y_3 + G_3 = G_{3CT} + \frac{M_{KP II} + M_{KP3}}{L}. \quad (3.12)$$

Радіальні реакції N_1, N_2, N_3, N_4 при тягових випробуваннях визначаємо зі

спільного рішення пар рівнянь (3.1) і (3.2), (3.3) і (3.4):

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg}\alpha_2} + \frac{m_1 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2) + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_2} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_1 + \sin\alpha_1 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_2}; \quad (3.13)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg}\alpha_1} - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 - \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2)}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha_1} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_2 + \sin\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_1}; \quad (3.14)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg}\alpha_4} + \frac{m_3 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4) + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_4} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_3 + \sin\alpha_3 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_4}; \quad (3.15)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg}\alpha_3} - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos\alpha_3 \cdot \cos\alpha_4 - \sin\alpha_3 \cdot \sin\alpha_4)}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha_3} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{\cos\alpha_4 + \sin\alpha_4 \cdot \operatorname{ctg}\alpha_3}. \quad (3.16)$$

Для симетричної схеми ($\alpha_1=\alpha_2=\alpha'$, $\alpha_3=\alpha_4=\alpha''$) ці ж вираження будуть мати вид:

$$N_1 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{-h_1}{\operatorname{tg}\alpha'} + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha'} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha'}; \quad (3.17)$$

$$N_2 = \frac{M_{KP\Pi} \cdot \left[\frac{h_1}{\operatorname{tg}\alpha'} - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{m_{C1} \cdot R \cdot \sin\alpha'} \right] + G_{\Pi CT} - \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha'}; \quad (3.18)$$

$$N_3 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{-h_2}{\operatorname{tg}\alpha''} + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'' + m_4}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha''} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha''}; \quad (3.19)$$

$$N_4 = \frac{M_{KP3} \cdot \left[\frac{h_2}{\operatorname{tg}\alpha''} - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha''}{m_{C2} \cdot R \cdot \sin\alpha''} \right] + G_{3CT} + \frac{M_{KP\Pi} + M_{KP3}}{L}}{2 \cdot \cos\alpha''}. \quad (3.20)$$

3.2.4 Прослизання роликів по шинах у тяговому режимі

Враховуючи, що трансмісії деяких автомобілів 4x4 містять механізми, які дозволяють розподіляти підведений крутний момент не порівно, а з заданим чи навіть змінюваним співвідношенням, для загального випадку і простоти розрахунку

прийемо, що крутний момент, на передньому колесі дорівнює крутному моменту на задньому колесі:

$$M_{KP\Pi} = M_{KP3}. \quad (3.21)$$

Для повнопривідних автомобілів із заданим чи регульованим співвідношенням крутних моментів, дане припущення якісно сильно впливати не буде. За аналогією з гальмовими випробуваннями зі збільшенням крутних моментів $M_{KP\Pi}$ і M_{KP3} зростають прискорення і сили $T_1, T_2, T_3, T_4, N_1, N_3$, а сили N_2 і N_4 знижуються. При деяких значеннях $M_{KP\Pi}$ і M_{KP3} вони зменшаться настільки, що сил зчеплення виявиться недостатньо.

З огляду на умову прослизання: $T_2 = \phi \cdot N_2$ і $T_4 = \phi \cdot N_4$ в загальному виді можна одержати величину критичних крутних моментів при яких настає «відривання» шин від задніх барабанів переднього і заднього блоків стнда.

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$M_{KP\Pi1} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \cdot L]}; \quad (3.22)$$

$$M_{KP\Pi2} = \frac{\phi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L]}; \quad (3.23)$$

$$M_{KP33} = \frac{\phi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4} \cdot L]}; \quad (3.24)$$

$$M_{KP34} = \frac{\phi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \phi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3} \cdot L]}; \quad (3.25)$$

Коефіцієнт використання навантаження при тягових випробуваннях:

$$q_{KP\Pi УСЛ} = \frac{M_{KP\Pi}}{G_{\Pi CT} \cdot R}; \quad q_{KP3 УСЛ} = \frac{M_{KP3}}{G_{3CT} \cdot R}. \quad (3.26)$$

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$q_{KP\Pi1} = \frac{\phi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot (\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2}) - \phi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2) + m_2}{\sin \alpha_2} \cdot L]}; \quad (3.27)$$

$$q_{KP\Pi2} = \frac{\varphi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot (\cos \alpha_2 + \frac{\sin \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1}) - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot (\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \cdot \sin \alpha_2)}{\sin \alpha_1} \cdot L]}; \quad (3.28)$$

$$q_{KP33} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot (\cos \alpha_3 + \frac{\sin \alpha_3}{\operatorname{tg} \alpha_4}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha_4} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 - \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4) + m_4}{\sin \alpha_4} \cdot L]}; \quad (3.29)$$

$$q_{KP34} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot (\cos \alpha_4 + \frac{\sin \alpha_4}{\operatorname{tg} \alpha_3}) - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot (\cos \alpha_3 \cdot \cos \alpha_4 + \sin \alpha_3 \cdot \sin \alpha_4)}{\sin \alpha_3} \cdot L]}. \quad (3.30)$$

Для стелів симетричної схеми вищевикладені вираження приймуть вид:

$$M_{KP\Pi1} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.31)$$

$$M_{KP\Pi2} = \frac{\varphi \cdot G_{\Pi CT} \cdot m_{C1} \cdot R \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.32)$$

$$M_{KP33} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.33)$$

$$M_{KP34} = \frac{\varphi \cdot G_{3CT} \cdot m_{C2} \cdot R \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.34)$$

$$q_{KP\Pi1} = \frac{\varphi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_1 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{-h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) + \frac{m_1 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_2}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.35)$$

$$q_{KP\Pi2} = \frac{\varphi \cdot m_{C1} \cdot L}{m_2 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C1} \cdot R \cdot (\frac{h_1}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L - 2) - \frac{m_1 + m_2 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.36)$$

$$q_{KP33} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_3 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{-h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) + \frac{m_3 \cdot \cos 2 \cdot \alpha' + m_4}{\sin \alpha'} \cdot L]}; \quad (3.37)$$

$$q_{KP34} = \frac{\varphi \cdot m_{C2} \cdot L}{m_4 \cdot L \cdot 2 \cdot \cos \alpha' - \varphi \cdot [m_{C2} \cdot R \cdot (\frac{h_2}{\operatorname{tg} \alpha'} \cdot L + 2) - \frac{m_3 + m_4 \cdot \cos 2 \cdot \alpha'}{\sin \alpha'} \cdot L]}. \quad (3.38)$$

4 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ ОПОРУ КОЧЕННЮ КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ ПО РОЛИКАХ СТЕНДУ

4.1 Обґрунтованість досліджень

Контроль технічного стану гальмівної системи автотранспортного засобу (АТЗ) є одним з найбільш важливих аспектів забезпечення його активної безпеки. Він може виконуватися на силових роликівих гальмівних стендах. Як показують дослідження, силові стенди не завжди достовірно й об'єктивно оцінюють технічний стан гальмівної системи АТЗ, оскільки механіка взаємодії шини з опорною поверхнею дороги значно відрізняється від механіки її взаємодії з роликами діагностичного стенда. Процес взаємодії автомобільної еластичної шини з опорною поверхнею роликів стендів вивчався багатьма науковцями, але у цьому напрямі потрібні додаткові дослідження.

При коченні колеса по роликах стенда утворюється замкнутий контур, в якому може циркулювати потік потужності. Контур складають: опорні ролики, які зв'язує між собою ланцюгова передача і, звичайно, шина (рис. 4.1).

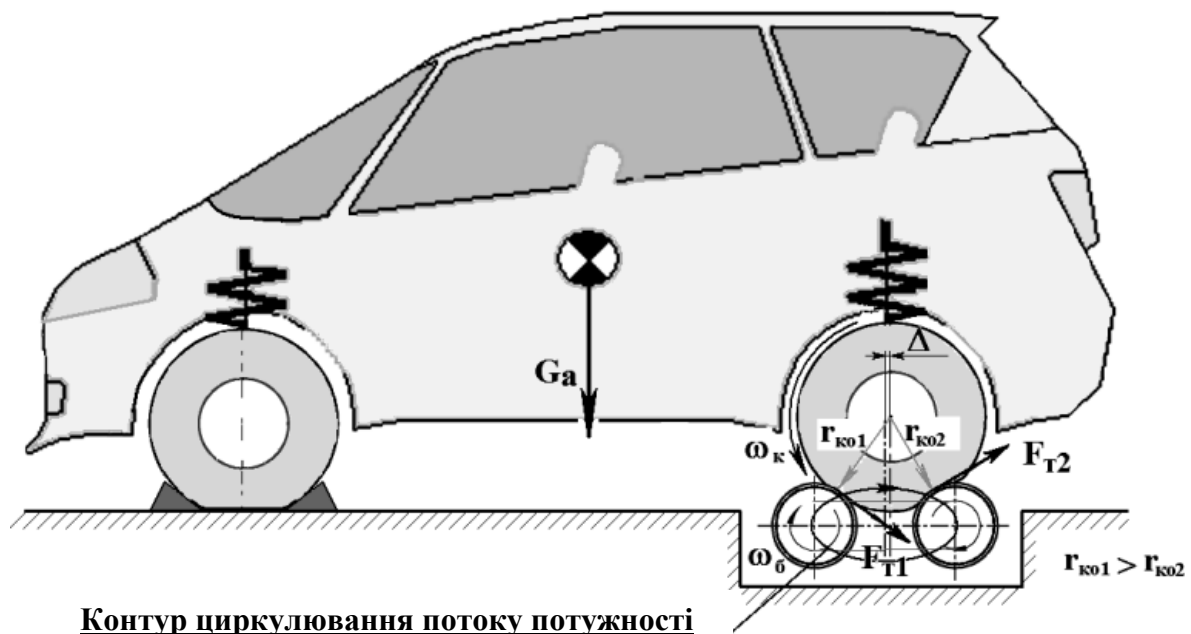


Рисунок 4.1 – Замкнутий контур у системі колесо – гальмівний роликівий стенд

Циркуляція потужності виникає від кінематичного розузгодження,

викликаного тим, що силові радіуси кочення колеса (радіуси кочення колеса у веденому режимі) по передньому і задньому роликах не рівні, а робочі ролики станда не можуть обертатися з різними кутовими швидкостями, оскільки пов'язані між собою ланцюговою передачею.

4.2 Аналіз даних отриманих у ході експериментального дослідження

Експериментальні дослідження радіусів кочення колеса з еластичною шиною виконувалися на діагностичному станді моделі BSA-4341. В ході експерименту визначали силу і величину коефіцієнта опору коченню колеса, що котиться по роликах станда у веденому режимі, і варіювали положення колеса відносно переднього і заднього роликів. Положення колеса відносно роликів станда змінювали за допомогою взаємного зміщення їх осей на величину Δ (рис. 4.1).

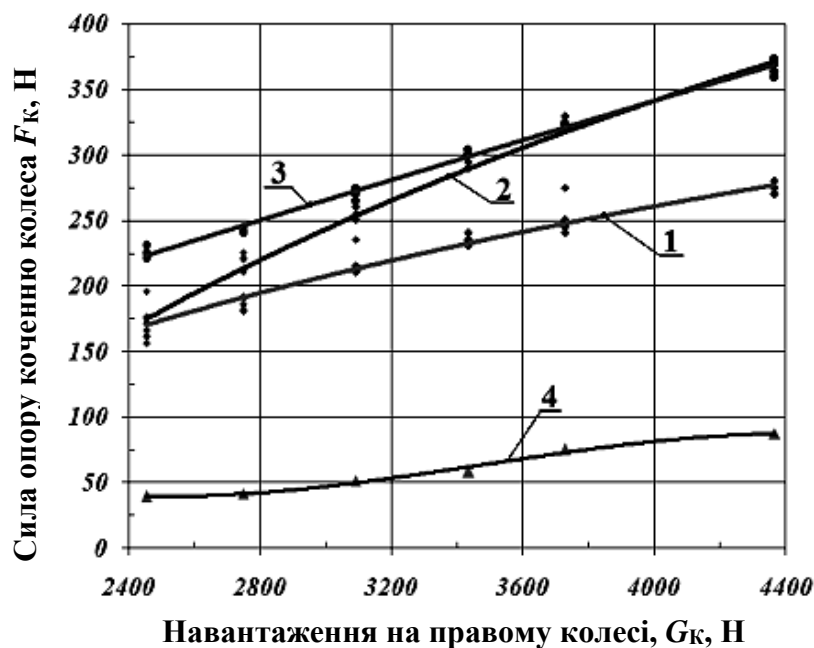
Експерименти проводилися на автомобілі TOYOTA COROLLA з шинами марки Amtel T301 175/70 R14 86H, що допускають максимальне навантаження до 5199 Н. Тиск в шинах встановлювали на рівні 0,19; 0,12 і 0,08 МПа. Знижений тиск встановлювали для отримання найбільшого кінематичного розузгодження [4]. Експериментальні дослідження сили опору коченню колеса у веденому режимі проводили, як показано на рис. 4.2.



Рисунок 4.2 – Установка автомобіля на робочі ролики станда BSA-4341

До блоку підсилювача стенда BSA-4341 під'єднували провід для отримання сигналу від датчика гальмівного моменту, розташованого під важелем балансирного мотор-редуктора. Цей сигнал поступав через АЦП (аналогово-цифровий перетворювач) в комп'ютер. Після програмної обробки сигнал виводився на екран монітора.

Отримані результати експериментальних досліджень залежності сили опору коченню колеса від навантаження представлені на рис. 4.3. Встановлені їх функціональні залежності від величини навантаження на колесо і місця розташування колеса відносно опорних роликів стенда.



1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликами; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 4.3 – Графік зміни сили опору коченню колеса від величини нормального навантаження (тиск у шині 0,19 МПа)

Отримані залежності (рис. 4.3) були апроксимовані поліномом виду

$$F_k = A \cdot G_k^3 + B \cdot G_k^2 + C \cdot G_k + D. \quad (4.1)$$

Для апроксимації експериментальних залежностей, зображених на рис. 4.3, за допомогою полінома (4.1) були встановлені коефіцієнти A , B , C і D , що дозволяють виконувати розрахунки сили опору коченню колеса у веденому режимі залежно від

величини навантаження G_K , що приходить на колесо. Числові значення коефіцієнтів полінома приведені в таблиці. 4.1.

Таблиця 4.1 – Коефіцієнти полінома (1) для розрахунку сили опору коченню колеса (тиск в шині 0,19 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	A	B	C	D	R^2
На одному ролику стенда	$-1,58 \cdot 10^{-6}$	$1,51 \cdot 10^{-4}$	-0,413	509,41	0,971
По центру між роликами стенда	$-4,28 \cdot 10^{-10}$	$-2,42 \cdot 10^{-5}$	-0,282	-371,4	0,982
З найздом на ролик стенда	$-1,11 \cdot 10^{-8}$	$1,12 \cdot 10^{-4}$	-0,295	436,78	0,994
На дорозі (рівний асфальтобетон)	$-1,44 \cdot 10^{-8}$	$1,49 \cdot 10^{-4}$	-0,482	532,6	0,988

З рис. 4.3 видно, що сила опору коченню колеса по одному ролику (графік 1) в 4,4 рази більше в порівнянні з силою опору коченню колеса по дорозі. Сила опору коченню колеса, розташованого в центрі між роликами (графік 2), більше в 4,2 рази. Сила опору коченню колеса, розташованого на одному з роликів (графік 3), в 5,7 рази більше сили опору коченню колеса по дорозі. Необхідно відмітити, що сила опору коченню колеса по одному ролику в 1,4 рази менше, ніж по двох кінематично пов'язаних між собою роликах стенда.

Результати експериментальних досліджень сили опору коченню колеса при тиску в шині 0,12 МПа залежно від навантаження представлені на рис. 4.4.

