

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.2224 "С" 2023.01.07. 027 ПЗ

ЗАЗИМКО ВАДИМ ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

УДК 629.4.01:629.33

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко - технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

Вячеслав БРАТІШКО

(підпис)

(ПБ)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ПБ)

«___» _____ 2024 р.

«___» _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення методу імітаційного моделювання випробування
автомобіля категорії М1 на курсову стійкість

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Войтюк Валерій Дмитрович

(підпис)

(ПБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Роговський Іван Леонідович

(підпис)

(ПБ)

Виконав

(підпис)

Зазимко Вадим Вячеславович

(ПБ)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Зазимку Вадиму Вячеславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код і назва)

Освітня програма «Автомобільний транспорт»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення методу імітаційного моделювання випробування автомобіля категорії М1 на курсову стійкість

затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023 р. № 2224 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Літературно-патентний огляд, огляд конструкції системи контролю технічного стану ДВЗ автомобілів категорії М1

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля категорії м1 при русі по нерівній дорозі
2. Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі
3. Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою, що рухається по нерівній дорозі
4. Експериментальне дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 15 слайдах

Дата видачі завдання «10» листопада 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Роговський І.Л.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Зазимко В.В.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», на тему «Удосконалення методу імітаційного моделювання випробування автомобіля категорії М1 на курсову стійкість». – НУБіП України, Київ, 2024.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена поліпшенню курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

У **першому** розділі на основі літературного огляду проведено аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі.

У **другому** розділі, розроблено розрахункову схему та математичну модель руху автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі, що враховує вплив особливостей конструкції та робочих процесів в системі рульового керування і підвісці автомобіля, а також процесів в контактах його еластичних шин з опорною поверхнею нерівної дороги на показники його курсової стійкості та динаміку руху в цілому.

У **третьому** розділі сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски автомобіля категорії М1, що спрямований на поліпшення його курсової стійкості при русі по нерівній дорозі.

У **четвертому** розділі з метою підтвердження адекватності математичної моделі та достовірності результатів теоретичних досліджень (розділи 2, 3) проведено експериментальні дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля категорії М1 з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

Ключові слова: динаміка автомобіля, нерівна дорога, шина, рульове керування, активна підвіска.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ		
ВСТУП		
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ		
1.1.	Поняття про курсову стійкість автомобіля категорії М1. Критерії її оцінювання	
1.2.	Шляхи поліпшення показників курсової стійкості автомобіля категорії М1	
1.3.	Курсова стійкість автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі та фактори, що на неї впливають	
	1.3.1. Процеси в контакті еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги	
	1.3.2. Процеси, що виникають в рульовому керуванні автомобіля категорії М1 під час його руху по нерівній дорозі	
	1.3.3. Процеси в підвісці автомобіля категорії М1, що супроводжують його рух по нерівній дорозі	
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ		
2.1.	Математична модель руху автомобіля по нерівній дорозі	
	2.1.1 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги	
	2.1.2 Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі	
	2.1.3 Математичне моделювання роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні	
	2.1.4 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги	
РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ		
3.1.	Розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований	

	наполіпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі	
3.2.	Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі	
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПАСИВНОЮ ТА АКТИВНОЮ ПІДВІСКАМИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ		
4.1.	Мета і задачі експериментальних досліджень	
4.2.	Об'єкт експериментальних досліджень	
4.3.	Розробка виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля	
4.4.	Експериментальне визначення параметрів фізичної моделі автомобіля	
4.5.	Програма та методика експериментальних досліджень	
4.6.	Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень	
ВИСНОВКИ		
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ		

ВСТУП

Світова практика використання автомобільного транспорту свідчить про його значний потенціал в економічному та соціальному житті людей. Сучасне автомобілебудування все більше уваги зосереджує на активній безпеці автомобільних транспортних засобів. Тому, значна кількість фундаментальних трудів вітчизняних та зарубіжних науковців присвячена саме дослідженню і поліпшенню показників керованості та стійкості дорожніх транспортних засобів.

Безперечно рух автомобіля по рівній дорозі з високою якістю покриття є найбільш раціональним, з точки зору на будь-яку його експлуатаційну властивість. Проте, в реальних умовах дорожнє покриття з часом руйнується, а на деяких ділянках воно взагалі відсутнє. Разом з тим рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується динамічними навантаженнями, що діють в контакті автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. При цьому еластична шина деформується в різних напрямках, що супроводжується силами і моментами, які через обід диск та маточину передаються на систему рульового керування автомобіля та його підвіску. Зазначені процеси можуть призвести до, зміни курсового кута автомобіля та його поперечного відхилення від заданої траєкторії руху, що в кінцевому результаті може призвести до виходу його габаритів за межі коридору безпеки.

Особливо актуально це питання постає сьогодні, коли на автомобілях все частіше використовуються системи автопілоту. В таких умовах зменшується не тільки фізичне, але й інтелектуальне навантаження водія (якщо він присутній, наприклад, безпілотні автомобілі), відповідно час на виявлення небезпечної ситуації, реакцію, прийняття рішення та реалізацію коригуючих напрямків руху дій збільшується.

Разом з тим на сучасних транспортних засобах широко використовуються системи автоматичного керування динамічними властивостями автомобіля, такі як ABS (*Antilock Braking System*), TCS (*Traction Control System*), ESP (*Electronic Stability Control*) та інші. Проте, зазначені системи спрямовані на поліпшення безпеки руху по рівній дорозі а поліпшення курсової стійкості автомобіля можливе лише після збурюючого впливу дорожньої нерівності шляхом усунення наслідків, а не причин збурення.

Зважаючи на те, що відхилення автомобіля від заданої траєкторії при русі по нерівній дорозі залежить від характеру долаття нерівності колесом, раціонально потенціал активних підвісок спрямувати на поліпшення курсової стійкості автомобіля в зазначених умовах. Тому, дослідження щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі є актуальними.

Мета і завдання дослідження.

Мета магістерської кваліфікаційної роботи: поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні завдання:

1. Проведення аналізу факторів, що впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі руху автомобіля понерівній дорозі.

3. Проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі та аналізу факторів, що впливають на чисельні значення її параметрів.

4. Розробка алгоритму роботи активної підвіски і проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

5. Проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

Об'єкт дослідження: курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Предмет дослідження: вплив робочих процесів активної підвіски автомобіля на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання для визначення показників курсової стійкості легкового автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі; експериментальні дослідження фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками для визначення

показників їх курсової стійкості при русі по нерівній дорозі, а також порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання для підтвердження адекватності математичної моделі та отримання нових наукових відомостей.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні науково-практичного завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

1.1. Поняття про курсову стійкість автомобіля категорії М1. Критерії її оцінювання

На сьогодні загальноприйнятого тлумачення терміну «курсова стійкість автомобіля категорії М1», як і «стійкість руху автомобіля категорії М1» не сформульовано. В більшості розглянутих тлумачень межа стійкості або не визначена або, взагалі відсутня.

При цьому в першому випадку не зрозуміло коли стійкість вважати втраченою, а в другому - з одного боку, незмінність оціночних показників є достатньою підставою в судженні про наявність стійкого руху, а з іншого боку – навіть під дією незначних збурювань (наприклад, легкого пориву вітру) стійкість за такого підходу - втрачена (зміна параметрів руху, наприклад, за рахунок еластичності шин).

З точки зору безпеки руху автомобіля категорії М1 останній має рухатись в межах так званого «коридору безпеки». Так, в роботах вчених поперечну стійкість автомобіля категорії М1 вважають достатньою, якщо жодна його габаритна точка не виходить за межі коридора безпеки. Проте, де зустрічається словосполучення «коридор безпеки», автори не наводять самого визначення цього поняття. З огляду на проблему, що досліджується, в даній роботі під «коридором безпеки» розуміється уявний простір, в регламентованих межах якого автомобіль не є причиною небезпеки для руху.

Крім того, в даній роботі під поняттям «курсова стійкість автомобіля категорії М1» прийнято його здатність рухатись без коригуючих дій з боку водія, у тому числі піддією збурюючих сил в регламентованих межах заданого коридору безпеки. Курсова стійкість автомобіля категорії М1 вважається втраченою, якщо його габарити вийшли за межі коридору безпеки [24].

В роботах зазначається, що опорний коридор руху обмежується полосами на відстані 0,25 м з обох сторін від транспортного засобу. Ширина динамічного коридору визначається з урахуванням габаритів автомобіля категорії М1 та його швидкості руху. При цьому зазначається: «ширина динамічного коридору, що

необхідна для безпечного руху автомобіля категорії М1 з високими швидкостями, інколи значно перевищує ширину смуги руху, що встановлена будівними нормами та правилами». Разом з тим керованість автомобіля категорії М1 оцінюється по зміні коридору руху, максимальна ширина якого обмежена за правилами дорожнього руху і становить 3,5 м. До того ж, у відповідності з ДСТУ 3649-2010 «Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» будь-яка частина колісного транспортного засобу під час гальмування не повинна виходити за межі коридору руху шириною 3,5 м.

В даній роботі ширина коридору безпеки B_K визначається з урахуванням тенденції до зменшення ширини смуги руху B_C в містах України (згідно ДБН В.2.3- 5:2018 «Вулиці і дороги населених пунктів» на місцевих житлових вулицях і дорогах усіх населених пунктів ширина смуги руху складає 2,75 м) та з урахуванням того, що автомобіль до початку дії збурення може рухатись в смузі руху з поперечним зміщенням. При цьому ширина коридору безпеки B_K не може бути більшою за ширину смуги руху B_C (незалежно від габаритної ширини транспортного засобу B_a та його швидкості руху v_a). Тоді на основі рівняння, наведеного в роботах вчених, та з урахуванням особливостей зовнішнього дизайну сучасних автомобілів (рис. 1.1.) ширину коридору безпеки запишемо

$$B_K = \begin{cases} (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25, \text{ м якщо } (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25 \text{ м} < B_C, \\ B_C - \text{ в інших випадках} \end{cases}, \quad (1.1.)$$

де B - колія автомобіля категорії М1, м;

$B_{\text{ш}}$ - ширина поперечного профілю шини, м.

Це дозволить спростити (не враховувати геометрію кузова автомобіля категорії М1) розрахунки параметрів курсової стійкості автомобіля категорії М1, прийнявши за початок її втрати вихід габаритних точок коліс із зазначеного коридору. Крім того, такий підхід гармонізує в цьому сенсі різні види колісної техніки (вантажні та пасажирські автомобілі, боліди формули-1, трактори тощо).

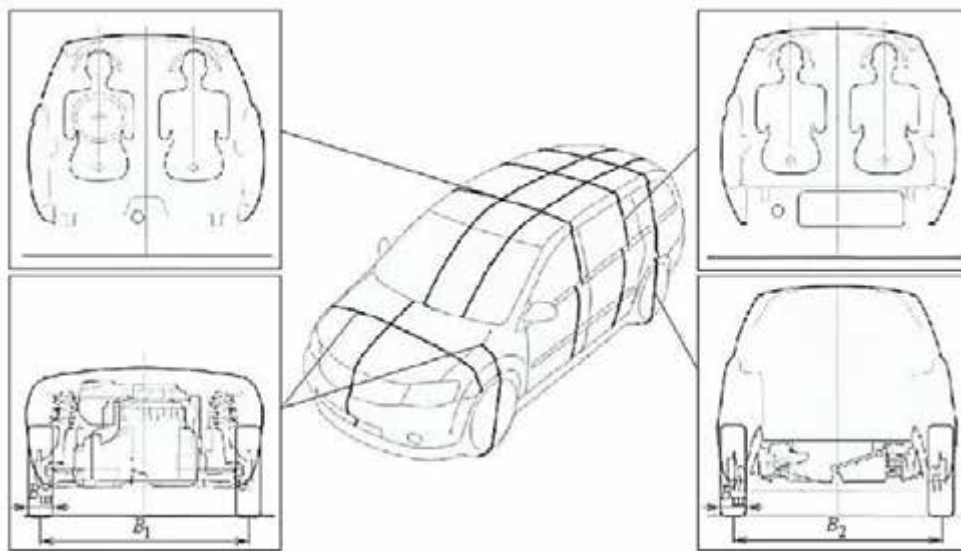


Рис. 1.1. Особливості зовнішньої форми сучасного автомобіля категорії М1

В ДСТУ 3310-96 «Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями» визначається швидкість (критична), при якій відбувається порушення курсової стійкості під час виконання маневру «переставка». Разом з тим в ДСТУ ISO 8855-2014 «Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів» зазначається, що нижче цієї (критичної) швидкості автомобіль з надлишковою поворотністю стійкий, в протилежному випадку стійкість втрачається. При цьому, як зазначається в наведеному вище стандарті, для транспортних засобів з недостатньою та нейтральною поворотністю критичної швидкості не існує.

Варто відзначити, що визначення критичної швидкості при дослідженні курсової стійкості у відповідності з ДСТУ 3310-96 проводиться для руху автомобіля категорії М1, що виконує маневр «переставка», а вимога ДСТУ 3649-2010 стосується тільки одного режиму руху - гальмування. Разом з тим в даній роботі досліджуються прямолінійний рух автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі (п. 1.3), процеси якого суттєво відрізняються від наведених вище.

В роботах науковців (у тому числі досліджується прямолінійний рух автомобіля категорії М1, який колесами певного борта долає дорожню нерівність) зазначається, що дисперсія поперечних відхилень автомобіля категорії М1 від заданої траєкторії достатньо повно характеризує його стійкість руху і дозволяє вести простий та наглядний критерій стійкості, що безпосередньо пов'язаний з безпекою руху - час «виходу» автомобіля категорії М1 за межі динамічного

коридору руху. «Кращим» за стійкістю визначається той автомобіль, який довше знаходиться в межах коридору руху без коригуючих дій з боку водія.

З огляду на зазначене, в даній роботі за основний критерій оцінювання курсової стійкості автомобіля категорії М1 під час його прямолінійного руху прийнято час від початку дії збурення на автомобіль до виходу його габаритів за межі коридору безпеки $t_{\text{вих}}$. Чим довше після початку дії збурення на автомобіль останній залишається в межах коридору безпеки, тим рівень його курсової стійкості вищий, і навпаки.

Варто відзначити, що водій реагує на відхилення автомобіля категорії М1 від заданого курсу з затримкою, що визначається часом, який витрачається на сприйняття (від 0,15с до 0,30с) та осмислення (у відносно простих ситуаціях - від 0,2 с до 0,4 с; складних - від 1,5 - 4 с) інформації, а також часом, що витрачається на формування керуючих дій (поворот керуючого колеса з кутовою швидкістю від 7 рад/с до 9 рад/с без зміни положення рук на ньому може тривати від 0,2с до 0,3с). Крім того, варто враховувати час затримки спрацювання рульового керування від 0,10с до 0,35с. Таким чином, час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху (t_k) може досягати 5с.

Тому, в даній роботі при дослідженні курсової стійкості автомобіля категорії М1 під час його прямолінійного руху прийнято, що у випадку, якщо час руху автомобіля категорії М1 в межах коридору безпеки перевищує 5 с (час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху t_k після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Крім того, значення курсового кута автомобіля категорії М1 ψ та поперечного відхилення його центру мас $\square Y$ (що визначають положення автомобіля категорії М1 в коридорі безпеки) через 1,5 с (верхня межа часу реакції водія t_p після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля категорії М1.

1.2. Шляхи поліпшення показників курсової стійкості автомобіля категорії М1

На сьогодні з метою поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії М1 широко використовують алгоритми роботи автоматичного керування його

динамічними властивостями. Так, для поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії M1, що гальмує, використовують антиблокувальну систему ABS (*Antilock Braking System*); що прискорюється - систему керування тяговими зусиллями TCS (*Traction Control System*); при повному і частковому гальмуванні, русі накатом, розгоні, обгоні, та у випадку екстремальних маневрів - система електронного контролю стійкості ESP (*Electronic Stability Control*). При гальмуванні автомобіля категорії M1 на опорній поверхні, яка має змінний коефіцієнт зчеплення, дії поривів вітру, за наявності значної різниці сил опору руху між бортами автомобіля категорії M1 значне поліпшення стійкості автомобіля категорії M1 досягається використанням системи активного рульового керування, яка налаштована на сумісну роботу з системою ESP. Крім того, поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії M1 досягається отриманням необхідних властивостей його шин (шляхом конкретних змін їх конструктивних елементів, їх матеріала та технології виготовлення).

Відомо, що системи активних підвісок мають потенціал з поліпшення стійкості та керованості автомобіля категорії M1 при русі по нерівній дорозі. Проте, наукових робіт, які спрямовані на поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії M1 при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами активної підвіски не виявлено. Крім того, з огляду на інформацію, яка доступна у вільному доступі, можна дійти до висновку, що робочі процеси активних підвісок автомобіля категорії M1, в першу чергу, спрямовані на поліпшення його комфортабельності руху (а не його безпеки). Так, наприклад, відома система MBC (*Magic Body Control*) на офіційному сайті *Mercedes-Benz* [44] представлена в розділі «комфорт» а не в розділі «безпека». Варто відзначити, що для поліпшення стійкості та керованості автомобіля категорії M1 з активною підвіскою має бути змінено алгоритм керування її робочими процесами, хоча при цьому слід очікувати певного погіршення плавності ходу.

У розглянутих інформаційних джерелах не виявлено систем, які призначені безпосередньо для поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії M1 при його русі по нерівній дорозі. При чому, зазначені системи можуть поліпшити курсову стійкість автомобіля категорії M1 лише після збурюючого впливу дорожньої нерівності шляхом усунення наслідків, а не причин збурення.

Для визначення пріоритетного шляху поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі за рахунок мінімізації збурюючого впливу дорожньої нерівності (тобто, усунення причини, а не наслідків) доцільно провести аналіз факторів, що впливають на характер руху автомобіля категорії М1 в зазначених умовах.

1.3. Курсова стійкість автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі та фактори, що на неї впливають

Зміна положення автомобіля категорії М1 в просторі визначається сукупністю сил, що діють на нього. При цьому існує група сил, що в певних межах регулюються водієм або автоматичним керуючим пристроєм (змінюю поперечних сил на керованих колесах, тягових або гальмівних сил тощо). До іншої групи належать сили, що змінюються по випадковим законам, які не залежать від бажання водія (аеродинамічні сили, динамічні реакції нерівної опорної поверхні на колеса автомобіля категорії М1 тощо). Таким чином, характер руху автомобіля категорії М1 обумовлений дією сукупності сил, що в тій чи іншій мірі є випадковими. Разом з тим основною причиною відхилення автомобіля категорії М1 від заданої траєкторії вважають збурення від дорожніх нерівностей.

Відомо, що нерівності опорної поверхні призводять як до вимушених коливань автомобіля категорії М1 [45], так і до вільних, що виникають вже після переїзду нерівностей. Тому при русі автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі, зазвичай, досліджується його плавність ходу, паливна економічність та ефективність використання. В залежності від ступеня рівності покриття змінюються рівень коливань автомобіля категорії М1 (комфортабельність); витрати енергії на коливання (економічність), середня швидкість руху (ефективність використання) та міжремонтний пробіг (надійність).

При цьому все більше уваги науковці приділяють дослідженню активної безпеки автомобіля категорії М1 при його русі по нерівній дорозі. Так, ще у 1951 році Р. В. Ротенберг писав [48]: «На дорогах з нерівною поверхнею стійкість автомобіля категорії М1 може також погіршуватись в результаті перемінного тиску коліс на дорогу, а найчастіше і їх відриву від поверхні дороги».

Дорожні нерівності характеризуються формою профілю (синусоїдальною,

параболічною, прямокутною тощо, його розмірами (довжиною, висотою) та взаєморозташуванням.

Нерівності опорної поверхні прийнято класифікувати в залежності від їх впливу на автомобіль. Розрізняють нерівності макропрофілю, мікропрофілю та шорсткості покриття. При цьому відмічається, що перші та останні майже не впливають на процес коливання автомобіля категорії М1 (нерівності макропрофілю помітно впливають лише на роботу двигуна та трансмісії, а шорсткості поглинаються шинами).

Мікропрофіль опорної поверхні є одним з найбільш суттєвих чинників, який призводить до появи динамічності реакцій в контакті колеса з опорною поверхнею. До того ж мікропрофіль безпосередньо впливає на процес коливання автомобіля категорії М1. Тому далі розглянуто вплив нерівностей мікропрофілю на курсову стійкість автомобіля категорії М1.

Мікропрофіль складається з нерівностей (крок нерівностей лежить у межах від 0,1 м до 100 м). При цьому нерівності висотою до 1 см при довжині, що не перевищує довжину відбитка шини, зазвичай називають шорсткостями. Мінімальна довжина нерівності мікропрофілю приймається від 0,2 м до 0,4 м. При збільшенні маси автомобіля категорії М1, а також висоти нерівностей, нормальні реакції нерівної опорної поверхні зростають. При цьому збільшення кута атаки дорожньої нерівності призводить до зменшення коефіцієнту стійкості автомобіля категорії М1 проти заносу.

Було проведено аналіз збурюючого впливу від нерівностей дороги на транспортний засіб. Автор наголошує, що інтенсивну збурюючу дію мають хвилеподібні ділянки асфальтованих доріг. Вимірювання та статична обробка таких ділянок показали, що найбільш поширені довжини хвиль від 1,5 м до 4,5 м.

Разом з тим гармонічні нерівності можуть бути одиничними, як з від'ємною висотою (вибоїни, гострі краї якої згладжені під дією коліс автотранспортних засобів), так і з додатною (наприклад, виступи в області люків (рис. 1.2)) [53].



Рис.1.2. Дорожнє покриття на вул. Милославська м. Києва

При цьому в загальному випадку профіль дороги під лівими та правими колесами неідентичний, а кореляції розподілу нерівностей по бортах транспортного засобу практично відсутня.

При дослідженні взаємодії колеса автомобіля категорії М1 з нерівною поверхнею дороги часто обирають гармонічний (у відповідності зі стандартизованою методикою розрахунку плавності ходу автомобіля категорії М1) профіль нерівностей. Характерний для гармонічної нерівності профіль (рис. 1.2.) дозволяє в області плями контакту шини розглядати опорну поверхню нерівності як площину, що змінює свою висоту та нахил відносно горизонту (кут атаки нерівності). Це суттєво спрощує математичне моделювання процесів, які відбуваються при взаємодії еластичної шини з нерівною поверхнею дороги.

З огляду на зазначене, в даній роботі досліджується рівномірний прямолінійний рух з максимально допустимою швидкістю в населених пунктах України 13,9 м/с (50 км/год) технічно справного автомобіля категорії М1 (рекомендований тиск в шинах, відсутність люфтів в системі рульового керування автомобіля категорії М1 та в його підвісці, а також за кінематичної узгодженості останніх), з вільним рульовим колесом, по нерівній дорозі, що на шляху коліс лівого борту автомобіля категорії М1 має одиничну нерівність гармонічного профілю (висота нерівності h_q обмежена амплітудою косинусоїди 0,07 м, а довжина l_q – її періодом 1,00 м).

Аналіз інформаційних джерел показує, що існує багато факторів, які впливають на курсову стійкість автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі. За впливом конструктивних елементів автомобіля категорії М1 на ці

фактори, останні можна розділити на дві групи: фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в контактї еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги (розглянуто в п.1.3.1) та фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в системі рульового керування автомобіля категорії М1 (розглянуто в п. 1.3.2). При цьому як перша так і друга група факторів залежать від робочих процесів підвіски автомобіля категорії М1 (розглянуто в п. 1.3.3).

1.3.1. Процеси в контактї еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги

Сили, що діють на транспортний засіб (керуючі та збурюючі, за винятком аеродинамічних) генеруються в плямі контакту шини з опорною поверхнею дороги, розміром з долоню людини (рис. 1.3.). Тому знання процесів, що відбуваються в контактї шини з нерівною поверхнею дороги є важливим аспектом розуміння динаміки руху автомобіля категорії М1 в цілому.

