

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – ДП.2223 «С» 2023.12.07.70 ПЗ

Зоць Роман Ігорович

2024

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – ДП.2223 «С» 2023.12.07.70 ПЗ

Зоць Роман Ігорович

2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 629.113

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
механіко – технологічний факультет
(назва факультету (ННІ))

_____ Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)

“ ___ ” _____ 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)

_____ Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)

“ ___ ” _____ 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Підвищення ефективності роботи антиблокувальних систем при
коливаннях нормального навантаження на колеса автомобіля»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

_____ д.т.н., професор _____ Братішко В.В.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

_____ к.т.н., доцент _____ Романченко В.М.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

_____ Зоць Роман Ігорович
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

тракторів, автомобілів та
біоенергоресурсів

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я

**на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту
Зоць Роману Ігоровичу**

Спеціальність _____ (прізвище, ім'я, по батькові)
208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення ефективності роботи антиблокувальних систем при коливаннях нормального навантаження на колеса автомобіля» затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023р. №2223 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру: _____ 01.10.2023
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: загальні дані по системам забезпечення стабільності руху та протидії заносу вантажних і легкових автомобілів

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ. Стан питання, мета та задачі дослідження. Теоретичне дослідження навантаження на колеса автомобіля. Програма і методика проведення експериментальних досліджень. Висновки.

Перелік графічного матеріалу: Загальні принципи використання антиблокувальних систем. Розподіл навантаження між мостами та бортами автомобіля та його вплив на гальмівні характеристики. Теоретичне дослідження впливу різних факторів на ефективність роботи гальмівної системи. Експериментальні дослідження. Результати експериментальних досліджень. Висновки.

Дата видачі завдання «09» січня 2024 р.

Керівник дипломного проекту бакалавра _____

(підпис)

Романченко В.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Зоць Р.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 60 сторінках пояснювальної записки і 16 слайдах презентації та ілюстрована 29 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Підвищення ефективності роботи антиблокувальних систем при коливаннях нормального навантаження на колеса автомобіля».

Об'єктом дослідження є підвищення активної безпеки автомобіля.

Предметом досліджень є ефективність застосування ABS за умови впливу дорожніх нерівностей, коливань підресорених і непідресорених мас автомобіля, що призводить до зміни нормального навантаження на його колесах.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи автомобільних ABS в умовах збурень, викликаних коливаннями нормального навантаження.

У кваліфікаційній роботі розроблений і виготовлений стенд і комплекс вимірювальної апаратури для дослідження процесу гальмування колеса в складі ABS при змінному нормальному навантаженні. Розроблено математичний опис елементів ABS пакет програм, що дозволяють моделювати роботу даних систем на ПК з похибкою, що не перевищує 5%. Отримано динамічні характеристики колеса при його навантаженні постійним гальмівним моментом та змінним нормальним навантаженням.

Ключові слова: гальмівна система, автомобіль, ABS, нормальне навантаження.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Характеристики еластичного колеса у гальмівному режимі та їх вплив на активну безпеку автомобіля	7
1.2 Антиблокувальні системи та ефективність їх застосування на автомобілі	9
1.3. Зміна нормального навантаження на колесах автомобіля, що гальмує	13
1.4. Аналіз існуючих методів підвищення ефективності роботи ABS при змінному нормальному навантаженні.....	17
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ І КОМПЛЕКС ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ	20
2.1. Стенд для дослідження процесу гальмування автомобільного колеса у складі ABS.....	20
2.2. Комплекс вимірювальної та реєструючої апаратури	26
2.3. Електронна система керування електромагнітними клапанами модулятора	33
2.4. Електронна апаратура для автоматичного регулювання процесу гальмування колеса	34
РОЗДІЛ 3 ВИБІР МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ І ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА У ГАЛЬМОВОМУ РЕЖИМІ	37
3.1 Вибір і уточнення математичної моделі еластичного колеса.....	37
3.2 Експериментальне та аналітичне дослідження процесу гальмування колеса при його навантаженні змінним нормальним навантаженням	40
РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РЕЛЕЙНИХ ABS ПРИ ЗМІННОМУ НОРМАЛЬНОМУ НАВАНТАЖЕННІ	45
4.1. Розробка методики дослідження	45
4.2. Експериментальне дослідження гальмування колеса у складі релейних ABS	47

РОЗДІЛ 5 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ABS ПРИ ЗМІННОМУ НОРМАЛЬНОМУ НАВАНТАЖЕННІ	52
5.1. Дослідження процесу гальмування колеса, навантаженого постійним гальмівним моментом, при змінному нормальному навантаженні	52
5.2. Аналіз шляхів підвищення ефективності гальмування колеса при змінному нормальному навантаженні.....	55
ВИСНОВКИ.....	58

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Характеристики еластичного колеса у гальмівному режимі та їх вплив на активну безпеку автомобіля

Вирішення питання активної безпеки автомобіля при його коченні нерозривно пов'язане з дослідженням взаємодії пружної точки з поверхнею підшипника.

Токарний верстат, основним елементом якого є пневматичний, виконує функцію опорних, приводних або рухомих і приводних елементів. Взаємодію пружної автомобільної точки з опорною поверхнею прийнято оцінювати за її початковими характеристиками. Найважливіша з них – залежність поздовжньої реакції від тіла, а поперечної – від товщі води.

Численними експериментальними дослідженнями [4, 6, 7, 14 та ін] встановлено, що залежності $R_x = F(S)$ або відношення R_x до нормального навантаження досягають максимального значення при деякому проковзуванні, так званому критичному (рис. 1.1 та 1.2). Залежність $\varphi = F(S)$ одержала в літературі назву $\varphi - S$ діаграми.

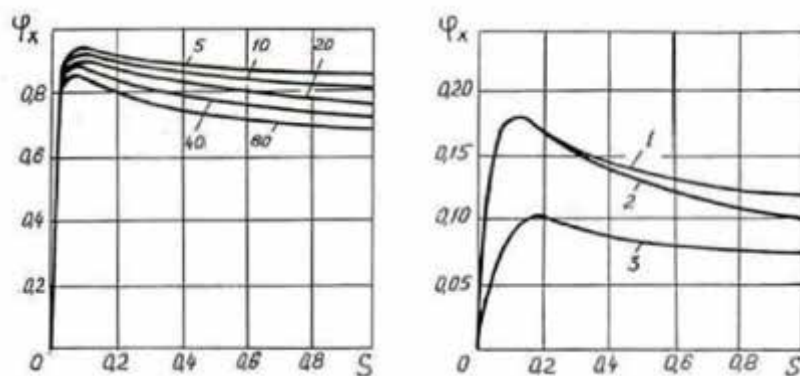
У зоні докритичного прослизання характер зазначених залежностей визначається, переважно, пружними властивостями шини і, головним чином, її тангенціальної еластичності. При $S > S_{кр}$ превалююче значення набувають зчіпних властивостей шини і опорної поверхні. Вони оцінюються коефіцієнтом зчеплення, що є відношенням максимальної поздовжньої реакції до нормального навантаження. При юзовому гальмуванні, як правило, нижче своїх максимальних значень і це зниження найбільш значно на вологих, забруднених, засніжених і обмерзлих дорогах.

Залежності якісно розвиваються так само, як і адикції. При навантаженні вістря поперечними і поздовжніми силами залежності значно зменшуються. Навантаження на наконечник рухається, але навчається силою призводить до зменшення поперечної реакції і навпаки, реалізація поперечної реакції викликає зменшення поздовжньої реакції. Як стверджує

дослідження, якщо здоров'я зростає, то інші показники мають тенденцію до зниження.

Таким чином, в закритій по прослизу зоні відбувається не тільки зменшення коефіцієнта φ_x , що призводить до зниження гальмівної ефективності, але і різке падіння коефіцієнта φ_y , що супроводжується зниженням керованості та стійкості автомобіля при його гальмуванні.

Найбільш небезпечно гальмування автомобіля з заблокованими лісами (юзове гальмування). При цьому коефіцієнт φ_y настільки малий, що достатньо мінімальної сили, щоб викликати бічне ковзання всього автомобіля, втрату його керованості та стійкості.



1 – 20 км/год; 2 – 40 км/год; 3 – 60 км/год

Рисунок 1.1 – Експериментальні діаграми при гальмуванні з різними швидкостями на сухій асфальто-бетонній дорозі (а) та на зледенілій дорозі (б)

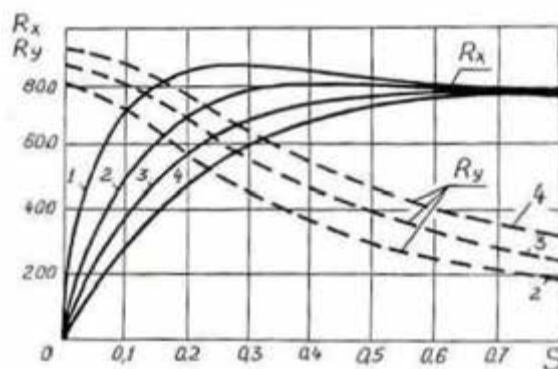


Рисунок 1.2– Експериментальні залежності при різних кутах відведення

Проведений аналіз [4] показує, що це найбільш оптимальні точки в режимі роботи максимального зусилля зчеплення. При цьому наконечник зберігає досить високі витрати потужності на збільшення реакції бічних сил, що у вашому випадку забезпечує хорошу ефективність кочення та стійкість автомобіля при коченні.

Дослідження, проведені в [3], дозволили автору отримати ключ для межі раціонального режиму кочення автомобіля з одним ковзанням, який відповідає мінімальному боковому ковзанню, точці, значення якої на 50...70% менше ніж критичні промахи. Підтримка в певному діапазоні відстані забезпечує мінімальну видимість автомобіля з певною плутаниною тяги для високої ефективності кочення.

Режим гальмування колеса є стійким, а при $S > S_{кр}$ – нестійким. Якщо колесо навантажити гальмівним моментом за величиною більшим моментом зі зчеплення, воно дуже швидко блокується. У дорожніх умовах величина моменту зі зчеплення змінюється у великих межах і навіть досвідчений водій не в змозі при екстремому гальмуванні підтримувати режим гальмування коліс автомобіля у стійкій зоні, близько $S_{кр}$.

Таким чином, для забезпечення стійкості, керованості і високої гальмівної ефективності автомобіля при його екстремому гальмуванні необхідно підтримувати режими гальмування його коліс по прослизанню трохи менше $S_{кр}$ і це можна здійснити тільки за допомогою антиблокувальної системи.

1.2 Антиблокувальні системи та ефективність їх застосування на автомобілі

Історія створення ABS нараховує більше ста видів конструктивних рішень [4], а на сьогодні кількість патентних ресурсів у цій галузі перевищує 10 тисяч [5]. В результаті ABS проектується в складну систему автоматичного регулювання, яка покликана забезпечити таке відносне переміщення автомобіля з точковими колесами, яке створює оптимальне

поєднання його стійкості та економічності [12]. Однак слід зазначити, що ABS не знайшла широкого застосування в автомобілях, хоча вже давно використовується в смертельному та залізничному русі. Створена автомобільна ABS також пристойно дешева і ефективна, тому не користується попитом.

Багато іноземних компаній інтенсивно займаються створенням нових моделей ABS і підвищенням ефективності їх роботи. У цьому напрямку проведено багато досліджень. В результаті отримано багатий теоретичний та експериментальний матеріал, що дозволяє вирішувати широке коло завдань, пов'язаних із розробкою вітчизняної автомобільної ABS.

Переважає більшість відомих на сьогодні ABS є релейними системами, заснованими на принципі автокодування. Для організації процесів такої системи використовується інформація про відносну швидкість точки та її похідні [4, 8]. Окрема сторінка присвячена підвищенню ефективності реле ABS. Розроблено наступні методи оптимізації параметрів системи елементів з метою забезпечення гарної стабільності та одночасної продуктивності [5, 9], а також досліджено вплив апаратних помилок на реалізацію алгоритму ABS [3, 4]. Значна частина присвячена вдосконаленню транспортних алгоритмів ABS [8, 9, 10, 19 та ін.].

Виконані дослідження ефективності застосування ABS на автомобілі. Отримано дані, що характеризують різні варіанти регулювання та схеми застосування ABS з позиції їх впливу на показники активної безпеки автомобіля при гальмуванні та його комфортабельність.

Для оцінки більш ефективної роботи рекомендується вплив ABS на експлуатаційні характеристики автомобіля. Ефективність системи ABS ми розуміємо як самостійну якість, яка виражає здатність цієї системи впливати на стійкість і властивості кочення автомобіля і використовувати свою систему кочення для використання резервів кузова. Характеристики кочення та стійкість вагона оцінюють за числовими показниками,

зважаючи на ефект кочення та відхиленнями від заданої похибки кочення [7].

Військові дослідження показали, що при використанні ABS значно підвищується стійкість автомобіля. Наявні в літературі дані за результатами випробувань антиблокувальної системи свідчать, що діюча база забезпечує стійкість автомобіля в будь-яких умовах [12]. У разі багатьох серйозних проблем працездатність вагона гарантована. Аналіз [8, 9] показує, що найкращих результатів можна легко досягти, встановлюючи кожну точку окремо, особливо на слизьких і досить рівних дорогах.

Дослідження ефективності реле ABS на автомобілях з пневматичним приводом кочення показують наявність цієї системи блокування в кожному циклі, а також повне звільнення точки, що особливо нешкідливо впливає на ефективність кочення.