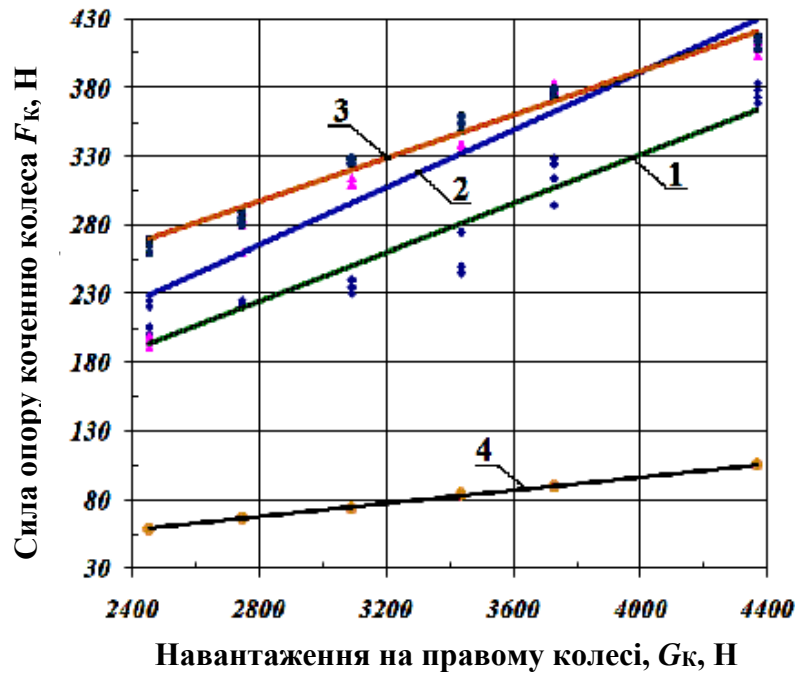
Отримані залежності (рис. 4.4) були апроксимовані поліномом (4.1) – див. табл. 4. 2.

Таблиця 4.2 – Коефіцієнти полінома (1) для розрахунку сили опору коченню колеса (тиск в шині 0,12 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	A	B	C	D	R^2
На одному ролику стенда	$-3,25 \cdot 10^{-8}$	$3,65 \cdot 10^{-4}$	-1,242	1543	0,957
По центру між роликами стенда	$3,94 \cdot 10^{-8}$	$-4,46 \cdot 10^{-4}$	1,748	-1979	0,977
З найздом на ролик стенда	$-1,16 \cdot 10^{-8}$	$1,05 \cdot 10^{-4}$	-0,224	-335,1	0,989
На дорозі (рівний асфальтобетон)	$3,50 \cdot 10^{-10}$	$3,63 \cdot 10^{-6}$	0,036	-14,29	0,998

З рис. 4.4 видно (графік 1), що сила опору коченню колеса по одному ролику в

3,6 рази більше сили опору коченню колеса по дорозі. Сила опору коченню колеса, розташованого в центрі між роликми (графік 2), більше в 3,3 рази. Сила опору коченню колеса, розташованого з наїздом на один з роликів (графік 3), в 4,5 рази більше сили опору коченню колеса по дорозі. Сила опору коченню колеса на одному ролику в 1,1 рази менше сили опору коченню колеса на двох роликах стенда.



1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликми; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

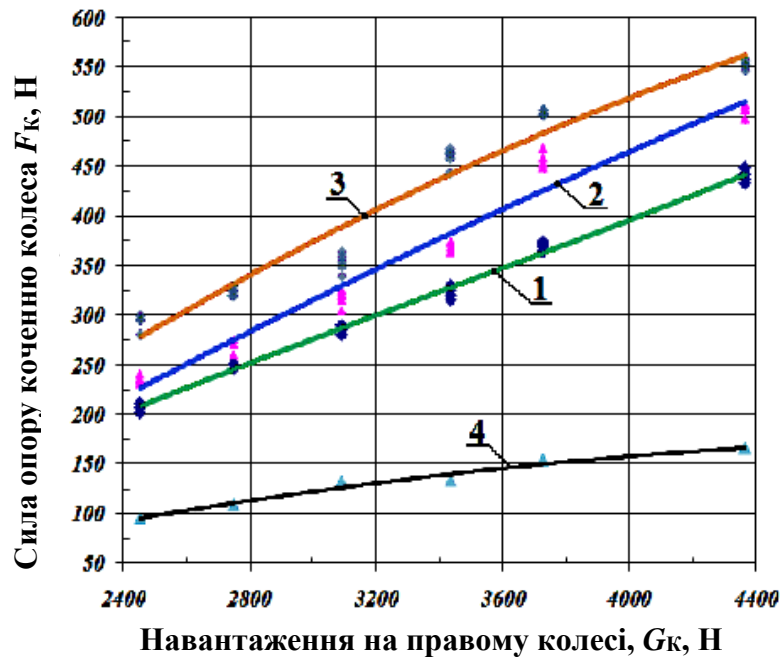
Рисунок 4.4 – Опір коченню колеса при тиску в шині 0,12 МПа

Результати експериментальних досліджень залежностей сили опору коченню від навантаження на колесо при тиску в шині 0,08 МПа представлені на рис. 4.5 і апроксимовані поліномом (табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Коефіцієнти полінома (1) для розрахунку сили опору коченню колеса (тиск в шині 0,08 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	A	B	C	D	R^2
На одному ролику стенда	$3,66 \cdot 10^{-9}$	$-3,72 \cdot 10^{-5}$	0,244	-221,6	0,994
По центру між роликми стенда	$-7,38 \cdot 10^{-8}$	$7,48 \cdot 10^{-4}$	-2,319	2515,7	0,987
З наїздом на ролик стенда	$-1,02 \cdot 10^{-7}$	$1,02 \cdot 10^{-3}$	-3,214	3505	0,985
На дорозі (рівний асфальтобетон)	$5,10 \cdot 10^{-11}$	$-9,42 \cdot 10^{-6}$	0,099	-94,24	0,976

З рис. 4.5 (графік 1) видно, що сила опору коченню колеса по одному ролику в 2,2 рази більше сили опору коченню колеса по дорозі (графік 4). Сила опору коченню колеса з розташуванням колеса по центру між роликами (графік 2) в 2,4 рази більше (графік 4). Сила опору коченню колеса, розташованого з наїздом на один з роликів (графік 3), в 3,1 рази більше сили опору коченню колеса по дорозі. Сила опору коченню колеса по одному ролику в 1,2 рази менше сили опору коченню колеса по двох роликах стенда.



1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликами; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 4.5 – Опір коченню колеса при тиску в шині 0,08 МПа

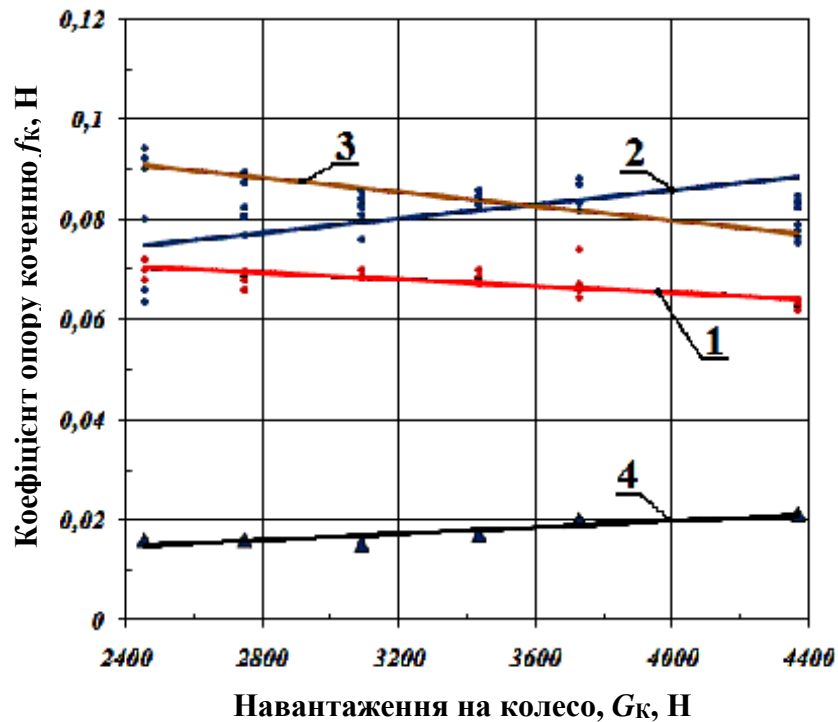
Наступним етапом дослідження було визначення залежності коефіцієнта опору коченню колеса (у веденому режимі) по опорних роликах стенда від величини навантаження G_k , що приходить на колесо. Результати експериментальних досліджень підставляли у формулу (4.2) для знаходження коефіцієнта опору коченню колеса:

$$f_k = F_k / G_k. \quad (4.2)$$

Встановлені функціональні залежності представлені на рис. 4.6 і апроксимовані поліномом 3 степеню (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Коефіцієнти полінома (3) для розрахунку коефіцієнта опору коченню колеса (тиск в шині 0,19 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	A	B	C	D	R^2
На одному ролику стенда	$-4,4 \cdot 10^{-12}$	$4,3 \cdot 10^{-8}$	-0,0001	0,221	0,621
По центру між роликами стенда	$4,4 \cdot 10^{-12}$	$-5,6 \cdot 10^{-8}$	0,0002	0,226	0,773
З наїздом на ролик стенда	$-5 \cdot 10^{-12}$	$5,2 \cdot 10^{-8}$	-0,0001	0,311	0,948
На дорозі (рівний асфальтобетон)	0	0	$3,1 \cdot 10^{-6}$	0,007	0,763



1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликами; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 4.6 – Коефіцієнт опору коченню колеса при тиску в шині 0,19 МПа

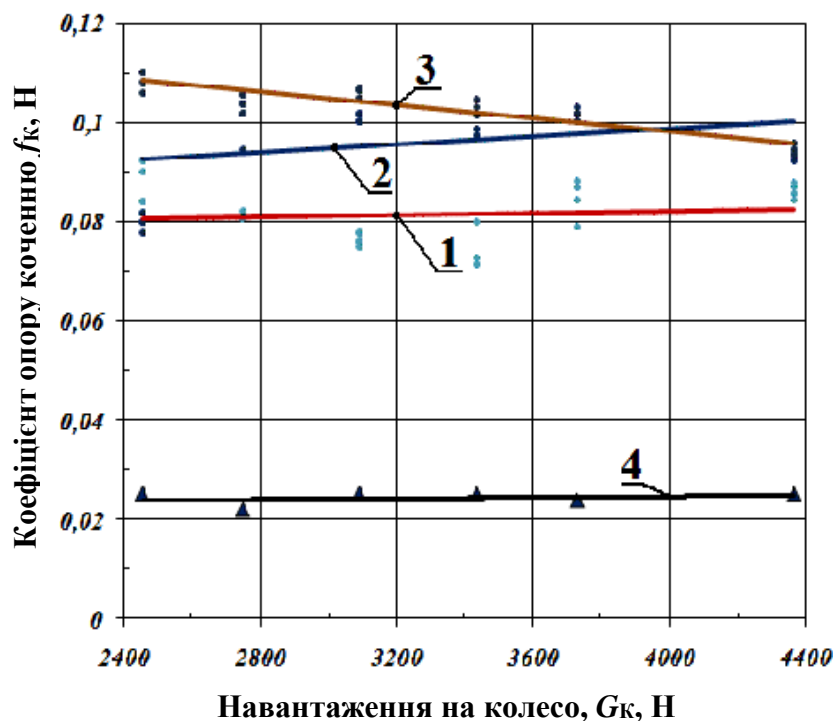
На рис. 4.6 видно (графік 4), що величина коефіцієнта опору коченню на рівній поверхні дороги при збільшенні навантаження на колесо в діапазоні від 2400 до 4400 Н плавно збільшується від 0,016 до 0,021.

Величина коефіцієнта опору коченню колеса, розташованого на одному ролику стенда (графік 1), на початку графіка в 4,4 рази більше величин коефіцієнта при коченні колеса по дорозі. Величина коефіцієнта опору коченню колеса (графік 2), розташованого по центру між роликами стенда, в 3,2 рази більше в порівнянні з графіком 4. При вантаженні колеса коефіцієнт опору коченню збільшується. При

розташуванні колеса з наїздом на один з роликів стенда (графік 3) величина коефіцієнта опору коченню в 5,1 рази більше при навантаженні на колесо 2400 Н.

При навантаженні на колесо 4400 Н значення коефіцієнта опору коченню (графік 1) в 3 рази більше в порівнянні зі значеннями на графіці 4. Величина коефіцієнта опору коченню (графік 2) в 3,4 рази більше в порівнянні з графіком 4. Величина коефіцієнта опору коченню (графік 3) в 2,9 рази більше в порівнянні зі значеннями (графік 4) коефіцієнта опору коченню колеса, отриманими в дорожніх умовах. Необхідно відмітити, що коефіцієнт опору коченню колеса на одному ролику в 1,3 рази менше, ніж на двох роликах стенда.

На наступному етапі були отримані результати дослідження коефіцієнта опору коченню колеса на стенді при тиску в шині $P=0,12$ МПа, які представлені на рис. 4.7 і в табл. 4.5. З рис. 4.7 видно, що із зменшенням тиску в шині коефіцієнт опору коченню колеса збільшується (графік 4). Коефіцієнт опору коченню колеса по дорозі при збільшенні навантаження на колесо в діапазоні від 2400 до 4400 Н фактично не змінюється і складає 0,025.



- 1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликами; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 4.7 – Коефіцієнт опору коченню колеса при тиску в шині 0,12 МПа

Таблиця 4.5 – Коефіцієнти полінома (3) для розрахунку коефіцієнта опору коченню колеса (тиск в шині 0,12 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	R^2
На одному ролику стенда	$1,2 \cdot 10^{-11}$	$1,3 \cdot 10^{-7}$	-0,0004	0,628	0,590
По центру між роликами стенда	$1,9 \cdot 10^{-11}$	$-2,1 \cdot 10^{-7}$	0,0007	0,795	0,785
З наїздом на ролик стенда	$-3,7 \cdot 10^{-12}$	$3,6 \cdot 10^{-8}$	-0,0001	0,243	0,863
На дорозі (рівний асфальтобетон)	0	0	$5,2 \cdot 10^{-7}$	0,023	0,870

Коефіцієнт опору коченню колеса (графік 1), розташованого на одному ролику, в 3,3 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4. Коефіцієнт опору коченню колеса, розташованого в центрі між роликами (графік 2), в 2,4 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4. Коефіцієнт опору коченню колеса, розташованого з наїздом на один з роликів (графік 3), в 4,3 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4 при навантаженні 2400 Н (рис. 4.7).

При навантаженні 4400 Н (графік 1) коефіцієнт опору коченню колеса, розташованого на одному ролику, в 3,5 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіці 4. Коефіцієнт опору коченню колеса (графік 2), розташованого в центрі між роликами, в 3,9 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіці 4. Коефіцієнт опору коченню колеса з наїздом на один з роликів (графік 3) в 4,1 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіці 4 (рис. 4.7).

Коефіцієнт опору коченню колеса при тиску в шині $P=0,12$ МПа на 17% більше, ніж при тиску в шині $P=0,19$ МПа.