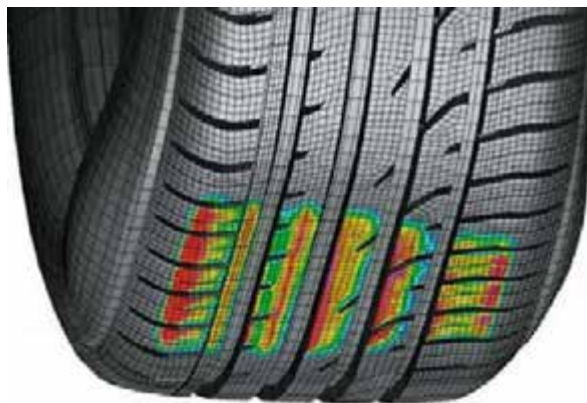


Рис. 1.3. Пляма контакту між шиною та дорогою

Під дією динамічних навантажень, що виникають в контактї автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги, еластична шина деформується не тільки в радіальному напрямку (радіальна жорсткість шини), але й в тангенційному (тангенційна жорсткість шини) та бічному (бічна жорсткість шини), крім того, шина може закручуватись в плямі контакту (кутова жорсткість шини). Звісно ці процеси супроводжуються силами і моментами, що обмежені силами зчеплення, і діють через жорсткий обід, диск та маточину на систему рульового керування автомобіля категорії М1 (розглянуто в підрозділі 1.3.2.) та його підвіску (розглянуто в підрозділі 1.3.3.).

При цьому навіть за абсолютно жорсткого колеса траєкторія його центру буде відрізнятись від профіля нерівності опорної поверхні (чим більший радіус колеса, тим збурення від опорної поверхні буде меншим). При наїзді надорожню нерівність еластичної шини, що пом'якшує силу удару, зменшуються вертикальні прискорення підресорених мас. Такі особливості шини характеризують відповідно її згладжуючі та поглинаючі властивості.

В свою чергу, згладжуюча властивість колеса автомобіля категорії M1 проявляється в тому, що вісь колеса описує більш плавну траєкторію в порівнянні з контурами нерівності, а поглинаюча - в тому, що підйом осі колеса виявляється меншим висоти нерівності. Разом з тим науковець зазначає, що еластична шина згладжує дорожні нерівності та поглинає удари. Проте, сама шина (за рахунок власної неоднорідності) може стати джерелом збурювання. Неоднорідність проявляється у виникненні сил, що визивають коливання автомобіля категорії M1, а також відхиляють автомобіль від прямолінійного або заданого напрямку руху, тобто погіршують курсову стійкість автомобіля категорії M1.

Траєкторія осі обертання колеса з еластичною шиною, що обкочує нерівності, залежить від її пружних якостей (пневматичні шини низького тиску більш еластичні, що забезпечує м'який хід по нерівній дорозі та швидкості руху (чим вища швидкість руху, тим більше поглинаються нерівності. При цьому наїзд колеса на дорожню нерівність супроводжується динамічними навантаженнями, під дією яких еластична шина деформується.

При наїзді колеса автомобіля категорії M1 *Audi A6* на дорожню нерівність її нормальна реакція може збільшитись 6,5-9 разів. Але наголошується, що при переїзді через нерівність можливе небезпечне зменшення навантаження на покриття в плямі контакту і відповідно зменшення сил зчеплення шини з нерівною дорогою (при значних коливаннях можливий відрив шини від поверхні покриття з втратою можливості керування). В свою чергу зниження коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою, збільшує небезпеку заносу при існуванні різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

Крім того, при обкочуванні нерівності можливе виникнення кутового прискорення обертання колеса автомобіля категорії M1 навіть за його (автомобіля

категорії M1) постійної швидкості. Наприклад, через збільшення або зменшення шляху, що пройдено, центром колеса (в залежності від форми нерівності) та (або) зміни його радіуса кочення тощо. Враховуючи, що автомобільне колесо має момент інерції, кутове прискорення його обертання супроводжуватиметься інерційним моментом, що в свою чергу впливає на значення тангенційних реакцій в контактї колеса з дорогою. Таким чином, під час долання нерівності опорної поверхні її тангенційна реакція на колесо автомобіля категорії M1 змінюється не тільки за значенням (по модулю), але й за напрямком.

Проведений аналіз процесу наїзду колеса на нерівність подібну на край вибоїни. Після наїзду на нерівність збільшення вертикального навантаження призводить до збільшення опору коченню шини, після чого зазначені параметри поступово повертаються до своїх початкових значень. Крім того, внаслідок зміни радіуса колеса, останнє має обертатися з іншою кутовою швидкістю. Ці процеси супроводжується появою додаткових напружень в плямі контакту (зміна радіуса кочення колеса призводить до виникнення тангенційних реакції дороги, які змінюються як за модулем, так і за напрямком). При з'їзді колеса з нерівності виникають аналогічні сили, але протилежні за напрямком дії. Також відомо, що при поновленні контакту (після відриву) ведучих коліс з дорогою, відбувається їх проковзування.

В роботі досліджується вплив швидкості руху на повздовжню силу, що діє в плямі контакту при переїзді колеса нерівності за умов неможливості його вертикального переміщення. Отримані результати дають можливість наглядно оцінити вплив швидкості руху на зміну повздовжніх сил, що діють в плямі контакту колеса з нерівною дорогою. Так, при наїзді на нерівність до швидкості 40 км/год повздовжні сили від'ємні і зростають по модулю, після - зменшуються; при з'їзді з нерівності повздовжні сили додатні і змінюються аналогічно, тільки цей «перехід» спостерігається приблизно на швидкості 60 км/год.

Доведено, що в залежності від швидкості руху автомобіля категорії M1, висоти нерівності та її довжини, динамічні навантаження в контактї автомобільного колеса з опорною поверхнею змінюється як за значенням (в широких межах), так і за напрямком.

При наїзді колеса на нерівність, окрім вертикальних та повздовжніх сил,

на нього також діють значні бічні навантаження, під дією яких кочення еластичного колеса відбувається з бічним відведенням. J. R. Ellis зауважує: «Стійкість автомобіля категорії M1 в основному визначається початковим кутом нахилу кривої залежності бічної сили від кута відведення, що називається коефіцієнтом опору відведення». В працях значення коефіцієнту бічному опору відведенню визначають як одну з найбільш важливих характеристик шин. Для його визначення використовуються як лінійні, так і нелінійні теорії відведення. Аналіз зазначених теорій проведений в роботах.

Бічна сила F_y , яку може сприймати шина, та її стабілізуючий момент $M_{ст}$ залежить не тільки від кута відведення δ , а й від вертикального навантаження F_z , (рис. 1.4, а), поздовжньої сили F_x (рис. 1.4, б) та кута розвалу γ_s (рис. 1.4, в).

Надалі зазначається про так званий ефект «релаксації» шини, що виникає під час її кочення з відведенням по нерівній опорній поверхні. При зменшенні нормального навантаження доля плями контакту (рис. 1.3.), в якій відбувається ковзання елементів шини, збільшується. В цей час бортові стінки шини прагнуть випрямитись (особливо інтенсивно цей процес проходить при повному відриві колеса від опорної поверхні). При поновленні контакту для відновлення бічної сили шина має прокотитися певну відстань, пройшовши період релаксації («*relaxation length*»). Таким чином потенційні можливості сприймання бічних сил шиною при її коченні по нерівній дорозі зменшуються.

J. R. Ellis в своїй роботі зазначає, що нерівності дороги призводять до зміни вертикального навантаження на колесо автомобіля категорії M1, в результаті чого змінюється бічна сила F_y , що діє на його шину. Варто відзначити, що ця сила (F_y), при зміні по синусоїдальному закону вертикальної координати центру колеса V_z , має інший (не синусоїдальний) характер зміни (рис. 1.5.).

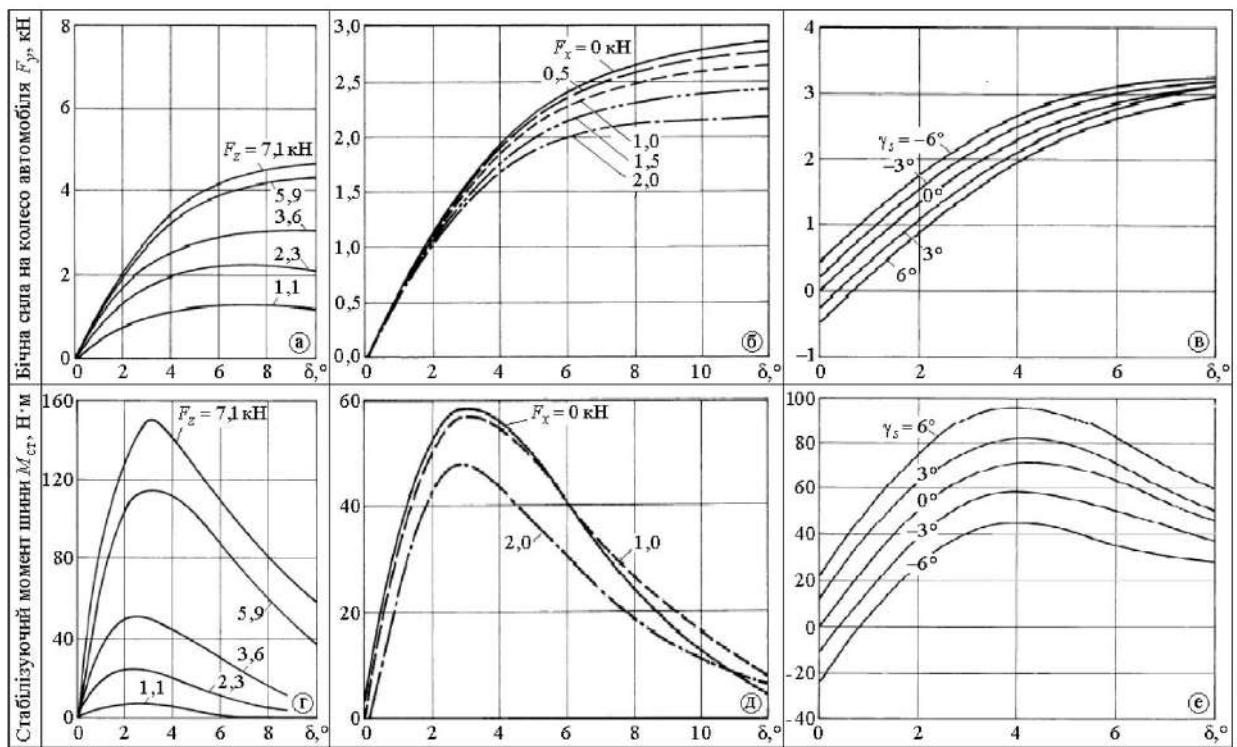


Рис.1.4. Залежності бічної сили на колесо автомобіля F_y категорії М1 та стабілізуючого моменту шини $M_{ст}$ від кута відведення δ , при різних значеннях вертикального навантаження F_z (а, г), повздовжньої сили F_x (б, д) та кута розвалу γ_s (в, е)

Аналізуючи результати експериментальних досліджень, представлених в літературних джерелах, зазначає, що зменшення бічної сили, яка сприймається колесом при заданому куті відведення, залежить від частоти коливання радіального навантаження і від швидкості кочення колеса. При цьому, аналізуючи причини зменшення середнього значення бічної сили під час дії на колесо перемінного навантаження, виділяє нелінійний характер залежності між коефіцієнтом опору бічного відведення та нормальним навантаженням. Також зазначено, що при постійних кутах відведення зі збільшенням частоти та амплітуди коливань нормального навантаження середня бічна сила зменшується.

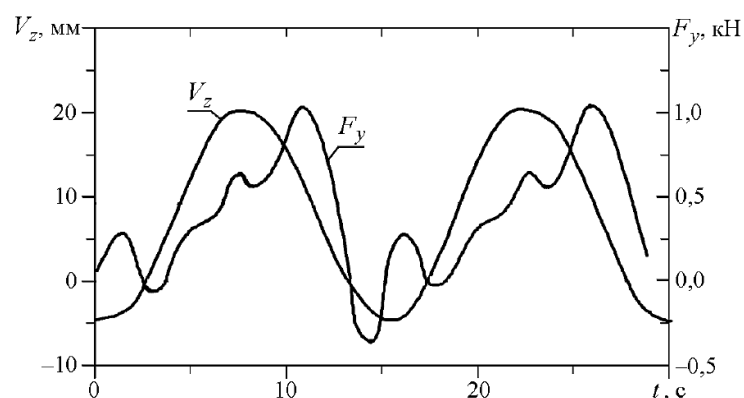


Рис. 1.5. Залежності зміни бічної сили F_y , що діє на колесо автомобіля категорії М1, яке котиться з постійним кутом відведення та зі зміною по синусоїдальному закону вертикальної координати його центру V_z , від часу t

Наведені графічні залежності (рис. 1.4. та 1.5.) дають можливість оцінити вплив факторів, що виникають під час руху автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі, на роботу шини, її вплив на стабілізацію керованих коліс автомобіля категорії М1 та його курсову стійкість. Проте, слід зазначити, що стабілізуючі моменти шин не суттєво впливають на характер рискання автомобіля категорії М1, але істотно впливають на роботу його системи рульового керування.

1.3.2. Процеси, що виникають в рульовому керуванні автомобіля категорії М1 під час його руху по нерівній дорозі

Під час руху автомобіля категорії М1 по нерівній дорозі його керовані колеса можуть самовільно відхилитися від заданого положення. Наведені в роботі результати досліджень свідчать, що коливання керованих коліс відносно осей їх повороту суттєво впливають на курсову стійкість автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі. Доведено, що в зазначених умовах курсове відхилення автомобіля категорії М1 за абсолютною величиною збільшується в декілька разів.

Причини самовільного відхилення керованих коліс автомобіля категорії М1 від заданого положення при русі по нерівній дорозі можна згрупувати наступним чином:

- 1) дія моментів відносно осей повороту керованих коліс, що виникають за наявності різниці по бортах складових рівнодіючих реакцій опорної поверхні;
- 2) дія гіроскопічних моментів відносно осей повороту керованих коліс, що виникають при зміні їх кутів нахилу кочення;
- 3) вплив збурюючого моменту від дисбалансу колеса автомобіля категорії М1;
- 4) вплив кінематичної неузгодженості рульового приводу з напрямним пристроєм підвіски.

З урахуванням умов руху, що досліджуються (п. 1.3), третя та четверта групи причин відхилення керованих коліс автомобіля категорії М1 від заданого

положення далі не розглядається.

В загальному випадку на характер відхилення керованих коліс автомобіля категорії М1 відзаданого положення та їх стабілізацію впливають: моменти опору повороту, обумовлені рівнодіючими повздовжніх сил відносно осей шворня; швидкісні стабілізуючі моменти, обумовлені дією рівнодіючих бічних сил відносно осей шворня; вагові стабілізуючі моменти; стабілізуючі моменти шин, що виникають при їх коченні з відведенням; моменти опору повороту шин під час руху; інерційні моменти; гіроскопічні моменти; моменти опору сухого та в'язкого тертя в системі рульового керування автомобіля категорії М1 тощо.

Збурюючим впливам дорожніх нерівностей протидіють стабілізуючі моменти шин (процеси, що виникають в контактні еластичної шини з нерівною поверхнею дороги розглянуто в пункті 1.3.1) та моменти їх опору повороту під час кочення. Відомо, що поворот автомобільного колеса під час його кочення супроводжується закручуванням тіла шини (між контактним відбитком та жорстким ободом). Причому, кут закручування з одного боку залежить від інтенсивності оновлення елементів шини, що вступають в контакт з опорною поверхнею дороги (залежить від кутової швидкості обертання колеса автомобіля категорії М1 і геометричних параметрів контактного відбитка), а з іншого - від кутової швидкості повороту керованого колеса відносно осі його повороту.

Також, збурюючим впливам дорожніх нерівностей протидіють інерційні моменти керованих коліс. Так, збільшений вдвічі приведений до осей повороту керованих коліс момент інерції зменшує амплітуду їх відхилень на 30%, а дія гіроскопічного моменту підвищує коефіцієнт стійкості автомобіля категорії М1 до 0,6%.

Крім того, на зменшення відхилення керованих коліс та демпфування дорожніх збурень чинить тертя у вузлах рульового керування. Так, рульові механізми з зоною підвищеного тертя забезпечують зменшення амплітуди відхилення керованих коліс в 1,5...1,8 рази, однак, при цьому їх кути недоходження (в нейтральне положення) збільшуються в 1,9...2,0 рази. Чим більший момент тертя в рульовому механізмі, тим нижче його зворотній коефіцієнту корисної дії (ККД) і, відповідно, гірша стабілізація керованих коліс. Якщо значення зворотного ККД нижче 0,5, рульове керування стає незворотнім, а його строк служби (в

наслідок жорсткого сприймання поштовхів від збурень) скорочується. Тому, зворотній ККД має бути в межах 0,5...0,6. Крім того, тертя в системі рульового керування має бути таким, щоб водій міг відчувати через рульове колесо взаємодію шин з дорогою.

Найбільш повно зазначеним вимогам відповідає рейковий рульовий механізм, який найчастіше зустрічається на легкових автомобілях категорії М1. Його прямий та зворотній ККД становить 0,9 а для демпфірування ударів може використовуватись амортизатор рульового керування. Ефективним демпфером, також слугує гідропідсилювач рульового керування, робота якого сприяє зменшенню кутових відхилень керованих коліс в 1,8...2,2 рази.

Варто відзначити, що більшість із зазначених моментів як і ті, що впливають на відхилення керованих коліс від заданого положення, так і ті, що впливають на їх стабілізацію, залежать від установчих параметрів передньої підвіски, які з її ходом можуть змінюватись (розглянуто в пункті 1.3.3.).

1.3.3. Процеси в підвісці автомобіля категорії М1, що супроводжують його рух по нерівній дорозі

Відомо, що дослідники курсової стійкості автомобіля категорії М1 недостатньо приділяють уваги процесам роботи його підвіски. При цьому фізичні процеси, які призводять до втрати курсової стійкості автомобіля категорії М1 при його русі по нерівній дорозі, у тому числі ті, що виникають в контактні колеса автомобіля категорії М1 з опорною поверхнею (п. 1.3.1.) та в системі його рульового керування (п. 1.3.2.), в значній мірі залежать від робочих процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля категорії М1.

Підвіска автомобіля категорії М1 призначена для зменшення динамічних навантажень під час передачі сил, що виникають в контактні шини з опорною поверхнею дороги. У загальному випадку, підвіска складається з пружного, напрямного та гасильного пристроїв, а також, іноді до складу включають стабілізатор поперечної стійкості. На сьогодні існують різноманітні конструкції підвісок автомобіля категорії М1. Їх класифікують за типом напрямного пристрою (Макферсон, двоважільна, багатоважільна, на косих важелях, Де Діон тощо), пружного пристрою (пневматичні, торсіонні, пружинні тощо), а також за

способом керування їх параметрами та вертикальним переміщення колеса автомобіля категорії M1 по відношенню до його несучої системи (пасивні, адаптивні, активні тощо).

Напрямний пристрій підвіски визначає траєкторію переміщення коліс автомобіля категорії M1 відносно його несучої системи та передає всі сили і моменти, що діють між ними. На сучасних легкових передньопривідних автомобілях категорії M1x найбільш поширені напрямні пристрої підвісок типу Макферсон, при цьому на автомобілях категорії M1 класичної компоновки найбільш розповсюджені (зустрічається в 53% автомобілів класичної компоновки) двоважільні підвіски.

З огляду на те, що теоретичні (розділ 2 та 3) та експериментальні (розділ 4) дослідження курсової стійкості автомобіля категорії M1 по нерівній дорозі проведені для автомобіля категорії M1 з класичною компоновкою, подальші дослідження проводяться на прикладі прямого пристрою незалежної двоважільної підвіски (рис. 1.6.). Варто відзначити, що в розробленій математичній моделі (п. 2.1) приведені до коліс автомобіля категорії M1 параметри підвіски визначаються з урахуванням її передаточних функцій (їх можна визначити для підвіски любого типу).

З ходом двоважільної підвіски f змінюються її установчі параметри (рис. 1.7.), що, в свою чергу, впливають як на процеси в контактній шині з опорною поверхнею (1.3.1.) (зміна колії Δb (рис. 1.7., а) супроводжується появою бічних сил, а зміна кута розвалу γ_S (рис. 1.7, б) впливає на поперечні складові рівнодіючої реакції опорної поверхні та стабілізуючий момент шини (рис. 1.4., в)), так і на процеси, що діють в рульовому керуванні (наприклад, зміна поперечного та поздовжнього кутів нахилу осей повороту керованих коліс автомобіля категорії M1 впливає на моменти, що обумовлені дією нормальних, тангенціальних та бічних реакцій опорної поверхні, а кутова швидкість зміни кутів розвалу - на гіроскопічний момент тощо).

Кінематичні параметри обраного прямого пристрою також впливають на зміну положення осі поперечних кутових коливань (осі крена) кузова автомобіля категорії M1, які впливають на його курсову стійкість. При цьому в середньому статичні значення висот центрів крену передньої та задньої підвісок

легкових автомобілів знаходяться в межах: для передньої підвіски від 0,00 м до 0,13 м; для задньої - від 0,08 м до 0,25 м. Крім того, вісь крену має незначний (максимум 6 градус) кут нахилу вперед. Варто відзначити, що з креном кузова автомобіля категорії М1 з незалежною двоважільною підвіскою його колеса нахилиються в той же бік.

Напрямний пристрій двоважільної підвіски (рис. 1.6.) також впливає на передачу внутрішніх сил (наприклад, потенційної сили від стискання циліндричної пружини, та буферів обмеження ходу, опору переміщення штока амортизатора, тощо) до колеса автомобіля категорії М1. Ці властивості підвіски залежать від геометричних параметрів її прямого пристрою (плеча обкатки, поперечного кута нахилу осі повороту колеса, кутів нахилу верхнього та нижнього важелів, а також положення пружного та гасильного пристроїв підвіски і описуються передаточними функціями по силі i_y та переміщенню i_x .

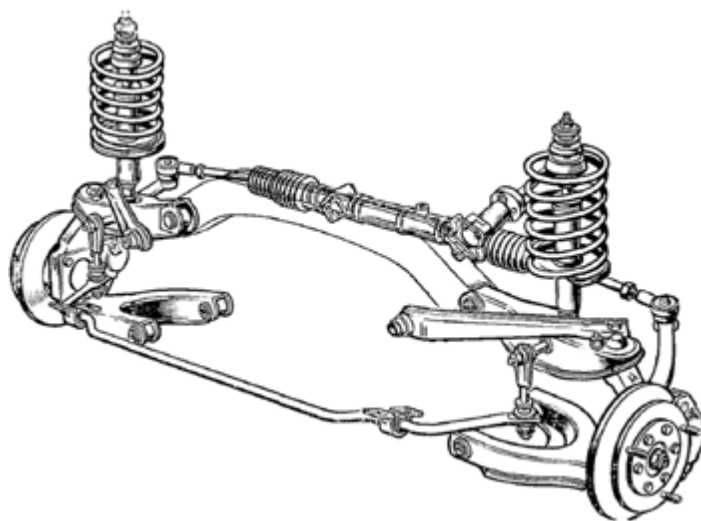


Рис. 1.6. Двоважільна підвіска автомобіля категорії М1 *Renault* моделей 12, 15, 18, 20, 30

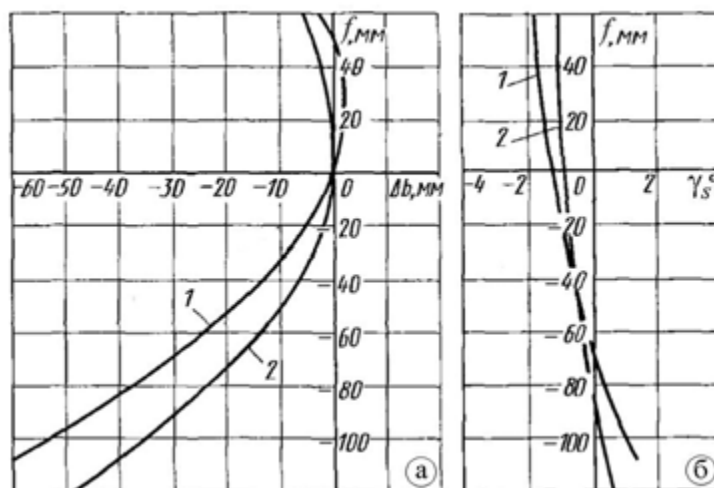


Рис. 1.7. Залежності зміни колії Δb (а) та розвалу γ_S (б) коліс передніх підвісок автомобілів «Audi 200 5T» (крива - 1) та «Renault 20» (крива - 2) від їх ходу f

Зважаючи на те, що рух автомобіля категорії M1 по нерівній опорній поверхні супроводжується зміною ходу підвіски, геометричні параметри її напрямного пристрою також будуть змінюватись. Відповідно передаточні функції підвіски i_y та i_x з її ходом будуть змінюватись, що впливає на передачу внутрішніх сил від пружних та гасильних пристроїв підвіски до колеса автомобіля категорії M1.