Необхідно відзначити, що вимоги підвищення стійкості та ефективності при гальмуванні автомобіля нерозривно пов'язані один з одним, тому останнім часом з'явилися роботи з оптимізації режимів функціонування ABS з метою визначення компромісного рішення між цими двома суперечливими вимогами [5, 9].

Зниження ефективності роботи автомобільних ABS значною мірою пов'язане з впливом різного роду збурень [12], які можна умовно поділити на дві групи. Перша з них обумовлена конструктивними особливостями автомобіля. До неї можна віднести крутильні та поздовжні коливання колеса на пружних зв'язках підвіски, дисбаланс коліс, гістерезис та інерційність гальмівного приводу та гальмівних механізмів тощо.

До другої групи можна віднести обурення, що залежать від умов руху автомобіля і мають випадковий характер. Це зміна нормальної реакції на колесах автомобіля від нерівностей дороги та коливань його підресорених і безпружинних мас, випадкові зміни коефіцієнта зчеплення, вплив на колеса бічних сил тощо.

Дослідження аварійності, пов'язані з конструктивними особливостями автомобіля [5, 10, 19 та ін.], показують, що їх вплив на роботу ABS дуже значний. Однак це можна розглядати з точки зору поточної організації цих систем. Другий шлях зменшення цих витрат – удосконалення конструкції елементів автомобіля, адаптація їх для спільної роботи з АБС [12].

Якщо аналізувати вплив автомобіля в залежності від тяги автомобіля на систему ABS, то слід зазначити, що дія бічних сил на точки осі викликає зміну форми діаграми (див. рис. 1.2) . , плавно і, як наслідок, знижує швидкість точкового блоку, запрограмуйте для цього ефект сповільненого охолодження елемента АБС. Таким чином, якість лінії АБС постійно покращується [2, 3].

На швидкість автомобіля впливає ефективність ABS. Смацьваньем, время блоканки і коченя чочкова ће се семичить швидко, як би була забезпечена зона контролю врезоніе, проводной је подіћи АБС.

Якщо АБС здатна підтримувати дані контрольної зони на низькій швидкості, вона забезпечить ще більше на високій [7]. У той же час при малих швидкостях збільшення ККД каретки не призводить до істотного зменшення довжини шляху каретки. Оскільки АБС не перешкодить повній зупинці автомобіля, радіус роботи обмежений швидкістю 5...12 км/рік [12].

Фактором, який уповільнює успішність АБС, є зміна ставлення учнів до вихідної точки. Проте діапазон зміни коефіцієнта тертя при коченні дуже малий і перевищує 3–12 % від значення математичних сподівань [4], що практично не впливає на продуктивність системи. Слід зазначити, що раптова зміна зв'язку зчеплення багато в чому пов'язана з ABS, але гальмування автомобіля на дорогах з помітно нескоординованим зв'язком зчеплення відбувається вкрай рідко.

На продуктивність робота АБС втрачається найбільша кількість сміття, що призводить до зниження нормальних навантажень.

За даними досліджень [2, 6, 7 та ін], діапазон зміни нормального навантаження на колесо автомобіля, що гальмує, може досягати 100 і більше від статичної її величини. Це призводить до того, що електронний блок управління ABS визначає прискорення колеса, «опорну швидкість» зі значними похибками [2] та робота ABS супроводжується збоями [12].

Аналіз результатів моделювання процесів гальмування автомобіля з релейною ABS на нерівній дорозі зі змінним коефіцієнтом зчеплення, проведений у роботі [2], показує, що в цих умовах циклічна зміна гальмівного моменту, що створюється ABS, тільки ускладнює процес взаємодії колеса з опорною поверхнею. Робота ABS повністю втрачає свою визначеність. При цьому сильно зростають амплітуди зміни кутової швидкості коліс автомобіля та гальмівного моменту. Гальмівний шлях у таких умовах збільшується на 35 а час гальмування на 45 % порівняно з їх величинами, отриманими за відсутності зазначених збурень.

Таким чином, коливання нормального навантаження є найбільш істотним збурюючим фактором і необхідно вживати заходів щодо усунення або зниження їх впливу на якість функціонування автомобільних ABS.

1.3. Зміна нормального навантаження на колесах автомобіля, що гальмує

Нормальна поведінка автомобільних коліс залежить від спільної дії багатьох факторів.

Найважливішими з них є: вплив нерівностей дороги на колеса, вібрації, викликані непідресореною масою автомобіля, а також вібрації, пов'язані з роботою АБС [2, 5, 6]. Амплітуда і частота коливань залежать від швидкості руху автомобіля, кількості мікро- і макронераторів опорної поверхні, а також від параметрів вібраційної системи пневматичної підвіски автомобіля [1, 3, 6, 9].

Аналіз [2, 7, 9 та ін] говорить про те, що значення нормального навантаження російського автомобіля на дорогах різної якості покриття сильно відрізняються.

Важливим є врахування нормального транспортного навантаження, тому для опису використовуються основні положення теорії ймовірностей і математичної статистики.

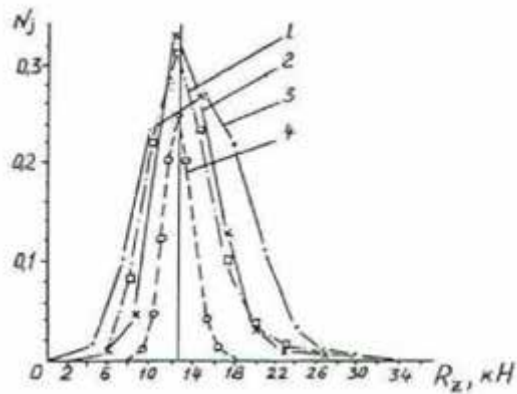
Експериментальні дослідження [2] показали, що за будь-яких умов руху математичне сподівання навантаження наближається до його статичного значення, а закон розподілу відповідає нормальному закону розподілу Гауса (рисунок 1.3).

Спектр частот нормальних коливань надзвичайно широкий. Проте, як показують результати експериментальних досліджень, частота зміни навантаження на колесо автомобіля з умовами руху в реальних дорожніх умовах близька до власної частоти коливань його невіднесених мас [2, 3, 6, 7, 9 та ін.]. При цьому рух автомобіля, що відбувається з його гальмуванням, суттєво змінює навантаження на колеса з частотою, близькою до частоти руху підвішених мас.

Найбільший діапазон зміни нормального навантаження також припадає на першу частину частотного спектру (рис. 1.4), яка включає частоту самопідвісної та невіднесеної маси автомобіля [16].

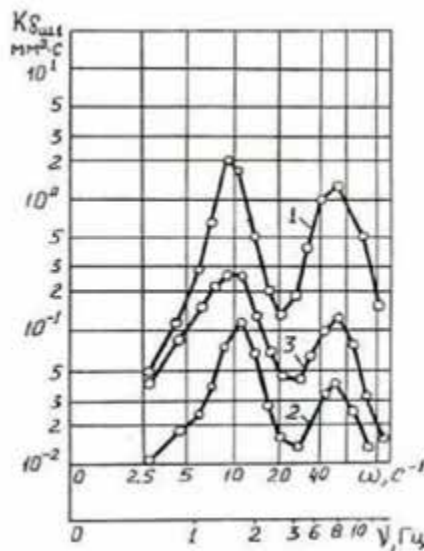
Істотний вплив на процес навантаження коліс надає робота ABS. У процесі її функціонування виникають коливання піднесених мас автомобіля, що призводять до зміни нормального навантаження, що викликає зміну тангенціальних і поперечних реакцій, кутових уповільнень і швидкостей коліс, а це в свою чергу призводить до спрацьовування ABS [2, 5, 6].

Діапазон зміни навантаження на колеса значною мірою залежить і від якості роботи амортизаторів. Проведені експериментальні дослідження [6] показують, що при непрацюючому амортизаторі амплітуда коливання нормального навантаження збільшується від + 39% до + 100% по відношенню до статичного навантаження (рис. 1.5).



1 – розбита гребінчаста дорога, 30...40 км/год; 2 – суха колійна дорога, 10...30 км/год; 3 – бруківка, 40...50 км/год; 4 – асфальтова дорога, 50...60 км/год

Рисунок 1.3 – Розподіл нормальних навантажень, що діють на праве переднє колесо автомобіля ЗІЛ-130

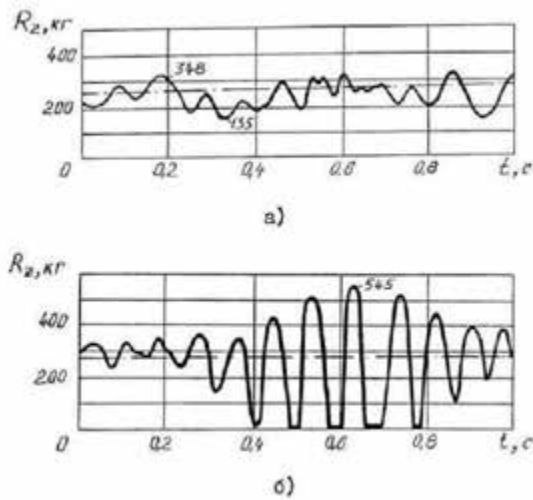


1 – бруківка, 40 км/год; 2 – асфальтове шосе, 40 км/год; 3 – асфальтове шосе, 60 км/год

Рисунок 1.4 – Спектральні щільності деформації шини під час руху по різних дорогах

Проведення досліджень впливу коливань нормальної навантаження на ефективність роботи ABS у дорожніх умовах пов'язане з низкою принципових труднощів.

По-перше, на робочий процес ABS у дорожніх умовах діють усі перелічені обурення одночасно, що значно ускладнює проведення дослідження.



а – справний амортизатор, б – несправний амортизатор

Рисунок 1.5 – Вплив амортизаторів на коливання нормального навантаження колеса легкового автомобіля

По-друге, щоб провести таке дослідження, необхідно виміряти параметри колеса, наприклад, при нормальному навантаженні, реакцію розтягування, кут швидкості, ковзання та момент кочення. Інформація про ці параметри, разом з показаннями блоку управління ABS, дозволяє об'єктивно оцінити ступінь впливу досліджуваного фактора на систему. Вимірювання параметра електричної точки на автомобілі в дорожніх умовах здійснюється різними методами. Тому при вимірюванні нормальних навантажень вимірюють прогини попередньо напружених і пружинних мас, деформацію шин, пружних елементів підвіски, ободів коліс тощо. з подальшим розрахунком їх ефективності. Однак різниця в результатах, отриманих цими методами, може легко досягати 50% [15]. Очевидно, що вимірювання параметра точки з такою похибкою неприпустимо.

Перелічені труднощі можна уникнути при проведенні дослідження у стендових умовах. При цьому необхідно змінювати навантаження на колесо відповідно до його змін у дорожніх умовах.

При проведенні досліджень у стендових умовах можна використовувати принцип оборотності та задавати коливання нормального навантаження шляхом радіальної деформації шини в процесі кочення колеса рівною опорною поверхнею [2].

1.4. Аналіз існуючих методів підвищення ефективності роботи ABS при змінному нормальному навантаженні

Як було зазначено у другому параграфі, вплив змінної нормального навантаження значно знижує гальмівну ефективність автомобіля з ABS. У нормативних документах ЄЕК ООН [7] йдеться про допустимість зниження гальмівної ефективності автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами не більше ніж на 25% від максимально можливої або не більше ніж на 5% у порівнянні з гальмівною ефективністю автомобіля без ABS (із заблокованими колесами) [12]. Тому цілком природною стала поява робіт [1, 2, 4, 9, 10, 11, 12], спрямованих на підвищення перешкодостійкості ABS і в тому числі на зниження впливу змінної нормальної складової.

У більшості патентних джерел пропонується для боротьби з впливом коливань навантаження вводити затримки на відпрацювання виконавчих команд блоками управління ABS. Так, зокрема, використовують великі затримки при подачі команди на включення приводного тиску [4, 5], затримують повторне підвищення тиску в приводі в залежності від умов гальмування [5], вводять затримку на спрацьовування ABS до 1 на слизькій дорозі і 0,3...0,5 с на сухій [5]. Відомі також рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності роботи ABS за рахунок введення регульованих затримок [4, 6].

Найбільш цікавим з цієї точки зору прикладом є пропозиція ввести датчик вертикальних прискорень колеса, за сигналам якого рекомендується регулювати час затримки на роботу ABS [4].

У той же час автори робіт [2, 3] піддають різкій критиці пропозиції щодо введення в робочий процес ABS штучних затримок і вважають, що вони знижують якість роботи даних систем.

Необхідно також відзначити рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності роботи ABS, в яких пропонується зниження чутливості ABS до дії збурень. Чутливість ABS знижують як протягом всього першого циклу їх спрацьовування [1], так і тимчасово, після припинення команди на розгальмування [6].

Відомі роботи з дослідження впливу коливань нормального навантаження, викликаних функціонуванням ABS, на процес гальмування всього автомобіля [5, 6]. У них, зокрема, пропонується забезпечувати випереджаючі підвищення та зниження гальмівних сил на колесах автомобіля порівняно з підвищенням та зниженням сил оточення від коливань нормального навантаження. Для цієї мети рекомендується підбирати відповідні темпи зміни гальмівного моменту і тим самим підвищувати швидкодію ABS.

У той же час у роботі [9] для зниження впливів збурень на ефективність роботи ABS пропонується знижувати частоту її функціонування.