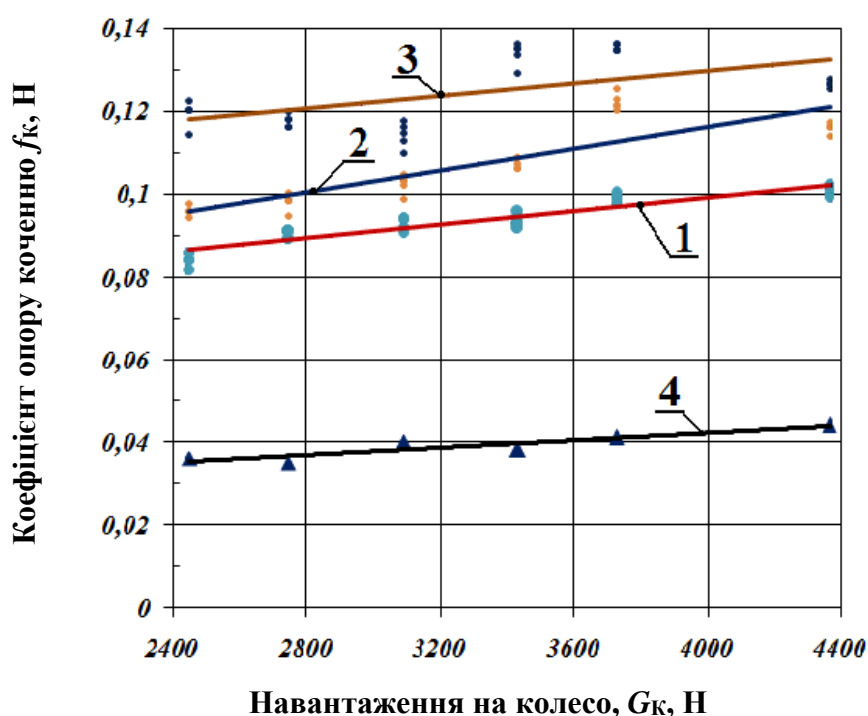
Значення коефіцієнта опору коченню колеса по одному ролику в 1,38 рази менше, ніж по двох роликах стенда (рис. 4.7).

На наступному етапі були проведені дослідження коефіцієнта опору коченню колеса на стенді при тиску в шині $P=0,08$ МПа (рис. 4.8, табл. 4.6).

З рис. 4.8 видно, що із зменшенням тиску в шині коефіцієнт опору коченню колеса збільшується. Коефіцієнт опору коченню колеса на дорозі (графік 4) при збільшенні навантаження на колесо в діапазоні від 2400 до 4400 Н збільшується від 0,036 до 0,044.

Таблиця 4.6 – Коефіцієнти полінома (3) для розрахунку коефіцієнта опору коченню колеса (тиск в шині 0,08 МПа)

Розташування автомобільного колеса	Коефіцієнти полінома				Достовірність апроксимації
	A	B	C	D	R^2
На одному ролику стенда	$-2,4 \cdot 10^{-12}$	$-2,7 \cdot 10^{-8}$	0,0001	0,051	0,907
По центру між роликами стенда	$-2,0 \cdot 10^{-11}$	$2,0 \cdot 10^{-7}$	-0,0006	0,759	0,910
З наїздом на ролик стенда	$-3,0 \cdot 10^{-11}$	$3,0 \cdot 10^{-7}$	-0,001	1,146	0,800
На дорозі (рівний асфальтобетон)	0	0	$4,41 \cdot 10^{-6}$	0,024	0,833



1 – розташування колеса на одному ролику; 2 – розташування колеса в центрі між роликами; 3 – розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 – кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 4.8 – Коефіцієнт опору коченню колеса при тиску в шині 0,08 МПа

При навантаженні 2400 Н (рис. 4.8, графік 1) значення коефіцієнта опору коченню колеса, розташованого на одному ролику, в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіці 4 в 2,3 рази більше. Коефіцієнт опору коченню колеса, розташованого в центрі між роликами (графік 2), в 2 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіці 4. Коефіцієнт опору коченню колеса з наїздом на один з роликів стенда (графік 3) в 2,7 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4.

При навантаженні 4400 Н (рис. 4.8, графік 1) значення коефіцієнта опору коченню колеса, розташованого на одному ролику, в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4 більше в 2,5 рази. Значення коефіцієнта опору коченню колеса, розташованого в центрі між роликами (графік 2), в 2,5 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4. Значення коефіцієнта опору коченню колеса з наїздом на один з двох роликів (графік 3) в 2,4 рази більше в порівнянні зі значеннями цього коефіцієнта на графіку 4.

Коефіцієнт опору коченню колеса при тиску в шині $P=0,08$ МПа на 22% більше в порівнянні з коефіцієнтом опору коченню колеса при тиску в шині $P=0,19$ МПа.

Не менш цікаво і те, що коефіцієнт опору коченню колеса на одному ролику в 1,42 рази менше, ніж на двох кінематично пов'язаних між собою роликах стенда (рис. 4.8).

Результати виконаного експериментального дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. При навантаженні на колесо 2400 Н сила опору його коченню по роликах стенда в 4...5 разів більше в порівнянні з силою опору коченню по рівній асфальтобетонній дорозі. При навантаженні 4400 Н вона більше в 3...4 рази.

2. Сила опору коченню колеса по одному ролику може бути в 1,4 рази менше, ніж на двох кінематично пов'язаних між собою роликах стенда, тобто циркуляція потужності призводить до значного збільшення сили опору коченню.

3. При навантаженні 2450 Н коефіцієнт опору коченню колеса по роликах стенда в 3...5 разів більше коефіцієнта опору коченню колеса по рівній асфальтобетонній дорозі. При навантаженні на колесо 4400 Н він більше в 2...3 рази.

4. Коефіцієнт опору коченню колеса на одному ролику в 1,4 рази менше, ніж на двох кінематично пов'язаних між собою роликах стенда.

5 УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ З АБС

5.1 Загальні напрями діагностування гальмівних систем автомобілів з АБС

Всі сучасні моделі автомобілів оснащуються АБС, що виключає в процесі гальмування повне блокування коліс і непередбачену траєкторію руху. Перевірка гальмівного керування при наявності АБС, згідно ДСТУ 3649:2010, може бути виконана як у дорожніх умовах, так і на гальмівному стенді.

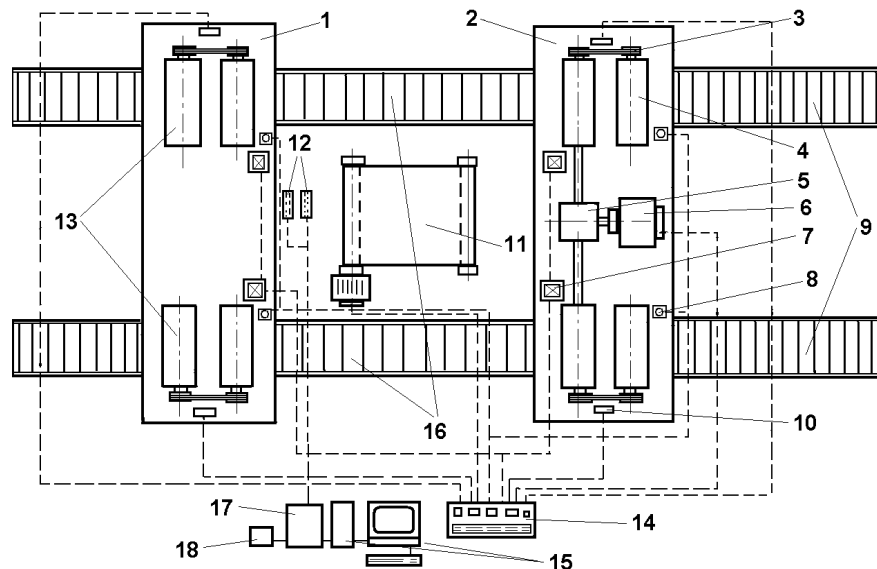
У першому випадку автомобіль, що рухається по рівній горизонтальній дорозі зі швидкістю вище порога відключення АБС (40 км/год), загальмовують однократним натисканням на педаль гальма в режимі екстреного гальмування, визначаючи ефективність гальм і рівномірність їхньої дії по траєкторії руху. При цьому ефективність гальмівної системи (ГС) оцінюють по гальмівному шляху до повної зупинки, а нерівномірність гальмівних сил по колесах – по прямолінійності траєкторії й відсутності слідів «юз» коліс. У другому випадку загальмовані колеса примусово прокручують стендом, одночасно вимірюючи момент або гальмівну силу на них.

На жаль, обидва ці способи недостатньо точні. Так, перевірка в дорожніх умовах не дозволяє вчасно й надійно діагностувати несправності гальмівних механізмів, оскільки автоматичне регулювання ступеня проковзування коліс у напрямку їхнього обертання при справній АБС нівелює погану роботу гальмівних механізмів. Перевірка ж на серійних силових стендах проводиться по черзі для коліс однієї осі, коли колеса іншої осі нерухомі, у зв'язку із чим гідропривід АБС має працювати в «позаштатному» режимі – і тому не працює.

Одним із засобів рішення завдання діагностування ГС автомобілів з АБС є застосування модульного повноопорного інерційного роликового стенда (рис. 5.1), а також комп'ютеризованого діагностичного комплексу з наступною обробкою отриманих у процесі діагностування даних на ЕОМ із застосуванням системного методу та спеціального програмного забезпечення.

Комп'ютеризований діагностичний комплекс складається із двох частин.

Механічна частина являє собою модульний повноопорний інерційний роликівий стенд та мотор-тестер або сканер. Комп'ютерна частина складається з персонального комп'ютера відповідної конфігурації та програмного забезпечення.



1 - пасивний роликівий модуль; 2 - активний роликівий модуль; 3 - шків з клиноремінною передачею; 4 - ролики активного модуля; 5 - редуктор активного модуля; 6 - електро/гідропривід активного модуля; 7 - пневматичні піднімальні пристрої; 8 - керовані пульверизатори для змочування роликів; 9 - в'їзні апарелі; 10 - система виміру швидкості і гальмівного шляху колеса; 11 – доріжка імітатора руху (у випадку застосування радарного датчика швидкості); 12 – роз'єм підключення діагностичного сканера до АБС і системи бортової самодіагностики; 13 - ролики пасивного модуля; 14 - пульт керування діагностичним стендом; 15 - персональний комп'ютер; 16 - розсувні апарелі; 17 - діагностичний прилад SCANNER-100; 18 - принтер

Рисунок 5.1 – Схема розташування основних елементів комп'ютеризованого діагностичного комплексу на базі модульного повноопорного стенда в режимі діагностування АБС легкового автомобіля

На роликівому стенді моделюються умови руху й гальмування, максимально подібні до реальних умов на дорозі, а також здійснюється замір параметрів у процесі діагностування та реєстрація даних, що надходять від електронного блоку керування системи бортової діагностики. Керування роботою гальмівного стенда та засобами технічної діагностики здійснює оператор-діагност. Після первинної обробки отримана інформація вводиться оператором ЕОМ у незалежну комп'ютерну частину для наступного використання як у базі знань (БЗ), так і в базі даних (БД) при розрахунку еталонної моделі об'єкта діагностування.

Для досягнення ефекту блокування загальмованого колеса стенд обладнаний спеціальними пристроями, що виконують одночасне розвантаження колеса і

змочування поверхні бігових барабанів спеціальним розчином.

Однак на практиці такі стенди серійно не випускаються.

З огляду на це, пропонується спосіб діагностування, що, як показують експерименти, розширить можливості передбаченої в конструкції АБС системи самодіагностування, тому що включає в програму не тільки алгоритм виявлення несправностей датчиків і електричних кіл, але й механічних пристроїв – гальмівних механізмів і пов'язаних з ними елементів.

Ідея пропонованого способу полягає в тому, що погано працююче гальмо сповільнює обертання колеса менш інтенсивно, чим добре працююче. Інакше кажучи, при гальмуванні автомобіля до грані блокування коліс, коли АБС починає циклічно скидати тиск рідини в гідравлічному приводі гальмівного механізму, колесо з погано працюючим гальмівним механізмом приходять у стан початку блокування останнім.

Правда, тут є одне «але». Блокування колеса визначається не тільки гальмівним механізмом, але й коефіцієнтом зчеплення шини з дорогою, значення якого залежать від багатьох випадкових факторів – мікропрофілю опорної поверхні, наявності на ній пилу, бруду, вологи, бітуму тощо. Отже, моменти початку «скидання» тиску в приводі гальмівних механізмів теж носять випадковий характер. І, в принципі, може трапитися так, що справне гальмо включить АБС пізніше несправного.

Але це тільки на перший погляд. Досвід свідчить: якщо гальмівні механізми всіх коліс справні, то в повторених кілька разів випробуваннях послідовність початку скидання тиску (воно може бути виявлене підключеним до блоку керування АБС спеціальним тестером) буде визначатися тільки станом дороги під конкретним колесом. Тобто число випадків, коли кожне колесо блокується першим, другим або останнім буде приблизно однаковим. Якщо ж гальмівний механізм якогось колеса несправний, то у випробуваннях почне проглядатися цілком закономірне відставання початку спрацьовування АБС саме на цьому колесі.

А далі, щоб переконатися в статистичній значимості отриманого результату, слід розрахувати коефіцієнт конкордації отриманих у випробуваннях гальмування послідовностей моментів початку спрацьовування АБС. І якщо конкордація є, то гальмівний механізм колеса, що блокується останнім, несправний, а якщо її немає, те

й претензій до роботи гальмівних механізмів немає.

Визначення коефіцієнта конкордації й довірчої ймовірності його значення може виконуватися автоматично тестером по закладеній у ньому розрахунковій програмі.

Ефективність цього способу можна проілюструвати на конкретному прикладі – результатах п'ятикратного повторення експериментів екстреного загальмовування з фіксацією тестером послідовностей початку скидання тиску в приводі гальмівних механізмів коліс двох автомобілів (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Результати експерименту

№ авто-мо-біля	№ досліду	Послідовність «скидання» тиску, m				$S_W = \sum_{i=1}^m S_{W_i}$
		Переднє праве колесо	Переднє ліве колесо	Заднє праве колесо	Заднє ліве колесо	
1	1	2	1	3	4	
	2	1	2	3	4	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	1	3	4	
	$\sum_{j=1}^n R_{ij}$	8	7	17	18	
	S_{W_i}	20,25	30,25	20,25	30,25	101
2	1	3	1	2	4	
	2	1	4	3	2	
	3	2	1	4	3	
	4	1	2	4	3	
	5	2	3	1	4	
	$\sum_{j=1}^n R_{ij}$	9	11	14	16	
	S_{W_i}	12,25	1,56	3,03	12,25	28,09
Примітка. $S_{W_i} = \left\{ \sum_{j=1}^n R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2$						

Як міру зв'язку n послідовностей рангів з рівним числом m у кожній послідовності М. Кендалл запропонував розраховувати коефіцієнт W конкордації за наступною формулою

$$W = \frac{12S_W}{n^2(m^3 - m)}, \text{ де } S_{W_i} = \sum_{i=1}^m \left\{ \sum_{j=1}^n R_{ij} - \frac{n(m+1)}{2} \right\}^2. \quad (5.1)$$

У нашому випадку $n = 5$ – число випробувань гальмування автомобіля, а $m = 4$ – число його коліс, R_{ij} – ранг, тобто місце в послідовності моментів початку «скидання» тиску в приводі гальм.

Неважко помітити, що вхідний у формулу параметр S_W , по суті, являє собою суму відхилень рангів від середнього значення, що при рівноймовірному їхньому розподілі на інтервалі від одиниці до m дорівнює $(m + 1)/2$.

Величина W може варіюватися від нуля до одиниці. При неузгодженому порядку початку «скидання» тиску в приводі гальм і їх рівноймовірному розподілі $\sum_{j=1}^n R_{ij} \rightarrow \frac{n(m+1)}{2}$ й $W \rightarrow 0$, а якщо ранги погоджуються добре, то $W \rightarrow 1$.

Виходячи з таблиці 1, коефіцієнт W для першого автомобіля дорівнює $\frac{12S_W}{n^2(m^3 - m)} = \frac{12 \cdot 101}{25(64 - 4)} = 0,808$, а по максимальній величині $\sum_{j=1}^n R_{ij} = 18$ можна вважати, що найгірший з його гальмівних механізмів – механізм заднього лівого колеса. Найкраще працює – гальмо переднього лівого колеса, тому що саме воно найчастіше спрацьовує першим.

Коефіцієнт W у другого автомобіля значно менший: він дорівнює $\frac{12 \cdot 29,09}{25(64 - 4)} = 0,23$. Менше в нього й розкид значень $\sum_{j=1}^n R_{ij}$.

Звичайно, при обмеженому числі експериментів статистично існує ймовірність помилкового висновку про величину коефіцієнта конкордації. Тому, щоб оцінити істотність отриманих результатів, доцільно скористатися спеціальною таблицею (табл. 5.2) значень критичної суми $S_{W(p)}$.