Так, наприклад, навіть за використання пружного елемента з лінійною характеристикою, пружна характеристика двоважільної підвіски має нелінійний характер, тобто приведена до колеса жорсткість підвіски змінюється з її ходом. Відповідно напрямний пристрій підвіски впливає на характер вертикального переміщення колеса, що, в свою чергу, впливає на сили в контакті шини з опорною поверхнею (пункт 1.3.1) та процеси, що відбуваються в системі рульового керування автомобіля категорії M1 (пункт 1.3.2).

В свою чергу, пружний пристрій підвіски автомобіля категорії M1 (в більшості легкових автомобілів циліндрична вита пружина) призначений для перетворення енергії поштовхів і ударів, що виникає при доланні нерівностей дороги, в потенційну енергію пружного елемента. При цьому ударні навантаження від дорожніх нерівностей перетворюються в коливання підресорених та непідресорених мас автомобіля категорії M1. Тому, в конструкцію підвіски включають дисипативні пристрої, що перетворюють механічну енергію коливань в теплову.

Дисипативну дію виконує тертя в елементах підвіски. Опір тертя в рівній мірі діє як на ході стискання так і на ході відбою підвіски. Тому на ході стискання підвіски виникає ефект зростання її жорсткості і, якщо імпульс з боку нерівності не достатній для долання цієї жорсткості, він передається несучій системі (фактично роботу підвіски заблоковано). Тому, тертя в елементах підвіски прагнуть мінімізувати, а в якості демпфера в більшості підвісок використовується амортизатор. При цьому на ході стискання опір амортизатора зазвичай менший за його опір на ході відбою. Така характеристика амортизатора

дозволяє зменшити дію поштовхів від нерівності на несучу систему автомобіля категорії М1.

Характеристики циліндричної пружини та телескопічного амортизатора компромісні і відповідають лише визначеним умовам руху (характерно для пасивних підвісок). Разом з тим ще в 1960 році зазначено, що можна створити таку підвіску, яка при «піджимі» коліс до кузова під час їх наїзді на нерівності дороги передавала б лише незначні збурюючі імпульси. На сьогодні це реалізовано в активних підвісках автомобіля категорії М1, які можуть не тільки «піджимати» колеса до кузова, але й «бачити» (наприклад, системою сканування дорожнього полотна (*Road Surface Scan*)) (рис. 1.8.) на своєму шляху дорожні нерівності.

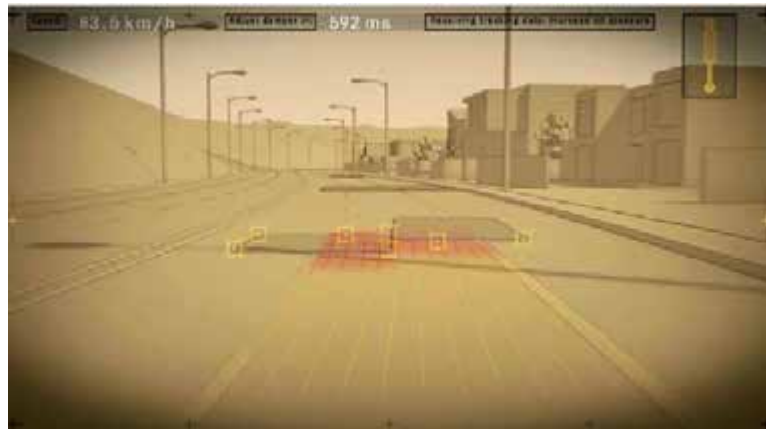


Рис. 1.8. Візуалізація роботи системи (*Road Surface Scan*), що сканує дорожнє полотно на відстані до 15 м і розпізнає геометричні параметри дорожніх нерівностей з похибкою до 3 мм до наїзду на неї колесом автомобіля

Пріоритетний шлях поліпшення курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі передбачає керування робочими процесами його активної підвіски. З огляду на технічні можливості сучасних систем активних підвісок керування вертикальним переміщенням колеса автомобіля категорії М1 по відношенню до його несучої системи може відбуватись до наїзду на дорожню нерівність, нейтралізуючи дестабілізуючу дію в контакті його шини з опорною поверхнею дороги та системі його рульового керування. Це сприяє подовженню терміну роботи ходової частини автомобіля категорії М1, зменшенню витрат енергії на відновлення заданої швидкості і, як наслідок, поліпшенню його екологічної безпеки. При цьому курсова стійкість автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі може бути поліпшена шляхом усунення причин (а не наслідків) збурюючого впливу дорожньої нерівності.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

2.2 Математична модель руху автомобіля по нерівній дорозі

Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі передбачає визначення його поточного положення в коридорі безпеки та час від початку збурення до виходу габаритів автомобіля за межі зазначеного коридору. З урахуванням особливостей зовнішнього дизайну сучасного автомобіля (рис. 1.1) в даній роботі прийнято (п. 1.1) судити про початок виходу транспортного засобу за межі коридору безпеки по координатам габаритних точок його коліс (визначаються з урахуванням координат центру колеса, його габаритів та кутів повороту і розвалу). Для визначення координат характерних точок автомобіля в нерухомій системі координат тіла відліку (опорної поверхні) та моменту їх виходу за межі коридору безпеки введено нерухому та рухомі системи координат (рис. 2.1). В роботі прийнята індексація параметрів, яка складається з груп літер (на першому місці) та цифр (на другому місці). Прописні літери без штриха в індексації параметру (координати точок, швидкості, прискорення, сили) свідчать про його належність до рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$; прописні літери зі штрихом – до нерухомої системи координат $X_O Y_O Z_O$, рядкові літери – до рухомої система координат $X_C Y_C Z_C$. При цьому в індексації реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля прийнято рядкові літери, а проєкції цих реакцій на осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ – прописними літерами. В прийнятій індексації перша цифра (за наявності) індексу відповідає номеру осі автомобіля («1» – передня вісь, «2» – задня), друга – борту автомобіля («1» – лівий борт, «2» – правий)). Крім того, верхнім індексом «а» позначено передній (у відповідності з орієнтацією автомобіля) шарнір важеля напрямного пристрою підвіски, а верхнім індексом «б» – заданій (рис. 2.1).

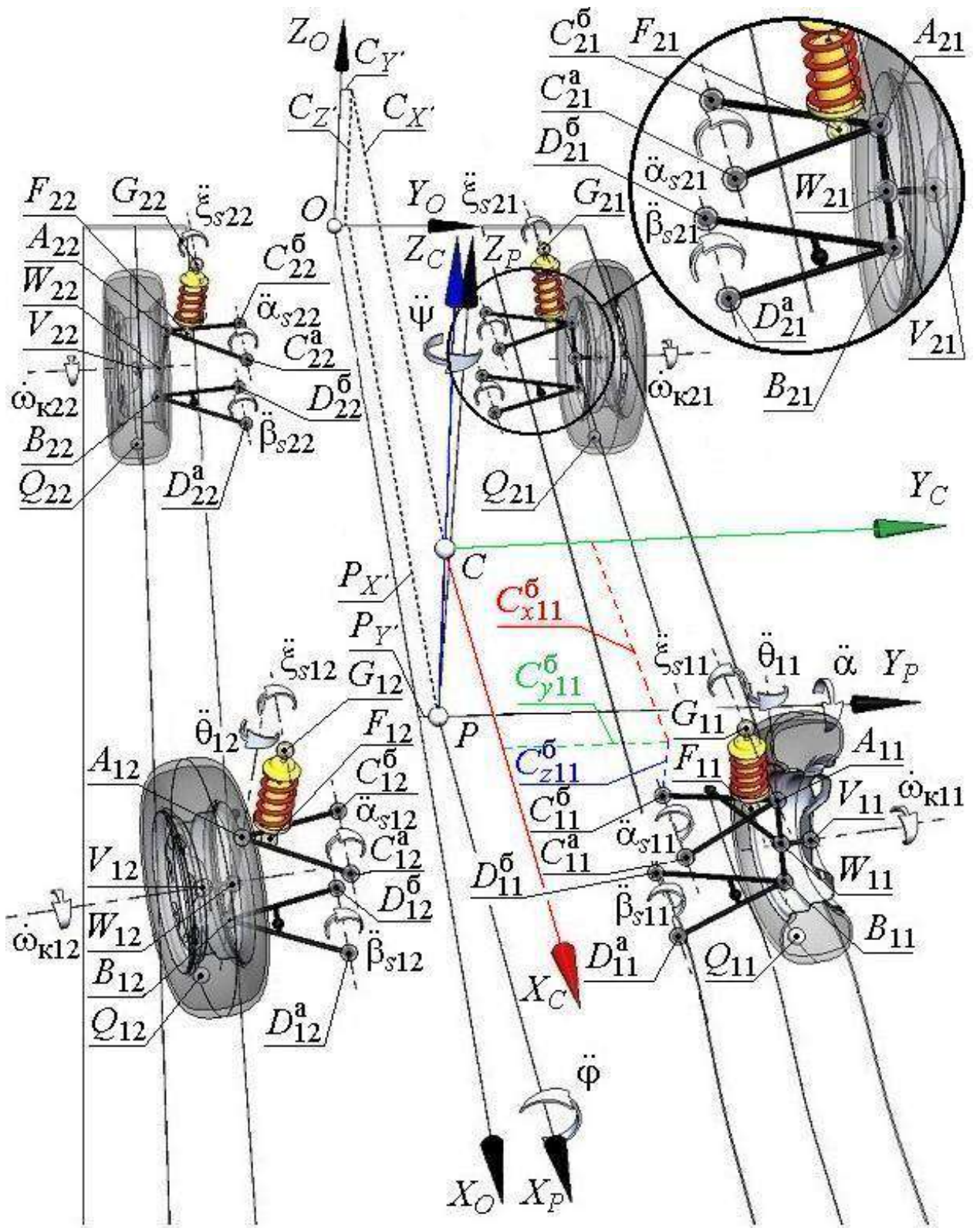


Рисунок 2.1 – Схема до визначення координат характерних точок автомобіля в нерухомій та рухомих системах координат

Нерухома система координат $X_OY_OZ_O$, жорстко зв'язана з опорною поверхнею (тілом відліку). Початок нерухомої системи координат (точка O) знаходиться на перетині горизонтальної площини опорної поверхні, повздовжньою площини її симетрії, та поперечної площини, що співпадає з початком відліку руху автомобіля (рис. 2.1).

Рухома система координат автомобіля $X_CY_CZ_C$ жорстко зв'язана з його центром підресорених мас M_{Π} (в точці C), має шість ступенів вільності (повздовжні, поперечні та вертикальні лінійні переміщення, а також кутові вздовж осей крену, тангажу та вертикальної осі) відносно нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$ (опорної поверхні). На початку моделювання руху автомобіля його повздовжня X_CZ_C та поперечна Y_CZ_C площини співпадають, відповідно з повздовжньою X_OZ_O та поперечною Y_OZ_O площинами нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$.

Колеса передньої осі (керованої) по відношенню до рухомої системи координат $X_CY_CZ_C$ (несучої системи автомобіля) з урахуванням кінематичних зв'язків напрямних пристроїв підвісок (розглянуто в пункті 2.1.3) та роботи рульового керування (розглянуто в пункті 2.1.2) мають п'ять ступенів вільності (вертикальні та бічні лінійні переміщення, зміна кута розвалу, повороту відносно осі обертання та осі повороту керованого колеса); колеса задньої осі (ведучої) – чотири ступені вільності (вертикальні та бічні лінійні переміщення, зміна кута розвалу та повороту відносно осі обертання).

Зважаючи на те, що керовані колеса мають ступінь вільності відносно осей їх повороту та процесів, що відбуваються при русі автомобіля по нерівній дорозі невідресорену масу їх підвісок m_{H1} було рознесено на невідресорену масу елементів підвіски m_{H1}^{Π} (зосереджена в точках W_{11} та W_{12}) та невідресорену масу колеса m_{H1}^K (зосереджену в точках V_{11} та V_{12}). При чому, $m_{H1} = m_{H1}^{\Pi} + m_{H1}^K$. Невідресорена маса підвісок задніх коліс m_{H2} зосереджена в їх (коліс) центрах (в точках V_{21} та V_{22}) (рис. 2.1).

Для спрощення розрахунків в даній роботі припускається, що деформація несучої системи автомобіля відсутня (з урахуванням того, що жорсткість несучої системи значно більша за жорсткість пружних елементів підвіски та коліс автомобіля). Крім того, при математичному описі роботи підвіски припускається, що деформація (зважаючи на те, що деформація шарнірів кріплення підвіски до кузова та важелів напрямного пристрою значно менша за деформацію її пружних елементів) та люфти (згідно з прийнятим в п 1.3 технічним станом автомобіля) в шарнірах підвіски автомобіля відсутні. Це зменшує складність розрахунку поточних координат точок напрямного пристрою підвіски. Такий підхід використано, наприклад, в роботах [56–59, 88, 90, 101].

Відомо, що поперечні кутові переміщення несучої системи автомобіля (зміна кута крену φ) відбувається відносно осі крену, яка під час руху може змінювати своє положення у просторі (пункт 1.3.3). Врахування зазначеного явища ускладнює розрахунки, тому зазвичай припускають, що вісь крену паралельна опорній поверхні і займає постійне положення, яке відповідає статичному [79].

У даній роботі для спрощення розрахунків, з огляду на типові статичні значення висот центрів крену передньої та задньої підвісок легкових автомобілів (п. 1.3.3) прийнято, що вісь поперечного крену знаходиться на перетині повздовжньої площині автомобіля X_CZ_C з горизонтальною площиною опорної поверхні X_OZ_O . Повздовжнє кутове переміщення несучої системи (зміна кута тангажу α) відбувається вздовж осі тангажу, яка за аналогічним припущенням, знаходиться на перетині поперечної площини автомобіля Y_CZ_C з горизонтальною площиною опорної поверхні X_OZ_O . Такий підхід використано, наприклад, в роботах [25, 40, 53].

На перетині зазначених площин знаходиться миттєвий полюс кутових коливань несучої системи автомобіля (точка P) – початок рухомої системи координат $X_PY_PZ_P$ (рис. 2.1). Таким чином, її повздовжня PX_P та поперечна PY_P осі співпадають, відповідно з віссю крену та тангажу автомобіля, а навколо

вертикальної осі PZ_P відбуваються кутове переміщення несучої системи в плані (зміна курсового кута автомобіля ψ).

Тоді положення довільної точки, що належить рухомій системі координат $X_C Y_C Z_C$, в нерухомій $X_O Y_O Z_O$ (відносно тіла відліку) може бути визначеним, як, наприклад, в роботах [40, 62, 71, 79, 101], за направляючими косинусами. При цьому для визначення координат точок, що належать підресореній масі автомобіля (наприклад, точки $C_{11}^{\bar{b}}$ (рис. 2.1)) необхідно знати повздовжню, поперечну та вертикальну координати зазначених точок в рухомій системі координат $X_C Y_C Z_C$ (для наведеного прикладу, відповідно $C_{x11}^{\bar{b}}$, $C_{y11}^{\bar{b}}$, $C_{z11}^{\bar{b}}$), координати точки відліку в нерухомій системі координат $X_O Y_O Z_O$ (наприклад, центру підресореної маси автомобіля $C_{X'}$, $C_{Y'}$, $C_{Z'}$), а також курсовий кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α .

Тоді

$$C_{X'11}^{\bar{b}} = C_{X'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\psi \cdot \cos\alpha) - C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\psi) + C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\sin\alpha), \quad (2.1)$$

$$C_{Y'11}^{\bar{b}} = C_{Y'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi + \cos\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) + C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\psi - \sin\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) - C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\varphi), \quad (2.2)$$

$$C_{Z'11}^{\bar{b}} = C_{Z'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\psi \cdot \cos\varphi \cdot \sin\alpha - \sin\psi \cdot \sin\varphi) + C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi \cdot \sin\alpha + \cos\psi \cdot \sin\varphi) + C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\alpha). \quad (2.3)$$

З урахуванням прийнятих припущень, за умови паралельності осей гойдання важелів підвіски автомобіля з повздовжньою віссю його несучої системи CX_C , для визначення координат точок, що належать непідресореним масам автомобіля (наприклад, точки F_{11} (рис. 2.1)) необхідно знати повздовжню, поперечну та вертикальну координати в нерухомій системі $X_O Y_O Z_O$ точки відліку, яка обирається з огляду на максимальне спрощення рівнянь (для наведеного прикладу, відповідно $C_{X'11}^{\bar{b}}$, $C_{Y'11}^{\bar{b}}$, $C_{Z'11}^{\bar{b}}$) курсовий кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α , а також лінійні (для наведеного прикладу, проекція відстані між точками $C_{11}^{\bar{b}}$ та F_{11}

на повздожню вісь CX_C) та кутові (для наведеного прикладу кут, що утворений між верхнім важелем напрямного пристрою підвіски лівого переднього колеса автомобіля та горизонтальною площиною X_CCY_C (α_{s11})) геометричні параметри напрямного пристрою підвіски. Отримаємо:

$$F_{X'11} = C_{X'11}^{\delta} + (F_{x11} - C_{x11}^{\delta}) \cdot (\cos\psi \cdot \cos\alpha) -$$

$$- CF_1 \cdot \cos\alpha_{s11} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\psi) + CF_1 \cdot \sin\alpha_{s11} \cdot (\sin\alpha), \quad (2.4)$$

$$F_{Y'11} = C_{Y'11}^{\delta} + (F_{y11} - C_{y11}^{\delta}) \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi + \cos\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) +$$

$$+ CF_1 \cdot \cos\alpha_{s11} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\psi - \sin\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) - CF_1 \cdot \sin\alpha_{s11} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\varphi), \quad (2.5)$$

$$F_{Z'11} = C_{Z'11}^{\delta} + (F_{z11} - C_{z11}^{\delta}) \cdot (\cos\psi \cdot \cos\varphi \cdot \sin\alpha - \sin\psi \cdot \sin\varphi) +$$

$$+ CF_1 \cdot \cos\alpha_{s11} \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi \cdot \sin\alpha + \cos\psi \cdot \sin\varphi) + CF_1 \cdot \sin\alpha_{s11} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\alpha). \quad (2.6)$$

Для визначення вище зазначених параметрів в математичному моделюванні складають рівняння динаміки, в яких враховано сили та моменти, що супроводжують рух автомобіля. При цьому складають розрахункову схему руху автомобіля. На розрахунковій схемі відображають основні елементи автомобіля та інших об'єктів, що впливають на сили і моменти, які діють між ними, та, відповідно, впливають як на процеси, що досліджуються, так і на характер руху автомобіля в цілому.

Врахування всіх особливостей конструкцій елементів автомобіля та їх взаємозв'язків, а також всіх процесів, що супроводжують його рух, ускладнює розрахунки. Тому, для спрощення математичної моделі приймають ряд припущень, що дозволяють уникнути врахування тих особливостей руху автомобіля, які суттєво не впливають на точність результатів.

Наприклад, часто припускають, що колеса однієї осі автомобіля навантажені однаковими силами, мають рівні кути відведення, а його керовані колеса повернуті під одним кутом (приводять до, так званої, велосипедної схеми). При цьому в рівняннях руху розглядаються сумарні сили, що діють на обидва колеса передньої та задньої осей [2]. Проте, за використання такої розрахункової схеми обмежуються

можливості дослідження, наприклад, з огляду на різницю геометричних параметрів опорної поверхні під колесами різних бортів. Тому, в математичному моделюванні використовують схеми різної складності (плоскі, просторові, одномасові, багатомасові тощо) їх аналіз проведено в роботах [2, 19, 40, 42, 73, 79].

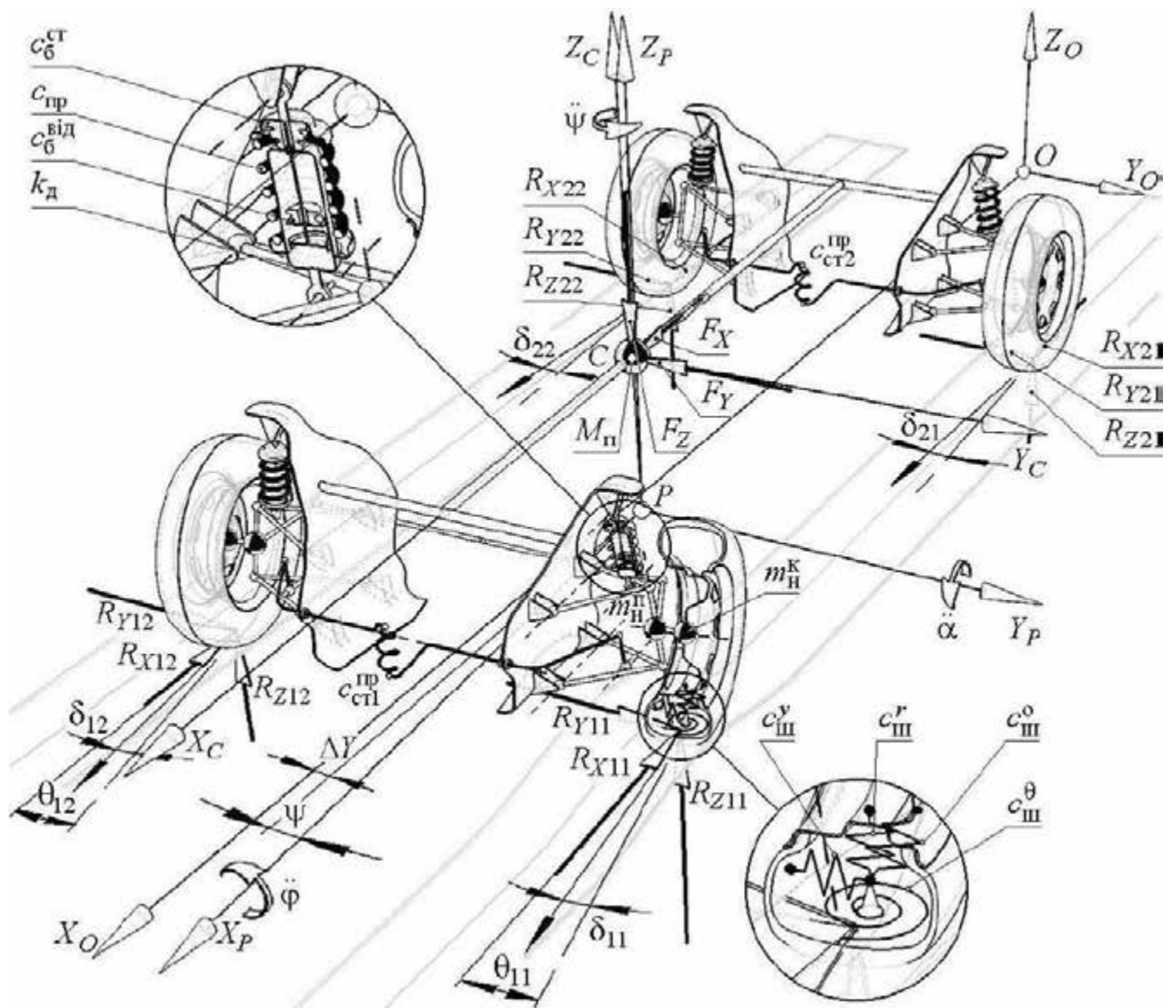
Необхідно скласти таку розрахункову схему, за якої враховані особливості руху автомобіля та прийняті припущення найбільш точно відображатимуть реальні процеси, що досліджуються. Крім того, рівень складності математичної моделі має відповідати можливостям обчислювальної техніки.

Відомо, що при теоретичному дослідженні курсового руху автомобіля по нерівній дорозі необхідно використовувати більш повні розрахункові схеми автомобіля (в порівнянні з тими, що використовуються при дослідженні плавності ходу) [26].