Особливий інтерес представляє робота [2], яка присвячена дослідженню впливу силових і кінематичних параметрів точкових коливань при нормальних навантаженнях, спричинених впливом нерівностей на колію. Автор нагадує, що за вищевказаних умов найбільш оптимальним є тип гальмування, коли до точки прикладається постійний гальмівний момент, який на 10 ... 15% менше середнього значення моменту зчеплення. У цьому випадку передбачається, що межа нахилу нормального навантаження, прикладеного до моменту замикання (див. знак), додає момент інерції, щоб загальне значення зчеплення було близьким до значення моменту зчеплення. . При цьому відсутні дані про показники економічності та стійкості вагона, яких можна досягти при такому способі перевезення у всьому діапазоні та частотному спектрі нормального нахилу вантажу.

Таким чином, в даний час немає єдиної думки щодо питання, які методи підвищення ефективності роботи ABS в умовах коливань нормального навантаження найбільш прийнятні. Для вирішення цього питання необхідно провести спеціальне дослідження та розробити на його основі шляхи підвищення ефективності роботи ABS.

РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ І КОМПЛЕКС ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ

Відповідно до поставлених завдань був розроблений і виготовлений стенд для дослідження процесу гальмування автомобільного колеса у складі ABS, при коливаннях нормального навантаження [2].

Стенд оснащений вимірювальною та реєструючою апаратурою, що дозволяє контролювати зміну силових і кінематичних параметрів колеса з необхідною точністю.

У цьому розділі описані конструкції елементів стенду, приводів бігового барабана, механізму навантаження колеса нормальним навантаженням, гідравлічного приводу гальмівного механізму, а також представлені схеми електронних пристроїв, що використовуються для реєстрації вимірюваних параметрів та управління процесом гальмування колеса.

2.1. Стенд для дослідження процесу гальмування автомобільного колеса у складі ABS

Як показав аналіз опублікованих робіт, виконаний у першому розділі, процес гальмування автомобільного колеса нерозривно пов'язаний з характеристиками його зчеплення з опорною поверхнею.

Таким чином, основа повинна забезпечувати не тільки експериментальне дослідження процесу прокатки наконечника з АБС при нормальному навантаженні, а й дослідження властивостей кека в широкому діапазоні змін. Отже, основа підставки повинна передбачати наступні параметри:

- експериментально визначити значення зчеплення стопи досліджуваної точки з поверхнею великого барабана в усталеному стані;
- для точкової прокатки змінних і сталевих балок при нормальному навантаженні; забезпечують нормальне значення променя за гармонійним законом з різними фіксованими значеннями частоти та амплітуди; Ви контролюєте процес прокатки за допомогою ABS.

Після перевірки експериментальних досліджень була знайдена колона, загальний вигляд якої наведено на рис. 2.1 на кінематичній схемі на рис. 2.2. Стелаж складається з двох лінійних систем: замкнутої системи для вивчення 8 діаграм у фіксованому режимі та системи змінного навантаження. Замкнута система включає великий барабан 1, поверхня якого вкрита асфальтобетоном і діаметром 1770 мм, карданну передачу 6, редуктор 8, ланцюгову передачу 10, НІ, а також точку 2, фланець 3. якого з'єднаний з фланцем 22 редуктора 9 шарнірними опорами (в порядку на схемі). Ця система заснована на принципі циркуляції потужності в замкнутому контурі, що виникає в результаті штучного кінематичного дискомфорту, викликаного високою швидкістю барабана і тестових точок. Величина кінематичної складності даних визначається вибором вузлів трансмісії та ланцюгової передачі. При цьому відзначається певна шкідливість ковзання вістря по поверхні великого леза.

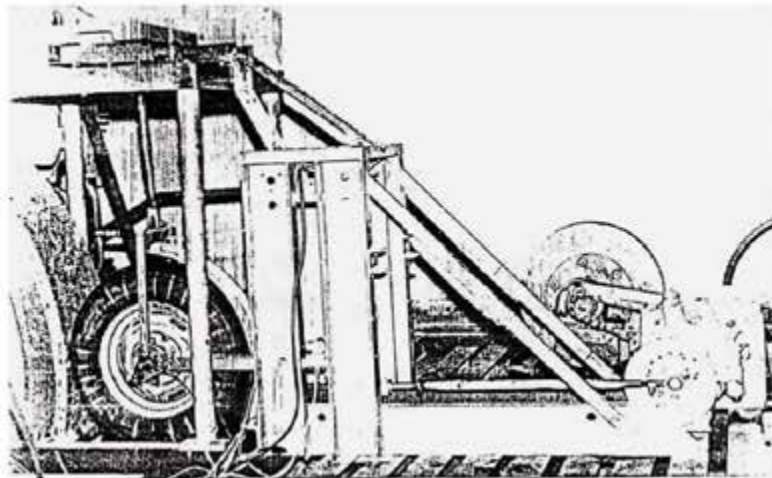


Рисунок 2.1 – Стенд для дослідження прослизання колеса

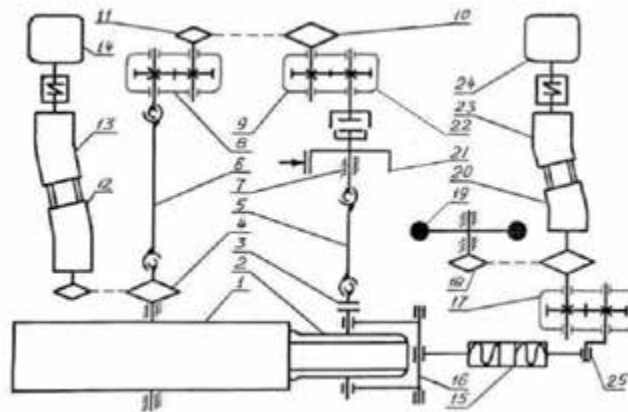
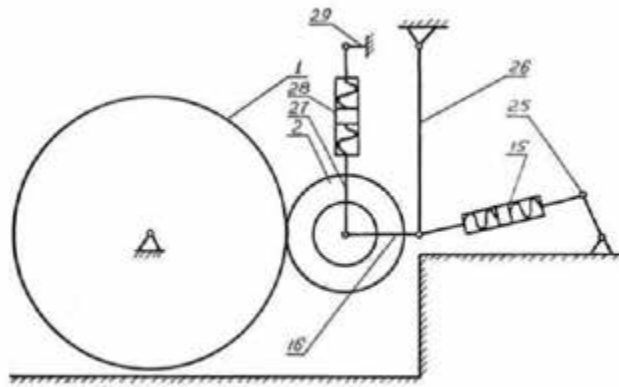


Рисунок 2.2 – Схема стану для експериментальних досліджень процесів гальмування автомобільного колеса при змінному нормальному навантаженні

В процесі експериментальних досліджень прослизують колеса може встановлюватися в діапазоні від 0 до 1. Привід бігового барабана складається з електродвигуна 14, гідрооб'ємної передачі 12, 13 і ланцюгової передачі 4.

Гальмовий привід стану складається з дискового гальма 7 автомобіля, який з'єднаний з колесом 2 карданним валом 5 і гідросистеми управління дисковим гальмом.

Система навантаження колеса змінною нормальною навантаженням включає в себе електродвигун 24, гідрооб'ємну передачу 20, 23, редуктор 17, що навантажує кривошип 25, регульовану кулісу 15 і навантажувальну рамку 16. Статична складова нормальної навантажі на колесо задається шляхом зміни . рамка 16 через підшипникові вузли та вал навантажувального колеса 2.

Динамічна складова нормального навантаження створюється переміщенням куліси 15 і пов'язаної з нею і колесом рамки 16, яке утворюється за рахунок обертання кривошипа 25. Кривошип наводиться в обертання електродвигуном 24 через гідрооб'ємну передачу, що складається з насоса 20 і гідроксиду 20 і гідроприймач 20 і гідроприймач 20. нормального навантаження змінюється дискрет, але, за допомогою зміни довжини кривошипа 25.

Для згладжування нерівномірності обертання кривошипа 25, про умовлену динаміку навантаження колеса, встановлена махова маса 19, пов'язана з гідромотором 20 через ланцюгову передачу 18.

Механізм підвісу колеса складається з рамок 26, 27 і 16, регулювальної тяги 28 і тензобалки 29. Він дає можливість за рахунок зміни довжини тяги 28 і переміщення рамки 26, домогтися такого положення навантажуючої рамки колеса 16, при якому ця рамка осей обертання бігового барабана 1 і навантажуючого кривошипа 25. Довжина рамки 26 і сумарна довжина рамки 27 з тягою 28 підібрані так, що при максимальній амплітуді навантаження колеса переміщення його осі в площині перпендикулярного переміщення навантаження практично не в навантаження практично.

Управління процесом гальмування колеса здійснюється за допомогою гідросистеми керування дисковим гальмом, схема якої зображена на рис. 2.3. Гідросистема складається з масляного насоса 1, резервуара з маслом 5, регульованого редукційного клапана 6, нормально відкритого електромагнітного клапана 2 (клапан відсічення), нормально закритого електромагнітного клапана 3 (клапан випуску), механічних манометрів 8 і 10, регулюючого розділового гідроциліндра 4, клапан 7 головного гальмівного циліндра (ГГЦ) 9 і робочих циліндрів дискового гальма автомобіля. Роздільний гідроциліндр 7 розділяє гідросистему на дві підсистеми: силову, що складається з елементів (1, 2, 3, 5, 6, 7, 8) і приводну що складається з елементів (4, 7, 9, 10, 11). Як робоче тіло в силовій

підсистемі використовується олія марки АМГ 10, а в приводній, гальмівна рідина. Редукційний клапан 6 дозволяє встановлювати величину тиску олії в діапазоні від 2 до 7 МПа. Зовнішній вигляд гідросистеми показано на рис. 2.4.

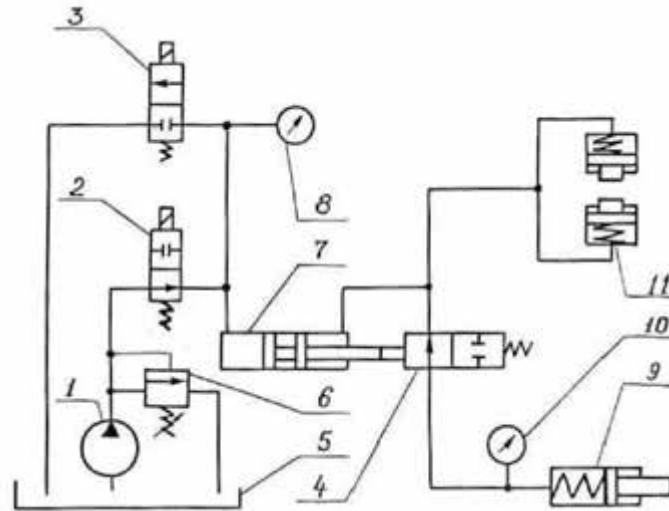


Рисунок 2.3 – Принципова схема гідросистеми керування гальмівним механізмом стенду

Робота гідросистеми здійснюється в такий спосіб. Насос 1 закачує масло з резервуара 5, через відкритий клапан відсічки 2, розділовий гідроциліндр 7. При закритому клапані випуску 3 і відкритому клапані відсічки 2, тиск масла в лівій порожнині гідроциліндра 7 збільшується, переміщуючи його поршень до тих пір, поки шток поршня займе крайнє праве положення і відкриє тим самим клапан 4. При цьому права порожнина гідроциліндра 7 і робочі циліндри гальмівного механізму з'єднуються через відкритий клапан 4 з ГТЦ, що дозволяє виробляти гальмування колеса від ГТЦ.

Контроль за величиною тиску гальмівної рідини в цьому випадку проводиться за манометром 10. Для дослідження процесу гальмування колеса з ABS передбачена можливість автоматичного управління клапанами відсічки 2 і випуску 3. Якщо колесо загальмується від ГТЦ, то при подачі керуючого електричного сигналу на клапани 2 і 3 відбувається від'єднання лівої порожнини гідроциліндра 7 від насоса I і злив олії в резервуар 5 через

відкритий клапан випуску 3. Під впливом високого тиску гальмівної рідини в правій порожнині гідроциліндра 7, його поршень переміщається вліво.

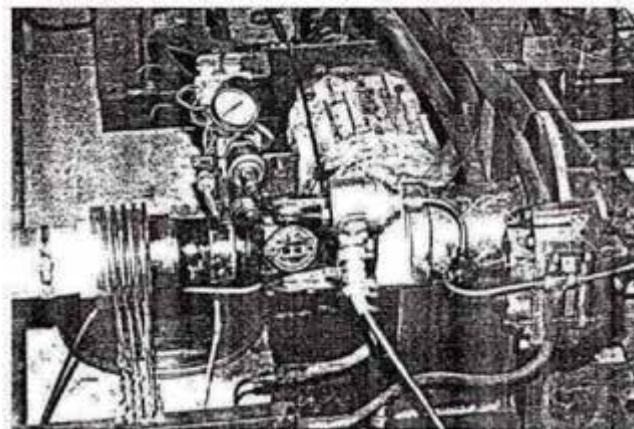


Рисунок 2.4 – Гідросистема керування гальмівним механізмом стенду з модулятором тиску

Клапан 4 при цьому закривається, припиняючи доступ гальмівної рідини з ГТЦ в циліндри гальмівного механізму. За рахунок збільшення об'єму правої порожнини гідроциліндра 7 тиск рідини в робочих циліндрах гальмівного механізму 11 зменшується і відбувається розгальмовування колеса. Повторне загальмовування здійснюється відключенням електричного керуючого сигналу. У цьому випадку система повертається у вихідне положення. Частина гідросистеми, що складається з елементів (2, 3, 4, 7, 8) є гідравлічним модулятором тиску.