Таблиця 5.2 – Оцінка істотності отриманих результатів

n	Довірча ймовірність $p = 0,95$ при m					Довірча ймовірність $p = 0,99$ при m				
	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
3			64,4	103,3	157,3			75,6	122,8	185,6
4		49,5	88,4	143,3	217,0		61,4	109,3	176,2	265,0
5		62,6	112,3	182,4	276,3		80,5	142,8	229,4	343,8
6		75,7	136,1	281,4	335,2		99,5	176,1	282,4	422,6
8	48,1	101,7	183,7	299,0	453,1	66,8	137,4	242,7	388,3	579,9
10	60,0	127,8	231,8	376,7	571,0	85,1	175,3	309,1	494,0	739,0
15	89,8	192,9	349,8	570,5	864,9	131,0	269,8	475,2	758,2	1129,5
20	119,7	258,0	468,5	764,4	1158,7	177,0	364,2	641,2	1022,2	2521,9

Як бачимо, для розглянутого прикладу ($m = 4, n = 5$) критичне значення $S_{W(p)}$ при довірчій імовірності 0,95 дорівнює 62,6, а при довірчій імовірності 0,99 – 80,5.

Таким чином, оскільки у першого автомобіля $S_W = 101$, а 101 більше 80,5 в 99 випадках з 100, то можна стверджувати, що за результатами діагностування гальмо лівого заднього колеса несправне, робота гальма заднього правого колеса теж неефективна. Претензій же до роботи гальм всіх коліс другого автомобіля немає: адже коефіцієнт W набагато менше $S_{W(p)}$, тобто $29,09 \ll 80,5$ і $29,09 < 62,6$.

Для реалізації пропонованого способу діагностування гальм автомобіля, обладнаного АБС, необхідно виконати наступне.

1. Увести в діагностичний тестер додаткову опцію, що дозволяє фіксувати моменти початку «скидання» тиску в приводах гальм і запам'ятовувати послідовність цих моментів по всіх колесах.

2. Передбачити в ньому також програму розрахунку коефіцієнта конкордації зафіксованих послідовностей моментів початку «скидання» тиску в приводах гальм по декількох (наприклад, п'ятьох) гальмуваннях і оцінки його довірчої ймовірності.

3. Підключити тестер до блоку керування АБС і відповідно до вимог ДСТУ 3649:2010 виконати встановлене в тестері число випробувань (екстрених гальмувань) автомобіля.

4. Оцінити ефективність гальмівного керування за гальмівним шляхом або усталеним сповільненням автомобіля (при наявності відповідного датчика), а якщо тестер виявить неефективно працюючі гальмівні механізми, за його показниками виявити колеса, що гальмують погано.

5.2 Дослідження процесів діагностування автомобілів на роликкових стендах

Для оцінки гальмівних властивостей автомобілів, оснащених антиблокувальними системами (ABS), у стендових умовах на сьогоднішній день немає ні методик, ні діагностичних нормативів. Для рішення цієї задачі були проведені аналітичні дослідження, для яких була розроблена математична модель процесу гальмування автомобіля з ABS на роликковому стенді.

Раніше вже були розроблені математичні моделі процесу гальмування автомобільного колеса у складі ABS на роликкових стендах, процесу гальмування автомобіля з ABS на дорозі, до складу яких входять математичні описи динаміки гальмування шини, гальмівного механізму, блоку керування ABS, модулятора, крутильних коливань колеса. Дані математичні моделі були дороблені з метою можливості формалізації процесів гальмування всіх коліс автомобіля на стенді, перерозподілу нормального навантаження, перекочування коліс автомобіля по роликах стенда.

Оскільки при гальмуванні автомобіля на стенді перекочування коліс по роликах впливає на зміну діагностичних параметрів процесу гальмування, воно було враховано при написанні математичних моделей. Для цього була складена розрахункова схема (рис. 5.2).

На схемі зображені два ролики радіусом r_p із центрами в точках O_1 і O_2 . На роликах обертається колесо із центром у точці O_k , що у початковий момент часу розташовується симетрично щодо обох роликів, маючи загальні умовні точки додатка сил і реакцій A і E .

Відомо, що силовим радіусом колеса є радіус кочення у веденому режимі. Але через складність його визначення для колеса, що гальмує на роликах стенда, було зроблене допущення, що силовий радіус колеса дорівнює динамічному.

Позначимо за $r_d = O_k E = O_k A = r_{cv} - \Delta_{u1} - \Delta_{u2}$ динамічний радіус колеса, де $r_{cv} = O_k F = O_k B$ – вільний радіус колеса, $\Delta_{u1} = \Delta_{u2} = EF = AB$ – прогин шини в початковий момент часу.

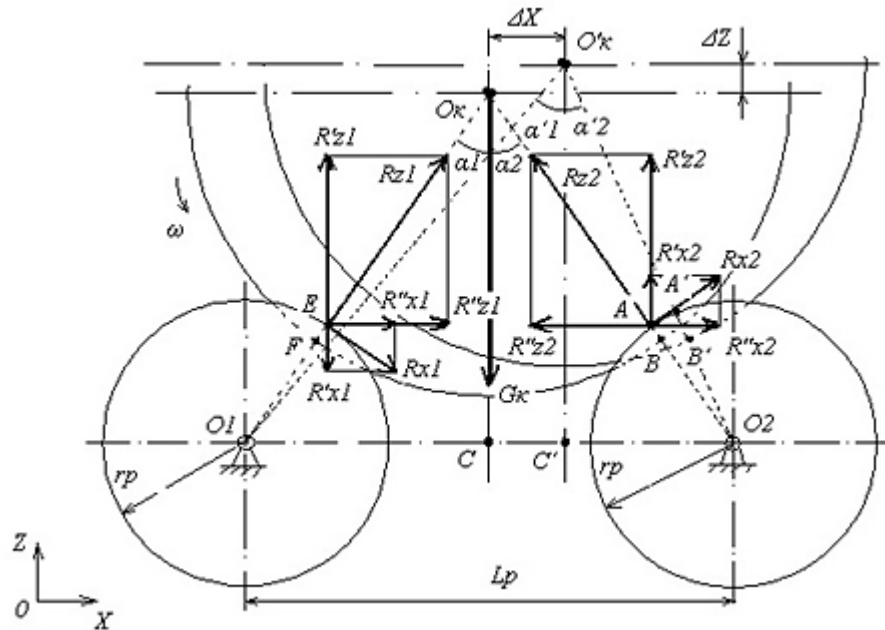


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема перекочування колеса автомобіля по роликах стенда

На колесо діє нормальна сила (частина ваги автомобіля) G_k , а з боку роликів реакції R_{z1} і R_{z2} . Нормальні складові цих реакцій R'_{z1} і R'_{z2} компенсують дію навантаження G_k , а тангенціальні складові R''_{z1} і R''_{z2} , урівноважуючи один одного, утримують колесо в рівноважному стані симетрично щодо поверхонь роликів.

При гальмуванні коліс у точках їхніх контактів з поверхнею роликів стенда виникають гальмівні сили (реалізовані дотичні реакції R_{x1} і R_{x2}). Нормальні R'_{x1} і R'_{x2} і тангенціальні R''_{x1} і R''_{x2} складових реалізованих дотичних реакцій порушують баланс сил, що діють на колесо, і прагнуть змістити його назад. У результаті цього колесо, що гальмує переміщається із двох роликів на один задній: на рис. 5.2 положення колеса із центром у точці O'_k . Як наслідок, прогин шини на передньому ролику із центром у точці O_1 (Δ_{u1}) зменшується, а на задньому ролику із центром у точці O_2 (Δ_{u2}) – збільшується.

При використанні представленої розрахункової схеми (рис. 5.2) були визначені: зміна прогину шини Δ_{u1} і Δ_{u2} , зміна кута α при перекочуванні, а також рівняння динаміки перекочування колеса, що гальмує на роликовому стенді.

На передньому ролику с центром у точці O_1 прогин шини Δ_{u1} становить:

$$\Delta_{u1} = r_{cв} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 + \Delta x)^2 - r_p \right)}, \quad (5.2)$$

де $r_{cв}$ – вільний радіус колеса;

r_{∂} – динамічний радіус;

L_p – міжцентрова відстань роликів стенда;

Δz – переміщення колеса по осі OZ ;

Δx – переміщення колеса по осі OX ;

r_p – радіус ролика.

На задньому ролику с центром у точці O_2 прогин шини Δ_{u2} становить:

$$\Delta_{u2} = r_{cв} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 - \Delta x)^2 - r_p \right)}, \quad (5.3)$$

Місце розташування колеса на роликах стенда визначається величинами кутів α_1 і α_2 , утворених вектором сили R_{z1} (R_{z2}), що діє на колесо, і лініями, що з'єднують центри коліс із центром відповідного ролика:

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 + \Delta x)^2 \right)}} \right), \quad (5.4)$$

$$\alpha_2 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_{\partial} + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z^2} + (L_p / 2 - \Delta x)^2 \right)}} \right). \quad (5.5)$$

Диференціальні рівняння динаміки переміщення колеса уздовж осей OX і OZ при гальмуванні в складі ABS на роликовому стенді записані при допущенні, що колесо зафіксоване від переміщень у бічному напрямку, і мають такий вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \sin \alpha_1 - R_{z2} \cdot \sin \alpha_2 + R_{x1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{x2} \cdot \cos \alpha_2}{G_k / g} \\ \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{z2} \cdot \cos \alpha_2 - R_{x1} \cdot \sin \alpha_1 + R_{x2} \cdot \sin \alpha_2 - G_k}{G_k / g} \end{cases}, \quad (5.6)$$

де R_{z1} і R_{z2} – реакції роликів на навантаження G_k ;

R_{x1} і R_{x2} – реалізовані дотичні реакції;

G_k – вага, що доводиться на колесо;

g – прискорення вільного падіння.

На наступному етапі була розроблена розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на повноопорному гальмівному роликовому стенді (рис. 5.3).

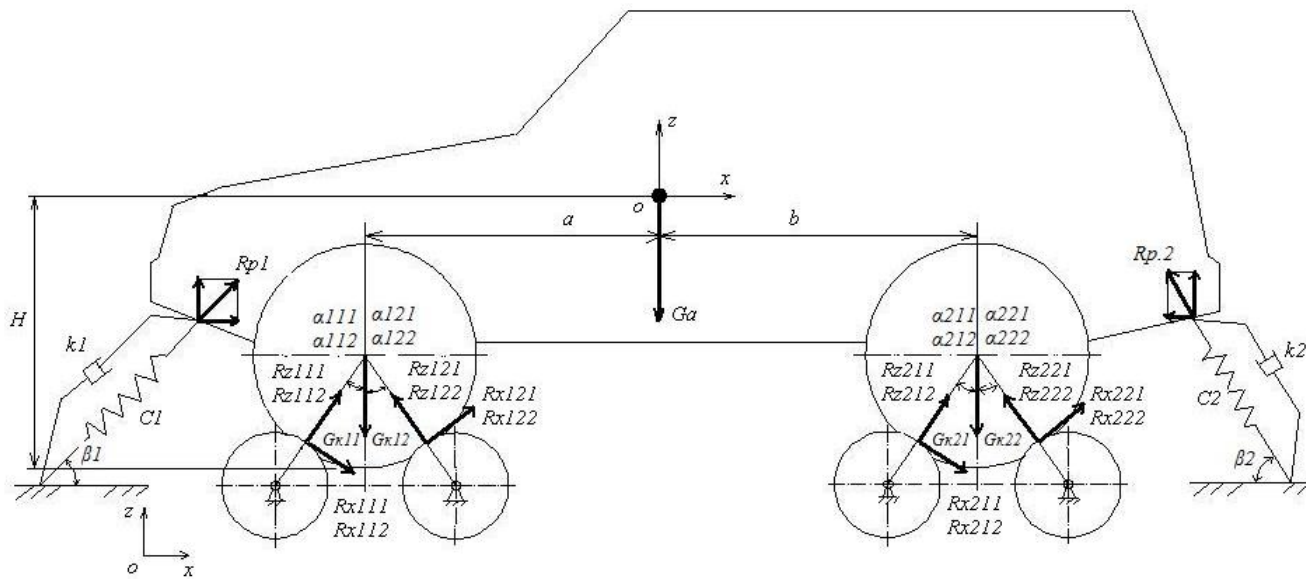


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на повноопорному роликовому стенді

З рис. 5.3 видно, що автомобіль встановлений на ролики стенда обома осями. Для запобігання з'їзду зі стенда під час гальмування й розгону автомобіль закріплений за допомогою фіксуючих розчалок твердістю c_1 і c_2 , у місцях кріплення яких до кузова автомобіля при його гальмуванні виникають реакції R_{p1} і R_{p2} .

Рівняння динаміки переміщення підресореної маси автомобіля при гальмуванні будуть виглядати таким чином:

$$\left\{ \begin{aligned}
& \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{R_{z111} \cdot \sin \alpha_{111} - R_{z112} \cdot \sin \alpha_{112} + R_{z121} \cdot \sin \alpha_{121} - R_{z122} \cdot \sin \alpha_{122} + R_{z211} \cdot \sin \alpha_{211}}{G_a / g} + \\
& + \frac{R_{z212} \cdot \sin \alpha_{212} + R_{z221} \cdot \sin \alpha_{221} - R_{z222} \cdot \sin \alpha_{222} + R_{x111} \cdot \cos \alpha_{111} + R_{x112} \cdot \cos \alpha_{112}}{G_a / g} + \\
& + \frac{R_{x121} \cdot \cos \alpha_{121} + R_{x122} \cdot \cos \alpha_{122} + R_{x211} \cdot \cos \alpha_{211} + R_{x212} \cdot \cos \alpha_{212} + R_{x221} \cdot \cos \alpha_{221}}{G_a / g} + \\
& + \frac{R_{x222} \cdot \cos \alpha_{222} - c_1 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_1 - c_2 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_2 - k_2 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_2}{G_a / g}; \quad 5.7 \\
& \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{G_{k11} + G_{k12} + G_{k21} + G_{k22} - G_a - c_1 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_1 - c_2 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_2}{G_a / g} - \\
& - \frac{k_2 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_2}{G_a / g},
\end{aligned} \right.$$

де G_a – вага автомобіля;

c_1, c_2 – твердість відповідно до передньої й задньої розчалок;

k_1, k_2 – коефіцієнт демпфірування відповідно до передньої й задньої розчалок;

β_1, β_2 – кути нахилу розчалок до опорної поверхні.