З огляду на проведений аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля по нерівній дорозі (розділ 1) складено просторову багатомасову розрахункову схему руху автомобіля по нерівній дорозі [102–105] (мікропрофіль опорної поверхні має одиничну нерівність гармонічного профілю на шляху коліс лівого борта автомобіля) (рис. 2.2).

Згідно з визначеними факторами, що впливають на курсову стійкість автомобіля при його русі по нерівній дорозі, враховано: основні властивості шин, що впливають на взаємодію автомобільного колеса з нерівною опорною поверхнею дороги (п. 1.3.1); моменти відносно осей повороту керованих коліс, що найбільш суттєво впливають на характер їх відхилення від заданого положення (п. 1.3.2); основні робочі процеси, що супроводжують рух автомобіля по нерівній дорозі в незалежних двоважільних підвісках передніх та задніх коліс (п. 1.3.3).

Прийнято, що миттєвий полюс кутових коливань кузова автомобіля знаходиться в точці P , деформація його несучої системи та шарнірів підвісок відсутня. Крім того, в роботі не враховується опір повітря (швидкість руху автомобіля в теоретичних дослідженнях не перевищує 50 км/год).



R_X , R_Y та R_Z – проекція рівнодіючої реакцій опорної поверхні на колесо автомобіля відповідно на повздовжню, бічну та вертикальну осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$, Н; $c_{пр}$ – жорсткість пружного пристрою підвіски, Н/м; $c_{б}^{ст}$ та $c_{б}^{від}$ – відповідно жорсткість буферів стискання та відбою підвіски, Н/м; $c_{ст}^{пр}$ – приведена до колеса автомобіля жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м; $k_{д}$ – коефіцієнт опору демпферного пристрою підвіски, Н·с/м; $c_{ш}^r$, $c_{ш}^y$ – відповідно радіальна і бічна жорсткості шини, Н/м; $c_{ш}^0$ – коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/м; $c_{ш}^{\theta}$ – кутова жорсткості шини, Н·м/рад; θ , δ – відповідно кут повороту та відведення колеса автомобіля, рад

Рисунок 2.2 – Розрахункова схема автомобіля при русі по нерівній дорозі

Таким чином, визначено лінійне (координати центру підресорених мас $C_{X'}$, $C_{Y'}$, $C_{Z'}$) та кутове (курсний кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α) положення

несучої системи автомобіля в нерухомій системі $X_OY_OZ_O$, а також, лінійні прискорення невіднесених мас автомобіля вздовж вертикальної осі рухомої системи координат $X_PY_PZ_P$ та координати центрів коліс автомобіля в нерухомій системі координат. Тоді, поточні координати довільної точки автомобіля (у тому числі положення габаритів автомобіля в коридорі безпеки) визначаються за направляючими косинусами.

2.2.1 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги

На автомобільне колесо, окрім внутрішніх (інерційних) сил та моментів з одного боку, діють сили та моменти, що генеруються в елементах шасі автомобіля, а з іншого – реакції опорної поверхні. Під дією зазначених сил та моментів формується характер його (колеса) руху, що впливає на рух автомобіля в цілому.

Автомобільне колесо під час наїзду на дорожню нерівність отримує збурення у вигляді переміщення та динамічного навантаження, яке через підвіску передається піднесеній масі автомобіля (його несучій системі). При цьому лінійні та кутові коливання несучої системи через підвіску передаються автомобільному колесу. Таким чином, рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується коливанням його піднесених та невіднесених мас.

Для зручності опису процесів, що відбуваються в площині обертання колеса при його взаємодії з нерівною дорогою, використано так звану (в закордонних виданнях) «*quarter-car model*» (дослівний переклад з англійської: *quarter* – четверта

частина; *car* – автомобіль; *model* – модель), що дозволяє описати переміщення одного автомобільного колеса (в якому зосереджена невіднесена маса m_H) та приведеної до нього еквівалентної піднесеної маси автомобіля m_H [53].

Замінивши взаємодію елементів конструкції ходової частини автомобіля силами взаємозв'язку (рис. 2.4), на основі рівнянь, запропонованих в роботах [82, 106] складено рівняння обертального руху колеса

$$J_K \cdot \omega_K = M_K - R_n \cdot a_{ш} - R_{\tau} \cdot r_d, \quad (2.11)$$

де J_K – моменти інерції колеса автомобіля відносно осі його обертання, кг/м²;

ω_K – кутова швидкість обертання колеса автомобіля, рад/с;

M_K – крутний момент на колесі, Н·м;

R_n – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, Н;

$a_{ш}$ – знос нормальної реакції R_n , м;

R_{τ} – тангенційна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, Н;

r_d – динамічний радіус колеса автомобіля, м.

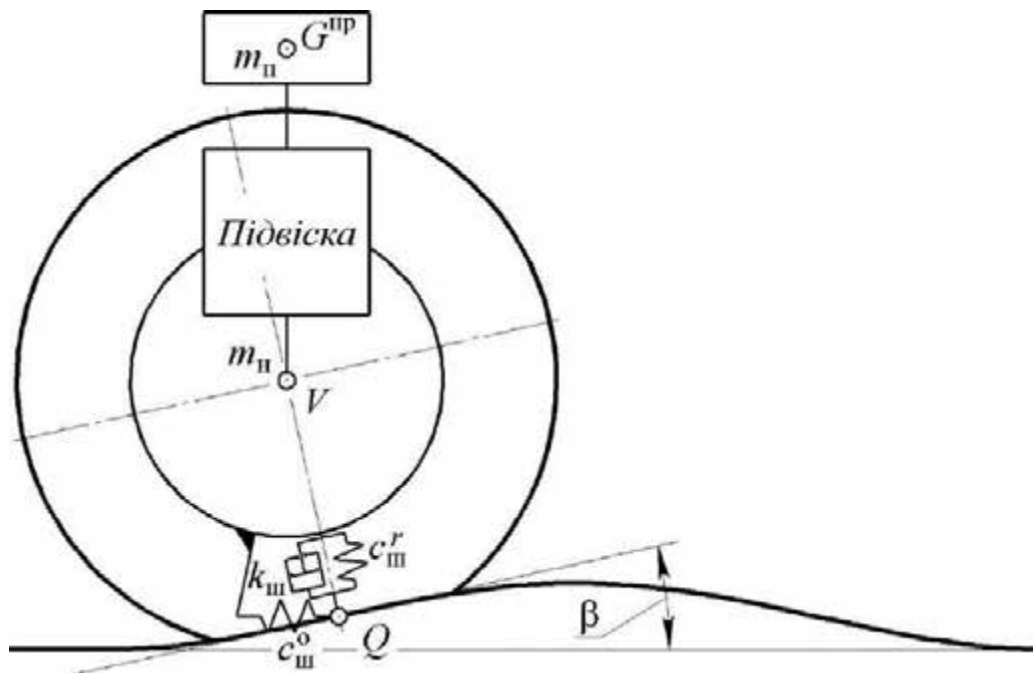


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема руху автомобільного колеса по нерівності гармонічного профілю

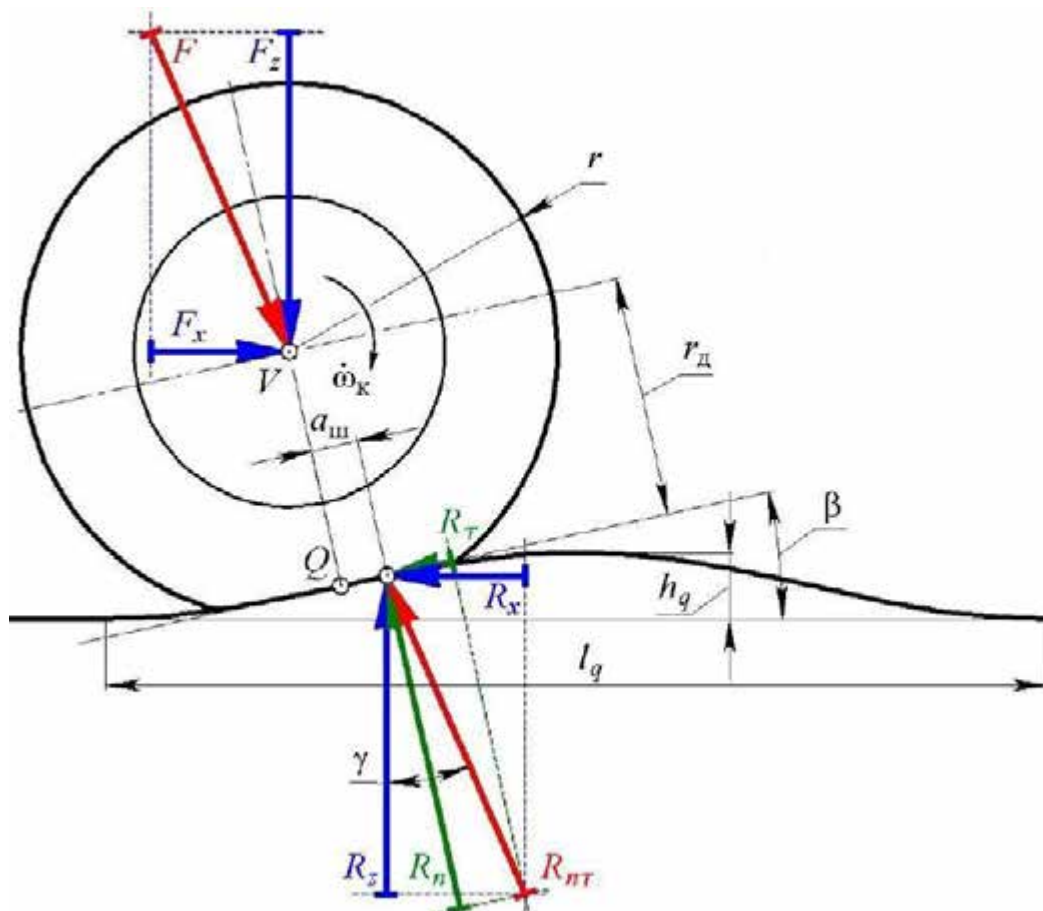


Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на колесо автомобіля при його коченні по нерівності гармонічного профілю

Нормальна реакція опорної поверхні рівна по модулю та протилежна за напрямком дії нормальним до опорної поверхні потенційних та дисипативних сил еластичної шини, тобто

$$R_n = c_{\text{ш}}^r \cdot (r - r_{\text{д}}) + k_{\text{ш}} \cdot r_{\text{д}}, \quad (2.12)$$

де r – вільний радіус колеса автомобіля, м.

Знос нормальної реакції $a_{\text{ш}}$, з урахуванням зміни значень нормальних R_n та тангенційних R_{τ} реакцій, на основі рівнянь наведених в [107] запишемо

$$a_{\text{ш}} = f_{\text{к}} \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{r^0}{r_{\text{к}}} + \frac{R_{\tau}}{R_n} \cdot \left(\frac{0}{r_{\text{к}}} - \frac{0}{r_{\text{к}}} \right),$$

де $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;

$r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса, м;

$r^0 = \left(3 \cdot r \cdot r_{\text{д}} \right) \left(r + 2 \cdot r_{\text{д}} \right)$ – радіус кочення вільного колеса (радіус кочення колеса

при $R_{\tau} = 0$) [36], м.

Радіус кочення колеса визначається [106]

$$r_{\text{к}} = \frac{v_{\text{к}}}{\omega_{\text{к}}},$$

де $v_{\text{к}}$ – поступальна швидкість центру колеса автомобіля, м/с;

Кутова швидкість обертання колеса автомобіля $\omega_{\text{к}}$ визначається з (2.11) а його поступальна швидкість $v_{\text{к}}$ визначається геометричною сумою проєкцій швидкості центру колеса автомобіля на осі нерухомої системи координат

$$v_{\text{к}} = \sqrt{\vec{V}_{X'}^2 + \vec{V}_{Y'}^2 + \vec{V}_{Z'}^2}.$$

Динамічний радіус колеса автомобіля на основі рівняння наведеного в [108], з урахуванням вертикальної координати центру колеса $V_{Z'}$, його кута розвалу γ_s та кута крену автомобіля φ , а також вертикальної координати центру контакту шини з поверхнею дороги $Q_{Z'}$ та кута атаки дорожньої нерівності β запишемо

$$r_d = \begin{cases} \frac{V_{Z'} - Q_{Z'}}{\cos\beta \cdot \cos(\gamma_s \pm \varphi)} & , \text{якщо } \frac{V_{Z'} - Q_{Z'}}{\cos\beta \cdot \cos(\gamma_s \pm \varphi)} < r \\ r & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (2.13)$$

При цьому для коліс лівого борту в рівнянні (2.13) використовується знак «+», для коліс правого «-».

Кут атаки дорожньої нерівності β в центрі контакту шини з опорною поверхнею дороги точка Q та її вертикальна координата $Q_{Z'}$ з урахуванням особливостей геометричних параметрів опорної поверхні, на основі рівнянь запропонованих в роботах [50, 77] відповідно запишемо

$$Q_{Z'} = \begin{cases} \left(\frac{h}{2} \cdot \left| 1 - \cos \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'} \right| \right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\beta = \begin{cases} \left(\arctan \frac{\pi \cdot h_q}{l_q} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'} \right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (2.15)$$

де l_q^{start} – позадвжжня координата початку нерівності в нерухомій системі q

координат, м.

Згідно з (рис. 2.4) повздовжню координату центру контакту шини з поверхнею дороги $Q_{X'}$ в нерухомій системі координат запишемо [108]

$$Q_{X'} = V_{X'} + r_d \cdot \sin \beta. \quad (2.16)$$

Наведені в даному пункті математичні залежності описують процеси, що відбувається в контактні еластичної шини з нерівною поверхнею дороги. Незважаючи на те, що для зручності математичного опису використана так звана схема четверті автомобіля (рис. 2.3), реакції опорної поверхні, що діють на його колесо, визначаються не тільки з урахуванням особливостей взаємодії еластичної шини (її тангенційної, бічної та радіальної жорсткості, а також демпфування) з нерівною дорогою (кочення з відведенням, ковзанням та відривом від опорної поверхні), але й з урахуванням особливостей динаміки автомобіля в цілому [12].

2.2.2 Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі

Рух автомобіля по нерівній дорозі може супроводжуватись, у тому числі відхиленням керованих коліс від заданого положення, що може призвести до збільшення його відхилення від заданої траєкторії. Математичному опису процесів, що відбуваються в системі рульового керування присвячені роботи [35, 37, 80, 84, 85, 119–124].

Моменти сил, що діють відносно осей повороту керованих коліс автомобіля визначені на основі рівнянь, наведених в роботах А. П. Солтуса, які доповнені врахуванням поточних значень реакцій нерівної дороги на шини, кута атаки дорожньої нерівності, зміни кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски (впливають на кути поперечного δ_s та повздовжнього ϵ_s нахилу осей повороту керованих коліс). Крім того, для зручності врахування геометричних параметрів дорожньої нерівності в

рівняннях використовуються реакції опорної поверхні, що діють в площині її контакту з шиною (тангенціальна R_τ і бічна R_y реакції) та перпендикулярно йому (нормальна R_n реакція), які приведено до центру контакту шини з дорогою (точка Q) (рис.2.3).

Враховуючи, що в загальному випадку центр контакту еластичної шини з опорною поверхнею (точка Q) знаходиться на певній відстані (Δ) від точки зустрічі осі повороту керованого колеса з опорною поверхнею (точка Q') (рис. 2.5), а також той факт, що напрямки дії тангенційної, бічної та нормальної реакцій опорної поверхні на кероване колесо автомобіля не колінеарні з віссю його повороту (яка в свою чергу має повздовжній ϵ_s та поперечний δ_s кути нахилу),

виникають моменти від дії зазначених реакцій опорної поверхні на кероване колесо автомобіля, що діють відносно осі його повороту.

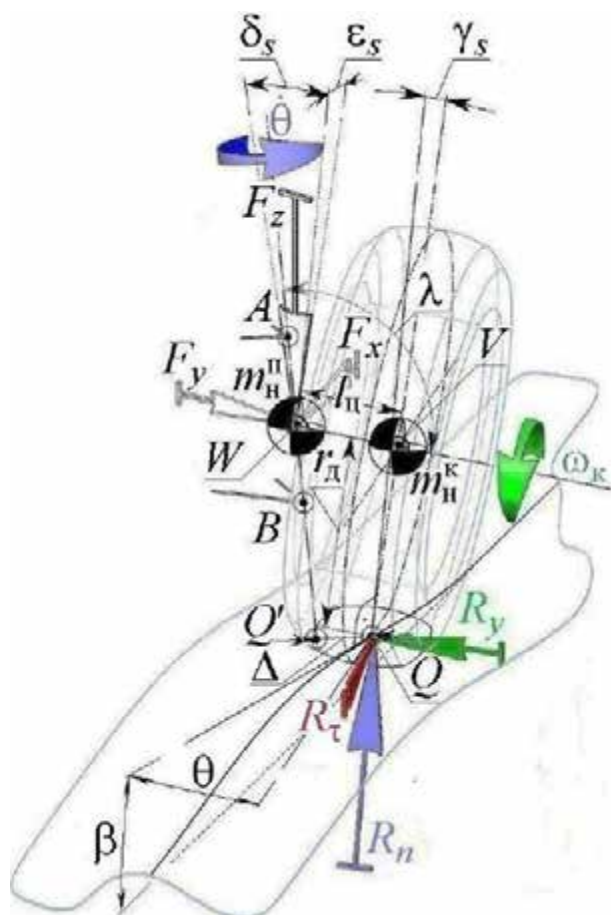


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі

Так, моменти від дії нормальних M_n , тангенційних M_τ та бічних M_y реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля з урахуванням зміни кута атаки дорожньої нерівності β в центрі контакту колеса та зміни кутів нахилу несучої системи (повздовжнього α та поперечного φ), на основі рівнянь, запропонованих в роботах [37, 121, 123] для визначення окремих складових, запишемо у вигляді

Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при русі по нерівній дорозі виконано з урахуванням геометричних параметрів дорожньої нерівності, процесів що відбуваються в контакті шин керованих коліс автомобіля з дорогою і робочих процесів їх підвісок та динаміки руху автомобіля в цілому [126].

2.2.3 Математичне моделювання роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні

Фізичні процеси, що виникають в контакті еластичної шини з нерівною дорогою, а також процеси, що виникають в рульовому керуванні, в значній мірі залежать від робочих процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля, а отже впливають на динаміку руху автомобіля по нерівній дорозі в цілому. Тому в математичному описі роботи підвіски мають бути враховані її робочі процеси, що виникають під час руху автомобіля по нерівній дорозі [104].

Зазвичай, при моделюванні коливань автомобіля для спрощення розрахунків реальні параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски замінюють їх приведеними до колеса автомобіля (далі за текстом – «приведеними») параметрами [46, 61] а робота напрямного пристрою не розглядається (рис. 2.6) [127].

Разом з тим приведені параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски залежать від передаточних функцій підвіски автомобіля по силі i_y та переміщенню i_x , які з ходом підвіски будуть змінюватись (п 1.3.3), як і приведені жорсткості пружного пристрою підвіски $c_{\text{пр}}^{\text{пр}}$, її буферів стискання $c_{\text{б}}^{\text{ст.пр}}$ та відбою $c_{\text{б}}^{\text{від.пр}}$, а також коефіцієнт опору демпферного пристрою $k^{\text{пр}}$ [88] (рис. 2.7).

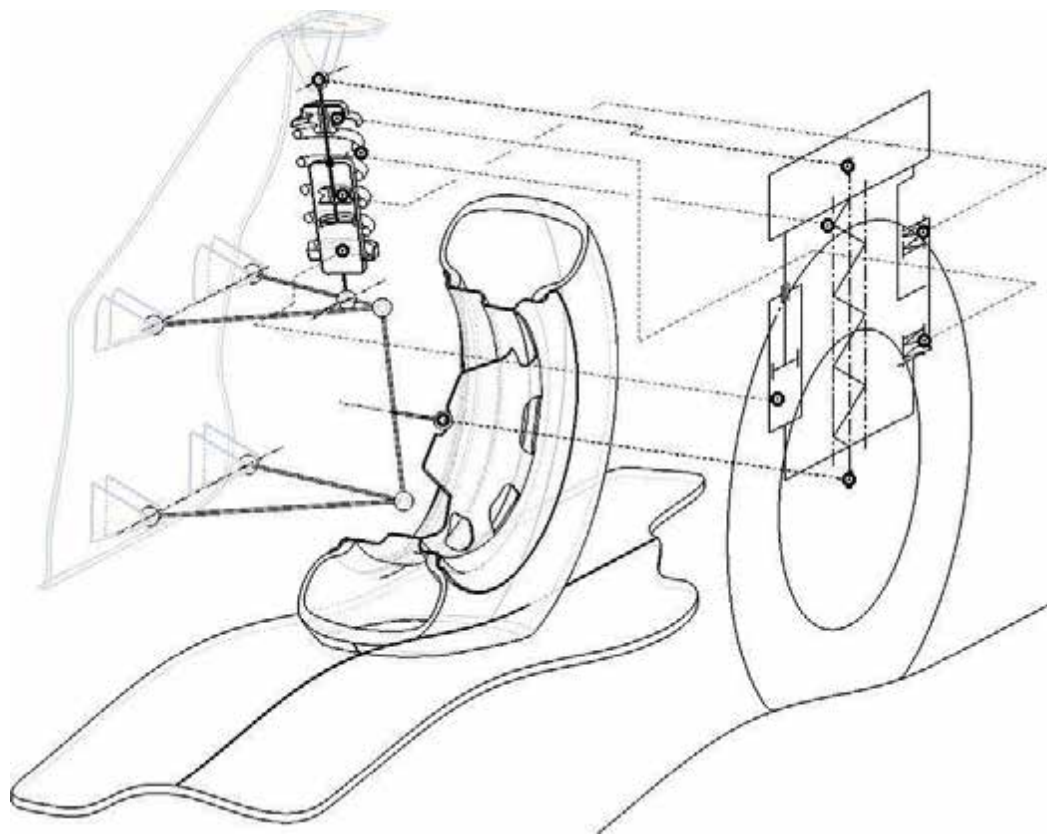


Рисунок 2.6 – Схема щодо приведення елементів конструкції підвіски автомобіля до середньої площини його колеса

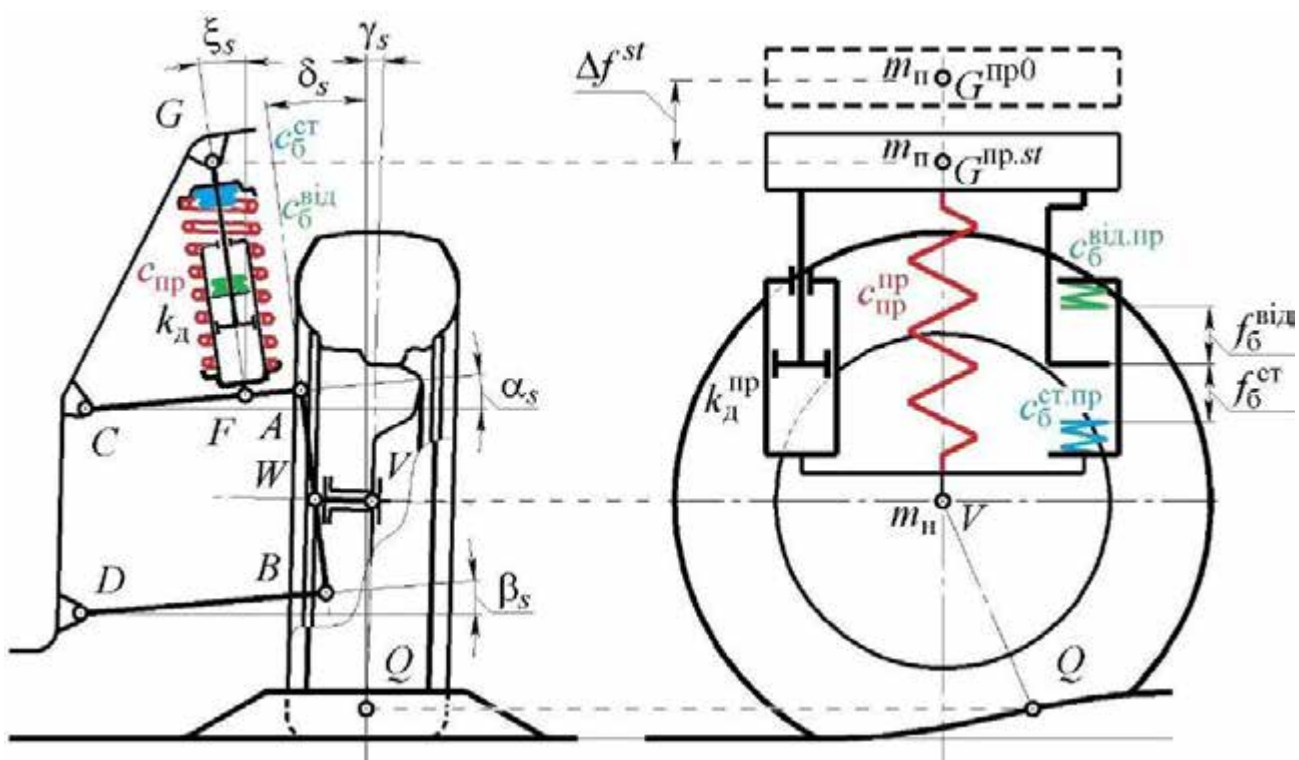


Рисунок 2.7 – Схема до визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі

У рівняннях (2.45)...(2.48) позначено:
 $f = \left(G_{Z'}^{пр.st} - V_{Z'}^{st} \right) - \left(G_{Z'}^{пр} - V_{Z'} \right) \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\alpha)$ – поточне значення ходу підвіски

(відлік від статичного положення, з верхнім індексом «st»), м;

$\Delta f^{st} = G_{Z'}^{пр0} - G_{Z'}^{пр.st} = m_{п} \cdot g \cdot i_y \cdot i_x \cdot c_{пр}$ – зміна ходу підвіски (при

зафіксованому вертикальному положенні центру її колеса) від вільного стану (без навантаження, з верхнім індексом «0» (рис. 2.7)) до стану під статичним навантаженням, м;

$f_6^{ст}$ та $f_6^{від}$ – хід підвіски до включення в роботу буфера стискання та буфера відбою відповідно, м;

$k_{д}^{ст}$ та $k_{д}^{від}$ – відповідно коефіцієнти опору амортизатора на ході стискання та відбою, Н·с/м.