Привід бігового барабана здійснюється від регульованої гідрооб'ємної передачі замкнутого типу, схема якої зображена на рис. 2.5. Регульований гідронасос 1 забезпечує плавну зміну частоти обертання барабана, що приводиться в обертання від гідромотора 9. При цьому діапазон зміни окружної швидкості поверхні барабана становить 0...16,6 м/с. Шестерний насос 4 забезпечує підкачування масла у всмоктувальну магістраль з резервуара 5 через один із запірних клапанів 6 або 7. Запобіжні клапани 2, 3 і 8 забезпечують захист гідросистеми від перевантажень. Гідропривід забезпечує реверсування обертання барабана бігового.

Гідропривід кривошипа, що навантажує, схема якого показана на рис. 2.6, також гідрооб'ємний, але розімкнутого типу. Частоту обертання

гідромотора 4 можна плавно змінювати за допомогою зміни подачі регульованого гідронасоса 1. При цьому діапазон зміни частоти навантаження колеса нормальним навантаженням становить від 0 до 10 Гц.

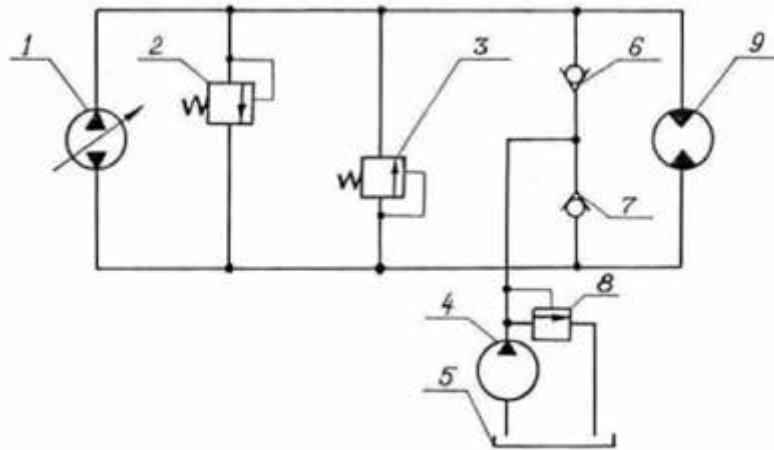


Рисунок 2.5 – Схема гідроприводу бігового барабана

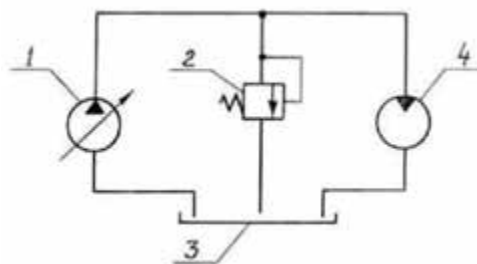


Рисунок 2.6 – Схема гідроприводу навантажувального кривошипу

2.2. Комплекс вимірювальної та реєструючої апаратури

У ході експериментальних досліджень для отримання інформації про режими гальмування колеса і роботи ABS необхідно реєструвати - наступні параметри: нормальне навантаження на колесо, кутове прискорення колеса, гальмівний момент, поздовжню реакцію, динамічний радіус колеса, тиск у приводі гальмівного механізму, кутову швидкість колеса модулятора.

Для реєстрації перелічених параметрів, а також для контролю за перебігом експерименту було виготовлено комплекс апаратури, блок-схема якого представлена на рис. 2.7. Сигнали з тензодатчиків: нормального навантаження Д1, кутового прискорення Д2, гальмівного моменту Д3, поздовжньої реакції Д4, динамічного радіусу Д5 і тиску в приводі гальмівного механізму Д6 надходять в блок комутації тензодатчиків БКТД,

потім реєструються світлопроменевим 12-канальним осцилографом. Сигнали датчиків Д1 та Д2 попередньо посилюються тензопідсилювачем марки «ТОПАЗ 3-01».

Контроль за частотою зміни нормального навантаження здійснюється за частотоміром 43-54 від імпульсного датчика Д7, сигнал якого попередньо обробляється у формувачі імпульсів ФІ.

Реєстрація частоти обертання колеса і бігового барабана проводиться за допомогою осцилографа від імпульсних датчиків Д8 і Д9, сигнал яких перетворюється з дискретного вигляду в аналоговий в електронних перетворювачах «частота-напруга» ПЧН 1 і ПЧН 2.

Контроль за частотою обертання бігового барабана здійснюється безпосередньо за частотоміром. З цією метою сигнал датчика Д8 обробляється у формувачі імпульсів перетворювача ПЧН 1 і потім подається на частотомір. Перемикач 3 служить для певного контролю за частотою обертання бігового барабана і часто тієї зміни нормального навантаження.

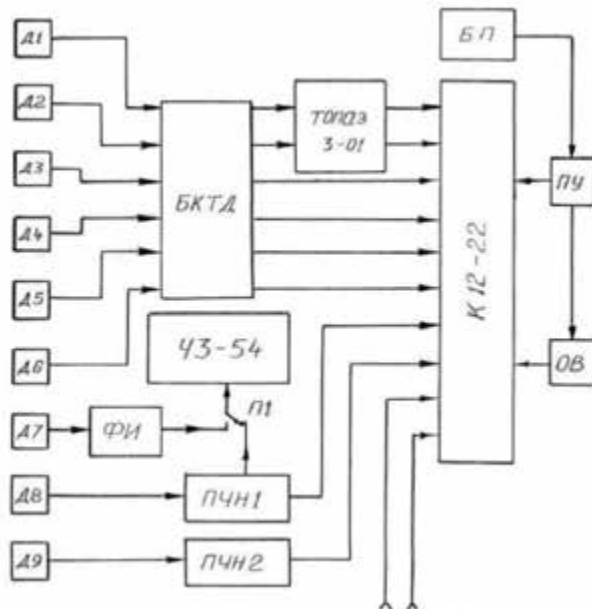


Рисунок 2.7 – Блок-схема вимірювально-реєструючої апаратури

Реєстрація часу в осцилографі здійснюється за допомогою відмітника часу СВ, який дає позначки часу через 0,1 та 0,05 секунди. Пульт управління ПУ служить керування осцилографом. Живлення осцилографа

здійснюється від блоку живлення БП, який забезпечує величину постійної напруги на виході.

Живлення тензопідсилювача, БКТД, ФІ, ПЧН І, ПЧН 2 здійснюється від стабілізованого джерела живлення "АГАТП", напругою 12 В. Реєстрація команд блоку управління ABS «відсікання» і «випуск» проводиться також за допомогою осцилографа К 12-22.

Для налаштування апаратури, а також для оперативного контролю за її роботою використаний електронно-променевий стробоскопічний осцилограф марки С 7-8, що має можливість «запам'ятовувати» інформацію на своєму екрані.

Загальний вигляд апаратури показано на рис. 2.8.

Датчик кутового прискорення колеса виготовлений у вигляді вінця, з'єднаного зі маточкою чотирма спицями. На спиці наклеєні тензодатчики, причому таким чином, що вони здатні реєструвати тільки напруги, викликані дією інерційного моменту обертається маси вінця. Загальний вигляд датчика показано на рис.2.9.

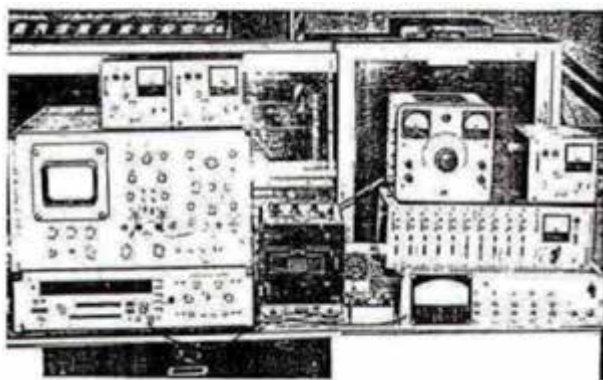


Рисунок 2.8 – Комплекс вимірювально-реєструючої апаратури

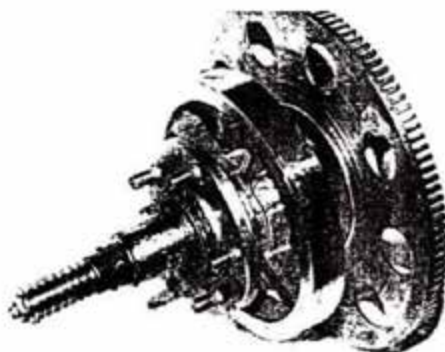


Рисунок 2.9 – Датчик кутового прискорення колеса

Датчик встановлюється в осьовій точці так, щоб його водяний сигнал надходив через колектор кінцевого тиску, загальний вигляд якого показаний на рис. 2.10. Калібрування датчика доступна окремо. На конічному валу кріпиться датчик, який використовується за допомогою електроприводу через асинхронний карданний шарнір. У цьому випадку частота обертання осі 2 пов'язана з частотою обертання вала двигуна.

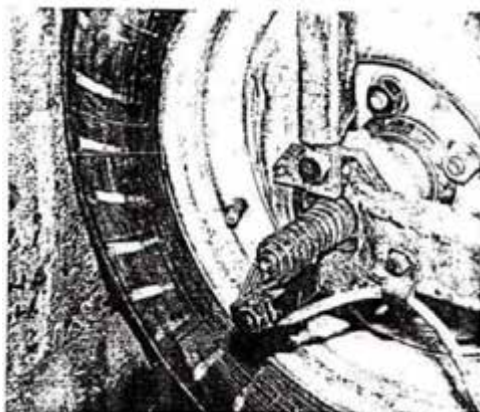


Рисунок 2.10 – Кінцевий струмознімач датчика кутового прискорення колеса

Вимірювальні прилади для вимірювання нормальних навантажень кріпляться безпосередньо до вантажної рами 16 (див. рисунок 2.2). Статичне калібрування датчика виконується за допомогою динамометра системи НН. Тернер. Оскільки динамічна складова зареєстрованого нормального навантаження залежить від сили інерції, яка поступово вимірює масу точки і зв'язаного з нею вузла, показання датчика циклічно переміщують точку, раніше зафіксовану на осцилограмі. збірка завантажується.

Це не друкувалося на бобіні, поки бобіна не заспокоїлася. При обробці результатів експерименту справжнє пошкодження нормального навантаження визначається сумою показань датчика нормального навантаження з інерційною складовою, що відповідає частоті та амплітуді руху осі точки. Похибка вимірювань не перевищувала 7%.

Поздовжня реакція колеса вимірюється тензобалкою 29 (див. рис.2.2). Відстань від тензобалки до осі колеса обрано таким, що при максимальній амплітуді переміщення осі колеса під дією нормального навантаження

похибка показань датчика не перевищувала 5 %. Загальний вигляд датчика показано на рис. 2.11.

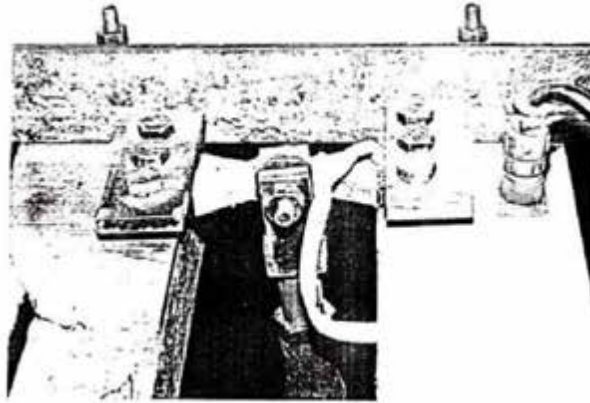


Рисунок 2.11 – Датчик повздовжньої реакції

Гальмівний момент вимірюється на карданному ваті/, що з'єднує колесо з гальмівним механізмом, де наклеєні тензодатчики. Сигнал з датчиків знімається через струнний струмознімач. Їх тарування проводилось в спеціальному центруючому пристрої навантаженням валу крутним моментом за допомогою важеля та еталонних вантажів.

Датчик тиску робочого тіла в приводі гальмівного механізму стандартний типу Д-100М. Тарування датчика проводилося за еталонним манометром.

Вимірювання динамічного радіусу колеса проводиться за переміщенням осі колеса щодо поверхні бегового барабана, оскільки поверхня барабана практично не має радіального биття. Переміщення вимірюються тензобалкою, протарованої по переміщенню осі колеса.

Імпульсний датчик кутової швидкості колеса (рис. 2.12) за один оберт виробляє 120 імпульсів, що мають синусоїдальну форму.

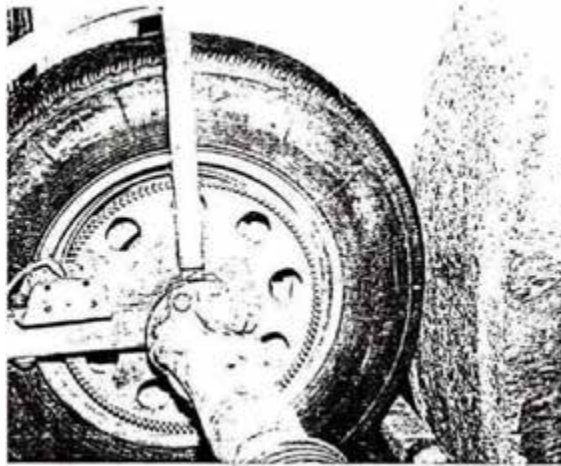


Рисунок 2.12 – Колесо з імпульсним датчиком кутової швидкості

Електронний перетворювач ПЧН, блок-схема якого наведена на рис. 2.13 посилює позитивні напівперіоди цих сигналів у попередньому підсилювачі-формуванні ПУФ. Тригер Шкітта Ш нормує ці сигнали за амплітудою, а вібратор СВ за часом.