Як відомо, при гальмуванні автомобіля спостерігається перерозподіл його маси по осях – розвантаження задньої осі й навантаження передньої. Той же ефект спостерігається в процесі його гальмування на повноопорному гальмівному стенді, при закріпленні автомобіля за допомогою розчалок. У зв'язку із цим математична модель була доповнена рівнянням перерозподілу маси автомобіля при гальмуванні, що має вигляд:

$$\begin{aligned}
\frac{d\omega_y}{dt} = & \frac{R_{z111} \cdot \cos \alpha_{111} \cdot (a + r_{\partial 111} \cdot \sin \alpha_{111}) - R_{z111} \cdot \sin \alpha_{111} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 111} \cdot \cos \alpha_{111}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z121} \cdot \cos \alpha_{121} \cdot (a + r_{\partial 121} \cdot \sin \alpha_{121}) - R_{z121} \cdot \sin \alpha_{121} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 121} \cdot \cos \alpha_{121}) - \Delta z_{12})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z112} \cdot \cos \alpha_{112} \cdot (a + r_{\partial 112} \cdot \sin \alpha_{112}) + R_{z112} \cdot \sin \alpha_{112} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 112} \cdot \cos \alpha_{112}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z122} \cdot \cos \alpha_{122} \cdot (a - r_{\partial 122} \cdot \sin \alpha_{122}) + R_{z122} \cdot \sin \alpha_{122} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 122} \cdot \cos \alpha_{122}) - \Delta z_{22})}{J_y} + \\
& + \frac{R_{z211} \cdot \cos \alpha_{211} \cdot (b - r_{\partial 211} \cdot \sin \alpha_{211}) + R_{z211} \cdot \sin \alpha_{211} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 211} \cdot \cos \alpha_{211}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z221} \cdot \cos \alpha_{221} \cdot (a - r_{\partial 221} \cdot \sin \alpha_{221}) + R_{z221} \cdot \sin \alpha_{221} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 221} \cdot \cos \alpha_{221}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z212} \cdot \cos \alpha_{212} \cdot (b + r_{\partial 212} \cdot \sin \alpha_{212}) - R_{z212} \cdot \sin \alpha_{212} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 212} \cdot \cos \alpha_{212}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{z222} \cdot \cos \alpha_{222} \cdot (b + r_{\partial 222} \cdot \sin \alpha_{222}) - R_{z222} \cdot \sin \alpha_{222} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 222} \cdot \cos \alpha_{222}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x111} \cdot \cos \alpha_{111} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 111} \cdot \cos \alpha_{111}) - \Delta z_{11}) + R_{x111} \cdot \sin \alpha_{111} \cdot (a + r_{\partial 111} \cdot \sin \alpha_{111})}{J_y} \quad 5.8 \\
& - \frac{R_{x121} \cdot \cos \alpha_{121} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 121} \cdot \cos \alpha_{121}) - \Delta z_{12}) + R_{x121} \cdot \sin \alpha_{121} \cdot (a + r_{\partial 121} \cdot \sin \alpha_{121})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x112} \cdot \cos \alpha_{112} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 112} \cdot \cos \alpha_{112}) - \Delta z_{11}) - R_{x112} \cdot \sin \alpha_{112} \cdot (a - r_{\partial 112} \cdot \sin \alpha_{112})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x122} \cdot \cos \alpha_{122} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 122} \cdot \cos \alpha_{122}) - \Delta z_{12}) - R_{x122} \cdot \sin \alpha_{122} \cdot (a + r_{\partial 122} \cdot \sin \alpha_{122})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x211} \cdot \cos \alpha_{211} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 211} \cdot \cos \alpha_{211}) - \Delta z_{21}) + R_{x211} \cdot \sin \alpha_{211} \cdot (b - r_{\partial 211} \cdot \sin \alpha_{211})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x221} \cdot \cos \alpha_{221} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 221} \cdot \cos \alpha_{221}) - \Delta z_{22}) + R_{x221} \cdot \sin \alpha_{221} \cdot (b - r_{\partial 221} \cdot \sin \alpha_{221})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x212} \cdot \cos \alpha_{212} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 212} \cdot \cos \alpha_{212}) - \Delta z_{21}) + R_{x212} \cdot \sin \alpha_{212} \cdot (b + r_{\partial 212} \cdot \sin \alpha_{212})}{J_y} - \\
& - \frac{R_{x222} \cdot \cos \alpha_{222} \cdot (H - (r_{c\partial} - r_{\partial 222} \cdot \cos \alpha_{222}) - \Delta z_{22}) + R_{x222} \cdot \sin \alpha_{222} \cdot (b + r_{\partial 222} \cdot \sin \alpha_{222})}{J_y},
\end{aligned}$$

де a, b – поздовжні координати центра мас автомобіля;

H – висота центра мас;

$r_{c\partial}$ – вільний радіус колеса;

$r_{\partial 111}, r_{\partial 112} \dots r_{\partial 222}$ – динамічні радіуси коліс;

$R_{x111}, R_{x112} \dots R_{x222}$ – реалізовані дотичні реакції;

$R_{z111}, R_{z112} \dots R_{z222}$ – нормальні реакції з боку роликів;

$\Delta_{z11}, \Delta_{z12} \dots \Delta_{z22}$ – переміщення коліс автомобіля по осі OZ ;

J_y – момент інерції автомобіля щодо осі OY .

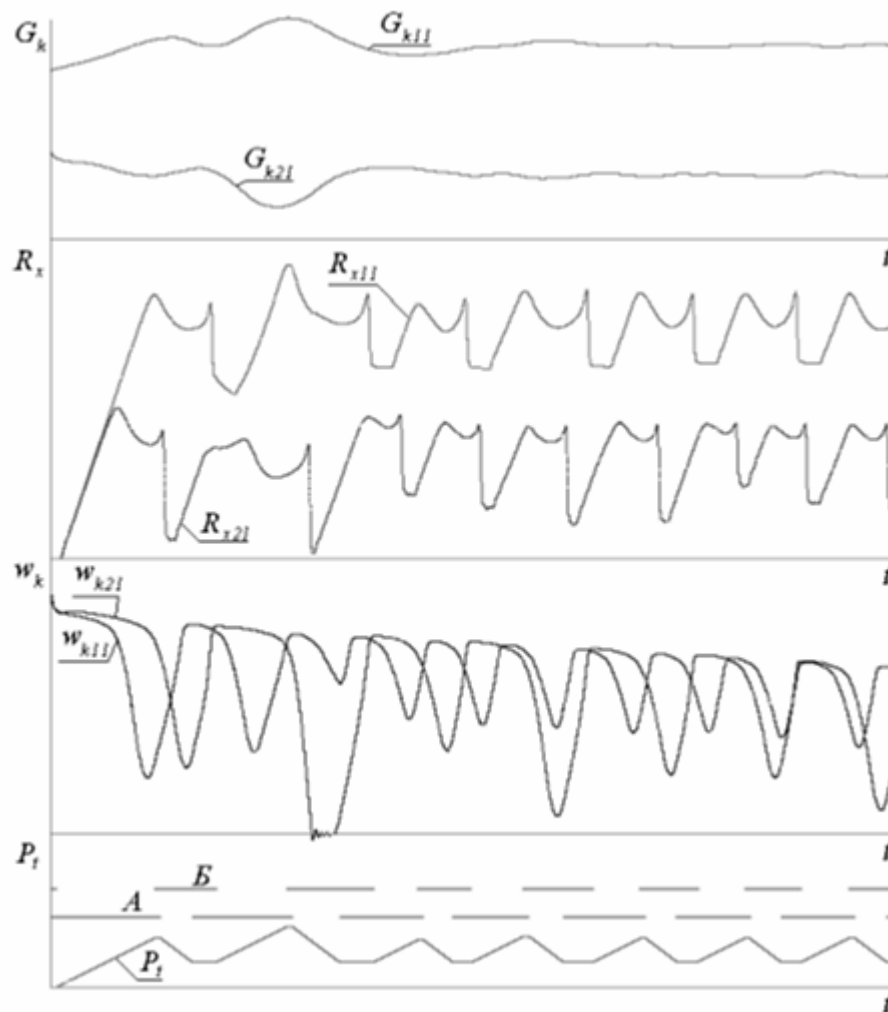


Рисунок 5.4 – Результати моделювання процесу гальмування автомобіля з ABS на повноопорному гальмівному роликовому стенді: маса автомобіля $m_a = 1400$ кг, координати центра мас $a = 1,05$ м, $b = 1,575$ м, $h = 0,48$ м, вільний радіус $r_{cв} = 0,34$ м, радіус ролика стенда $r_p = 0,1$ м, відстань між роликами $L_p = 0,42$ м, коефіцієнт зчеплення $\varphi_x = 0,87$

За допомогою математичних моделей і з урахуванням вищеописаних математичних описів перекошування коліс автомобіля по поверхням роликів стенда й перерозподілу маси автомобіля при його гальмуванні була складена математична модель процесу гальмування автомобіля із працюючої ABS на повноопорному

гальмівному стенді. Результати моделювання на електронно-обчислювальній машині (ЕОМ) представлені на рис. 5.4.

По представленим на рис. 5.4 залежностям чітко видно, як при гальмуванні автомобіля із працюючої ABS (команди модулятора А и Б) змінюються кутові швидкості коліс ω_{k11} і ω_{k21} . Явно виражено й перерозподіл маси автомобіля при гальмуванні: навантаження G_{k11} – на передні колеса зростає, G_{k21} – на задні колеса зменшується. Це ж можна простежити й по зміні реалізованих дотичних реакцій R_{x11} і R_{x21} .

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1 Загальні вимоги безпеки

До самостійної роботи з ремонту і технічного обслуговування автомобілів допускаються особи, які мають відповідну кваліфікацію, отримали вступний інструктаж і первинний інструктаж на робочому місці з охорони праці, що пройшли перевірку знань з управління вантажопідйомними механізмами.

Автомеханік, що не пройшов своєчасно повторний інструктаж з охорони праці (не рідше 1 разу на 3 місяці) не повинен приступати до роботи.

Автомеханік зобов'язаний дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку, затверджених на підприємстві.

Тривалість робочого часу автомеханіка не повинна перевищувати 40 год. на тиждень. Тривалість щоденної роботи (зміни) визначається правилами внутрішнього трудового розпорядку або графіками змінності, які затверджує роботодавець.

Автомеханік повинен знати, що, найбільш небезпечними і шкідливими виробничими факторами, що діють на нього під час проведення технічного обслуговування і ремонту транспортних засобів, є:

- автомобіль, його вузли і деталі;
- обладнання, інструмент і пристосування;
- електричний струм.

Автомобіль, його вузли та деталі – в процесі ремонту можливе падіння вивішеного автомобіля або знімаємих з нього вузлів і деталей, що призводить до травмування.

Гаражно-ремонтне та технологічне обладнання, інструмент, пристосування - застосування несправного обладнання, інструменту та пристроїв призводить до травмування. Автомеханікові забороняється користуватися інструментом, пристосуваннями, обладнанням, поводження з якими він не навчений і не проінструктований.

Електричний струм - при недотриманні правил і запобіжних заходів може

чинити на людей небезпечне і шкідливий вплив, що виявляється у вигляді електротравм (опіки, електрометаллізація шкіри), електроудари.

Бензин діє отруюючі на організм людини при вдиханні його парів, забруднення ним тіла, одягу, попаданні його в організм з їжею або питною водою.

Автомеханік повинен працювати в спеціальному одязі і в разі необхідності використовувати інші засоби індивідуального захисту.

6.2 Інструкція з охорони праці при роботі на стенді

6.2.1 Загальні вимоги охорони праці

Якщо можливо, треба убезпечити територію гальмівного стенду з допомогою огорож і колірних відміток на підлозі або за допомогою попереджень про безпеку з лампочками «ОБЕРЕЖНО! ЙДЕ ПЕРЕВІРКА ГАЛЬМ!»

Якщо пристрій перевірки гальм встановлено в зоні руху транспорту автомайстерні або на території, відкритої для вільного доступу, важливо закрити гальмівний стенд або відокремити його огорожами, якщо він не використовується.

Якщо пристрій перевірки гальм знаходиться в «сплячому» режимі, треба заблокувати головний вимикач для запобігання несанкціонованого використання.

6.2.2 Вимоги охорони праці перед початком роботи

До роботи на стенді допускаються особи не молодше 18 років, які не мають медичних протипоказань, пройшли вступний інструктаж, інструктаж та стажування на робочому місці, що мають першу групу з електробезпеки.

Перед проведенням перевірочних дій важливо переконатися, що ніхто не стоїть поряд з роликками, і що оператор сидить в автомобілі в ході перевірочних дій.

6.2.3 Вимоги охорони праці під час роботи

У ході перевірки гальм, необхідно переконатися, що ніхто не стоїть поблизу обертових роликів.

Не проводити роботи з налаштування при обертаючихся роликках!

Не заводити двигун за допомогою приводу гальмівного стенду!

Не паркувати транспортні засоби на роликкових гальмівних стендах - особливо,

що не провідною віссю, не з включеною передачею і не з включеним запалюванням (якщо це дизельне транспортний засіб - то навіть не з вимкненим запалюванням) через ризик, що двигун машини запрацює від початкового руху роликів, і ніким не керований автомобіль вийде з-під контролю.

Експлуатаційний режим «аварійний режим експлуатації» слід застосовувати тільки при з'їзді автомобіля з роликів в разі пошкодження гальмівного стелу в процесі експлуатації.

Необхідно вийняти ключ для аварійної експлуатації з блоку індикаторів і сховати в надійному місці, щоб запобігти несанкціонованому використанню.

При активації «автоматичного режиму експлуатації» ролики починають крутитися, як тільки автомобіль заїжджає на гальмівний стелд. Тому ІК передавач слід тримати всередині автомобіля, щоб можна було вимкнути стелд з водійського місця в разі виникнення аварійної ситуації.

Неналежне поводження з ІК передавачем може стати причиною випадкового введення роликів в експлуатацію.

6.2.4 Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях.

При виникненні аварійної ситуації, що загрожує здоров'ю і життю працюючих, оповістити про небезпеку оточуючих людей, припинити всі роботи, доповісти безпосередньому керівнику про подію і діяти відповідно до його вказівок.

При поломці обладнання, яка загрожує аварією припинити його експлуатацію, а також подачу до нього електроенергії. Доповісти про вжиті заходи безпосередньому керівнику (особі, відповідальній за безпечну експлуатацію обладнання) і діяти відповідно до отриманих вказівок.

При нещасному випадку на виробництві, гострому захворюванні (отруєнні) потерпілому надати першу допомогу, при необхідності доставити в лікувальний заклад охорони здоров'я, негайно повідомити про події безпосереднього керівника.

При ураженні працівника електричним струмом, негайно звільнити потерпілого від дії струму, застосовуючи діелектричні засоби і дотримуючись заходів безпеки.

При виявленні ознак виникнення пожежі (горіння, задимлення, запаху гару, підвищення температури тощо) кожен працівник зобов'язаний: негайно повідомити

по телефону (101) в пожежну охорону при цьому необхідно назвати адресу об'єкта, місце виникнення пожежі, а також повідомити своє прізвище; прийняти по можливості заходів з евакуації людей, гасіння пожежі та збереження матеріальних цінностей. негайно повідомити про події безпосереднього керівника.

6.3 Пожежна безпека на ділянці

6.3.1 Вступ

Ця інструкція регламентує основні вимоги до працівників щодо попередження пожеж та запобігання опіків.

Всі працівники повинні знати місця розташування засобів пожежогасіння та вміти ними користуватися. Кожен працюючий, який виявляє загоряння або пожежу, повинен негайно повідомити про це в об'єктове або міську пожежну охорону, вжити заходів до виклику керівників підприємства і приступити до гасіння пожежі наявними засобами.

При виконанні різних видів робіт необхідно знати і пам'ятати, що загоряння і нещасні випадки найчастіше можуть відбуватися при:

- Промиванні деталей, агрегатів і двигуна легкозаймистими рідинами (бензином, дизельним паливом та ін);
- Подачі палива в карбюратор рухомого автомобіля з відкритої ємності «самопливом»;
- Зварюванні або пайку не промитої і не пропареної ємності з-під легкозаймистих рідин;
- Неправильної транспортуванні і зберіганні легкозаймистих речовин;
- Застосуванні нестандартних або невідповідних номінальному струму електричних запобіжників;
- Несправною електропроводці;
- Роботі в забрудненій паливно-мастильними матеріалами спеціальному одязі;
- Роботі з відкритим вогнем поблизу легкозаймистих речовин;
- Гасінні пожежі на автомобілі без використання засобів пожежогасіння.

6.3.2 Загальні вимоги безпеки

При пуску двигуна і догляді за ним:

Щоб уникнути пожежі на автомобілі пуск двигуна робити при встановленому повітряному фільтрі.

Для миття двигуна зовні використовувати тільки пожежобезпечні мийні засоби.

Забороняється:

- Використовувати для цієї мети бензин та інші легкозаймисті рідини;
- Допускати скупчення на двигуні бруду, масла і палива;
- Підігрівати двигун та інші агрегати відкритим вогнем.

6.3.3 Перед виїздом на лінію і роботі на лінії

Перевірити наявність і справність електрозапобіжників і електропроводки. Всі запобіжники повинні бути стандартними і відповідати номінальному струму. Електропроводка не повинна мати оголених місць, а місця її з'єднання повинні виключати можливість іскроутворення.

Перевірити герметичність системи живлення (чи немає підтікання палива або витоку газу). При виявленні витоків вжити заходів до їх усунення.