Суттєво впливає на роботу підвіски сила тертя, що діє в її шарнірах. Так, хід підвіски може відбуватись тільки в тому випадку, коли сума вертикальних сил F_{Σ} , що діють в підвісці, перевищує за модулем її граничну силу тертя F_T^{max} . Таким чином, при математичному описі сили тертя підвіски необхідно врахувати можливість зміни її значення як за модулем, так і за напрямком дії (протилежно швидкості переміщенню центру колеса автомобіля по відношенню до його несучої системи). На основі рівнянь, наведених в роботі [125], та з $X_p Y_p Z_p$ урахуванням робочих процесів підвіски приведена сила тертя, що діє в її шарнірах записана

Проекція на вертикальну вісь рухомої системи координат

приведеної до колеса автомобіля сумарної сили його підвіски, що входить в систему рівнянь динаміки руху автомобіля (2.7), запишемо

$$F_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varphi. \quad (2.53)$$

Таким чином, визначені приведені сумарні сили підвісок автомобіля. При цьому враховано не тільки конструктивні параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски, але й параметри роботи її напрямного пристрою. Такий підхід дозволяє підвищити точність розрахунків не тільки процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля при його русі по нерівній дорозі [130], але й процесів, що відбуваються в контакті його колеса з опорною поверхнею дороги та рульовому керуванні, а, відповідно, і точність розрахунку динаміки руху автомобіля по нерівній дорозі в цілому.

Варто відзначити, що сукупність диференціальних та алгебраїчних рівнянь (наведені в даному підрозділі), які використовуються при математичному моделюванні, являє собою систему, для вирішення якої задаються початкові дані, зокрема параметри руху автомобіля до наїзду переднім лівим колосом на дорожню нерівність (Додаток А).

2.2.4 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги

За результатами розрахунків отримані графічні залежності реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля від шляху S_a , що пройдено його центром мас (рис. 2.9), та виконано візуалізацію процесу долання дорожньої нерівності лівим керованим колесом автомобіля (рис. 2.10).

Аналіз отриманих результатів за рисунками 2.9 та 2.10 свідчить, що до наїзду на дорожнє збурення реакції опорної поверхні на колеса автомобіля залишаються незмінними, а деформація їх шин відповідає статичному навантаженню (рис 2.10, а). В момент долання лівим керованим колесом автомобіля додатного кута атаки нерівності (між вертикаллю « H^{Π} » та « H^B ») відбувається стрімке (з 3,0 кН до

10,3 кН) зростання нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні, що супроводжується збільшенням деформації його шини (рис. 2.10, б).

Після долаття вершини нерівності (вертикаль « n_1^p ») спостерігається відрив колеса від опорної поверхні та відсутність радіальної деформації шини (рис. 2.10, в). Це пояснює відсутність нормальної реакції опорної поверхні ($R_{n11} = 0,0$ кН) на зазначеному проміжку часу (рис. 2.9, а). Після долаття кінця нерівності (вертикаль « n_1^k ») відбувається повторне стрімке (з 0,0 кН до 3,4 кН) зростання нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні (рис. 2.9, а).

З урахуванням процесів в контактї еластичних шин з дорогою (див. 1.3.1) (їх кочення з відведенням, ковзання та відрив від опорної поверхні тощо), роботи рульового керування (див. 1.3.2) (наприклад, зміна середнього кута повороту керованих коліс (рис. 2.8) під дією відповідних моментів (див. 2.2.2)) та робочих процесів в підвісках (див. 1.3.3) (наприклад, зміни ходу підвісок під дією відповідних сил (п. 2.2.3)) відбувається перерозподіл нормальних R_n (рис. 2.10, а), тангенційних R_τ (рис. 2.9, б) та бічних R_y (рис. 2.9, в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля. Аналогічні процеси відбуваються під час долаття дорожньої нерівності заднім лівим колесом (рис. 2.9).

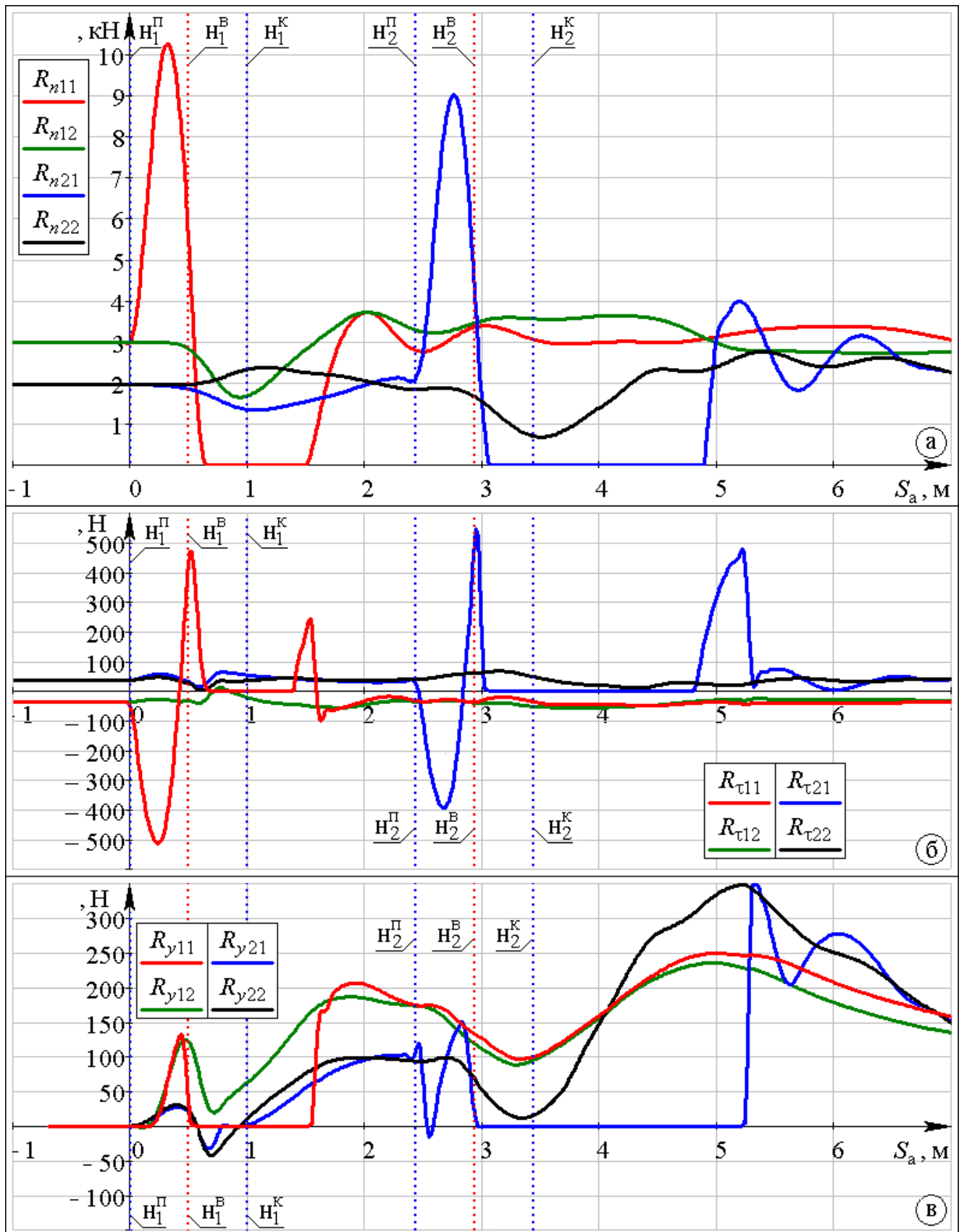


Рисунок 2.9 – Залежності нормальних R_n (а), тангенційних R_{τ} (б) та бічних R_y (в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля від пройденого шляху S_a

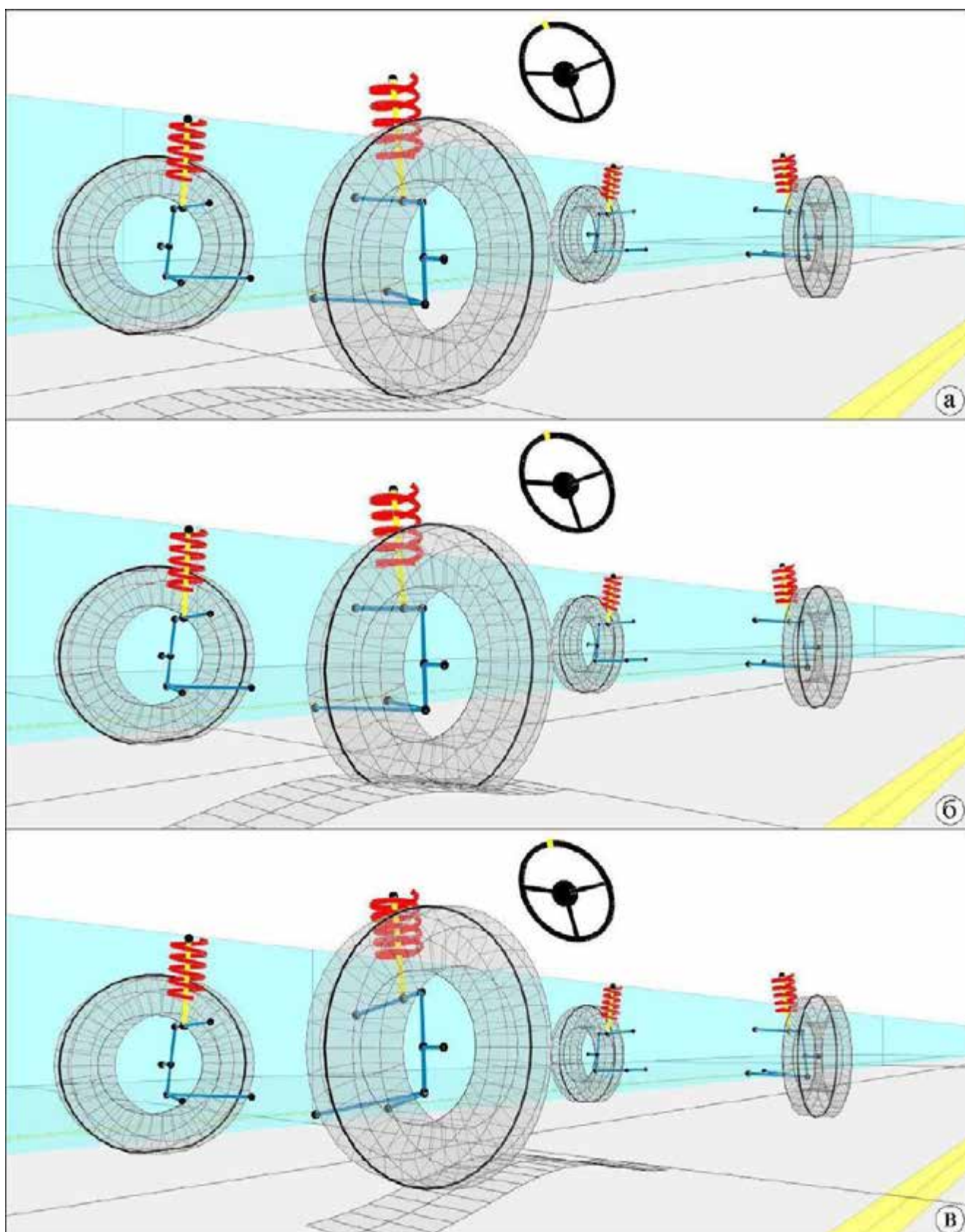


Рисунок 2.10 – Візуалізація процесу долання автомобілем лівим керованим колесом початку дорожньої нерівності (а), її максимального (б) та мінімального (в) кутів атаки

За результатами розрахунку максимальні зміни значень кутів відведення коліс передньої та задньої осей автомобіля не перевищують по модулю відповідно 0.6 град та 0.9 град, після чого відбувається їх поступове зменшення.

Варто відзначити, що в зазначених умовах руху автомобіля бічні реакції опорної поверхні на його колеса (рис. 2.9, в) (від яких залежать кути відведення) в першу чергу виникають в наслідок зміни кута повороту керованих коліс (рис. 2.8) і дії відцентрових сил, що виникають внаслідок зміни траєкторії його руху (поворот автомобіля вліво). Тому найбільш суттєвий внесок в зміну курсового кута автомобіля та його траєкторію чинить зміна кутів повороту його керованих коліс. контакту).

В результаті отримано значення відповідних імпульсів моментів сил (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Імпульс моментів сил, що діють на характерних проміжках часу, відносно осей повороту керованих коліс автомобіля

Джерело імпульсу	Імпульс моменту сили, Н·м·с, на проміжку часу			
	Від $t_{\text{Н}}^{\text{П}}$ до $t_{\text{Н}}^{\text{В}}$	Від $t_{\text{Н}}^{\text{В}}$ до $t_{\text{Н}}^{\text{К}}$	Від $t_{\text{Н}}^{\text{К}}$ до $t_{\text{Н}}^{\text{КОНТ}}$	Від $t_{\text{Н}}^{\text{П}}$ до $t_{\text{Н}}^{\text{КОНТ}}$
Момент нормальних реакцій M_n	1,773	0,143	0,332	2,248
Момент тангенціальних реакцій M_{τ}	0,246	-0,092	-0,091	0,063
Момент вертикальних сил інерції $M_{\text{В}}$	0,127	-0,167	0,043	0,003
Разом $M_{\text{н.т.в}}$	2,146	-0,117	0,284	2,313

З аналізу (рис. 2.12) та (табл. 2.1) при доланні автомобілем дорожньої нерівності його керовані колеса прагнуть відхилитись від нейтрального положення вліво. При цьому найбільш суттєвий вплив моментів на поворот керованих коліс вліво відбувається на фазі долання додатного кута атаки нерівності (92,8 % від $M_{\text{н.т.в}}$, що діє на проміжку часу від $t_{\text{Н}}^{\text{П}}$ до $t_{\text{Н}}^{\text{КОНТ}}$). В свою чергу, на проміжку часу від

$t_{\text{н}}^{\text{п}}$ до $t_{\text{н}}^{\text{в}}$ найбільш суттєвий вплив на відхилення керованих коліс вліво чинить

точці контакту лівого керованого колеса з дорогою та повздовжнім нахилом осі його повороту зменшуючись змінює свій напрямок, при цьому нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колеса стрімко зростає в той час як на праве – зменшується (рис. 2.9, а) (п. 2.2.1).

Це пояснюється тим, що на фазі поновлення контакту нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля відсутня (відрив лівого керованого колеса від опорної поверхні) на відміну від нормальної реакції, що діє на його праве кероване колесо (рис. 2.9, а)).

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯЗ АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

3.1. Розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі

Одною з задач даної роботи, є розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Представлені в даному підрозділі результати розрахунків відносяться до умов руху автомобіля з урахуванням параметрів, що наведені в підрозділі 2.2.

У другому розділі виявлено основну причину втрати курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі – відхилення керованих коліс від нейтрального положення. Відповідно, алгоритм роботи активної підвіски має бути спрямований на збереження заданого положення керованих коліс автомобіля при його русі по нерівній дорозі. Тому, за критерій якості роботи активної підвіски в даній роботі обрано мінімальну зміну значення кута повороту керованих коліс після додання дорожньої нерівності (чим менше відхилення керованих коліс від заданого положення після додання дорожньої нерівності, тим якість роботи активної підвіски вище).

Для цього, у відповідності з п. 2.2.2 на фазі додання додатного кута атаки нерівності необхідно зменшити момент нормальних реакцій M_n , що найбільш від'ємного - збільшити його дію в напрямку повороту керованих коліс вправо.

Крім того, у відповідності з рівнянням (2.44), при доданні вершини нерівності шляхом збільшення вертикального прискорення (вниз) лівого керованого колеса (хід відбою) можна досягти збільшення дії моменту вертикальних сил інерції M_v що прагне повернути керовані колеса вправо.

З огляду на зазначене, сформульовано вимоги щодо алгоритму роботи активної підвіски:

– до наїзду на початок дорожньої нерівності забезпечити рівність нормальних реакцій опорної поверхні на ліве та праве керовані колеса;

- на фазі долання додатного кута атаки нерівності зменшити дію нормальної реакцію опорної поверхні на кероване колесо, що долає дорожню нерівність;
- в області вершини нерівності забезпечити зміну ходу підвіски з відповідним вертикальним прискоренням центру колеса, що долає дорожню нерівність
- на фазі долання від’ємного кута атаки нерівності збільшити нормальну реакцію на кероване колесо, що долає дорожню нерівність.

Для зручності складання алгоритму роботи активної підвіски, введено характерні точки профілю дорожньої нерівності, які далі використовуються в якості верхніх індексів позначень параметрів роботи активної підвіски на цих ділянках: a – початок нерівності, b – максимальний кут атаки нерівності, c – вершина нерівності, d – мінімальний кут атаки нерівності, e – кінець нерівності. Якщо параметр пов’язаний з декількома характерними точками дорожньої нерівності, то літери в індексі розділяється крапкою.

Визначені за рівняннями (2.16), (2.17) та (2.15) значення в характерних точках відповідно повздовжньої, вертикальної координат дорожньої нерівності та її кута атаки занесено до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Параметри дорожньої нерівності в її характерних точках

Параметр дорожньої нерівності, одиниці вимірювання	Короткий запис параметру та його значення в характерних точках дорожньої нерівності				
	в точці «a»	в точці «b»	в точці «c»	в точці «d»	в точці «e»
повздовжня координата, м	$Q_{x11}^a = 0,000$	$Q_{x11}^b = 0,025$	$Q_{x11}^c = 0,050$	$Q_{x11}^d = 0,075$	$Q_{x11}^e = 1,000$
вертикальна координата, м	$Q_{z11}^a = 0,000$	$Q_{z11}^b = 0,035$	$Q_{z11}^c = 0,070$	$Q_{z11}^d = 0,035$	$Q_{z11}^e = 0,000$
кут атаки, град	$\beta_{11}^a = 0,0$	$\beta_{11}^b = 12,6$	$\beta_{11}^c = 0,0$	$\beta_{11}^d = -12,6$	$\beta_{11}^e = 0,0$

Для визначення значень нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля, яких необхідно досягти в характерних точках дорожньої нерівності, скористаємось рівнянням (2.33) моментів нормальних реакцій

опорної поверхні M_n , в якому його прирівнюємо до нуля (бажане значення з точки зору мінімізації відхилення керованих коліс автомобіля на фазі долання додатного кута атаки нерівності). Крім того, динамічний радіус лівого керованого колеса виразимо з рівняння (2.12) через нормальну реакцію (без врахування демпфування шини), а значення інших параметрів (окрім кута атаки дорожньої нерівності на шляху лівого керованого колеса та нормальної реакції опорної поверхні на нього) прирівнюємо до статичних (праве кероване колесо рухається по рівній опорній поверхні). Кут атаки дорожньої нерівності визначено з табл. 3.1.

З урахуванням зазначеного, бажане значення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо на початку дорожньої нерівності (в точці «a») R_{n11}^a становить 2975 Н. Отримане значення відповідає нормальній реакції на правому колесі, а відповідно й вимогам щодо алгоритму роботи активної підвіски. Бажане значення нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо в точці максимального кута атаки дорожньої нерівності (в точці «b») R_{n11}^b становить -1238 Н. Від'ємне значення пояснюється тим, що плече діє нормальної реакції на ліве кероване колесо в точці «b» більше нуля. Враховуючи, що досягти від'ємного значення нормальної реакції не представляється можливим прийнято, що $R_{n11}^b = 0$ Н (мінімально можливе значення). Отримане значення відповідає вимогам щодо алгоритму роботи активної підвіски на фазі долання додатного кута атаки нерівності.

З огляду на вимоги щодо алгоритму роботи активної підвіски в точці «c» (вершина дорожньої нерівності) хід її стискання має змінитись на хід відбою з інтенсивним вертикальним прискоренням центру лівого керованого колеса. Для реалізації зазначеної вимоги нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо R_{n11}^c має бути мінімальною $R_{n11}^c = 0$ Н.

При цьому на початку дорожньої нерівності (точка «a») тангенційна реакція опорної поверхні $R_{\tau11}^a$, що діє на ліве кероване колесо, згідно з рівнянням (2.21) дорівнює статичному значенню (як і отримане вище значення R_{n11}^a). Тобто $R_{\tau11}^a = -36$ Н. Тангенційна реакція опорної поверхні в точках максимального кута атаки дорожньої нерівності та її вершини (точки «b»

та «с») у відповідності з рівнянням (2.21) дорівнюють нулю (як і отримані вище значення R_{n11}^b та R_{n11}^c).

Тобто $R_{\tau11}^b = R_{\tau11}^c = 0$ Н

Динамічний радіус колеса автомобіля з рівняння (2.12) (без врахування демпфування шини) та з урахуванням умови (2.13) запишемо

$$r_{\lambda} = \begin{cases} r - \frac{R_n}{c_{ш}^r}, & \text{якщо } r - \frac{R_n}{c_{ш}^r} < r \\ r, & \text{якщо } r - \frac{R_n}{c_{ш}^r} \geq r \end{cases} \quad (3.1)$$

В свою чергу, вертикальну $V_{z'11}$ та повздовжню $V_{x'11}$ координати центру лівого керованого колеса автомобіля згідно з рис. 2.4 запишемо

$$V_{z'11} = Q_{z'11} + r_{d11} \cdot \cos\beta_{11}, \quad (3.2.)$$

$$V_{x'11} = Q_{x'11} + r_{d11} \cdot \sin\beta_{11}, \quad (3.3.)$$

Момент долання лівим керованим колесом ключових точок дорожньої нерівності з урахуванням швидкості руху автомобіля v_a запишемо

$$t_{11} = \frac{V_{x'11}}{v_a}, \quad (3.4.)$$

Отримані значення параметрів руху лівого керованого колеса автомобіля та результати розрахунків за формулами (3.1) - (3.4) на фазі долання додатного кута атаки нерівності в її характерних точках наведено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2.