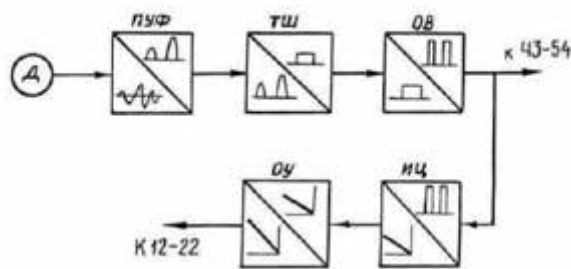


Рисунок 2.13 – Блок-схема електронного перетворювача ДПН

В інтеграторі ІЦ частота проходження імпульсів перетворюється на аналоговий сигнал, який після посилення у віконному підсилювачі ОУ подається на шлейф осцилографа. Перетворювач ПЧН зібраний на напівпровідниках і містить 10 транзисторів, 4 діоди (рис. 2.14). За конструкцією ПЧН 1 та ПЧН 2 повністю ідентичні.

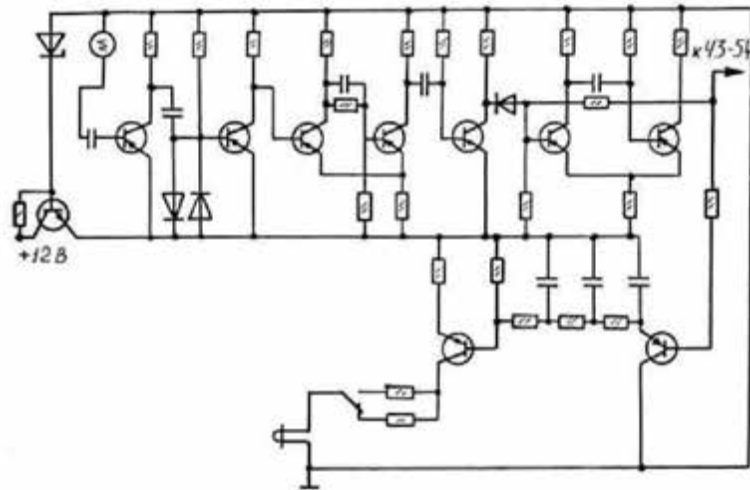


Рисунок 2.14 – Принципова схема електронного перетворювача ПЧН

Швидкість звуку малого барабана вимірюється аналогічно швидкості звуку піки. Загальний порядок роботи барабанного датчика з швидким імпульсом представлений на рис. 2.1. Калібрування ультразвукового датчика швидкості було забезпечено на частотах 43-54 і показало хорошу характеристику лінійності, включаючи початкове порогове значення, що перевищує 6% від максимального значення виміряних значень. Калібрувальна характеристика інших датчиків, згаданих вище, досягається за допомогою лінійного двовимірного прицілу. Формувач імпульсів ФІ виконує обробку сигналів імпульсного датчика частоти зміни нормального навантаження, встановленого на кривошипі, що навантажує. Ця операція не оминала для забезпечення стійкого рахунку частотоміра. Схема формувача імпульсів є частиною схеми ПЧН і включає блоки ПУФ, ОВ і ТШ.

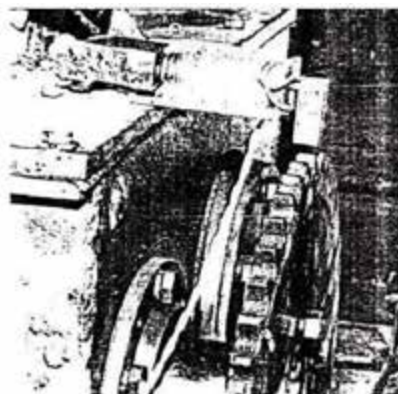


Рисунок 2.15 – Імпульсний датчик кутової швидкості бігового барабана

2.3. Електронна система керування електромагнітними клапанами модулятора

ABS здійснює управління процесом гальмування колеса, впливаючи на електромагнітні клапани модулятора. Оскільки час спрацьовування клапанів якісно впливає на процес гальмування, то була розроблена електронна система керування електромагнітними клапанами модулятора, що дозволяє змінювати їх час спрацьовування (рис. 2.16). Котушки ЕМК модулятора мають опір 2 Ом і розраховані на напругу живлення 12 Ст. Керуюча напруга на ЕМК подається від акумуляторних батарей типу 6 СТ 132 через електронний ключ ЕК і регульовані РС-ланцюжки.

У ході дослідження встановлено, що включення ЕМК після подачі імпульсу керуючої напруги відбувається при досягненні в котушках клапанів струму спрацьовування, величина якого становить 3,6 ... 3,9А, а вимикання ЕМК відбувається при зниженні струму, нижче величини струму утримання 0,27...0,35А. При цьому тиск у системі становить 3...5 МПа.

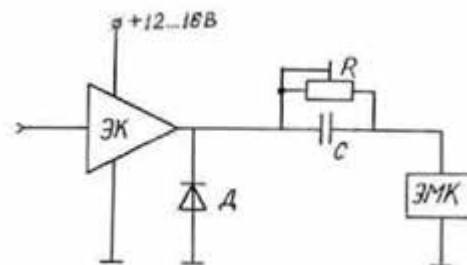


Рисунок 2.16 – Електрична схема системи керування електромагнітними клапанами модулятора

На рис.2.17, а показано зміну струму в котушках ЕМК при подачі на них імпульсу напруги, що управляє, за відсутності РС ланцюжків. Точка відповідає початку подачі імпульсу. Спрацьовування ЕМК відбувається в точці із запізненням. При закінченні імпульсу в точці й, відпускання ЕМК відбувається у точці 2, із запізненням. Розмір часу запізнення становив – 0,032...0,038 с.

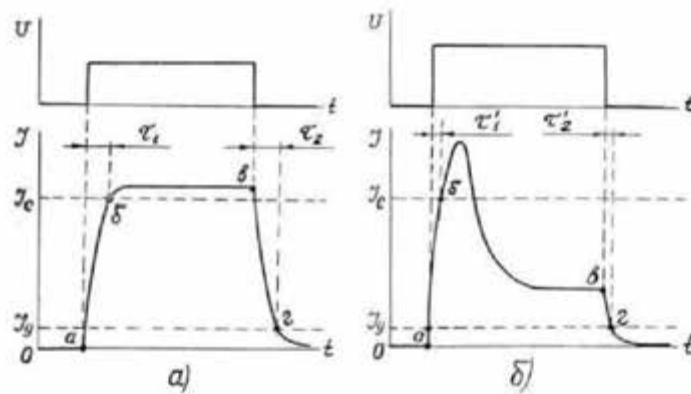


Рисунок 2.17 – Зміна струму в котушках електромагнітних клапанів при подачі на них імпульсу керуючого впливу

Зі збільшенням величини напруги управляючого імпульсу помітно знижується час запізнення, але в той же час зростає величина часу запізнення. При цьому від великої величини струму відбувається нагрівання котушок ЕМК, а також навантаження ЕК.

Включення ланцюжка в ланцюг живлення ЕМК призводить до якісної зміни процесу протікання струму в котушках ЕМК (рис. 2.17, б). У цьому випадку з'являється можливість скорочення часу затримок, що досягається збільшенням напруги керуючого імпульсу до величину 16 В, підбором ємності конденсатора С і величини опору резистора. Величина ємності С і напруги впливає на крутість наростання струму при подачі імпульсу і дозволяють тим самим скоротити час запізнення включення клапана від до. Великою опору можна регулювати залишковий струм у ланцюгу ЕМК і тим самим скоротити час затримки вимикання. У такий спосіб вдалося скоротити тимчасові затримки на включення та вимикання клапана до 0,018...0,023 с.

2.4. Електронна апаратура для автоматичного регулювання процесу гальмування колеса

В якості об'єкт дослідження в експерименті використовувалися ABS релейного типу. Управління процесом гальмування автомобільного колеса здійснювалося від двох типів електронних блоків керування БО. Перший, виготовлений на заводі авто-, мото-, електрообладнання, реалізує

адаптивний алгоритм управління. З ході експериментальних досліджень цей СУ відтворював два варіанти алгоритму управління.

У першому варіанті управління процесом гальмування колеса полягало в тому, що при зниженні кутової швидкості колеса до порогового значення, яке формується в момент досягнення колесом максимального значення прискорення у фазі розгону попереднього циклу роботи ABS, блок управління дає сигнал на гальмування колеса у вигляді двох імпульсів керуючої напруги на клапани модулятора (команда при цьому СУ запам'ятовує граничне значення).

Через деякий час затримки електромагнітних клапанів модулятора починається зниження гальмівного моменту і при переході прискоренням колеса нульового значення виробляється сигнал на фіксування гальмівного моменту у вигляді припинення команда «випуск». Після закінчення деякого часу затримки ЕМК модулятора, гальмівний момент фіксується на досягнутому рівні. При досягненні прискорення колеса максимального значення, БО виробляє сигнал на нове загальмовування у вигляді припинення команда «відсікання». Підвищення гальмівного моменту починається через час затримки ЕМК модулятора з [4].

У другому варіанті режим фіксації гальмівного моменту виключався. Обидва ЕМК модулятори працювали від команди блоку управління «випуск». При цьому припинення команди «випуск» було сигналом чергове підвищення гальмівного моменту. Таким чином, був реалізований двофазовий алгоритм функціонування ABS.

Слід зазначити, що при роботі БО є затримки при формуванні сигналів і при виділенні максимуму кутового прискорення [4, 5]. Крім того, конструкція блоку не дозволяє змінювати величину уставки. Тому, з метою часткового усунення перерахованих недоліків, був виготовлений електронний блок управління, який працює за двофазовим алгоритмом.

Електронний компаратор блоку управління подає сигнал на розгальмовування колеса, при зменшенні його кутової швидкості нижче

деякого значення, а сигнал на повторне загальмування - при збільшенні кутової швидкості більше граничного значення.

При визначенні моменту спрацьовування ABS компаратор використовує інформацію про кутову швидкість колеса та кутову швидкість бігового барабана, що надходить відповідно від ПЧН 2 та ПЧН 1.

Налаштування ABS здійснюється шляхом виконання операцій масштабування сигналів та встановленням необхідної величини коефіцієнта уставки підбором величин резисторів.

Попередні випробування показали, що створене обладнання та комплекс вимірювальної апаратури задовольняють вимогам, що висуваються, при проведенні експериментальних досліджень як гальмування колеса, що встановилося, так і не встановилося, в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів. Забезпечено можливість проведення в лабораторних умовах порівняльних випробувань та експериментальних досліджень ABS з різними алгоритмами функціонування при збуреннях, викликаних змінним нормальним навантаженням.

Комплекс вимірювальної апаратури дозволяє якісно вимірювати параметри колеса та ABS, а результати вимірювань відрізняються гарною відтворюваністю.

РОЗДІЛ 3 ВИБІР МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ І ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА У ГАЛЬМОВОМУ РЕЖИМІ

Дана глава присвячена вибору та уточненню математичної моделі і гальмує його колеса для дослідження ефективності роботи ABS при зміні нормальної сили, що визначаються коливанням і підресорених, і непідресорених мас автомобіля. Оцінити коректність прийнятої моделі колоси шляхом порівняння розрахункових і експериментальних результатів. Аналізуються динамічні властивості і передавальні характеристики еластичного автомобільного колеса. При цьому основна увага приділяється зміні кінематичних параметрів у колі, і користуються ними при контрольних при роботі ABS.

3.1 Вибір і уточнення математичної моделі еластичного колеса

Для розв'язання поставлених задач доцільно обмежитись розглядом гальмівного режиму руху колеса без відведення [2] по рівній, горизонтальній і недеформуємій поверхні зі стабільними фрикційними властивостями. При таких обмеженнях загальноприйнято пов'язувати поточні значення поздовжньої реакції з проковзуванням коліс:

$$R_x = R_z \varphi(S). (3.1)$$

Залежність реалізованого коефіцієнта зчеплення від проковзування, визначається пружними характеристиками шини і зчіпними якостями дорожнього покриття. Розрахунками діаграму моделюють різними виразами і апроксимуючими експериментальними даними [2, 4, 7, 9].

Також є пропозиції для розрахунку R_x використовувати нормовану діаграму [1, 4], одержувану простим нормуванням залежності за максимальним коефіцієнтом зчеплення:

$$R_x = R_z \varphi_m f(S). (3.2)$$

Оскільки функції $\varphi(S)$ і $f(S)$ істотно залежать від R_z , то необхідно визначити експериментально яка з них найкраще підходить для

моделювання процесу гальмування колеса в умовах зміни нормального навантаження у значних межах.

З цією метою на розробленому стенді було виконано експериментальне дослідження діаграм при різних нормальному навантаженні та швидкості колеса. В якості об'єктів дослідження використовувалися шини 6.45-13 моделей М 151 і МІ 166. В експерименті, режим гальмування колеса, що встановився, задавався за допомогою системи замкнутого контуру стенду (див. рис. 2.2).