Перевірити укомплектованість автомобіля справними вогнегасниками. Необхідно знати пристрій вогнегасника і вміти ним користуватися.

Ремонт системи живлення двигуна на лінії слід проводити з обережністю, не допускаючи попадання бензину на двигун і систему випуску відпрацьованих газів. При виявленні на лінії витоку газу з системи живлення газобалонних (газодизельних) автомобілів, за винятком арматури балона негайно зупинитися, закрити витратні вентиля, виробити газ із системи де зупинки двигуна, потім закрити магістральний вентиль і вжити заходів до усунення несправності, якщо це можливо, або повідомити на підприємство.

При витоку газу з арматури балона необхідно відігнати автомобіль в безпечне місце і випустити або злити газ з балона.

Перевезення легкозаймистих речовин повинна проводитися спеціально обладнаним автомобілем відповідно до чинних інструкцій.

Забороняється:

- Подавати паливо в карбюратор з відкритої тари «самопливом»;
- Перевіряти наявність палива в баку або цистерні з допомогою відкритого вогню (запаленого сірника, запальнички тощо);
- Зберігати і перевозити бензин, гас та інші легкозаймисті речовини в кабіні, салоні автомобіля або кузові, непристосованому для цієї мети;
- Випускати стиснений природний газ і зливати зріджений нафтовий газ при працюючому двигуні або включеному запаленні, а також у безпосередній близькості від місць стоянки інших автомобілів або поблизу джерел вогню і місць знаходження людей.

У разі загоряння автомобіля під час роботи на лінії необхідно:

- негайно зупинити автомобіль;
- Заглушити двигун (на автомобілях, що працюють на газі, перекрити магістральний і балонні вентиля);
- Вжити всіх заходів для евакуації пасажирів (вантажу) і приступити до гасіння пожежі.

При гасінні пожежі на автомобілі необхідно дотримуватися особистої обережності використовувати вогнегасники, рукавиці, не допускати загоряння одягу та опіку обличчя, рук і т.д.

6.3.4 При ТО і ремонті автомобіля:

Не допускати підтікання палива або масла з агрегатів автомобіля. Пролите паливо або масло необхідно відразу ж прибрати за допомогою піску або тирси.

Мийку знятих агрегатів і деталей автомобіля слід проводити в строго встановленому місці.

Відпрацьовані масла і відстій палива з паливних баків необхідно зливати тільки в спеціальну тару.

Зберігання, слив і заправку пально-мастильних матеріалів слід здійснювати тільки в спеціально призначених для цієї мети місцях.

Перед ремонтом (зварюванням, пайкою) ємність з-під легкозаймистих речовин необхідно спорожнити, від'єднати і зняти всі трубопроводи, в яких може перебувати легкозаймиста рідина. Спорожнену ємність, а також трубопроводи необхідно

ретельно промити гарячою водою, продути паром для повного видалення слідів цих рідин ..

Палити на території підприємства дозволяється тільки в спеціально відведених для цих цілей місцях.

Забруднену паливно-мастильними матеріалами спеціальний одяг слід своєчасно здавати в хімчистку (прання).

6.3.5 Забороняється:

- Перевіряти акумулятори у короткого замикання; для цієї мети слід користуватися вилкою навантаження;

- Зливати відпрацьовані мастила і відстій палива з паливних баків у водостоки і каналізацію;

- Працювати в спеціальному одязі, обритої паливом;

- Підходити до відкритого вогню, курити і запалювати сірники, якщо руки та спеціальний облита паливом;

- Користуватися бензином для прання одягу, миття рук, відмивання стін і підлоги;

- Користуватися відкритим вогнем у приміщеннях, призначених для ТО, ремонту та стоянки, а також на відкритих стоянках;

- Зберігати на робочому місці промаслений обтиральний матеріал, легкозаймисті речовини, крім призначених для цієї мети металевих ящиків з кришками;

- Застосовувати саморобні нагрівальні електроприлади.

ВИСНОВКИ

Функціональні можливості автотранспортних засобів (АТЗ) у процесі експлуатації під впливом різних факторів погіршуються. У зв'язку з цим їх необхідно періодично контролювати для оцінки експлуатаційних властивостей, що впливають на активну безпеку.

Вищезазначене вказує на те, що необхідне вдосконалення та розвиток системи, методів і контрольно-діагностичного обладнання для оцінки технічного стану автомобілів в різних умовах їх дислокації та експлуатації.

На автотранспорті застосовують роликові стенди для перевірки гальмівних і тягових властивостей. Це саме металоємне і дороге обладнання станції діагностики, тому вибір типу стенда впливає на собівартість діагностування, а через неї - на собівартість перевезень в цілому.

Швидкохідний інерційний роликовий стенд краще відповідає вимогам контролю, діагностування та прогнозування, ніж тихохідний силовий. Але він дорожчий: йому потрібні маховики і більш потужний привід для розгону ведених коліс. Якщо порівнювати ці два варіанти гальмівного стенду ізольовано, ціна може здатися вирішальним фактором.

Станція діагностики ПАТ або СТО повинна мати, крім гальмівного, ще й тяговий стенд для перевірки двигуна по тяговій силі, приємності, витратам палива і викиду шкідливих речовин під навантаженням (NO_x), а також втрат в трансмісії. Такий стенд має гладкі сталеві ролики і потужній навантажувальний пристрій, часто - маховики для перевірки в динамічних режимах. Сама собою приходить думка об'єднати в одній конструкції інерційний гальмівний стенд і тяговий стенд. Їм потрібні однакові ролики, маховики, вимірювальні системи, а розгін ведених коліс і навантаження ведучих можна виконувати однією оборотною машиною, електричною або гідравлічною. Робота такої машини поперемінно в режимі приводу і гальма дозволяє рекуперувати енергію. У виготовленні і в роботі комбінований тягово-гальмівний стенд (СТГ) дешевше, ніж два спеціалізованих роликових стенду, тяговий і гальмівний; він займає менше місця; йому не потрібні два окремих фундаменту і два

оператора; при рівних умовах у нього вище продуктивність. На заводі-виробнику випуск одного типу стенда замість двох дозволяє підвищити серійність, спростити підготовку виробництва, скоротити перелік закупаваних на стороні комплектуючих, тобто знизити собівартість продукції.

Таким чином, чисто гальмівний роликівий стенд можна застосовувати лише для контролю; він може бути тихохідним силовим. В інших випадках, тобто для станцій діагностики ПАТ і СТО, за функціональними, експлуатаційними й виробничими показниками, в тому числі економічним, СТГ краще, ніж комплект з двох спеціалізованих роликівих стендів – тягового і гальмівного. Нарешті, для пересувних діагностичних станцій (ПДС), де компактність і маса везимого обладнання особливо важливі, СТГ – єдиний і безперечний варіант стенду.

Основні висновки по роботі:

1. Виконано обґрунтування оптимальних методів перевірки гальмівної системи та тягових властивостей автомобіля.

2. Виконано дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликівим стендом при тягових і гальмівних випробуваннях. Силова модель розглянутої системи, як і для гальмівних випробувань, містить в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху роликів і коліс.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Введ. 01.07.2011]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.
2. Мармут Ігор Арнольдович Розробка науково-методичних основ проектування універсальних пересувних станцій діагностики легкових автомобілів: дис. ... канд. техн. наук / Ігор Арнольдович Мармут; ХГАДТУ. - Х., 2001. - 208 с.
3. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): / [Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О.]. – Х.: Вид-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.
4. Наказ МНС України № 964 від 09.07.2012 «Про затвердження Правил охорони праці на автомобільному транспорті». Електронний ресурс. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1299-12#Text>.
5. Мармут І. А., Кашканов В. А., Зуєв В. О. Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді. Науковий журнал «Вісник машинобудування та транспорту». – Вінниця: ВНТУ, 2020. – № 2(12), с. 68-75.
6. Мармут І.А., Кашканов А.А., Кашканов В.А. Дослідження взаємодії коліс автомобіля з роликами стенда при гальмуванні. Науковий журнал «Вісник машинобудування та транспорту». – Вінниця: ВНТУ, 2021. – № 1(13), с. 68-77.
7. СТВНЗ 10.1-02:2023 «Текстові документи у навчальному процесі. Вимоги і правила оформлення». Електронний ресурс. Режим доступу: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/user_upload/111stvnz_10.1-02.pdf.
8. Волков В.П. Методичні вказівки до виконання дипломної роботи магістрів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / Волков В.П., Мармут І.А., Горбик Ю.В., Павленко В.М. – Харків: ХНАДУ, 2023. – 39 с. Електронний ресурс. Режим доступу: <http://surl.li/katfv>.
9. ДСТУ 3333-96. Стенди роликові для перевірки гальмівних систем дорожніх транспортних засобів в умовах експлуатації. Загальні технічні вимоги. Електронний ресурс. Режим доступу: <https://dnaop.com/html/61155/doc->

[%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_3333-96](#) .

10. Говорущенко М.Я. Системотехника автомобільного транспорту (розрахункові методи досліджень): монографія / М.Я. Говорущенко. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 292 с.

11. Зуєв В.О. Режими вимірювання діагностичних параметрів на пересувних роликівих стендах. Український метрологічний журнал. Харків, 2014. №1. С. 41-49.

12. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. Available: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: October 19, 2023.

13. І.А. Мармут, «Особливості стендової перевірки тягових властивостей автомобілів з повним приводом», на міжнар. наук.-практ. конф. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування, Херсон, 2018, с.62-67.

14. І.А. Мармут, «Розробка методики повірки системи вимірювання потужності на роликівому стенді пересувної діагностичної станції легкових автомобілів», Науковий журнал ХНТУСГ «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів», № 22, с. 19-26. 2020.

15. В.П. Волков, Е.Х. Рабінович, В.О. Зуєв, Д.А. Шаліна, «Розрахунок нормативів розгону автомобіля на роликівому стенді», Науковий журнал «Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування», № 64(970), с. 43-49. 2012.

16. Рабінович Е.Х., Зуєв В.О. Врахування моментів інерції автомобільних коліс у задачах діагностики гальмівних та тягових властивостей: Транспорт, екологія – сталий розвиток: матеріали XIII науково-технічної конференції з міжнародною участю, м. Варна, 14-16 травня 2007 р. Варна, 2007. С. 709-715.

17. Martin PECHA, Josef POŠTA, Zdeněk ALEŠ, Bohuslav PETERKA. Moment of inertia measurement of vehicle engine. Maintenance and Reliability. Warsaw, 2010. №3. S. 44-47. Available: <https://archive.ein.org.pl/sites/default/files/2010-03-07.pdf>. Accessed on: October 19, 2025.

Додаток А

Ілюстративний матеріал до кваліфікаційної роботи

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

Кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. М.Я. Говоруценка.

ІЛЮСТРАТИВНИЙ МАТЕРІАЛ

до кваліфікаційної роботи

магістра

Дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликовим
стендом при тягових і гальмівних випробуваннях

Завідувач кафедри, д-р техн. наук, проф.



Володимир ВОЛКОВ

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент



Олександр НАЗАРОВ

Керівник, канд. техн. наук, доцент



Ігор МАРМУТ

Студент гр. А-62-24



Роман ГРАБИНА

Харків 2025

Мета роботи

підвищення якості стендового діагностування гальмівних і тягових властивостей автомобілів

Об'єкт дослідження

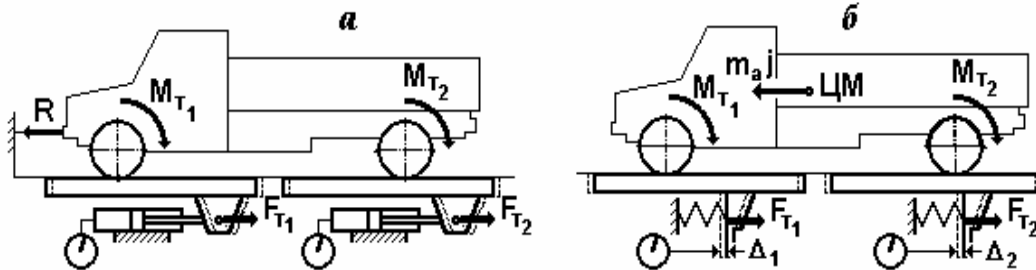
Процес взаємодій елементів діагностичного стенда з автомобілем

Завдання дослідження

1. Обґрунтувати оптимальні методи перевірки гальмівної системи та тягових властивостей автомобіля
2. Виконати дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликівим стендом.

Огляд стендів для діагностування автомобілів

Призначення	Перевірка тягових властивостей		Перевірка гальм	
	Силовий	Інерційний	Силовий	Інерційний
Метод				
Джерело рушійної сили	Двигун автомобіля, ведучі колеса		Двигун станду	Наведені маси обертаючихся частин станду та автомобіля
Джерело гальмівної сили	Навантажувальний пристрій станду	Наведені маси обертових частин станду та автомобіля	Гальмівна система автомобіля	



а - силовий; б – інерційний

Рисунок 1 - Схеми майданчикових стендів для перевірки гальм



Рисунок 2 - Стенд фірми «НЕКА Auto Test GmbH», Німеччина

Огляд стендів для діагностування автомобілів

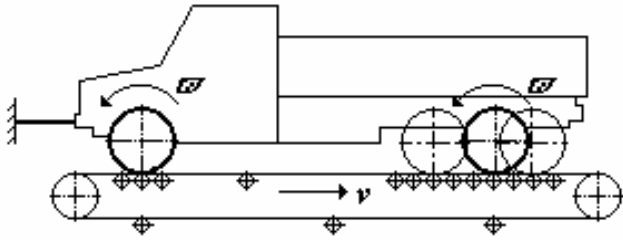


Рисунок 3 - Схема універсального стенду конвеєрного типу

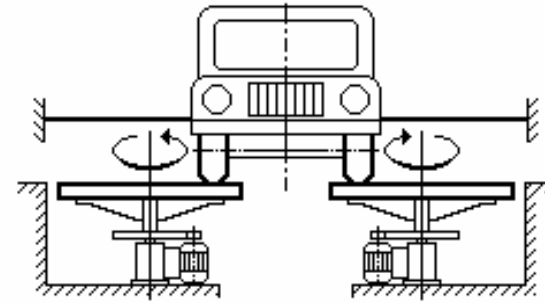
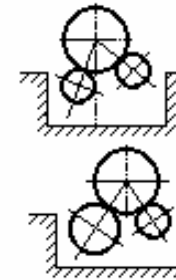


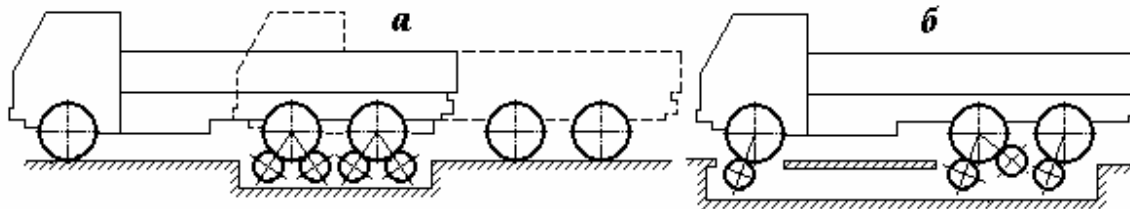
Рисунок 4 - Схема стенду з опорними планшайбами