Параметри руху лівого керованого колеса автомобіля на фазі долання додатного кута атаки нерівності

Параметри руху лівого керованого колеса, одиниці вимірювання	Короткий запис параметру; його значення в характерних точках дорожньої нерівності		
	в точці «a»	в точці «b»	в точці «с»
нормальна реакція опорної поверхні, Н	$R^a \square 2975$ $n11$	$R^b \square 0$ $n1$	$R^c \square 0$ $n1$

		1	1
тангенційна реакція опорної поверхні, Н	$R^a \square \square 36$ $\square 11$	$R^b \square 0$ \square 11	$R^c \square 0$ \square 11
динамічний радіус колеса, м	$r^a \square 0.275$ д11	$r^b \square 0.290$ д11	$r^c \square 0.290$ д11
вертикальна координата його центру, м	$V^a \square 0.275$ z11	$V^b \square 0.317$ z11	$V^c \square 0.360$ z11
повздожня координата його центру, м	$V^a \square \square 0.004$ x11	$V^b \square 0.183$ x11	$V^c \square 0.496$ x11
момент долання його центром, с	$t^a \square 0.000$ 11	$t^b \square 0.013$ 11	$t^c \square 0.036$ 11

Варто відзначити, що в наслідок зменшення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо за підрахунками по математичній моделі (див. 2.1) за проміжок часу від моменту долання початку нерівності до моменту долання її максимального кута атаки відбувається зміна положення («просідання») несучої системи автомобіля над лівим керованим колесом автомобіля на величенну $\Delta h_{11}^{a.b} = 0,007$ м. Від моменту долання максимального кута атаки нерівності до моменту $\Delta h_{11}^{b.c} = 0,004$ м.

З урахуванням зазначеного та з використанням відомостей табл. 3.2 активний хід стискання підвіски лівого керованого колеса на проміжку від моменту наїзду на початок нерівності (t_{11}^a) до моменту долання її максимального кута атаки (t_{11}^b) (позначено $f_{A11}^{a.b}$) та від моменту долання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту долання її вершини (t_{11}^c) (позначено $f_{A11}^{b.c}$) відповідно запишемо

$$f_{A11}^{a.b} = (V_{z11}^b - V_{z11}^a) + \Delta h_{11}^{a.b}. \quad (3.5.)$$

$$f_{A11}^{b.c} = (V_{z11}^c - V_{z11}^b) + \Delta h_{11}^{b.c}. \quad (3.6.)$$

В рівняннях (3.5), (3.6) та далі за текстом параметри активного ходу підвіски позначено нижнім індексом «А».

В свою чергу активний хід стискання підвіски на фазі долаття додатного кута атаки нерівності з урахуванням (3.5) та (3.6) запишемо

$$f_{A11}^{a.c} = (V_{z11}^b - V_{z11}^a) + \Delta h_{11}^{a.b} + (V_{z11}^c - V_{z11}^b) + \Delta h_{11}^{b.c}. \quad (3.7)$$

отримане з рівняння (3.7) значення активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса $f_{A11}^{a.c}$ перевищує значення її ходу стискання від статичного положення f_{11}^{ct} , то необхідно до початку долаття дорожньої нерівності на підготовчому етапі (параметри, що відповідають цьому етапу позначені верхнім індексом «П») забезпечити активний хід відбою, який визнається рівнянням

$$f_{A11}^{\Pi} = \begin{cases} f_{A11}^{a.c} - f_{11}^{ct} & , \text{якщо } f_{A11}^{a.c} > f_{11}^{ct} \\ 0 & , \text{якщо } f_{A11}^{a.c} < f_{11}^{ct} \end{cases} \quad (3.8)$$

З урахуванням сформованих вимог до алгоритму роботи активної підвіски автомобіля (рівність нормальних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля до наїзду на дорожню нерівність), а також з метою збереження кутової орієнтації автомобіля до наїзду на дорожню нерівність, активний хід відбою на підготовчому етапі, що визначається за рівнянням (3.8), має відбутись одночасно з рівними значеннями на всіх підвісках його коліс ($f_{A11}^{\Pi} = f_{A12}^{\Pi} = f_{A21}^{\Pi} = f_{A22}^{\Pi}$).

Реалізація цих умов передбачає обчислення блоком управління отриманих від реєструючих засобів вихідних даних (поточні геометричні параметри опорної поверхні та параметри руху автомобіля) з подальшим наданням керуючих дій виконавчим пристроям активної підвіски [92].

Сучасні реєструючі засоби надають інформацію про стан опорної поверхні до наїзду на дорожню нерівність [92]. Відповідно алгоритм роботи активної підвіски може виконуватись до наїзду на дорожню нерівність. Наприклад, у випадку використання системи сканування дорожнього полотна *Road Surface Scan* відстань розпізнавання $S_{роз}$ геометричних параметрів опорної поверхні (рис. 1.8) становить 15 м [92]. Тоді, для наведеного прикладу час від моменту розпізнавання дорожньої нерівності до моменту наїзду колесом автомобіля на її початок $t_{роз}$ з урахуванням швидкості руху v_a запишемо

$$t_{\text{роз}} = \frac{S_{\text{роз}}}{v_a}, \quad (3.9.)$$

В свою чергу, робота виконавчих пристроїв активної підвіски передбачає використання енергії (електричної, потенційної тощо) на вертикальне переміщення колеса автомобіля по відношенню до його несучої системи. Сьогодні, активне зусилля в підвісці реалізується, наприклад, в гідравлічних насосах (низькочастотна активна підвіска з діапазоном частот приблизно 5 Гц, часом спрацювання $t_{\text{спр}}$ від 0,3 с та споживаною потужністю 5 КВт), електромагнітних лінійних двигунах (високочастотна активна підвіска з діапазоном частот близько 20 Гц і вище [39], часом спрацювання $t_{\text{спр}}$ до 10 мкс та споживаною потужністю від 4 КВт до 20 КВт [133]) тощо.

В дані роботі в якості виконавчого пристрою активної підвіски автомобіля запропоновано механізм активної підвіски (див. 4.3), що використовує потенційну енергію (далі за текстом – «активна енергія») від зміни деформації циліндричної пружини (далі за текстом – «активна пружина»). При цьому механізм активної підвіски підключений до її пружного та гасильного пристроїв паралельно і не впливає на динаміку руху автомобіля до моменту його включення в дію (див 4.3).

Час спрацювання $t_{\text{спр}}$ зазначеного механізму не перевищує 0,033 с, що має бути враховано при визначенні моменту надання команди для її своєчасного виконання ($t_A \square t_{\text{спр}}$). Проте, з точки зору моделювання робочих процесів активної підвіски представляє інтерес момент початку реалізації t_A тої чи іншої активної дії у відповідності з розробленим алгоритмом.

Час від початку реалізації активного ходу відбою підвіски на підготовчому етапі f_A^{II} до моменту наїзду на початок дорожньої нерівності (t_{11}^a) з урахуванням рівняння (3.9) запишемо

$$t_{Astart}^{\text{II}} = t_{11}^a - t_{\text{роз}}. \quad (3.10)$$

Середня швидкість активного ходу відбою підвіски на підготовчому етапі у відповідності з його значенням f_A^{II} (3.8) та часом, який витрачається на його реалізацію (з урахуванням (3.10)), запишемо

$$v_A^{\Pi} = \frac{f_A^{\Pi}}{t_{11}^a - t_{A.start}^{\Pi}}$$

Варто відзначити, що до моменту включення в роботу активної підвіски автомобіля його система підресорювання була врівноважена. Тому, для реалізації активного ходу відбою підвіски f_A^{Π} до наїзду на дорожнє збурення активна енергія відбою E_A^{Π} має бути рівною сумі потенційної енергії від зміни положення приведеної до колеса автомобіля підресореної маси $E_{m_n}^{\Pi}$, її кінетичної енергії $E_{m_n}^{\Pi}$, енергії опору демпферного пристрою (амортизатора) на ході відбою $E_{\text{д}}^{\Pi}$ і тертя в шарнірах підвіски $E_{\text{т}}^{\Pi}$, а також зміни потенційної енергії від деформацій пружного пристрою підвіски $E_{\text{пр}}^{\Pi}$, що виникають в наслідок реалізації зазначеного ходу f_A^{Π} .

$$E_A^{\Pi} = E_{m_n}^{\Pi} + E_k^{\Pi} + E_{\text{д}}^{\Pi} + E_{\text{т}}^{\Pi} + E_{\text{пр}}^{\Pi}, \quad (3.11.)$$

Окремі складові, що входять в рівняння (3.11), на основі законів теоретичної механіки записані у вигляді

$$\begin{aligned} E_{m_n}^{\Pi} &= m_n \cdot g \cdot f_A^{\Pi}; & E_k^{\Pi} &= \frac{1}{2} m_n \cdot v_A^{\Pi 2}; \\ E_{\text{д}}^{\Pi} &= \frac{k_{\text{д}}^{\text{від}}}{2} \cdot v_A^{\Pi} \cdot f_A^{\Pi}; & E_{\text{т}}^{\Pi} &= F_{\text{т}}^{\text{max}} \cdot f_A^{\Pi}; \end{aligned}$$

$$E_{\text{пр}}^{\Pi} = - \frac{\frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{\Delta f^{st}}{i_x} \right) + \frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{\Delta f^{st} - f_A^{\Pi}}{i_x} \right)}{\gamma} \cdot f_A^{\Pi}.$$

З іншого боку, приведена до колеса автомобіля активна енергія відбою підвіски на підготовчому етапі E_A^{Π} на основі законів теоретичної механіки, з урахуванням параметрів активного механізму та значення активного ходу відбою на підготовчому етапі, що необхідно досягти f_A^{Π} запишемо

$$E_A^{\Pi} = \frac{\frac{c_A^{\Pi}}{i_{A,y}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start}^{\Pi} \right) + \frac{c_A^{\Pi}}{i_{A,y}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start}^{\Pi} + \frac{f_A^{\Pi}}{i_{A,x}^{\Pi}} \right)}{2} \cdot f_A^{\Pi}, \quad (3.12)$$

де c_A^{Π} - жорсткість активної пружини ходу відбою підвіски на підготовчому

етапі, Н/м;

$i_{A.y}^{\Pi}$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски на підготовчому етапі по силі;

$\Delta L_{A.start}^{\Pi}$ - початкова деформація активної пружини ходу відбою підвіски на підготовчому етапі, м;

$i_{A.x}^{\Pi}$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски на підготовчому етапі по переміщенню.

$$E_{m_{n11}}^{a,b} = m_{n11} \cdot g \cdot f_{A11}^{a,b}, \quad (3.19)$$

$$E_{k11}^{a,b} = \frac{1}{2} m_{n11} \cdot v_{A11}^{a,b}{}^2, \quad (3.20)$$

$$E_{n11}^{a,b} = \frac{k_{a1}^{cm}}{2} \cdot v_{A11}^{a,b} \cdot f_{A11}^{a,b}, \quad (3.21)$$

$$E_{\tau11}^{a,b} = F_{\tau1}^{\max} \cdot f_{A11}^{a,b}, \quad (3.22)$$

$$E_{np11}^{a,b} = \frac{c_{up1} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{A11}^n}{i_{x11}} \right) + c_{up1} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{A11}^n + f_{A11}^{a,b}}{i_{x11}} \right)}{2} \cdot f_{A11}^{a,b},$$

$$E_{cr11}^{a,b} = \frac{c_{cr1}^{np} \cdot (0) + c_{cr1}^{np} \cdot (f_{A11}^n + f_{A11}^{a,b})}{2} \cdot (f_{A11}^n + f_{A11}^{a,b});$$

$$E_{ml1}^{a,b} = -\frac{c_{ml}^r \cdot (r - r_{A11}^b) + c_{ml}^r \cdot (r - r_{A11}^a)}{2} \cdot (r_{A11}^b - r_{A11}^a);$$

$$E_{A11}^{\Pi a,b} = \frac{\frac{c_{A11}^{\Pi}}{i_{A.y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{A11}^{\Pi}}{i_{A.x11}^{\Pi}} \right) + \frac{c_{A11}^{\Pi}}{i_{A.y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{A11}^{\Pi} - f_{A11}^{a,b}}{i_{A.x11}^{\Pi}} \right)}{2} \cdot (f_{A11}^{\Pi} + f_{A11}^{a,b}).$$

Таблиця 3.3

Імпульс моментів сил, що діють на характерних проміжках часу відносно осей повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою

Джерело імпульсу	Імпульс моменту сили, Н·м·с, на проміжку часу		
	Від t^a	Від t^b	Від t^a
	11	11	11

	до t^b 11	до t^c 11	до t^c 11
Момент нормальних реакцій M_n	0,079	0,530	0,609
Момент тангенціальних реакцій M_{\square}	-0,007	-0,045	-0,052
Момент вертикальних сил інерції M_v	0,063	-0,105	-0,044
Разом $M_{n.\square.v}$	0,135	0,380	0,515

Для проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля з активної підвіскою при русі по нерівній дорозі [134] (підрозділ 3.2) в рівняння проєкцій на вертикальну вісь рухомої системи координат $XpYpZp$ сумарних приведених сил підвісок рівняння (2.53), що входить в систему рівнянь динаміки руху автомобіля (2.7), підставляються рівняння сумарних приведених сил: для підвіски лівого керованого колеса – (3.37), а для підвісок інших коліс – (3.14).

3.2. Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі

З урахуванням математичних залежностей, що описують рух автомобіля по нерівній дорозі (п. 2.1) та робочих процесів його активної підвіски (п. 3.1), проведено теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля (його параметри наведено в Додатку А) з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі (умови руху наведено в п 1.3) [131].

У цьому підрозділі для зручності аналізу впливу роботи активної підвіски на процеси, які супроводжують рух автомобіля по нерівній дорозі, на графічних залежностях пунктиром відображено криві, що характеризують рух автомобіля з пасивною підвіскою.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності зміни поперечного відхилення \square центру мас автомобіля від заданої траєкторії, його

Аналіз графіків (рис. 3.1) свідчить, що після наїзду автомобіля на дорожню нерівність відбувається короткочасна та незначна (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна кута повороту його керованих коліс φ , значно менша (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна курсового кута ψ , зміна кутів крену α і тангажу θ , а також майже відсутня (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля від заданої траєкторії.

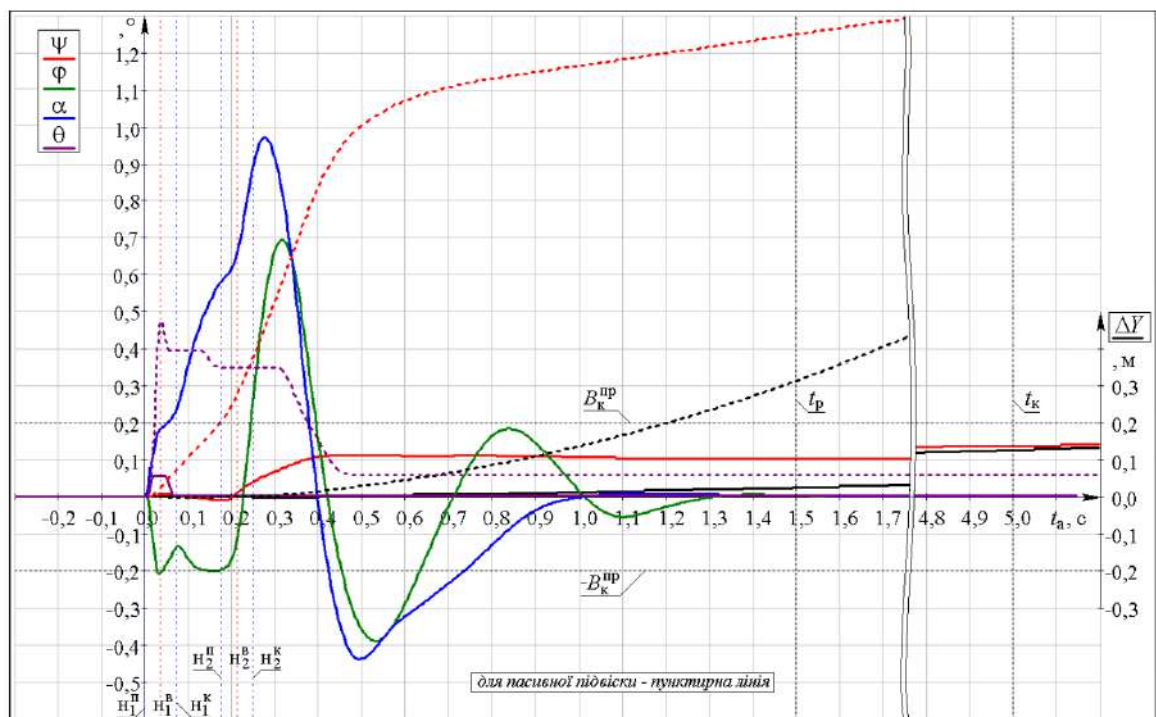


Рисунок 3.1 – Залежності зміни поперечного відхилення центру мас автомобіля з активною підвіскою від заданої траєкторії, його курсового кута

При цьому згодом після долання вершини нерівності заднім колесом автомобіля (вертикаль « $n_2^в$ ») його курсовий кут досягає значення 0,112 град. В першу чергу це пояснюється тим, що в контактні еластичної шини автомобіля з дорогою відбуваються процеси, які призводять до кочення його коліс з відведенням (п. 3.2.1).

Після наїзду на початок дорожньої нерівності (вертикаль « $n_1^п$ ») спостерігається короткочасний (в порівнянні з поворотом коліс автомобіля з пасивною підвіскою (рис. 2.8)) поворот керованих коліс вліво на 0,056 град. При

цьому в районі вершини нерівності (вертикаль « n^B ») відбувається стабілізація керованих коліс в області нульових значень (0,003 град) (п. 3.2.2).

Крім того, після долаття нерівності переднім та заднім колесами лівого борта автомобіля спостерігається зміна коливального характеру кутів крену α та тангажу β . Кут крену α змінюється спочатку вліво, під час долаття нерівності

переднім колесом, досягаючи значення $-0,209$ град, а потім вправо після долаття нерівності заднім колесом, досягаючи значення $0,693$ град. Після цього значення поперечного кута нахилу несучої системи автомобіля поступово стабілізуються на близьких до нуля величинах.

Одночасно з описаними процесами значення кута тангажу β змінюється з $0,958$ град до $-0,446$ град, після чого значення повздовжнього кута нахилу несучої системи автомобіля поступово стабілізуються на близьких до нуля величинах. Характер зміни кутів крену та тангажу несучої системи автомобіля пояснюється робочими процесами його активних підвісок (п. 3.2.3).

Подальший аналіз рисунку 3.1 показує, що через $1,5$ с (час реакції водія) після наїзду на дорожню нерівність (вертикаль « tr ») поперечне відхилення вліво ΔY центру мас автомобіля становить $0,025$ м, а курсовий кут α – $0,103$ град.

Вихід габаритів автомобіля з активною підвіскою (працює за розробленим алгоритмом (п. 3.1)) за межі коридору безпеки протягом часу t_k (5 с) не відбувся.

Згідно з прийнятими критеріями (п. 1.1) курсова стійкість автомобіля з активною підвіскою задовільна.

Зазначені процеси відбуваються у відповідності з розробленим алгоритмом (див. 3.1) активної підвіски. Це пояснює зміну характеру взаємодії лівого керованого колеса автомобіля з дорожньою нерівністю (рис. 3.2) (на фазі долаття додатного кута атаки нерівності нормальна реакція опорної поверхні зменшується, а на фазі долаття від'ємного кута атаки нерівності – зростає), що позитивно (з точки зору зменшення кута відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення після долаття дорожньої нерівності) впливає на характер зміни моментів відносно осей повороту керованих коліс від дії нормальних реакцій (п. 3.2.2). Також, зазначене пояснює зміну характеру ходу підвіски лівого керованого колеса (інтенсивне прискорення ввєрх в області вершини нерівності), що призводить до збільшення моменту, який діє відносно осей повороту керованих коліс, від вертикальних сил інерції (рис. 3.4) і відіграє позитивну роль в зменшенні відхилення кутів повороту керованих коліс від нейтрального положення (п. 3.2.2) на зазначеному проміжку часу.

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПАСИВНОЮ ТА АКТИВНОЮ ПІДВІСКАМИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

4.1. Мета і задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є підтвердження адекватності розробленої математичної моделі та достовірності результатів теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при його русі по нерівній дорозі.

До задач експериментального дослідження входило:

- розробка та створення виконавчого пристрою активної підвіски, що працює за розробленим алгоритмом;
- визначення параметрів фізичної моделі автомобіля, що використовуються при математичному моделюванні її руху по нерівній дорозі;
- створення траси для проведення експериментальних досліджень;
- вибір вимірювально-реєструючого комплексу та місць встановлення його датчиків на об'єкті експериментальних досліджень;
- визначення показників курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі;
- провести порівняльний аналіз експериментальних і теоретичних досліджень, а також роботи активної підвіски, на курсову стійкість фізичної моделі автомобіля при її русі по нерівній дорозі.

4.2. Об'єкт експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводять як на натурних зразках, так і на їх фізичних моделях. Останні мають певні переваги: значне меншення матеріальних витрат та витрат часу на виконання роботи, можливість швидко змінювати умови проведення експерименту, можливість оцінювати ефективність технічних рішень до реалізації їх в реальних конструкціях автотранспортних засобів та випробувальних стендах.

В якості об'єкта експериментальних досліджень обрано фізичну модель автомобіля 5 (рис. 4.1.) з коефіцієнтом геометричної подібності рівним 4 (за вільним радіусом колеса). Варто відзначити, що фізична модель автомобіля має еластичні шини, незалежні двоважільні підвіски передніх та задніх коліс, амортизатори, передній і задній стабілізатори поперечної стійкості, міжколісний симетричний диференціал, двигун внутрішнього згоряння, гальмівну систему та систему рульового керування.



Рис. 4.1. Фізична модель автомобіля та дорожня нерівність, а також джерело енергії з контактною парою (а), що необхідні для роботи виконавчого пристрою активної підвіски

Для подібності конструкції об'єкту експерименту тому автомобілю, якого розглянуто в теоретичних дослідженнях, були відключені передній привід фізичної моделі автомобіля та привід керування кутами повороту керованих коліс. Проведено роботи по усуненню люфтів в шарнірах підвіски фізичної моделі автомобіля та системі її рульового керування. Крім того, в підвіски встановлено буфери стискання 1 (рис. 4.1.) (буфер відбою при теоретичних дослідженнях в зазначених умовах в роботу не включався), а в колеса - пристрої (клапани) 2 для підтримки та забезпечення зміни внутрішнього тиску повітря в еластичних шинах. Для забезпечення роботи механізму активної підвіски (п. 4.3) фізичної моделі автомобіля 5 (рис. 4.1), що долає дорожню нерівність 3, на опорній

поверхні розміщені контактні пари 4 до яких через електричні дроти 6 підводиться напруга (12 В) від акумулятора 7.

Система живлення двигуна фізичної моделі автомобіля була налаштована таким чином, що при натиснутому оператором на дистанційному пульті керування важеля розгону до крайнього положення швидкість фізичної моделі автомобіля в момент долання дорожньої нерівності її керованим лівим колесом становила 3,5 м/с (передбачено програмою експериментальних досліджень (п. 4.6)).

4.3. Розробка виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля

Теоретичними дослідженнями доведено, що для досягнення поліпшення курсової стійкості автомобіля достатньо керувати робочими процесами активної підвіски його керованого колеса, що долає дорожню нерівність. Згідно з розробленим алгоритмом (п. 3.1) необхідність в активному ході підвісок коліс фізичної моделі автомобіля на підготовчому етапі відсутня (з урахуванням геометричних параметрів дорожньої нерівності та параметрів фізичної моделі автомобіля).

З огляду на значення коефіцієнтів опору відбою та стискання амортизатора передньої підвіски фізичної моделі автомобіля, а також на складність реалізації їх зміни, раціонально (хоча й зі зменшенням ефекту роботи активної підвіски на курсову стійкість фізичної моделі автомобіля) зміну зазначеного коефіцієнту під час активного ходу відбою підвіски не здійснювати.

Тоді задача зводиться до забезпечення реалізації активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля у відповідності з алгоритмом її роботи (п. 3.1). При цьому використання гідравлічних, пневматичних або електромагнітних виконавчих пристроїв активної підвіски ускладнює її конструкцію, підвищує вартість та вимоги щодо експлуатації. Тому, було розроблено та створено механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля (рис. 4.2.).