Методикою проведення експерименту передбачалася попередня обкатка шини до досягнення в ній нормального теплового режиму та виконання випробувань у наступній послідовності:

1. Тиск повітря в шині встановлюють рівним 170 кПа.
2. Встановлювалася задане нормальне навантаження (1,7; 2,7; 3,7; 4,7 кН).
3. У замкнутому контурі стенду створювалося кінематичне неузгодженість, що відповідає заданому прослизання.
4. Біговий барабан послідовно розганяли до окружних швидкостей 2; 6; 10; 16 м/с і реєстрували за допомогою осцилографа значення поздовжньої реакції, гальмівного моменту та нормального навантаження.
5. Біговий барабан зупиняли, збільшували кінематичну неузгодженість (прослизання) і повторювали цикл випробувань.

Юзовий режим гальмування колеса створювали за допомогою гальмівного механізму.

При обробці результатів експерименту коефіцієнти визначали із відносин:

$$\varphi = \frac{R_x}{R_z}; f(S) = \frac{R_x}{R_z \varphi_m}. (3.3)$$

Отримані експериментальні дані показують, що на відміну від діаграм нормована діаграма меншою мірою залежить від величини нормального навантаження. На випробуваній поверхні це характерно як для шини

діагональної конструкції М 151, так і для радіальної МІ-16. Як приклад, на рис. 3.1 показано нормовану діаграму для шини М 151, яка в умовах, що розглядаються, залишається практично постійною в інтервалі зміни навантаження 54% від номінальної і також мало залежить від швидкості.

Отримані експериментальні залежності добре апроксимуються пропонованим у роботі [1] виразом виду:

$$f(S) = \sin[a \cdot \arctg(bS)], \quad (3.4)$$

коефіцієнти якого визначаються з умов:

$$\frac{df(S)}{dS} = ab = \eta; \quad (3.5)$$

$$f(S \rightarrow 1) = \sin[\pi - \arctg(b)] = f_\delta$$

де η – коефіцієнт питомої «жорсткості» прослизання, що характеризує крутість наростання нормованої діаграми на початку координат.

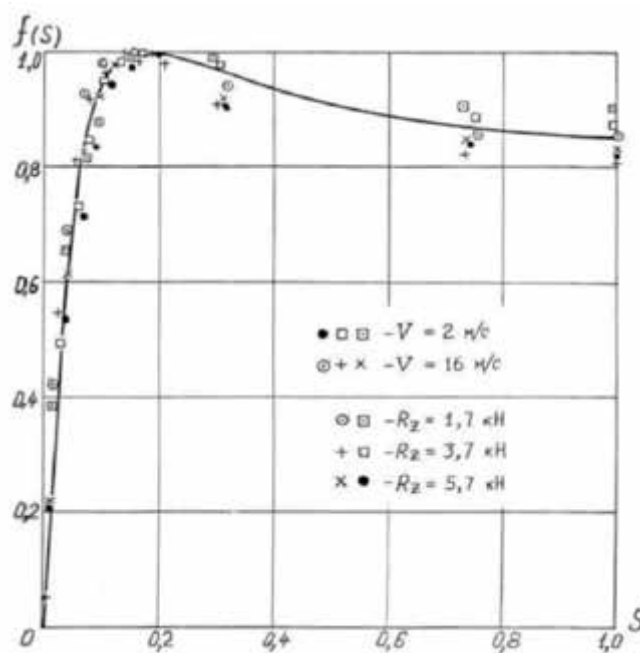


Рисунок 3.1 – Експериментальні діаграми, що отримані на цементно-бетонній поверхні при різних навантаженнях і швидкостях для шини М 151 при внутрішньому тиску 170 кПа

Параметри, що визначають форму функції, що описується виразом (3.5), можна в принципі коректувати за швидкістю руху, величиною нормального навантаження н іншим факторам, проте в даному завданні це

приведе лише до невиправданого ускладнення опису характеристик колеса, утруднить їхній наступний аналіз при незначному підвищенні точності моделювання.

Вираз для прослизання, як кінематичного параметра, що відображає зміну радіусу кочення колеса внаслідок його тангенціальної еластичності, а також невстановленого характеру поздовжньої (крутильної) деформації, може бути подано так само, як це показано в роботі [14].

3.2 Експериментальне та аналітичне дослідження процесу гальмування колеса при його навантаженні змінним нормальним навантаженням

Для оцінки працездатності розробленої моделі було використано експериментальне дослідження однієї опорно-кінематичної точки пам'ятника, навантаженої постійним моментом кочення та змінним нормальним навантаженням. Ці дослідження спостерігаються з позиції з однаковим значенням точки 6,45-13, для чого є певні діаграми і залежність радіуса обертання від звичайного огляду. Частота нормального навантаження збільшується на 1, 3, 5, 7, 10 Гц, що відповідає діапазону розгойдування підресореної і непідресореної маси автомобіля, і відповідно до цього вибирається амплітуда розгойдування під час кочення автомобільна вага. колесо на дорогах з високим рівнем гладкості.

Дослідження проводилось за такою методикою:

1. Тиск повітря в нагрітій посудині зростає до 170 кПа.
2. Мінімальна амплітуда нормальних коливань навантаження визначається радіусом дуги навантаження.
3. Середнє значення нормального навантаження, що дорівнює 3,9 кН, забезпечує вантажопідйомність вантажу.
4. Барабан обертається зі швидкістю за замовчуванням.
5. Вмикається механізм, що знижує нормальне навантаження.
6. Поздовжнє навантаження на колесо походить від постійного моменту кочення, рівень якого непомітно пов'язаний з точкою гойдання, з

новою опорою зменшуються поздовжня реакція, момент кочення, нормальне навантаження, кутова швидкість і прискорення. на осцилографі.

7. Збільшено амплітуду нормального розгойдування вантажу та оновлено вдосконалену генерацію даних вантажівок.

На сторінці 3.4, як приклад, показані результати двох випробувань: з нормальною частотою балки навантаження 3 Гц і 7 Гц.

Форма коливань навантаження близька до синусоїдальної, а амплітуда зменшена на +1,5 кН. Крутий момент кочення постійний і дорівнює 0,63 кН·м при 3 Гц і 0,54 кН·м при 7 Гц, що становить приблизно 68% і 56% від максимального крутного моменту зчеплення при номінальному нормальному навантаженні.

Розподіл експериментальних навантажень з розрахованими навантаженнями, отриманий за допомогою опису, показує досить хорошу якість і іноді збігається як для запізнілого відгуку, так і для швидкості звуку та прискорення звуку. Це підтверджує правильність моделі, прийнятої при розробці моделі, і говорить про привабливість запропонованого опису характерної точки. Крім того, максимальне відхилення величини ковзання, розраховане за кривими (3.5) і (3.6) з урахуванням і без урахування швидкості кочення каретки в розглянутому нами способі, становить менше 3%. Максимальна похибка розрахункової точки кутового зсуву становить менше 5%.

Експериментальні дослідження показують, що коливання нормального навантаження суттєво впливають на силові та кінематичні параметри гальмівного колеса, особливо при високому рівні гальмівного моменту. Так, при 0,63 кН·м і частоті коливань нормального навантаження 3 Гц мінімальне і максимальне значення кутового прискорення колеса становлять відповідно 120 p/c^2 і 270 p/c^2 . Порогові значення окружного уповільнення, при досягненні яких існуючі ABS подають сигнал на гальмування колеса, становлять (0,8...2,5) [4]. При переході до

ABSolutних величин кутового прискорення колеса це становить $-2,6 \dots -82$ p/c^2 .

Тобто вплив коливань нормального навантаження на роботу ABS дуже значний, і це необхідно враховувати при розробці та налаштування ABS.

Більш наочно вплив коливань нормального навантаження на силові і кінематичні параметри колеса, що розглядаються, можна проілюструвати безпосередньо залежностями. Ці залежності представлені на рис. 3.2 та 3.3.

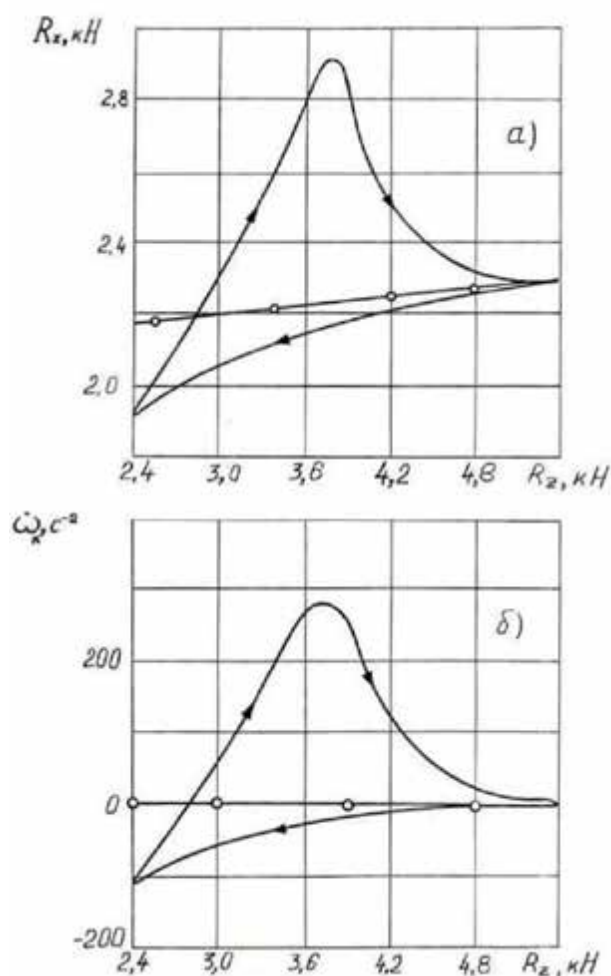


Рисунок 3.2 – Зміна поздовжньої реакції і кутового прискорення гальмівного колеса М 151

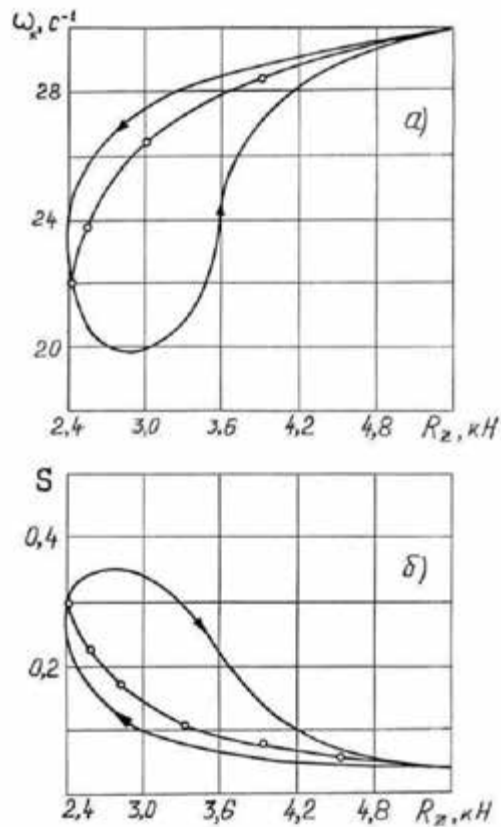


Рисунок 3.3 – Зміна кутової швидкості та прослизання гальмового колеса з шиною M 151

У режимі кочення, де він зупиняється, поздовжня реакція (рис. 3.2, а) і кут коливань (рис. 3.2, б) повинні залежати від величини: статична характеристика знаходиться на нульовій лінії, де зростає , збільшується , що є результатом зниження сили руки. Ці параметри в основному відповідають швидкому світінню.

Кут швидкості і ковзання в скороченому режимі залежить від величини (див. 3.2, а і б), пов'язаної з переходом режиму кочення першої схеми при зміні. Динамічний склад досягає максимального значення в області низьких швидкостей, де при цьому знижується статична характеристика, а швидкість продовжує зростати, але різко падає.

Таким чином, перехід нестационарних характеристик при постійному моменті кочення і нормальному навантаженні залежить від швидкості (частоти), а також від режиму ділянки кочення, який відповідає площині моменту кочення і моменту на перемикачі (площиною потенційних

студентів є точка). З підвищенням рівня успішності учня виникає закономірна залежність від впливу нестійкої величини на силовий і кінематичний параметр точки.

Для аналізу панелей АБС прийнято використовувати фазову характеристику, яка залежить від розміру променя та розширеного відгуку ковзаючого пластику. При змінному нормальному навантаженні таку характеристику використовувати неможливо, тому що спосіб точки витягування залежить від типу додатка крутного моменту і крутного моменту перемикача.

РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РЕЛЕЙНИХ ABS ПРИ ЗМІННОМУ НОРМАЛЬНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

У цьому розділі досліджується вплив коливань нормальної навантаження на ефективність роботи релейних ABS, що функціонують за дво- та трифазовими алгоритмами. Ефективність роботи оцінюється за показниками гальмівної ефективності та стійкості. Наведено експериментальні дані та результати моделювання на ПК, що відображають вплив на ефективність роботи ABS частоти та амплітуди коливань нормального навантаження при різних темпах зміни гальмівного моменту уставках та тимчасових затримках в елементах ABS. Виконано аналіз причин зниження ефективності роботи релейних ABS у досліджуваних умовах.

4.1. Розробка методики дослідження

При аналізі систем автоматичного регулювання прийнято подавати на вхід системи сигнал (вплив) заданої форми, амплітуди та частоти, а за сигналом, що отримується на виході системи, оцінювати якість її роботи. При такому підході до проведення дослідження необхідно спочатку визначити форму та параметри вхідного впливу на систему, а також показники, за якими оцінюватиметься ефективність її роботи.