Несиметрична
схема

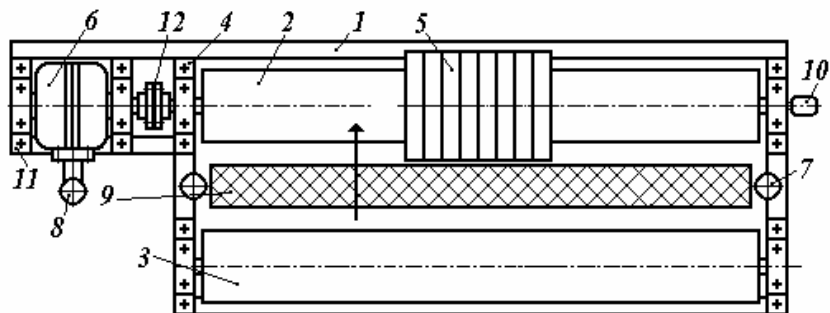
Різні діаметри
роликів

Рисунок 5 - Варіанти розташування роликів одновісного роликівого стенду



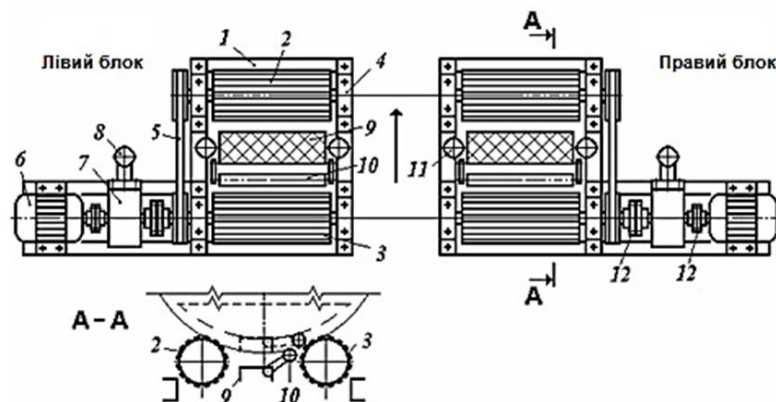
а - двовісний; б - повноопорний з поодинокими і спареними роликів

Рисунок 6 - Роликіві стенди для перевірки тривісних автомобілів



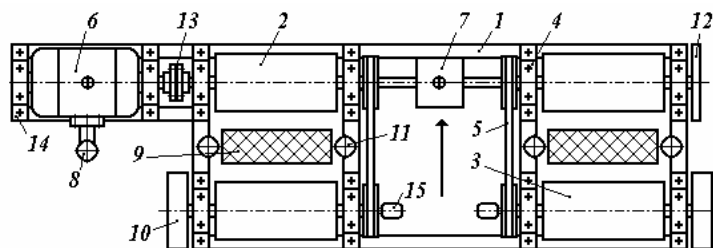
- 1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол;
 5 - маховики; 6 - балансовано встановлений навантажувальний пристрій;
 7 - відбійний ролик; 8 - датчик сили; 9 - підйомник коліс;
 10 - датчик швидкості і прискорення;
 11 - стояковий підшипник; 12 - муфта постійна

Рисунок 7 - Тяговий стенд інерційно - силового типу



- 1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол;
 5 - ланцюгова передача 1:1; 6 - електродвигун;
 7 - балансовано встановлений співвісний редуктор ;
 8 - датчик сили ; 9 - підйомник колеса; 10 - ролик - сигналізатор прослизання;
 11 - відбійний ролик; 12 - муфта постійна

Рисунок 8 - Роликовий гальмівний стенд силового типу



- 1 - рама; 2 - передній ролик; 3 - задній ролик; 4 - підшипниковий вузол;
 5 - ланцюгова передача 1:1; 6 - навантажувально - приводний пристрій
 (балансирно встановлена електромашина);
 7 - муфта зчіпна; 8 - датчик сили; 9 - підйомник колеса; 10 - маховик;
 11 - відбійний ролик; 12 - врівноважує маховик; 13 - муфта постійна

Рисунок 9 - Комбінований тягово - гальмівний стенд інерційно - силового типу

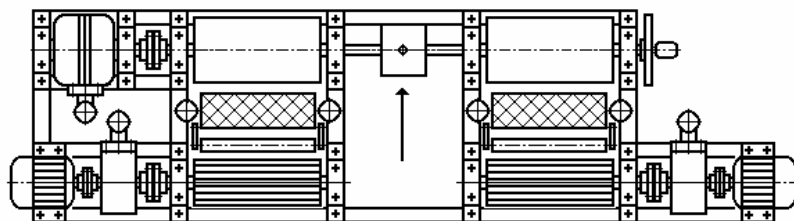


Рисунок 10 - Схема комбінованого тягово - гальмівного стенду Multidyna (Японія)

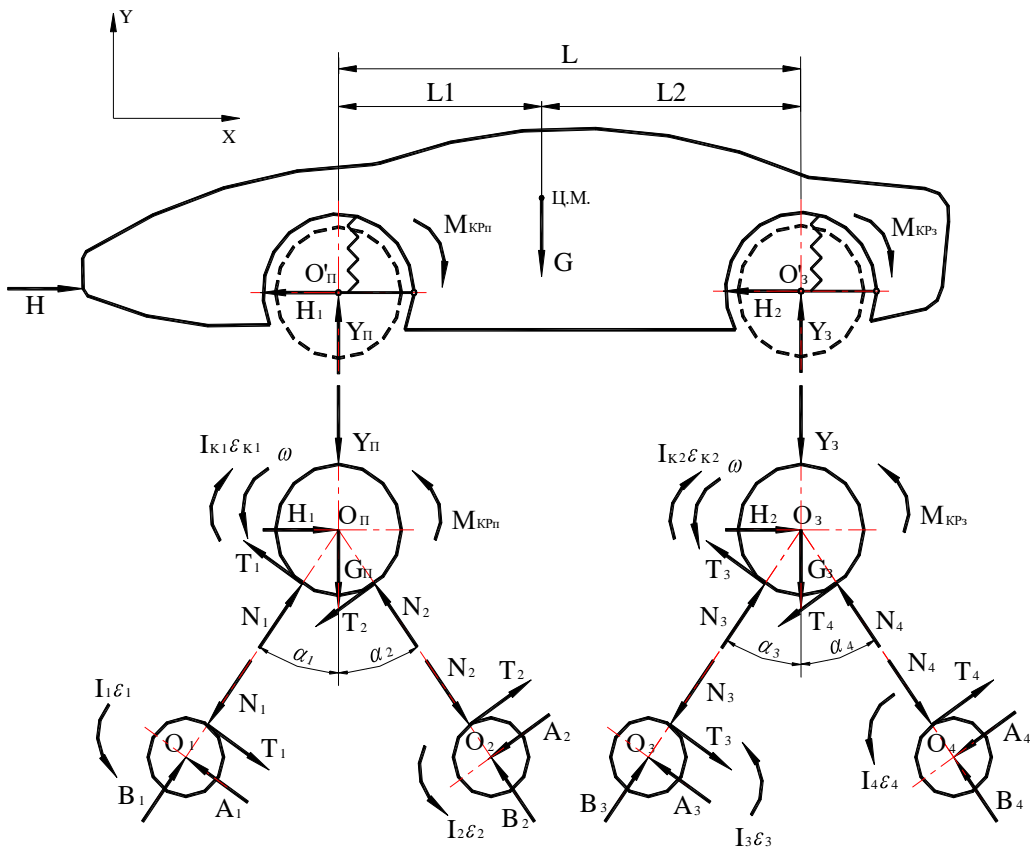
Таблиця 1 – Типи трансмісій і наявність блокування диференціалів у різних повнопривідних автомобілів

Автомобіль	Тип	Блокування диференціалів			ASC, ASR ETS і ін.
		Міжосьовий	Задній	Передній	
Постійний повний привід з автоматичним блокуванням диференціалів					
Audi модифікації Quattro	л	*			
Audi Allroad	л	*	*4)	*4)	
Daihatsu Terios	в	*	*2)		
Jeep Grand Cherokee -2	в				*
Land Rover Discovery	в				*
Land Rover Freelander	в	*			*
Lexus LX	в	*			
Lexus RX	в	*			
Mercedes G-клас	в	*	*	*	
Mercedes M-клас	в				*
Mercedes E-клас 4Matic	л	*			
Mitsubishi Galant	л	*			
Mitsubishi Lancer Evo VI	л	*	*		
Range Rover	в	*			
Subaru Impreza, Legacy	л	*			
Subaru Forester	в	*			*
Toyota Land Cruiser 100	в	*	*2)	*2)	
Toyota RAV-4	в	*			
«Шевроле Нива»	л	*			

Повний привід, що вмикається та вимикається автоматично					
Ford Explorer	в	*	*1)		
Honda CR-V	в				
Honda HR-V	в				
KIA Sportage	в		*		
Isuzu Trooper	в		*2)		
Jeep Wrangler	в		*2)		
Lincoln Navigator	в	*	*		
VW Syncro	л				
VW 4Motion	л				
VW Transporter T4 Syncro	а				
Volvo V70 XC AWD	л		*		
УАЗ-1302	в		*		
Системи з ручним включенням повного привода і (або) блокувань					
Hyundai Galloper	в		*		
Land Rover Defender	в	*			
Mitsubishi Pajero Sport	в	*	*		
Mitsubishi Pajero	в	*	*2)		
Nissan Terrano-2	в		*		
Nissan Patrol GR	в		*1)		
Opel Frontera	в		*2)		
Suzuki Jimny	в	*3)	*		
Suzuki Grand Vitara	в	*3)	*		
УАЗ-3151	в	*3)			

* Примітки:

- 1)-випускається для деяких ринків, зокрема російського
 - 2)-блокування встановлюється за бажанням замовника 3)-твердий зв'язок;
 - 4)-блокування колісних диференціалів забезпечує електронна система EDL
- в - позашляховик, л - легковий, а - мікроавтобус



Рівновага кузова

$$\Sigma X = -H_1 - H_2 + H = 0$$

$$\Sigma Y = -G + Y_{II} + Y_3 = 0$$

$$\Sigma M_{O'3} = M_{KP_{II}} + M_{KP_3} + Y_{II} \cdot L - G \cdot L_2 = 0$$

Рух передніх коліс

$$-M_{KP_{II}} + I_{K1} \cdot \varepsilon_{K1} + (T_1 + T_2) = 0$$

Рух задніх коліс

$$-M_3 + I_{K2} \cdot \varepsilon_{K2} + (T_3 + T_4) = 0$$

Рух барабанів

$$-I_1 \cdot \varepsilon_1 + T_1 \cdot r = 0$$

$$-I_2 \cdot \varepsilon_2 + T_2 \cdot r = 0$$

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

$$-I_4 \cdot \varepsilon_4 + T_4 \cdot r = 0$$

Рівновага переднього колеса

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

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

Рівновага заднього колеса

$$\Sigma X = -T_3 \cdot \cos \alpha_3 - T_4 \cdot \cos \alpha_4 + N_3 \cdot \sin \alpha_3 - N_4 \cdot \sin \alpha_4 + H_2 = 0$$

$$\Sigma Y = T_3 \cdot \sin \alpha_3 - T_4 \cdot \sin \alpha_4 + N_3 \cdot \cos \alpha_3 + N_4 \cdot \cos \alpha_4 - (Y_3 + G_3) = 0.$$

Експериментальне дослідження сил опору коченню колеса автомобіля по роликах стенду

7

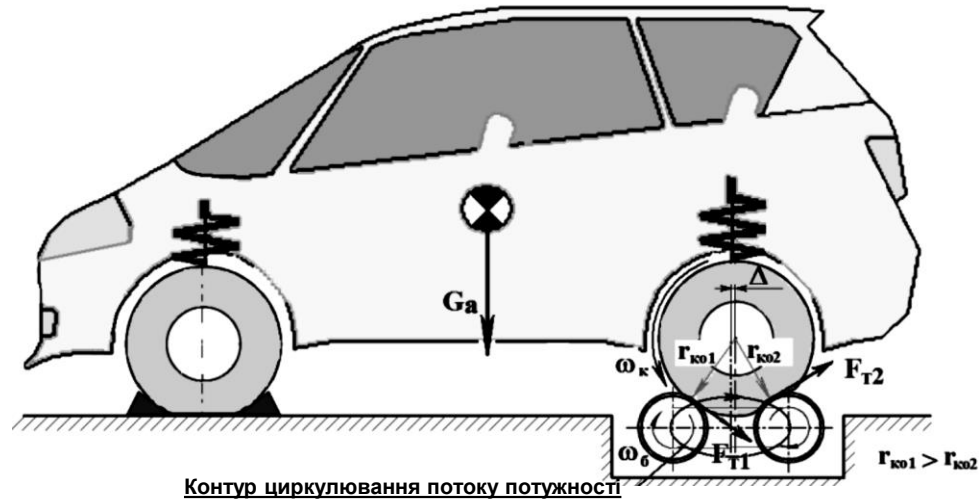
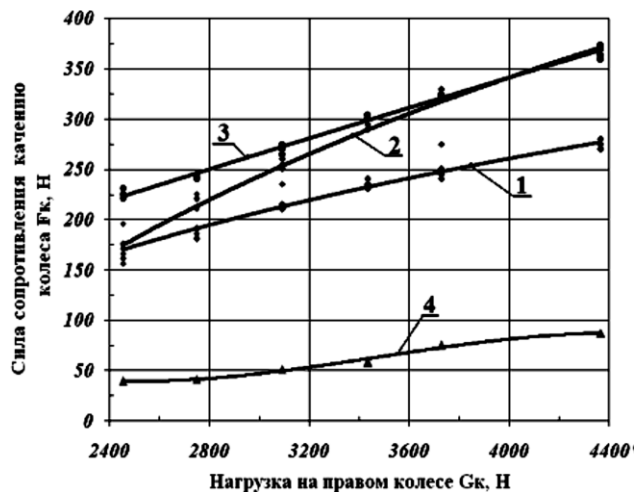


Рисунок 11 - Замкнутый контур у системі колесо – гальмівний роликовий стенд



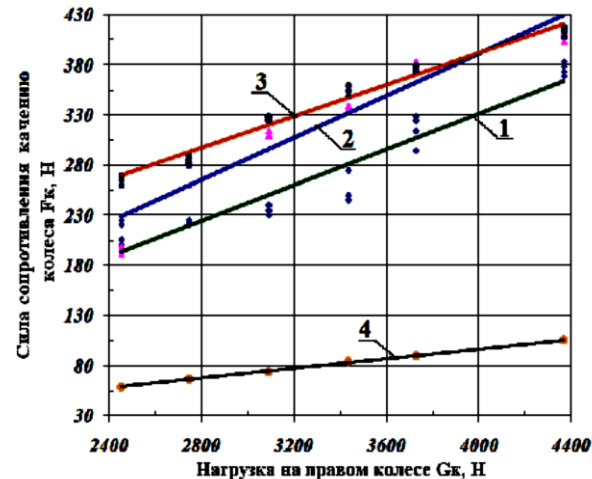
Рисунок 12 - Установка автомобіля на робочі ролики стенда BSA-4341

стенду



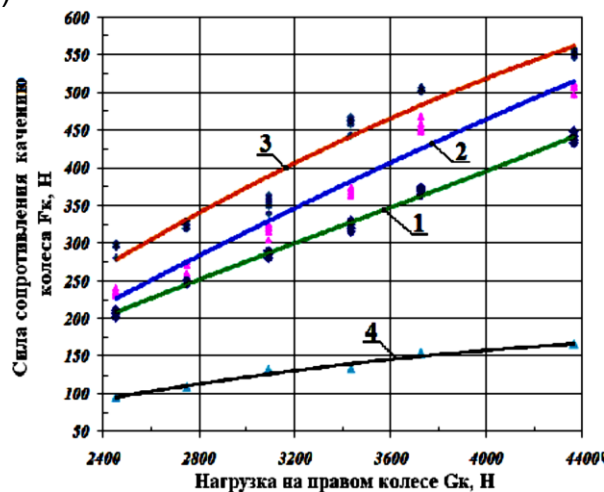
1 - розташування колеса на одному ролику; 2 - розташування колеса в центрі між роликами; 3 - розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 - кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 13 - Графік зміни сили опору коченню колеса від величини нормального навантаження (тиск в шині 0,19 МПа)



1 - розташування колеса на одному ролику; 2 - розташування колеса в центрі між роликами; 3 - розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 - кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 14 - Графік зміни сили опору коченню колеса від величини нормального навантаження (тиск в шині 0,12 МПа)



1 - розташування колеса на одному ролику; 2 - розташування колеса в центрі між роликами; 3 - розташування колеса з наїздом на передній ролик; 4 - кочення колеса по дорозі (рівний асфальтобетон)

Рисунок 15 - Графік зміни сили опору коченню колеса від величини нормального навантаження (тиск в шині 0,08 МПа)

Схема силової взаємодії автомобіля зі стендом при гальмівних випробуваннях

На передньому ролику с центром у точці O_1 прогин шини Δu_1 становить:

$$\Delta u_1 = r_{cv} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z} \right)^2 + (L_p / 2 + \Delta x)^2} - r_p \right)$$

- де r_{cv} – вільний радіус колеса;
- r_∂ – динамічний радіус;
- L_p – міжцентрова відстань роликів стенда;
- Δz – переміщення колеса по осі OZ ;
- Δx – переміщення колеса по осі OX ;
- r_p – радіус ролика.