В основі конструкції механізму активної підвіски використано

циліндричну виту пружину (далі за текстом - «активна пружина»), що працює на розтягування, від деформації якої (величина деформації визначається за розробленим алгоритмом) накопичується потенційна енергія (далі за текстом - «активна енергія»), що необхідна для здійснення активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля, що долає дорожню нерівність.

Активна пружина 22 (рис. 4.2.) розміщена в жорстко пов'язаній з несучою системою фізичної моделі автомобіля направляючій 13, а її передній та задній кінці фіксуються відповідно рухомими штифтами 12 та 28. В свою чергу, рухомі штифти переміщуються вздовж направляючих 10 та 29 і через систему гнучких зв'язків 8 і 26 та блоків 9 і 25 пов'язані відповідно з штоками 7 і 27 пристроїв включення та виключення (напряга живлення 12 В) активного механізму. Їх корпуси 38 і 23 жорстко пов'язані з несучою системою фізичної моделі автомобіля.

Крім того, до переднього кінця активної пружини кріпиться гнучкий зв'язок 11, який через систему блоків 31, 32, 37, 36 поєднує її з штоком амортизатора підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля. При цьому блок 32 кріпиться до важеля 33. В свою чергу, компенсаційна пружина 34 одним кінцем кріпиться до важеля 33, а іншим - до несучої системи автомобіля. Це дозволяє виключити вплив активного механізму на роботу підвіски до його включення в дію та після його виключення, зберігаючи зі зміною ходу підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля контакт гнучкого зв'язку 11 на робочих поверхнях блоків 31, 32, 37, 36 (необхідно для роботи активного механізму).

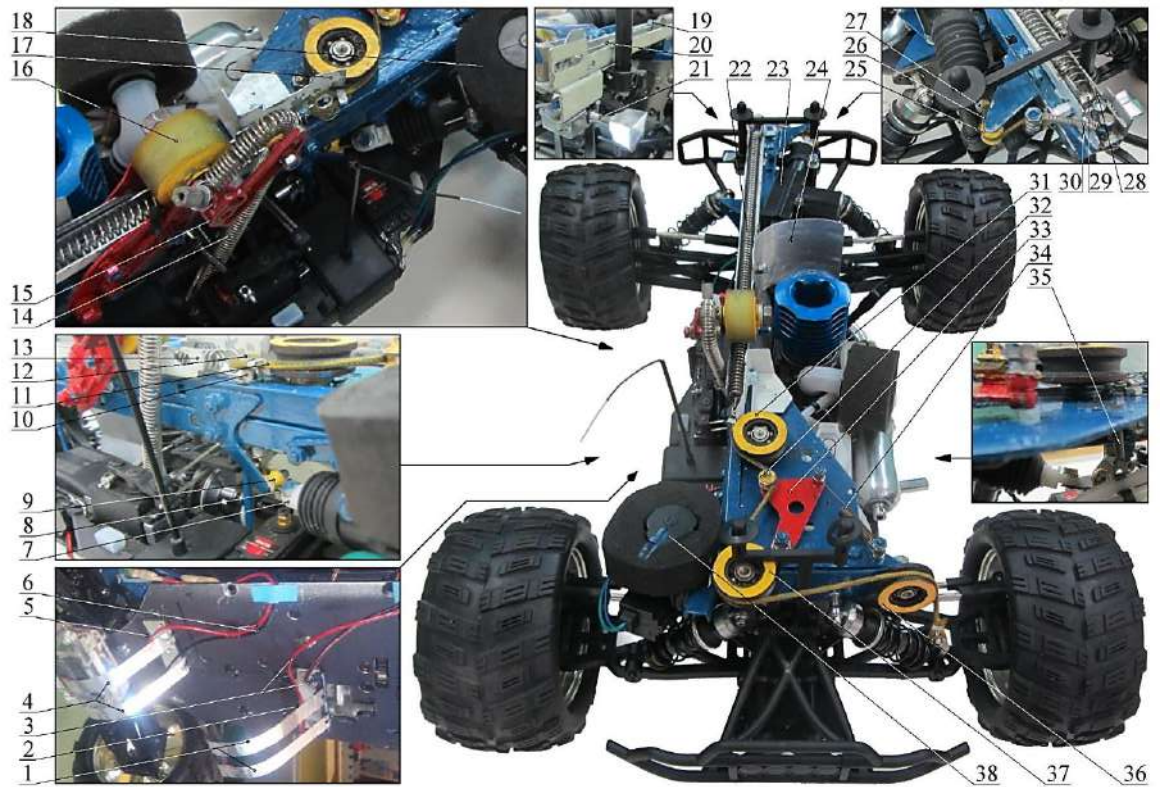


Рис. 4.2. Механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля (найменування позицій розкрито за текстом)

Натяг активної пружини (накопичення активної енергії) здійснюється при зафіксованому її передньому кінці штифтом 12 і забезпечується шляхом обертання ручки 21 ведучого валу черв'ячного редуктора, на ведений вал якого намотується струна 20, яка через зв'язок 19 поєднана з заднім кінцем активної пружини 22. Після здійснення натягу активної пружини 22 до її зачеплення з рухомим штифтом 28 струна 20 і зв'язок 19 демонтуються з фізичної моделі.

Разом з тим до пристроїв включення та виключення активного механізму через електричні дроти 3 та 6 підключенні гнучкі струмознімачі 1 та 4, які через діелектричні прокладки 2 та 5 кріпляться до несучої системи фізичної моделі автомобіля. При цьому контактні пари 4 (рис. 4.1.) розміщені на опорній поверхні таким чином, щоб у відповідності з розробленим алгоритмом та планом експериментальних досліджень відбулось їх послідовне замикання з струмознімачами 1 та 4, що кріпляться до несучої частини автомобіля (рис. 4.2.). Такий підхід дозволяє в необхідний момент підвести напругу від акумулятора 7, що розміщений на опорній поверхні (рис. 4.1.), до пристроїв включення та

виключення активного механізму, що розміщені на несучій частині фізичної моделі автомобіля (рис. 4.2.).

Пристрій включення активного механізму «втягуючи» рухомий шток 7 (рис. 4.2.), який через гнучкий зв'язок 8 та блок 9 переміщує вздовж направляючої 10 штифт 12 і звільнює передній кінець активної пружини 22. Після цього передній кінець активної пружини 22 під дією потенційної сили від її деформації, переміщується вздовж направляючої 13 в напрямку її заднього кінця (відбувається стискання активної пружини). При цьому натяг гнучкого зв'язку (11) зростає і важіль 33, розтягуючи компенсаційну пружину 34, переміщується таким чином, що робочі поверхні блоків 31, 32, 37 вирівнюються майже в пряму лінію, а шток амортизатора підвіски лівого керованого колеса під дією потенційної сили активної пружини піднімається вгору по відношенню до несучої системи автомобіля (механізм активної підвіски включений).

Пристрій виключення механізму активної підвіски під дією електричного струму, «втягуючи» рухомий шток 27, який через гнучкий зв'язок 26 та блок 25 переміщує вздовж направляючої 29 штифт 28 і звільнює задній кінець активної пружини 22. В свою чергу, задній кінець активної пружини 22 під дією потенційної сили від її деформації, переміщується вздовж направляючої 13 в напрямку її переднього кінця (активна пружина звільнюється і повертається в свій недеформований стан). Натяг гнучкого зв'язку 11 зменшується до мінімально необхідного (описано вище), а потенційна сила активної пружини припиняє свою дію на шток амортизатора підвіски лівого керованого колеса (механізм активної підвіски виключений). Рухомі штифти 12 та 28 під дією зворотних пружин 35 та 30 повертаються в свої вихідні положення.

Варто відзначити, що після спрацювання пристрою виключення активного ходу стискання підвіски активна пружина 22 рухається з інтенсивним прискоренням вперед вздовж направляючої 13. Для зменшення її швидкості використовується гальмівний ролик 16 (його робоча поверхня з фрикційним покриттям) на муфті вільного ходу (гальмування активної пружини 22 на ході активного стискання не бажане), що розміщений на кінці важеля гальмівного

механізму 15. Цей важіль під дією потенційної сили від деформації прижимної пружини 14 притискає гальмівний ролик 16 до активної пружини 22, що розміщена в направляючій 13.

Для захисту від механічного пошкодження блоку 32 та корпусу пристрою включення активного механізму 38 в конструкцію введено відповідно екран 17 та захисний буфер 18. Для захисту корпусу пристрою виключення активного механізму 23 від теплового впливу двигуна внутрішнього згоряння використано тепловий екран 24 (рис. 4.2.).

4.4. Експериментальне визначення параметрів фізичної моделі автомобіля

Для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі (п. 2.1), передбачено проведення експериментальних і теоретичних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при її русі по нерівній дорозі. Для цього на першому етапі експериментально визначено параметри фізичної моделі автомобіля, що є вихідними даними для математичного моделювання, в якому закладено умови експериментальних досліджень (швидкість, час тощо).

Так, було визначено геометричні параметри фізичної моделі автомобіля та параметри її мас. При цьому невіднесено масу підвісок коліс автомобіля визначено за методикою, описаною в роботі. Координати центру мас автомобіля визначено за методикою, наведеною в роботі. Моменти інерції фізичної моделі автомобіля відносно її поздовжньої поперечної та вертикальної осей, а також моменти інерції колеса фізичної моделі автомобіля відносно його вертикальної осі та осі обертання визначено за методикою, описаною в роботі.

Для експериментального визначення параметрів еластичного колеса фізичної моделі автомобіля та параметрів його взаємодії з опорною поверхнею розроблено універсальний стенд (рис. 4.2.), конструкцію якого описано в роботі.

На універсальному стенді по запропонованим в роботі методикам визначено геометричні параметри та параметри мас еластичного колеса, його радіальну $c_{ш}^r$,

бічну $c_{\text{ш}}^y$, кутову $c_{\text{ш}}^{\theta}$, та коефіцієнт окружної $c_{\text{ш}}^o$ жорсткості, а також коефіцієнт демпфування $k_{\text{ш}}$ шини; досліджено силове (екстремальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню $K_{\delta}^{\text{екст}}$ та нормальну реакцію опорної поверхні на колесо автомобіля, що відповідає йому $R_n^{\text{екст}}$) та кінематичне (питомий коефіцієнт впливу кута розвалу колеса автомобіля на відведення його шини K_{γ}) відведення шини; визначено коефіцієнт опору коченню f_k еластичного колеса фізичної моделі автомобіля, а також максимальні значення коефіцієнтів повздовжнього φ_x^{max} та поперечного φ_y^{max} зчеплення його шини з дорогою та їх значення при повному ковзані $\varphi_x^{\text{пов}}$ та $\varphi_y^{\text{пов}}$ (рис. 4.3.).

В усіх дослідах з переміщенням контактної поверхні універсального стенду враховувався опір її переміщенню під навантаженням, еквівалентним навантаженню від колеса фізичної моделі автомобіля.



Рис. 4.3. До визначення характеристик еластичного колеса та параметрів його взаємодії з опорною поверхнею

Для визначення коефіцієнту $k_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини було проведено заміри її кутової жорсткості $c_{\text{ш}}^{\theta}$ при різних значеннях нормальної реакції R_n опорної поверхні на колесо фізичної моделі автомобіля (рис. 4.4). При цьому несуча система фізичної моделі автомобіля виводилась в положення, при якому повздовжній кут нахилу

осей повороту керованих коліс до поперечної вертикальної площини опорної поверхні був рівний нулю, а праве кероване колесо знаходилося на контактній поверхні універсального стенда (ліве кероване колесо демонтувалось) (рис. 4.3).

Нормальна реакція R_n контактної поверхні універсального стенда на праве кероване колесо фізичної моделі автомобіля задавалась навантаженням на нього (шляхом зміни вертикального положенням несучої системи та деформацією пружного елемента підвіски), а її значення контролювалось на дисплеї універсального стенда.

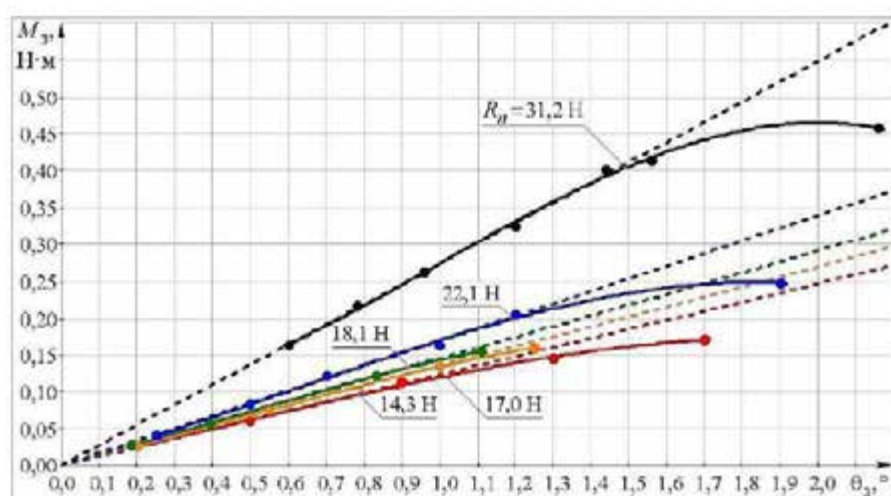


Рис. 4.4. Результати експериментальних даних та апроксимуючі криві щодо залежності зміни моменту закручування тіла шини M_3 , від кута її закручування θ_3 при різних значеннях нормальної реакції R_n опорної поверхні

На маточину правого керованого колеса встановлювалась вимірювальна шкала кута закручування тіла шини θ_3 , яка через гнучкий зв'язок та блок була поєднана з навантажувальним пристроєм (рис. 4.3). В залежності від маси навантажувального пристрою задавалась необхідна повздовжня сила F_x^θ , яка діяла по дотичній до зовнішньої робочої поверхні вимірювальної шкали радіусом 100 мм (рівним відстані від осі повороту керованого колеса фізичної моделі автомобіля до гнучкого зв'язку на робочій поверхні вимірювальної шкали r^θ).

Таким чином, задавався момент від дії повздовжньої сили F_x^θ на плечі r^θ , який

визначався залежністю

$$M^\theta = F_x^\theta \cdot r^\theta \quad (4.1.)$$

Частина зазначеного моменту M^θ витрачається на додання опору повороту шини від кочення по опорній поверхні M_f^θ , що визначається за рівняннями, наведеними в роботі, і на додання моменту опору тертя в системі рульового керування M_T^{max} . Інша частина зазначеного моменту M^θ витрачається на додання моменту від закручування тіла шини M_3^θ . Тоді, на основі рівняння з роботи та з урахуванням моменту опору тертя в системі рульового керування M_T^{max} , момент від закручування тіла шини M_3^θ визначимо як

$$M_3^\theta = M^\theta - M_f^\theta - M_T^{max}, \quad (4.2.)$$

Момент сили сухого тертя M_T^{max} визначається при знятих керованих колесах (рис. 4.5, а) в положенні несучої системи фізичної моделі автомобіля, описаному вище (рис. 4.3). При цьому фіксується значення повздовжньої сили $F_{x.T}^\theta$ при якому починається зміна кута повороту керованих коліс. Тоді, з урахуванням плеча r^θ дії повздовжньої сили $F_{x.T}^\theta$, момент сили тертя в системі рульового керування M_T^{max} запишемо

$$M_T^{max} = F_{x.T}^\theta \cdot r^\theta, \quad (4.3.)$$

В свою чергу, кутова жорсткість еластичної шини визначається з рівняння, наведеного в роботі

$$c_{ш}^\theta = \frac{M_3^\theta}{\theta_3}, \quad (4.4.)$$

Результати експериментальних даних та апроксимуюча їх крива щодо залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{ш}^\theta$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні нанесені на поле графіку (рис. 4.6). Коефіцієнт $\kappa_{ш}^\theta$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини колеса фізичної моделі автомобіля становить 0,29 м/рад.

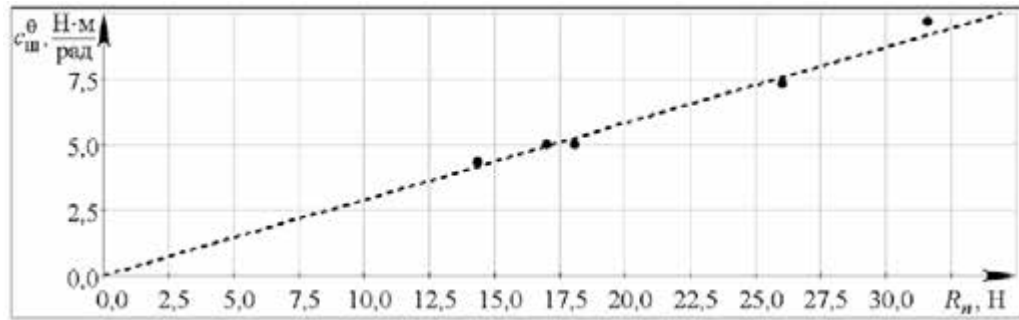


Рис. 4.5. Експериментальні дані та їх апроксимуюча щодо залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{ш}^{\theta}$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні

Аналіз графіка свідчить, що характер залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{ш}^{\theta}$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні на неї має лінійний характер. Це дозволяє при наявності довідникових даних (п. 2.1.2) визначити коефіцієнт $k_{ш}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини за рівнянням (2.41).

Для визначення жорсткості пружних пристроїв підвісок $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_6^{ст}$, а також коефіцієнтів опору амортизаторів на ході стискання $k_д^{ст}$ та відбою $k_д^{ст}$, розроблено та створено вимірювальний модуль властивостей пружного та демпферного пристроїв підвіски фізичної моделі автомобіля (рис. 4.5, б).

Так, для визначення параметрів жорсткості пружних пристроїв підвісок $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_6^{ст}$ використано контрольно-вимірювальний пристрій лінійного переміщення штоку амортизатора, на який через гнучкий зв'язок та блок передавалось тароване зусилля $F_{тар}$ від навантажувального пристрою (рис. 4.5, б).

Зміна навантаження здійснюється поступово та плавно. Зміна ходу штока (деформація пружного пристрою підвіски та буфера її стискання) визначалась зі шкали ноніуса контрольно-вимірювального пристрою лінійного переміщення штоку амортизатора. Такий підхід дає можливість визначити жорсткості пружних $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_6^{ст}$.

Для визначення коефіцієнтів опору амортизаторів підвісок на ході

стискання k_d^{CT} (рис. 4.5, в) та відбою $k_d^{Від}$ (рис. 4.5, г) використовується контрольно-вимірювальний пристрій лінійного переміщення штоку амортизатора і контрольно-вимірювальний пристрій часу його переміщення. При цьому початок відліку часу та його зупинка відбувались автоматично (шляхом послідовного замикання струмознімача з контактними парами (рис. 4.5, в)) в момент проходження штоку амортизатора характерних положень, відстань між якими Δs_a визначалась зі шкали ноніуса контрольно-вимірювального пристрою лінійного переміщення штоку амортизатора. Час проходження зазначеної відстані штоком амортизатора Δt_a фіксувався на дисплеї контрольно-вимірювального пристрою часу. Відповідно визначалась швидкість переміщення штоку амортизатора $\dot{f}_a = \frac{\Delta s_a}{\Delta t_a}$ в залежності від тарованого зусилля, що діє на нього $F_{Тар}$ (описано вище). Тоді, з рівняння (2.48) (де: $F_d = F_{Тар}$; $\dot{f} = \dot{f}_a$; $i_x = 1$ визначаються відповідно коефіцієнти опору амортизаторів підвісок на ході стискання k_d^{CT} та відбою $k_d^{Від}$).

Крім того, за допомогою універсального вимірювального комплексу з використанням рівняння (2.51) було визначено приведену жорсткість стабілізаторів поперечної стійкості c_b^{CT} . Для цього, демонтувались пружні пристрої підвісок, амортизатори, та колеса фізичної моделі автомобіля. Зміна ходупідвіски одного з коліс осі фізичної моделі автомобіля визначалась за даними контрольно-вимірювального пристрою вертикального лінійного переміщення центру колеса («Вимірювальна рамка»), а зміна навантаження іншого - на дисплеї універсального стенда.

При визначенні граничної сили тертя F_T^{max} , що діє в шарнірах передньої та задньої підвісок фізичної моделі автомобіля, демонтувались їх амортизатори, пружні пристрої та стабілізатори поперечної стійкості, а також колеса фізичної моделі автомобіля. При цьому несуча система фізичної моделі автомобіля фіксувалась в положенні, при якому її вертикальна повздовжня площина була паралельна горизонтальній площині. Далі за допомогою динамометра поступово збільшувався натяг, який через гнучкий зв'язок передавався на маточину колеса

фізичної моделі автомобіля в напрямку ходу його підвіски. Після початку зміни ходу підвіски фіксувалось значення на динамометрі, яке відповідало граничній силі сухого тертя F_T^{max} , що діє в шарнірах підвіски.

4.5. Програма та методика експериментальних досліджень

Експеримент передбачає дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Швидкість руху фізичної моделі автомобіля, геометричні параметри коридору безпеки та дорожньої нерівності, визначались за теорією подібності. Коефіцієнт геометричної подібності прийнятий рівним 4 за вільним радіусом колеса (параметри легкового автомобіля категорії М1. Так, під час проведення експерименту передбачається прямолінійний рух фізичної моделі автомобіля, колеса лівого борта якої долають гармонічну нерівність висотою 17,5 мм та довжиною 250 мм. На момент наїзду переднього колеса моделі автомобіля на дорожню нерівність її швидкість станове 3,5 м/с, ширина коридору безпеки B_k становить 52 мм (рис. 4.7) (для автомобіля категорії М1 параметри руху через нерівність наведено в п. 1.3).

Програмою експериментальних досліджень передбачено визначення поперечного відхилення ΔY центру мас фізичної моделі автомобіля, його курсового кута ψ , кута крену φ , і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ від часу t після наїзду лівого керованого колеса на дорожню нерівність.

Крім того, визначається (за методикою, наведеною в п. 4.7), час виходу $t_{вих}$ габаритів фізичної моделі автомобіля за межі коридору безпеки.

Методику проведення експериментальних досліджень умовно поділено на три етапи:

- перший етап: налаштування фізичної моделі автомобіля, та контрольньо-реєструючого комплексу (рух автомобіля по рівній дорозі);
- другий етап: дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при русі по нерівній дорозі;
- третій етап: дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля

зактивною підвіскою при русі по нерівній дорозі.

Кожен з етапів представимо у вигляді послідовності виконання наступних дій. Так, на першому етапі:

1. Перевірка технічної справності фізичної моделі автомобіля, та налаштування (у разі необхідності) її систем.
2. Запуск двигуна фізичної моделі автомобіля.
3. Встановлення фізичної моделі на початку траси. Повздовжня вісь фізичної моделі автомобіля співпадає з повздовжньою прямою дорожньої розмітки, керовані колеса в нейтральному положенні.
4. Включення контрольно-реєструючого комплексу.
5. Оператор натискає на дистанційному пульті керування важіль розгону до крайнього положення.
6. Після 7 м пройденого шляху оператор натискає на дистанційному пульті керування важіль гальмування до крайнього положення.
7. Вимкнення двигуна та контрольно-реєструючого комплексу.
8. Фіксація та обробка отриманих з давачів та відеокамер даних.
9. Результати досліду приймаються, якщо модель рухалась прямолінійно, а її швидкість на момент долання 2 м становила 3,5 м/с. У разі невідповідності результатів досліду зазначеному - повторити пункти 1-8. Дослід провести тричі.

На другому етапі (при дослідженні курсової стійкості фізичної моделі автомобіля) послідовність перших восьми дій ідентична з діями на першому етапі.

На третьому етапі (при дослідженні курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з активною підвіскою) послідовність дій наступна:

1. Демонтувати корпус фізичної моделі автомобіля, та провести операції щодо накопичення активної енергії (п. 4.3).
2. Підключити електричні дроти контактних пар до акумулятора (рис. 4.1).
3. Виконати дії, що передбачені методикою дослідження на другому етапі.