Теоретично автоматичного регулювання прийнято для лінійних систем як вхідний вплив використовувати сигнал прямокутної форми (стрибок). Однак характеристики елементів антиблокувальних систем суттєво нелінійні, спектр частот коливань нормального навантаження має два явно виражені екстремуми (див. рис. 1.4), тому в даній роботі використаний гармонійний вхідний сигнал заданої частоти, що дозволило виявити області частот, у яких проявляється найбільший вплив коливань нормального навантаження на ефективність роботи ABS та визначити причини її погіршення.

За результатами виконаного в першому розділі огляду опублікованих робіт, математичне очікування нормального навантаження можна прийняти

рівним статичному навантаженню на колесо, амплітуду коливань слід вибирати відповідно до характеристик системи дорога-шина-підвіска-автомобіль і частоту коливань на вантажі обмежувати власною частотою коливань невідвіснених мас автомобіля для оцінки якості функціонування ABS використовуємо показники ефективності, запропоновані в роботі [15].

При цьому показник гальмівної ефективності визначаємо з урахуванням того, що гальмівна сила і величина середнього уповільнення автомобіля при гальмуванні пропорційні коефіцієнту зчеплення, що реалізується. А оскільки значення реалізованого коефіцієнта зчеплення змінюється в процесі гальмування, знаходимо його середнє (інтегральне) значення.

Одним із шляхів проведення цього дослідження є експериментальне визначення ефективності роботи ABS у широкому діапазоні амплітуд та частот зміни нормального навантаження.

Однак отримані таким шляхом оціночні параметри значною мірою залежатимуть від налаштувальних параметрів системи, таких як темпи зміни тиску робочого тіла, уставки та затримки в елементах ABS. Це тягне за собою якісну зміну в її роботі і, як наслідок, – показників ефективності. Вся черга проведення експериментальних досліджень з необхідним поєднанням факторів, що варіюються, вимагає надмірно великих витрат часу і засобу. Тому пропонується обмежити експериментальні дослідження таким обсягом, який необхідний для визначення з достатньою точністю характеристик елементів ABS і всіх параметрів, що характеризують роботу системи в досліджуваних режимах.

На наступному етапі необхідно розробити математичне опис елементів ABS, що дозволяло моделювати роботу даних систем на ПК, і за підученими експериментальними даними провести його ідентифікацію. Очевидно, що для найбільшої достовірності точності результатів моделювання, ідентифікацію необхідно проводити в умовах роботи ABS, як при постійній нормальній навантажі, так при її коливаннях з максимальною

амплітудою і частотами, близькими до інших частот коливань. адресу сірчаних і безпружинних мас автомобіля.

На заключному етапі виконується моделювання на ЕОМ процесу гальмування колеса з ABS при дії змінного нормального навантаження: і проводиться аналіз отриманих результатів. При цьому також оцінюється впливом геть процес гальмування параметрів самої ABS і визначаються можливості підвищення ефективності роботи системи за умов дії збурень.

Запропоновану методику можна коротко викласти в наступному порядку:

1) визначення діапазону та спектра частот зміни нормального навантаження, що діє на колеса автомобіля з ABS у дорожніх умовах;

2) експериментальне дослідження гальмування колеса з ABS у стендових умовах, що включає: налаштування та дослідження роботи ABS за відсутності збурювального впливу; дослідження роботи ABS в умовах збурень, спричинених змінним нормальним навантаженням;

3) розробка математичного опису елементів ABS, складання програм для моделювання роботи даних систем на ЕОМ;

4) проведення ідентифікації розробленої моделі ABS за результатами експериментального дослідження;

5) моделювання на ЕОМ, процесів гальмування колеса в стані ABS при дії змінного нормального навантаження та аналіз результатів.

Дана методика була використана при дослідженні впливу змінного нормального навантаження на показники ефективності роботи релейних ABS.

4.2. Експериментальне дослідження гальмування колеса у складі релейних ABS

Відповідно до розробленої методики проведено експериментальні дослідження впливу змінної нормального навантаження на процес гальмування колеса з релейними ABS, метою яких було отримання експериментальних даних про роботу цих систем.

Дослідження проводили на розробленому стенді з біговим барабаном (рис. 2.2). Об'єктами дослідження були ABS релейного типу (рис. 4.1), до складу яких входили: колесо 1 та дисковий гальмівний механізм 2 автомобіля малого класу; електрогідравлічний модулятор тиску 3; джерело енергії 4, що складається з гідронаосу, що наводиться від електродвигуна, та клапана; індуктивний, імпульсний датчик 5 колеса; електронний блок управління 6.

В експерименті використовувалися різні блоки управління (рис. 2.20), що дало можливість отримати дані про ефективність роботи релейних ABS, що функціонують за дво- та трифазовим алгоритмами.

Перед початком досліджень проводилася настройка ABS, підготовка вимірювальної апаратури та обладнання, а також прокоток шини до досягнення теплового режиму, що встановився. Контрольно-вимірювальна апаратура прогрівалася протягом 30 хвилин згідно з паспортними даними. Перед кожним гальмуванням, для усунення нестабільності тертя, контактуючі елементи гальмівного механізму також прогрівалися. З цією метою колесо навантажували гальмівним моментом, рівні 0,3 кН протягом 5 секунд.

Для стабілізації температурного режиму гальмівного механізму в ході експерименту був застосований примусовий обдув його поверхні вентилятором. Контролювався тиск у прогрійтій шині і підтримувався рівні 170 кПа.

Виконувалося налаштування ABS, яка полягала в підборі величин темпів наростання і скидання тиску і уставок на спрацювання. Налаштування проводилося до досягнення найкращої ефективності роботи ABS, яка оцінювалася за середньою величиною реалізованої поздовжньої реакції та за характером зміни кутової швидкості колеса.

Після підготовчих операцій проводилися випробування в наступній послідовності:

1. Встановлювалася задана амплітуда коливань нормального навантаження зміною довжини кривошипа, що навантажує.

2. Встановлювалася середня величина нормального навантаження зміною довжини куліси, що навантажує.

3. Біговий барабан розганявся до заданої окружної швидкості.

4. Проводилася зміна, нормального навантаження за гармонічним законом, з частотою 1 Гц.

5. Колесо загальмовувалося, в роботу включалася ABS, за допомогою осцилографа реєструвалися параметри колеса, а також команди блоку управління А і Б.

6. ABS відключалася, частота зміни нормального навантаження послідовно збільшувалася до 2, 4, 6, 8 та 10 Гц, при кожному значенні виконувались гальмування з ABS та реєстрація параметрів.

7. Біговий барабан зупиняли.

8. Встановлювалося таке значення амплітуди коливань нормального навантаження та випробування повторювали.

В експерименті математичне очікування нормального навантаження прийнято рівним 3,9 кН і відповідає номінальному навантаженню для шини М 151. Амплітуди коливань встановлювалися відповідно до заданих експериментальними даними [7]. Окружна швидкість барабана у всіх випробуваннях підтримувалася рівною 7,5 м/с (27 км/год).

Темп наростання тиску в приводі гальмівного моменту дорівнював 25 МПа/с, а темп зниження моменту був трохи вище, 27 МПа/с [6].

Спочатку були виконані випробування ABS з блоком управління (рис.2.19, в), що працює за двофазовим алгоритмом. Підбором темпів наростання та зниження гальмівного моменту та зменшенням уставки до 0,1 (по прослизуванню) вдалося досягти задовільної ефективності роботи ABS при постійному нормальному навантаженні. При цьому ABS підтримувала режим гальмування в діапазоні зміни ковзання від 0,08 до 0,4 при середній його величині 0,2, а показник гальмівної ефективності склав 2%.

Випробування ABS, налаштованої за постійного навантаження, показують, що з коливаннях зі значною амплітудою ефективність її роботи різко знижується. Так, при частоті коливань 2 Гц спостерігаються як тривале блокування колеса, так і довготривале його негальмування з прослизанням 0,02.

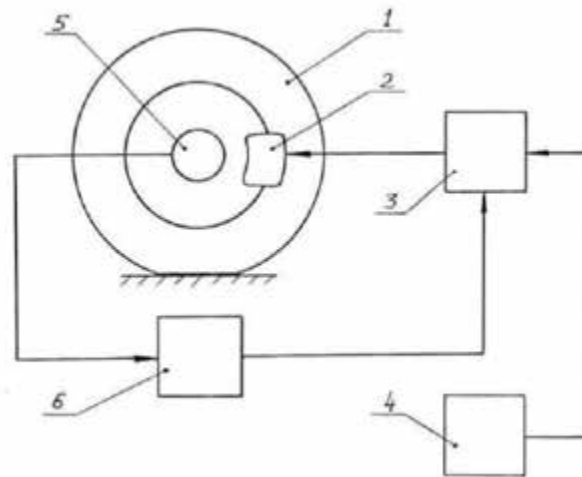


Рисунок 4.1 – Схема антиблокувальної системи

У зв'язку з цим гальмівна ефективність падає до -50% і середнє прослизання становить $\sim 0,5$. Щоб зменшити зайве гальмування колеса, уставка по прослизанню була збільшена до 0,37 (випробування проводили з блоком управління конструкції НДІАП-КЗАМЕ). Це призвело до зниження гальмівної ефективності в режимі гальмування з постійним навантаженням (3...4%) і короткочасного блокування колеса (рис.4.2 ,а). Разом з тим, вплив коливань нормального навантаження на гальмівну ефективність знизився (33%). За відсутності збурень частота функціонування ABS становила 3 цикл/с (див. рис. 4.2, а), а при коливаннях навантаження з частотою 1 Гц середнє значення помітно знизилося (рис. 4.2)

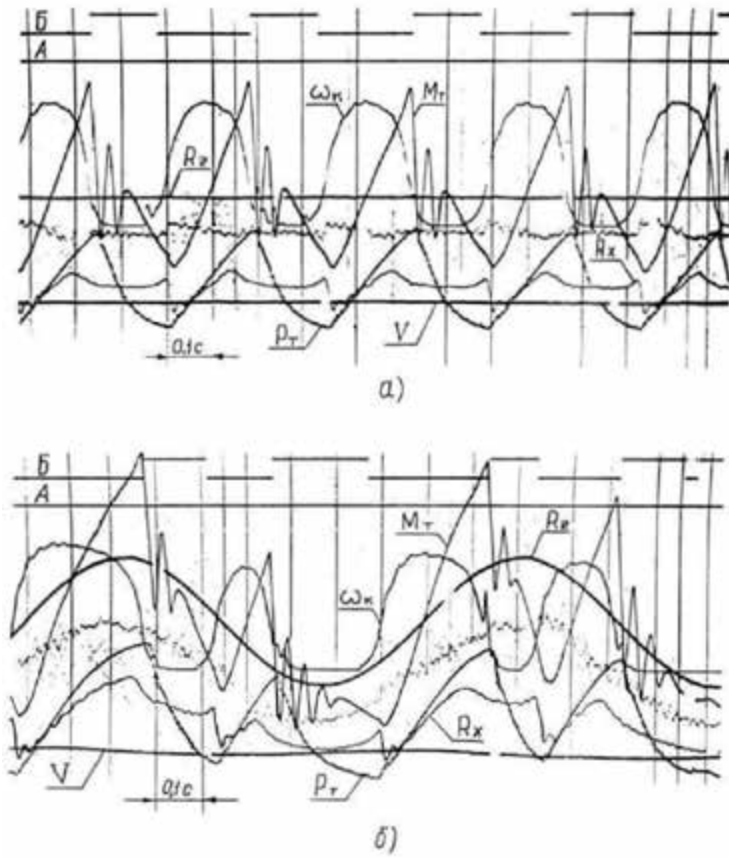


Рисунок 4.2 – Осцилограми процесів гальмування колеса у складі двофазової ABS за відсутності коливань (а) та при коливаннях із частотою 1 Гц (б)

РОЗДІЛ 5 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ABS ПРИ ЗМІННОМУ НОРМАЛЬНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Виконаний у четвертому розділі аналіз показав, що при дії обурень, викликаних змінним нормальним навантаженням, ефективність роботи релейних ABS вкрай низька і підвищити її при використанні досліджених принципів регулювання, неможливо. нових принципів регулювання процесу гальмування колеса при дії вказаних збурень.

5.1. Дослідження процесу гальмування колеса, навантаженого постійним гальмівним моментом, при змінному нормальному навантаженні

В даний час відомий ряд робіт, в яких для підвищення ефективності регулювання процесу гальмування колеса при коливаннях нормального навантаження, пропонується підводити до колеса і підтримувати постійну задану величину гальмівного моменту [2, 9].

Так, у роботі [2] величину гальмівного моменту пропонується встановлювати близьку до середнього моменту зі зчеплення. Величину коефіцієнта рекомендується вибирати в межах 0,85...0,9, що, як стверджується, дозволяє забезпечити достатньо високу гальмівну ефективність та усунути зайве перегальмовування колеса.

Щоб оцінити потенційні можливості такого регулювання, розрахунковим шляхом та експериментально визначено показники ефективності гальмування колеса в умовах коливань нормального навантаження з різними частотами та амплітудами. При моделюванні числові значення параметрів відповідали умовам експериментальних досліджень гальмування колеса постійним гальмівним моментом при змінному нормальному навантаженні (див. розділ 3).