На задньому ролику с центром у точці O_2 прогин шини Δu_2 становить:

$$\Delta u_2 = r_{cv} - \left(\sqrt{\left(\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z} \right)^2 + (L_p / 2 - \Delta x)^2} - r_p \right)$$

Місце розташування колеса на роликах стенда визначається величинами кутів α_1 і α_2 , утворених вектором сили R_{z1} (R_{z2}), що діє на колесо, і лініями, що з'єднують центри коліс із центром відповідного ролика:

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z} \right)^2 + (L_p / 2 + \Delta x)^2}} \right) \quad \alpha_2 = \arccos \left(\frac{\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z}}{\sqrt{\left(\sqrt{(r_\partial + r_p)^2 - L_p^2 / 4 + \Delta z} \right)^2 + (L_p / 2 - \Delta x)^2}} \right)$$

Диференціальні рівняння динаміки переміщення колеса уздовж осей OX і OZ при гальмуванні в складі ABS на роликовому стенді записані при допущенні, що колесо зафіксоване від переміщень у бічному напрямку, і мають такий вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \sin \alpha_1 - R_{z2} \cdot \sin \alpha_2 + R_{x1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{x2} \cdot \cos \alpha_2}{G_k / g} \\ \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{R_{z1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{z2} \cdot \cos \alpha_2 - R_{x1} \cdot \sin \alpha_1 + R_{x2} \cdot \sin \alpha_2 - G_k}{G_k / g} \end{cases}$$

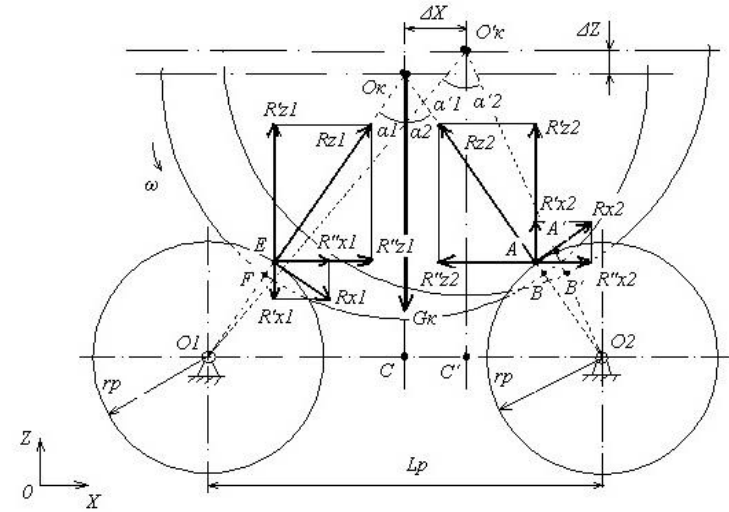


Рисунок 16 – Розрахункова схема перекочування колеса автомобіля по роликах стенда

- де R_{z1} і R_{z2} – реакції роликів на навантаження G_k ;
- R_{x1} і R_{x2} – реалізовані дотичні реакції;
- G_k – вага, що доводиться на колесо;
- g – прискорення вільного падіння.

Схема силової взаємодії автомобіля зі стендом при гальмівних випробуваннях

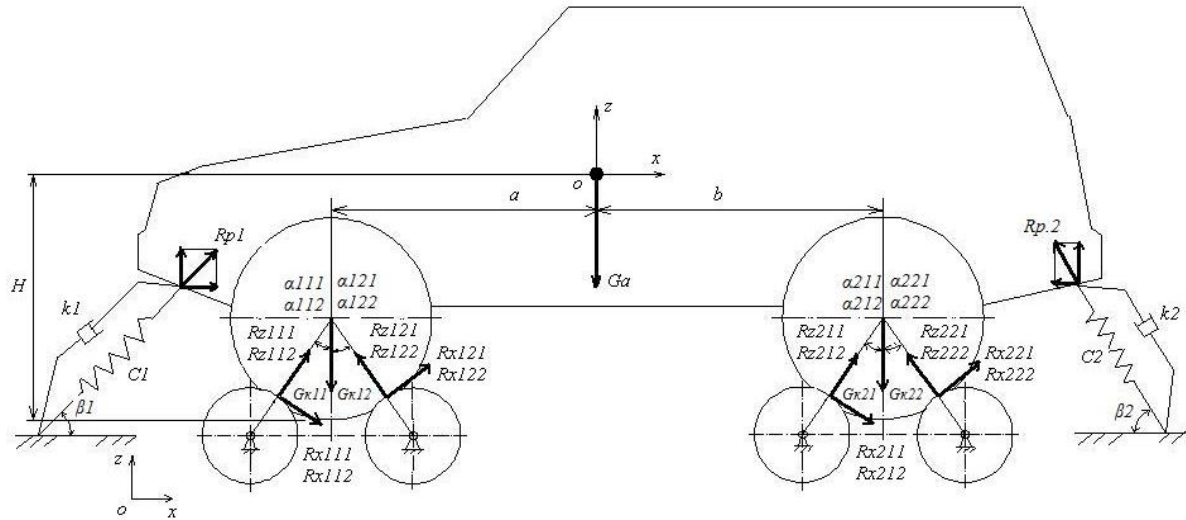


Рисунок 17 – Розрахункова схема процесу гальмування автомобіля на повноопорному роликовому стенді

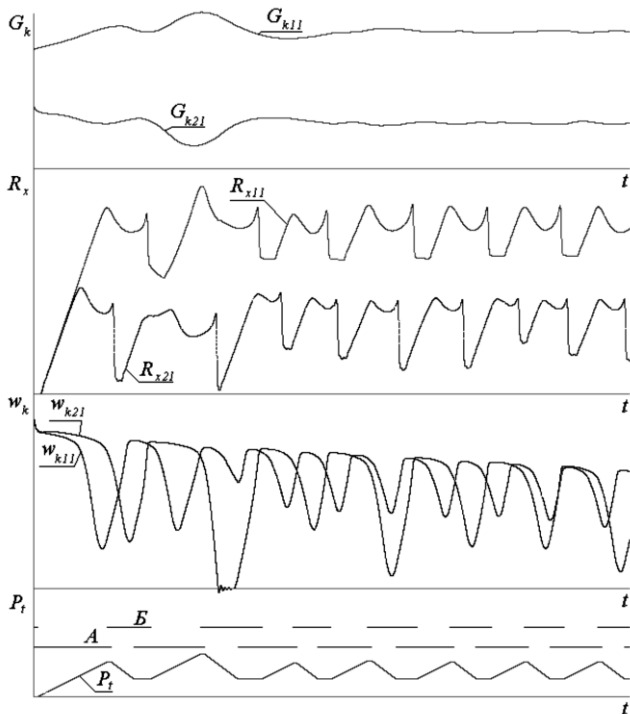


Рисунок 18 – Результати моделювання процесу гальмування автомобіля з ABS на повноопорному гальмівному роликовому стенді: маса автомобіля $m_a = 1400$ кг, координати центра мас $a = 1,05$ м, $b = 1,575$ м, $h = 0,48$ м, вільний радіус $r_{св} = 0,34$ м, радіус ролика стенда $r_p = 0,1$ м, відстань між роликами $L_p = 0,42$ м, коефіцієнт зчеплення $\phi_x = 0,87$

Схема силової взаємодії автомобіля зі стендом при гальмівних випробуваннях

Рівняння динаміки переміщення підресореної маси автомобіля при гальмуванні будуть виглядати таким чином:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} &= \frac{R_{z111} \cdot \sin \alpha_{111} - R_{z112} \cdot \sin \alpha_{112} + R_{z121} \cdot \sin \alpha_{121} - R_{z122} \cdot \sin \alpha_{122} + R_{z211} \cdot \sin \alpha_{211} +}{G_a/g} + \\ &+ \frac{R_{z212} \cdot \sin \alpha_{212} + R_{z221} \cdot \sin \alpha_{221} - R_{z222} \cdot \sin \alpha_{222} + R_{x111} \cdot \cos \alpha_{111} + R_{x112} \cdot \cos \alpha_{112} +}{G_a/g} + \\ &+ \frac{R_{x121} \cdot \cos \alpha_{121} + R_{x122} \cdot \cos \alpha_{122} + R_{x211} \cdot \cos \alpha_{211} + R_{x212} \cdot \cos \alpha_{212} + R_{x221} \cdot \cos \alpha_{221} +}{G_a/g} + \\ &+ \frac{R_{x222} \cdot \cos \alpha_{222} - c_1 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_1 - c_2 \cdot \Delta x \cdot \cos \beta_2 - k_2 \cdot \frac{dx}{dt} \cdot \cos \beta_2}{G_a/g}; \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= \frac{G_{k11} + G_{k12} + G_{k21} + G_{k22} - G_a - c_1 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_1 - k_1 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_1 - c_2 \cdot \Delta z \cdot \sin \beta_2}{G_a/g} - \\ &- \frac{k_2 \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \beta_2}{G_a/g}, \end{aligned} \right.$$

де G_a – вага автомобіля;

c_1, c_2 – твердість відповідно до передньої й задньої розчалок;

k_1, k_2 – коефіцієнт демпфірування відповідно до передньої й задньої розчалок;

β_1, β_2 – кути нахилу розчалок до опорної поверхні.

Схема силової взаємодії автомобіля зі стендом при гальмівних випробуваннях

Як відомо, при гальмуванні автомобіля спостерігається перерозподіл його маси по осях – розвантаження задньої осі й навантаження передньої. Той же ефект спостерігається в процесі його гальмування на повноопорному гальмівному стенді, при закріпленні автомобіля за допомогою розчалок.

У зв'язку із цим математична модель була доповнена рівнянням перерозподілу маси автомобіля при гальмуванні, що має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_y}{dt} = & \frac{R_{z111} \cdot \cos \alpha_{111} \cdot (a + r_{\theta 111} \cdot \sin \alpha_{111}) - R_{x111} \cdot \sin \alpha_{111} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 111} \cdot \cos \alpha_{111}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\ & + \frac{R_{z121} \cdot \cos \alpha_{121} \cdot (a + r_{\theta 121} \cdot \sin \alpha_{121}) - R_{x121} \cdot \sin \alpha_{121} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 121} \cdot \cos \alpha_{121}) - \Delta z_{12})}{J_y} + \\ & + \frac{R_{z112} \cdot \cos \alpha_{112} \cdot (a + r_{\theta 112} \cdot \sin \alpha_{112}) + R_{x112} \cdot \sin \alpha_{112} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 112} \cdot \cos \alpha_{112}) - \Delta z_{11})}{J_y} + \\ & + \frac{R_{z122} \cdot \cos \alpha_{122} \cdot (a - r_{\theta 122} \cdot \sin \alpha_{122}) + R_{x122} \cdot \sin \alpha_{122} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 122} \cdot \cos \alpha_{122}) - \Delta z_{22})}{J_y} + \\ & + \frac{R_{z211} \cdot \cos \alpha_{211} \cdot (b - r_{\theta 211} \cdot \sin \alpha_{211}) + R_{x211} \cdot \sin \alpha_{211} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 211} \cdot \cos \alpha_{211}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{z221} \cdot \cos \alpha_{221} \cdot (a - r_{\theta 221} \cdot \sin \alpha_{221}) + R_{x221} \cdot \sin \alpha_{221} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 221} \cdot \cos \alpha_{221}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{z212} \cdot \cos \alpha_{212} \cdot (b + r_{\theta 212} \cdot \sin \alpha_{212}) - R_{x212} \cdot \sin \alpha_{212} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 212} \cdot \cos \alpha_{212}) - \Delta z_{21})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{z222} \cdot \cos \alpha_{222} \cdot (b + r_{\theta 222} \cdot \sin \alpha_{222}) - R_{x222} \cdot \sin \alpha_{222} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 222} \cdot \cos \alpha_{222}) - \Delta z_{22})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x111} \cdot \cos \alpha_{111} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 111} \cdot \cos \alpha_{111}) - \Delta z_{11}) + R_{x111} \cdot \sin \alpha_{111} \cdot (a + r_{\theta 111} \cdot \sin \alpha_{111})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x121} \cdot \cos \alpha_{121} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 121} \cdot \cos \alpha_{121}) - \Delta z_{12}) + R_{x121} \cdot \sin \alpha_{121} \cdot (a + r_{\theta 121} \cdot \sin \alpha_{121})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x112} \cdot \cos \alpha_{112} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 112} \cdot \cos \alpha_{112}) - \Delta z_{11}) - R_{x112} \cdot \sin \alpha_{112} \cdot (a - r_{\theta 112} \cdot \sin \alpha_{112})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x122} \cdot \cos \alpha_{122} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 122} \cdot \cos \alpha_{122}) - \Delta z_{12}) - R_{x122} \cdot \sin \alpha_{122} \cdot (a + r_{\theta 122} \cdot \sin \alpha_{122})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x211} \cdot \cos \alpha_{211} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 211} \cdot \cos \alpha_{211}) - \Delta z_{21}) + R_{x211} \cdot \sin \alpha_{211} \cdot (b - r_{\theta 211} \cdot \sin \alpha_{211})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x221} \cdot \cos \alpha_{221} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 221} \cdot \cos \alpha_{221}) - \Delta z_{22}) + R_{x221} \cdot \sin \alpha_{221} \cdot (b - r_{\theta 221} \cdot \sin \alpha_{221})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x212} \cdot \cos \alpha_{212} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 212} \cdot \cos \alpha_{212}) - \Delta z_{21}) + R_{x212} \cdot \sin \alpha_{212} \cdot (b + r_{\theta 212} \cdot \sin \alpha_{212})}{J_y} - \\ & - \frac{R_{x222} \cdot \cos \alpha_{222} \cdot (H - (r_{ce} - r_{\theta 222} \cdot \cos \alpha_{222}) - \Delta z_{22}) + R_{x222} \cdot \sin \alpha_{222} \cdot (b + r_{\theta 222} \cdot \sin \alpha_{222})}{J_y}, \end{aligned}$$

де a, b – поздовжні координати центра мас автомобіля;
 H – висота центра мас;
 r_{ce} – вільний радіус колеса;
 $r_{\theta 111}, r_{\theta 112} \dots r_{\theta 222}$ – динамічні радіуси коліс;
 $R_{x111}, R_{x112} \dots R_{x222}$ – реалізовані дотичні реакції;
 $R_{z111}, R_{z112} \dots R_{z222}$ – нормальні реакції з боку роликів;
 $\Delta z_{11}, \Delta z_{12} \dots \Delta z_{22}$ – переміщення коліс автомобіля по осі OZ;
 J_y – момент інерції автомобіля щодо осі OY.

1. Виконано обґрунтування оптимальних методів перевірки гальмівної системи та тягових властивостей автомобіля.
2. Виконано дослідження взаємодії автомобіля з повноопорним роликівим стендом при тягових і гальмівних випробуваннях. Силова модель розглянутої системи, як і для гальмівних випробувань, містить в собі рівняння рівноваги кузова і двох мостів і рівняння руху роликів і коліс.

Таким чином, чисто гальмівний роликівий стенд можна застосовувати лише для контролю; він може бути тихохідним силовим. В інших випадках, тобто для станцій діагностики ПАТ і СТО, за функціональними, експлуатаційними й виробничими показниками, в тому числі економічним, СТГ краще, ніж комплект з двох спеціалізованих роликівих стендів – тягового і гальмівного. Нарешті, для пересувних діагностичних станцій (ПДС), де компактність і маса возимого обладнання особливо важливі, СТГ – єдиний і безперечний варіант стенду.