Таким чином, при експериментальних дослідженнях курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі, проводилось щонайменше три досліди. Це дозволило забезпечити

необхідний рівень повторюваності отриманих результатів, та отримати достатній рівень насиченості емпіричних даних щодо кутової орієнтації несучої системи автомобіля, та кутів повороту його керованих коліс. Поперечне відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля визначалось за матеріалами з ВКЗ.

Швидкість руху фізичної моделі автомобіля в момент долання дорожньої нерівності та момент долання 7 м (проходження фізичної моделі автомобіля під ВКЗ, що фіксує поперечне відхилення її центру мас) визначався за даними поперечної осі акселерометра. Момент долання дорожньої нерівності визначається за характером зміни вертикального прискорення лівого керованого колеса фізичної моделі за даними відповідного давача.

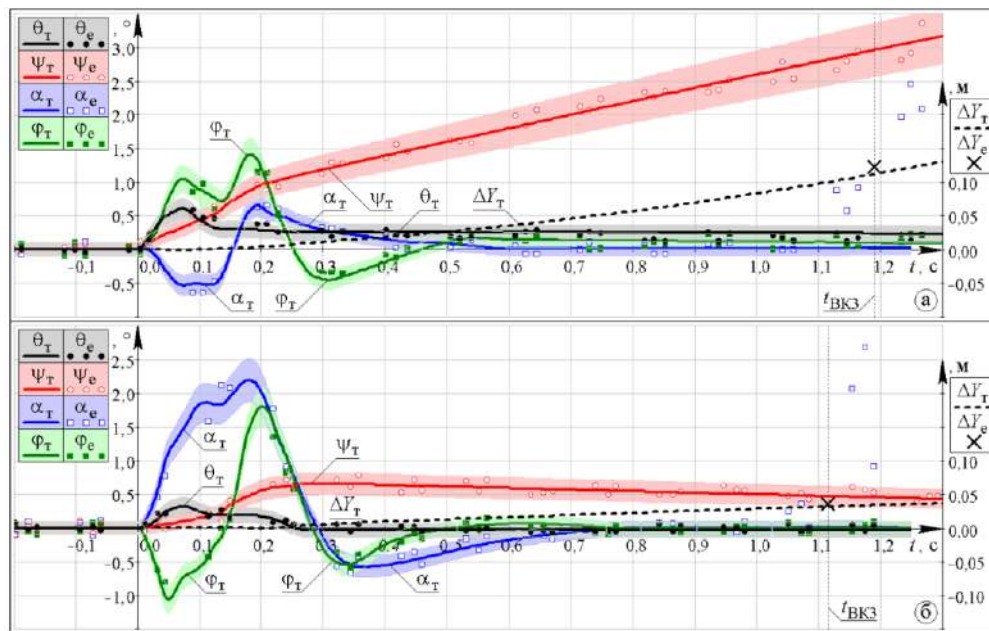
Варто відзначити, що давач, який розміщений на поворотному кулаку лівого керованого колеса надає сумарне значення кута повороту його цапфи та курсового кута фізичної моделі. Зважаючи на високий рівень збігу отриманих експериментальних даних з теоретичними, прийнято від поточних даних зазначеного давача віднімати поточний курсовий кут автомобіля, що визначений теоретичним шляхом. До того ж, враховуючи малість (менше одного градуса) відхилення кутів повороту цапфи лівого керованого колеса, прийнято прирівняти його значення до значення кута повороту керованих коліс θ фізичної моделі автомобіля.

4.6. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень

Отримано експериментальним і теоретичним шляхами залежності характеру зміни поперечного відхилення ΔY центру мас фізичної моделі автомобіля, його курсового кута ψ , кутів крену φ , і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ від часу t , що пройшов після наїзду переднього колеса фізичної моделі автомобіля з пасивною (рис. 4.9, а) та активною (рис. 4.9, б) підвісками на дорожню нерівність. На зазначених рисунках параметри, що визначені експериментальним шляхом, позначені нижнім індексом «е», а теоретичним – нижнім індексом «т».

Момент долання 7 м випробувальної траси (проходження під ВКЗ) на рисунку 4.9 позначено вертикальною прямою « $t_{\text{ВКЗ}}$ », а середнє арифметичне поперечне відхилення центру мас фізичної моделі від заданої траєкторії ΔY_e відображено « \times » (хрестиком) на цій прямій. Значення поперечних відхилень фізичної моделі автомобіля в момент долання 7 м випробувальної траси на кожному заїзді, їх середнє арифметичне ΔY_e та теоретичне ΔY_T значення, а також абсолютну і відносну розбіжність між ΔY_e і ΔY_T наведено в таблиці 4.1.

Для зручності аналізу даних, щодо зміни кутової орієнтації несучої системи фізичної моделі автомобіля, на поле графічних залежностей нанесено допустимі межі розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями, які відображені у вигляді напівпрозорих тонованих областей, що мають колір відповідних теоретичних кривих. Зазначені межі віддалені від теоретичної залежності з урахуванням допустимого рівня розбіжності (прийнятого в роботі рівним 10%) та середньоквадратичного відхилення даних гіроскопів ($\pm 0,1$ град).



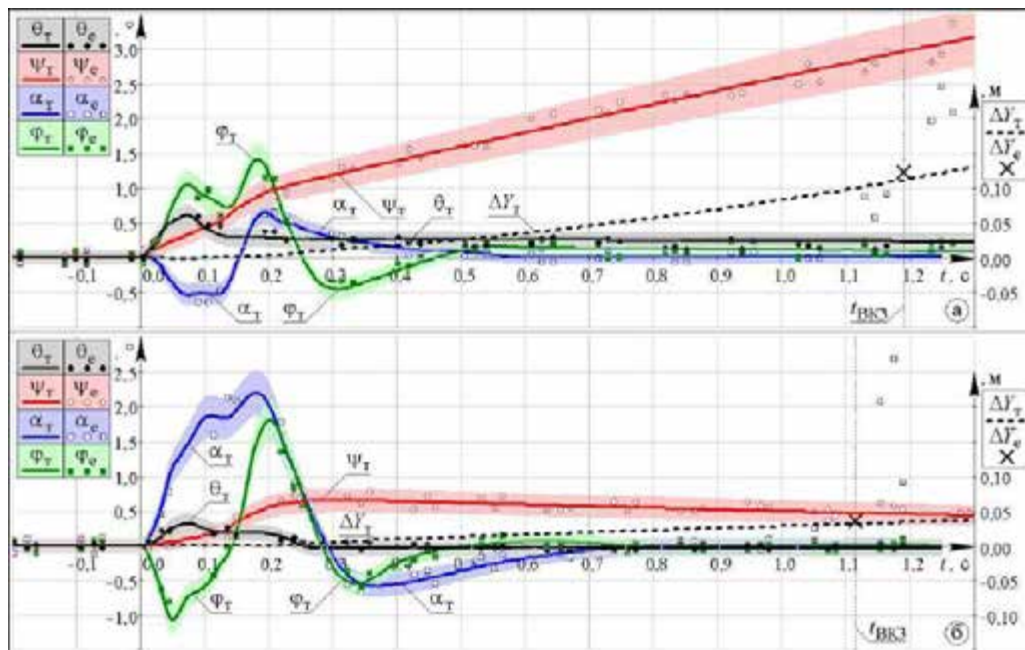


Рис. 4.6. Експериментальні (з індексом «е») і теоретичні (з індексом «т») залежності зміни поперечного відхилення центру мас ΔY , курсового кута ψ , кутів крену φ , і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс фізичної моделі автомобіля з пасивною (а) та активною (б) підвісками, від часу

Таблиця 4.1.

Експериментальні (за даними з ВКЗ) і теоретичні значення поперечного відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля

Показник	Підвіска					
	Пасивна			Активна		
Номер заїзду	1	2	3	1	2	3
Експериментальне значення, мм	125	134	111	50	45	40
Середнє арифметичне за трьома заїздами						
ΔY_e , мм;	123			45		
Теоретичне значення ΔY_t , мм	111			49		
Розбіжність між значеннями ΔY_e і ΔY_t :	12			4		
– абсолютна, мм;	9,8			8,9		
– відносна, %						

Зважаючи на те, що експериментальні точки знаходяться в допустимих

межах розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями (рис. 4.9), а також на абсолютну (для пасивної підвіски становить 12 мм; для активної - 4 мм) і відносну (не перевищує 10%) розбіжності між середніми арифметичними значеннями поперечного відхилення ΔY_e центру мас фізичної моделі автомобіля та їх теоретичними ΔY_T значеннями (табл. 4.1), адекватність математичної моделі підтверджено.

Крім того, запропонована методика аналізу експериментальних і теоретичних досліджень динаміки автомобіля. Особливість методики полягає в тому, що на матеріали з відеокамер «накладається» зображення візуалізації (даліза текстом - «анімації») руху фізичної моделі автомобіля.

Відеоматеріали експериментальних досліджень отримано з контрольно-реєструючих приладів-відеокамер, що були встановленні на випробувальній трасі. Анімації побудовані з використанням програмного пакету *MathCad*. Поточне положення характерних точок об'єктів моделювання (координати точок на тривимірному графічному полі) визначається, з урахуванням умов руху фізичної моделі та її параметрів, за результатами розрахунків отриманих з математичної моделі.

Лінії зйомок на відеоматеріалах та в анімаціях співпадали (у тому числі з урахуванням перспективи), а отримані зображення синхронізувались в часі. На стоп-кадр з відеоматеріалу було поверхнево включено відповідний стоп-кадр з анімації. Рівень прозорості анімації (рис. 4.10) встановлювався з використанням програми *Vitrite*. Після досягнення збігу контурів зображень відбувалось збереження отриманого результату у вигляді скріншоту. В подальшому отримані зображення були змонтовані у відеофайл.



Рис. 4.7. Рівень прозорості анімації зліва на право: 100%, 70%, 30%

Таким чином, було отримано відеофайли, на яких одночасно відображено результати експериментальних та теоретичних досліджень динаміки руху фізичної

моделі автомобіля. Такий підхід дає можливість на відеоматеріалах експериментів відобразити віртуальні об'єкти (наприклад, напівпрозорий коридор безпеки), а також більш детально аналізувати результати заїздів моделі автомобіля при дослідженні її курсової стійкості руху по нерівній дорозі. Так, під час аналізу, отриманих за даною методикою відео матеріалів, було виявлено низький рівень збігу результатів досліджень руху моделі автомобіля з активною підвіскою по нерівній дорозі (для пасивної підвіски рівень збігу був задовільний), що спонукало до необхідності виявлення нових відомостей впливу роботи підвіски автомобіля на робочі процеси його системи рульового керування, які в подальшому були враховані в математичній моделі (див. п. 2.1.2, рівняння (2.44)).

Так, на рисунках відображено порівняння відповідно динаміки руху фізичної моделі автомобіля в межах коридору безпеки та характеру переміщення його лівого керованого колеса під час долаття дорожньої нерівності. Аналіз результатів проведених досліджень (рис. 4.6, 4.7) і (табл. 4.1) дозволяє стверджувати наступне.

Час від моменту наїзду на дорожню нерівність до виходу за межі коридору безпеки габаритів фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 0,7 с (що свідчить про втрату курсової стійкості); з активною - вихід в рамках досліджень не відбувся.

Поперечне відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля з активною підвіскою (в порівнянні з пасивною) на момент проходження п'яти метрів після наїзду на дорожню нерівність зменшено в 2,7 рази.

Експериментальні дослідження підтверджують характер зміни теоретично розрахованих параметрів руху фізичної моделі автомобіля. Про це свідчить положення експериментальних точок в допустимих межах розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями, а також достатній рівень збігу характеру переміщення фізичної моделі (за даними з відеоматеріалів експериментальних досліджень отриманих з контрольно-реєструючих приладів-відеокамер) з візуалізаціями результатів математичного моделювання (побудованих з використанням програмного пакету *MathCad* анімацій).

Середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля (за отриманими з відеокамери ВКЗ) з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм, а за теоретичними відповідно - 111 мм і 49 мм. При цьому відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями за даними параметрами для пасивної підвіски становить 9,8%; для активної - 8,9%, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі вирішено науково-практичне завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски. Основні результати досліджень сформовані у виді висновків.

1. На основі літературного огляду встановлено, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше - незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

2. Розроблено математичну модель руху автомобіля, що дозволяє врахувати особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і підвіски, а також особливості взаємодії шин з нерівною дорогою при визначенні показників курсової стійкості. У рівняннях моментів сил відносно осей повороту керованих коліс враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски. При визначенні тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля враховано коефіцієнти окружної жорсткості їх шин, зміну радіусів їх кочення, а також поточні значення коефіцієнтів зчеплення та нормальних реакцій дороги.

3. Проведено теоретичні дослідження курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що менш ніж за 5с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль з пасивною підвіскою вийшов за межі коридору безпеки, що підтверджує втрату його стійкості. Через 1,5с поперечне відхилення його центру мас становить 0,314 м, а курсовий кут - $1,250^\circ$. Основна причина втрати курсової стійкості - відхилення керованих коліс від заданого положення.

4. Розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Встановлено, що протягом 5с після початку дії збурення автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов, що підтверджує його курсову стійкість. Через 1,5с поперечне відхилення його центру мас становить 0,025 м, а курсовий кут - $0,103^\circ$.

5. Проведено експериментальні дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Виявлено вплив вертикальних коливань керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту. Встановлено, що середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною - 45 мм. Відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями не перевищує 10%, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чеканін О.Ю., Жданова О.Г. Модель загроз для оцінки безпеки автомобіля // Матеріали науково-практичної конференції «Інформатика та обчислювальна техніка ІОТ-2018». – м. Київ.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 23-24 квітня 2018.
2. Журнал Хакер 03 /194/ 2015, с.16-19.
3. ISO 17987. Road vehicles - Local Interconnect Network (LIN) Part 1-7. ISO 17987:2016. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 2016.
4. ISO 17458. Road vehicles - FlexRay communications system Part 1-5. ISO 17458-5:2013. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization, 2018.
5. Павленко В. М., Богдан В. І. Гібридні силові установки для сучасних автомобілів. Вісн. Вінниц. політехн. ін-ту. 2019. № 5. С. 108-111.
6. Тімков О. М., Григоращенко О. В. Поява гібридних силових установок на транспортних засобах. Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. 2015. № 1. С. 42-47.
7. О. В. Бажинов та ін. «Гібридні автомобілі»: монографія / Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т. Х.: Крок, 2008. 327 с.
8. О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. «ДВЗ з нетрадиційними робочим циклами. Напрямки розвитку транспортних енергетичних установок» / Укл.: Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. 82 с.
9. Осетров О. О., Кравченко С.С., Чучуменко Б.С. «Обґрунтування параметрів послідовної гібридної силовой установки легкового автомобіля». Двигуни внутрішнього згоряння. 2022. №1. С.78-85 DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.10
10. В.П. Кужель, Д.С. Стаднійчук «Сучасні гібридні силові установки для легкових автомобілів» / Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21–23 жовтня, 2013 р.: Збірник наукових праць. - Вінниця : ВНТУ, 2013. – С. 145 – 147.

11. Автомобільний транспорт: Сб. науч. тр. Вип.17. – Харків : РІО ХНАДУ, 2005. - С. 103-107.
12. В.П. Кужель, О.В. Харчук «Проблеми та перспективи експлуатації електромобілів на території України» / Науково-технічна конференція Вінницького національного технічного університету. XLV Науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту, 10-11 березня 2016 р. : Збірник наукових праць / Вінницький національний технічний університет. – Вінниця: ВНТУ, 2016.
13. В.П. Кужель, В.В. Красиленко «Основні проблеми експлуатації електромобілів в Україні та шляхи їх вирішення» //Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19–21 жовтня, 2015 р.: Збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 132 – 135. 5.
14. В.П. Кужель, Д.П. Комар, А.А. Кашканова «Варіанти застосування гібридних силових установок на автомобілях» / Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23–25 жовтня, 2017 р.: Збірник наукових праць / Вінницький національний технічний університет [та інш.]. - Вінниця: ВНТУ, 2017. -С. 116 – 119.
15. Колеснікова Є.Б., Колесніков В.О. «Технологічні тенденції та дизайн в автомобілебудуванні». Матеріали VIII-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту». 14-15 квітня 2020 року: збірник наукових праць. / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. - Вінниця: ВНТУ, 2020. С. 190 - 203.
16. Василенко О. Є., Безруков В. О., Шуліка С. О., Знова О. І., Іщенко Б. М., Колесніков В. О. «Нові технологічні тенденції в автомобільному транспорті» / Матеріали VII-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції

- «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 8 - 10 квітня 2019 р., м. Вінниця. С. 13 - 24.
17. Колесников В.А. «Водневі технології. Частина 2. Вантажні водневі автомобілі». Матеріали VIII-ої міжнародно науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Materials of VIII-th international scientific practical internet-conference «Problems and prospects of automobile transport»). 14-15 квітня 2020 року: збірник наукових праць. / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. — Вінниця: ВНТУ, 2020. С. 158 - 165.
18. Балицький О.І., Колесніков В.О., Іщенко Б.М. «Передумови створення водневої інфраструктури для транспортної галузі». Частина 2. «Problems and prospects of automobile transport»). 14-15 квітня 2020 року: збірник наукових праць. / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. - Вінниця: ВНТУ, 2020. С. 31 - 45.
19. Ставицький О.В., Стадник Л.Г., Колесніков В.О. Концепція автомобіля майбутнього // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 181 - 189.
20. Стадник Л.Д., Колесніков В.О. Сонячні батареї, як допоміжне обладнання для електромобілів // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 198 - 202.
21. Цимбалюк П.Ю., Колесніков В.О. Системи зв'язку транспортних засобів // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 204 - 208.
22. Ярченко Б.В., Стадник Л.Д., Колесніков В.О. «Нові технології в сучасних автомобілях» // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 216 - 223.

23. Колесніков В.О., Шуліка С.О., Гаврилюк М.Р. «Мастильні матеріали для транспортної галузі та енергомашинобудування. Частина 2. Приклади випробувань. Матеріали VIII-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції 86 «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Materials of VIII-th international scientific practical internet-conference «Problems and prospects of automobile transport»). 14-15 квітня 2020 року: збірник наукових праць. / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. - Вінниця: ВНТУ, 2020. С. 179 - 189.
24. Olexiy Balitskii, Valerii Kolesnikov «Identification of Wear Products in the Automotive Tribotechnical System Using Computer Vision Methods, Artificial Intelligence and Big Data» // 2019 XIth International Scientific and Practical Conference on Electronics and Information Technologies (ELIT) September 16 – 18, 2019, Lviv, Ukraine. P. 24 - 27.
25. Toyota Prius. URL:CC BY-SA 3.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=141028>.
26. Car of the year Japan. URL:<http://www.jcoty.org/record/coty2009/>.
27. North American Car, Utility and Truck of the Year Awards. URL:<https://northamericancaroftheyear.org/winners-of-the-2019-north-american-car-utility-and-truck-of-the-year-announced/>.
28. Риб'янець С. Р.; Бахмут М. І.; Колесніков В. О. Приклади застосування адитивних технологій в автомобілебудуванні. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: X-та міжн. науково-практичн. конф., 14- 15 квітня 2022 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2022. С. 247–253.
29. Колесніков Валерій Олександрович, Колеснікова Єлизавета Борисівна. Перспективи використання технологій ігрового рушія Unreal Engine 5 в моушн дизайне. Актуальні питання, проблеми та перспективи розвитку науки та освіти: I Всеукраїнська міждисциплінарна науково-практич конф., 27-28 квітня 2022 р. Полтава: матеріали. Вид-во ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка», 2022. С. 17–20.

30. Верещун А. В., Ануфрієв В. А., Колесніков В. О. Висвітлення деяких недоліків та переваг гібридних та водневих автомобілів. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: XI-та міжн. науковопрактичн. конф., 13-14 квітня 2023 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2023. С. 71-74.
31. Колесніков В. О., Балицький О. І., Гаврилюк М. Р., Іваськевич Л. М. Застосування комп'ютерного програмного комплексу для візуалізації шорсткості поверхні деталей в транспортній галузі та енергомашинобудуванні. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: XI-та міжн. науково-практичн. конф., 13–14 квітня 2023 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2023. С. 179–184. ISBN 978-966-641-929-6.
32. Конверсія легкового автомобіля в гібридний / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, М. Хакім; під. ред. О.В. Бажинова – Харків: ХНАДУ, 2014 – 160 с.
33. Мауш Хаким. Гібридна силова установка конверсійного автомобіля / Мауш Хакім // Матеріали науково – практичної конференції «Інформаційні технології і мехатроніки» 15 квітня 2014 р. – Харків. – С. 81 – 82
34. Смирнова А.О. Аналіз розвитку інформаційних панелей електромобілів та гібридних автомобілів / Вісник ХНАДУ. - 2016. - № 55. - С. 126-129.
35. Борисенко А. О. Впровадження класів економічності автомобілів на Україні / А. О. Борисенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Серія «Автомобіле- та тракторобудування». – 2014. – № 10 (1053). – С. 95–99.
36. Прохорова Т. В., Перчемлі І. Ф., Колесніков В. О. Матеріали та технології в автомобільній промисловості // Матеріали V-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 13-14 квітня 2017 р., м. Вінниця. - С.105 -112.
37. Савінова В. В., Колесніков В.О. Застосування методів комп'ютерного зору в автомобільній індустрії // Матеріали V-ї Міжнародної науковотехнічної інтернет-конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 13-14 квітня 2017 р., м. Вінниця. - С. 113 -120.

38. Савінова В. В., Стадник О. І., Колесніков В. О. «Розвиток і впровадження нанотехнологій в автомобілях» // Матеріали V-ї Міжнародної науковотехнічної інтернет-конференції "Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 13-14 квітня 2017 р., м. Вінниця. - С. 121 -124.
39. Бувалець М. Ю., Рулевська Т. Ф., Колесніков В. О. Стан впровадження водневих технологій на сучасному транспорті // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 31 - 36.
40. Колесніков В. О., Ставицький О. В., Єльбакієв Д. Г., Шматко О. Е. Огляд комп'ютерних пакетів та програм, що застосовуються в автомобільній галузі // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 12-13 квітня 2018 р., м. Вінниця. - С. 100 - 109.
41. Колесніков В. О., Гаврилюк М. Р., Колеснікова Є. Б. Діагностика та контроль продуктів зношування в транспортній галузі та енергомашинобудуванні для забезпечення надійної експлуатації механізмів. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: X-та міжн. науково-практичн. конф., 14–15 квітня 2022 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2022. С. 147–149.
42. Колеснікова Є. Б., Колесніков В. О. Розгляд дизайнерських напрямків в автомобілебудуванні. сучасні автомобілі в класичному стилі. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: X-та міжн. науковопрактичн. конф., 14–15 квітня 2022 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2022. С. 150–155.
43. Єльбакієв Д. Г., Мілютін Є. В., Колесніков В. О. Системи мультизарядки для електромобілів. Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: IX-та міжн. науково-практичн. конф., 14–15 квітня 2021 р.: матеріали. Вінниця: ВНТУ, 2021. С. 88-92.
44. MOST Specification Rev 2.5 10/2016.
45. Системи виявлення і запобігання атак в комп'ютерних мережах / Т.І. Зоріна // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира

- Даля. - 2017. - № 15(1). - С. 48-52. - Режим доступа:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSunu_2013_15%281%29_9
46. Wolf, M., Weimerskirch, A., Wollinger, T.: «State of the Art: Embedding Security in Vehicles. EURASIP Journal on Embedded Systems» 2017, 16 (2007); Article ID 74706, 16 pages, 2007. doi:10.1155/2007/74706
47. Ed Markey, Tracking & Hacking: Security & Privacy Gaps Put American Drivers at Riskm 2015
48. Winsen, Stijn van, “Threat Modelling for Future Vehicles, On Identifying and Analysing Threats for Future Autonomous and Connected Vehicles”, 2017 – Режим доступа до ресурсу: <http://essay.utwente.nl/71792/>.
49. Dr. Charlie Miller, Chris Valasek, «Adventures in Automotive Networks and Control Units» 2019 – Режим доступа до ресурсу: http://illmatics.com/car_hacking.pdf.
50. «Transportation Recall Enhancement, Accountability, and Documentation (TREAD) Act», 2016 – Режим доступа до ресурсу: <https://www.govtrack.us/congress/bills/106/hr5164/text>.