Встановлено, що в області високих частот коливань нормального навантаження, що відповідають частотам коливань безпружинних мас автомобіля, можуть бути отримані високі показники гальмівної ефективності та стійкості (рис. 5.1). У цій галузі значно проявляються

інерційні властивості колеса і діапазон зміни прослизання знаходиться в допустимих межах (рис. 5.2).

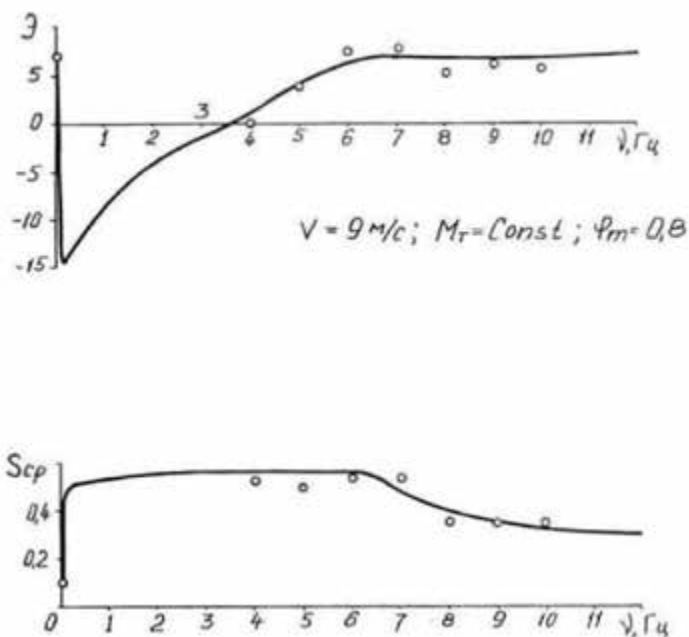


Рисунок 5.1 – Показники ефективності гальмування колеса за умов коливань нормального навантаження

Колівання нормального навантаження призводять до значних коливань граничного моменту зі зчеплення. При високих частотах коливань колесо, навантажене значною величиною гальмівного моменту, не встигає блокуватися при зниженні навантаження, а при її збільшенні, майже повністю реалізує потенційні зчіпні властивості за рахунок інерційного моменту, що виникає при малих частотах коливань нормального навантаження в інерційні властивості колеса.

Тому при зниженні навантаження воно швидко блокується і продовжує перебувати в такому стані, поки відбувається зайве розгальмовування колеса. В результаті падає гальмівна ефективність і середнє значення прослизання наближається до 0,51 (див. рис. 5.1). В області найменших частот зниження показника гальмівної ефективності найбільше, але воно все-таки менше, ніж під час роботи релейних ABS.

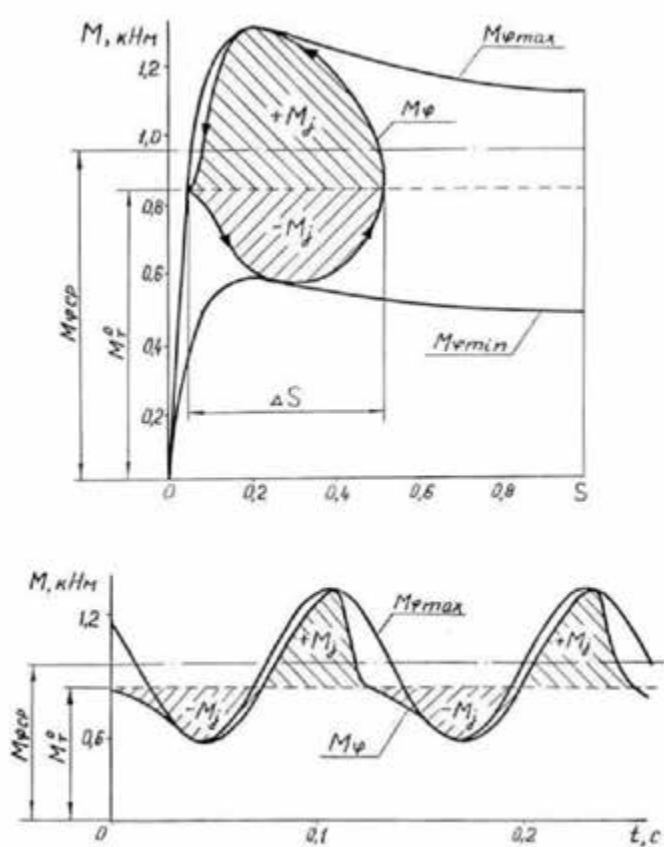


Рисунок 5.2 –Процес гальмування колеса при коливаннях нормального навантаження із частотою 8 Гц

При русі колеса без обурень ефективність гальмування різко зростає і наближається до максимально можливої.

Оскільки динамічні властивості колеса визначаються постійною часу, яка залежить від швидкості моменту інерції, радіуса кочення колеса, нормального навантаження, коефіцієнта зчеплення і крутості діаграми, то показники ефективності гальмування залежать від перерахованих параметрів. Вони покращуються при збільшенні швидкості, моменту інерції колеса і при зниженні нормального навантаження, коефіцієнта зчеплення, крутості діаграми, тобто при збільшенні постійного часу, моменти інерції коліс різних марок легкових та вантажних автомобілів можуть відрізнятися майже 20 разів.

Однак не менш значні відмінності у значеннях їх номінальних навантажень призводять до того, що за інших рівних умов, постійні часу, розраховані за виразом (3.19), а відрізняються лише у 2 рази. Слід зазначити,

що показники ефективності гальмування помітно покращуються на покриттях з низьким зчепленням – саме тоді, коли застосування ABS особливо актуальне. Так, область високих частот, в якій немає блокування колеса, розширюється до нижньої межі 1,5 Гц. Зміна ж постійної часу в межах її граничних значень для різних марок автомобілів, мало відбивається на ефективності гальмування.

Таким чином, гальмування колеса постійною величиною гальмівного моменту, розрахованого за виразом, ефективно тільки в області високих частот коливань нормального навантаження, а при малих частотах (до 4...6 Гц) необхідно вживати додаткових заходів для усунення блокування колеса та його зайвого розгальмовування.

5.2. Аналіз шляхів підвищення ефективності гальмування колеса при змінному нормальному навантаженні

Зміна навантаження на колесо в дорожніх умовах відбувається в основному з частотами коливань підресорених і безпружинних мас автомобіля (див. розділ 1). При цьому відбувається накладання високочастотної складової нормального навантаження на її низькофреквентну складову [7].

На підставі аналізу проведеного в попередньому параграфі, завдання ABS у цих умовах має полягати у підведенні до колеса гальмівного моменту, величина якого близька до середньої величини моменту зі зчеплення, за один період коливань безпружинних мас автомобіля.

При коливаннях нормального навантаження, зміна гальмівного моменту дозволить коригувати його величину відповідно до зміни низькочастотної складової навантаження.

Корекцію гальмівного моменту в області низьких частот коливань нормального навантаження можна виконувати за зміною силових і кінематичних параметрів колеса або за їх поєднанням. Найбільш просто забезпечується така корекція безпосередньо по нормальному навантаженні

на колесо. Можливості використання для корекції інших параметрів колеса значно обмежені.

Так, поздовжня реакція і кутове прискорення колеса мають велике фазове запізнення $60^\circ \dots 90^\circ$ по відношенню до нормального навантаження навіть при гальмуванні в докритичній по прослизанню в зоні (див. рис.3. 11) і використання їх як контрольні параметри при регулюванні неможливо. Кутова швидкість колеса може бути використана як контрольний параметр, але тільки на режимах гальмування в докритичній по прослизанню зоні, коли фазовий зсув між параметрами і мінімальний (див.рис. 3.12). Аналіз АЧХ показує, що найбільш точне регулювання можна забезпечити при корекції гальмівного моменту кутової швидкості і по кутовому прискоренню. Однак при реалізації такого регулювання виникають принципові труднощі з визначенням моменту переходу з одного контрольного параметра на інший.

Таким чином, корекцію гальмівного моменту можна виконувати двома варіантами: зміни нормального навантаження на колесо або ж за його кутової швидкості.

Розглянемо якою мірою, при цьому, можна підвищити ефективність гальмування колеса і визначимо вимоги до точності регулювання, використовуючи отримані в третьому розділі динамічні характеристики колеса. З метою спрощення рівнянь нехтуємо зміною радіуса кочення колеса, яке, як було встановлено, не надає істотного впливу на динамічні характеристики в галузі реалізації граничних зі зчеплення поздовжніх реакцій.

При коригуванні гальмівного моменту по кутовий швидкості колеса в систему вводиться паралельне коригувальне пристрій, що утворює зворотний зв'язок. У цьому випадку сигнал про зміну кутової швидкості колеса викликаний дією змінної нормального навантаження, посилюється підсилювальною ланкою з коефіцієнтом посилення проходить через

аперіодичну ланку з постійної часу, а потім здійснює зміну величини гальмівного моменту.

Виконаний аналіз АЧХ системи в умовах, аналогічних тим, що використовувалися при оцінці ефективності застосування послідовного коригуючого пристрою, показує наступне.

Введення зворотного зв'язку дозволяє зменшити вимоги до швидкодії системи. Так, при постійному часі 0,1 прослизання колеса не перевищує критичного області годин той коливань нормального навантаження від 0 до 2,7 Гц, в той час як при застосуванні послідовного коригувального пристрою даний діапазон частот обмежується 1,5 Гц.

Таким чином, застосування коригувальних пристроїв дозволяє істотно скоротити діапазон зміни прослизання в області частот коливань нормального навантаження, що охоплюють власні частоти коливань підресорених мас автомобіля і підвищити тим самим якість регулювання процесу гальмування.

ВИСНОВКИ

1. Розроблений і виготовлений стенд і комплекс вимірювальної апаратури для дослідження процесу гальмування колеса в складі ABS при змінному нормальному навантаженні. Розроблено математичний опис елементів ABS пакет програм, що дозволяють моделювати роботу даних систем на ЕОМ з похибкою, що не перевищує 5%. Отримано динамічні характеристики колеса при його навантаженні постійним гальмівним моментом та змінним нормальним навантаженням.

2. Розроблено методику визначення ефективності роботи ABS в умовах коливань нормального навантаження. Встановлено області амплітуд та частот зміни нормального навантаження, при яких ефективність роботи релейних ABS погіршується найбільшою мірою. Встановлено причини низької ефективності функціонування релейних ABS в досліджуваних умовах. Розроблені принципи організації робочого процесу ABS, реалізація яких дозволяє отримати високі показники гальмівної ефективності і стійкості як при постійній, так і при змінній нормальній навантаженні.

3. Коливання нормального навантаження мають найбільший вплив на силові та кінематичні параметри колеса при високому рівні реалізації потенційних зчіпних властивостей колеса та опорної поверхні. Динамічні властивості колеса суттєво виявляються в області частот коливань нормального навантаження більших 3 Гц, а за менших частот вони виражені слабо. Для аналізу робочого процесу ABS при змінному нормальному навантаженні доцільно використовувати нормовані фазові характеристики. При роботі релейних ABS, коливання нормального навантаження про амплітуди великі від статичної її величини, призводять до значного зниження ефективності роботи даних систем. Коливання з меншими амплітудами не мають істотного впливу на ефективність роботи релейних ABS.

4. Найбільше зниження ефективності роботи релейних ABS спостерігається в області низьких частот коливань нормального

навантаження (2...3 Гц), близьких до власних частот коливань підресорних мас автомобіля. При цьому показник гальмівної ефективності знижується на 40% для двофазної та на 27% для трифазової ABS. У міру збільшення частоти коливань навантаження їх вплив на ефективність роботи ABS помітно знижується внаслідок більшого прояву інерційних властивостей колеса.

5. Для підвищення ефективності роботи релейних ABS темпи наростання та зниження гальмівного моменту, тимчасові затримки на виконання команд можна підбирати як при постійному, так і змінному навантаженні. Уставку на спрацювання релейних ABS слід вибирати за найкращим поєднанням показників гальмівної ефективності та стійкості при змінному нормальному навантаженні. Релейні ABS, що використовують інформацію про кутову швидкість колеса, реагують на зміну нормального навантаження зі значним запізненням, яке обумовлено головним чином фазовим зсувом кутової швидкості і часом досягнення швидкістю значення уставки до практично неусувно шляхом підвищення швидкодії ABS, що є основною причиною низької ефективності їх роботи.

6. В умовах змінного нормального навантаження доцільно організувати робочий процес ABS таким чином, щоб система визначала середню величину моменту зі зчеплення та навантажувала колесо меншим на 10...15 % гальмівним моментом з подальшим його коригуванням. Для підвищення показників ефективності роботи ABS необхідно коригувати величину підведеного до колеса гальмівного моменту пропорційно зміні низькочастотної складової нормального навантаження. Корекцію гальмівного моменту можна виконувати безпосередньо по зміні нормального навантаження або по кутової швидкості колеса. Необхідно запобігати спрацюванню ABS від дії високочастотних коливань нормального навантаження (4...6 Гц) і для цього контролювати процес гальмування колеса.

7. Реалізація розроблених принципів організації робочого процесу ABS дозволяє підвищити гальмівну ефективність на 7...15 % порівняно з юзовим гальмуванням при високому та низькому зчепленні, у всьому діапазоні частот коливань нормального навантаження. При цьому найкращі показники стійкості забезпечуються при гальмуванні на поверхнях з низьким зчепленням, що особливо актуально для підвищення активної безпеки автомобіля.