

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.37

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему «Методика вибору бази колісної машини з урахуванням показників
стійкості руху»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Голуб Геннадій Анатолійович

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік Іван Васильович

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Волошин Назар Миколайович

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

д.т.н., професор _____ Калінін Є.І.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“ ” _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту
Волошину Назару Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Методика вибору бази колісної машини з урахуванням показників стійкості руху»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «13» листопада 2024 р. №2038 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 07.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи технічні характеристики
трансмій автомобілів.

Перелік питань які потрібно розробити:

Вступ

Оцінка впливу бази колісної машини (км) на стійкість руху;

Математична модель для дослідження впливу бази км на стійкість руху;

Методика вичислювального експерименту з дослідження впливу бази км на стійкість руху;

Висновки;

Список використаних джерел;

Додатки.

Перелік графічного матеріалу:

Стан питання, оцінка впливу бази колісної машини (км) на стійкість руху; математична модель для дослідження впливу бази км на стійкість руху; методика вичислювального експерименту з дослідження впливу бази км на стійкість руху; висновки.

Дата видачі завдання «09» лютого 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Волошин Н.М.

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається з 63 сторінок друкованого тексту, 3 розділів, 18 рисунків, 4 таблиці, 15 літературних джерел.

Мета та завдання дослідження:

На підставі існуючих методик оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів шасі проведено ранжування зазначених параметрів. У цьому ранжируванні не бере участі такий параметр, як база КМ внаслідок неоднозначності її впливу на властивості активної безпеки при різних режимах руху та завантаження КМ. Вказувалося на необхідність подальшого вивчення впливу бази на характеристики КМ.

Мета дослідження: покращення стійкості руху колісної машини шляхом раціонального вибору величини її бази.

Для досягнення поставленої мети дослідження необхідно вирішити такі **завдання дослідження:**

1. Проаналізувати принципи, з урахуванням яких вибираються значення бази сучасних КМ за її проектуванні, і оцінити діапазон можливого варіювання величиною бази без порушення пропорцій машини.

2. Вибрати математичну модель, що дозволяє досліджувати вплив величини бази КМ на стійкість руху, та модернізувати її під завдання дослідження. Експериментально підтвердити адекватність модернізованої моделі.

3. Провести розрахункові експериментальні дослідження залежності стійкості руху КМ від її бази та на цій основі виявити механізм впливу величини бази на стійкість руху. Визначити ознаки неоднозначності цього впливу.

4. Підтвердити методику раціонального вибору бази КМ на етапі її проектування, що дозволяє покращити оціночні показники стійкості руху в екстремальних режимах. 5. Підтвердити ефективність розробленої методики на прикладі її застосування для оцінки можливості покращення стійкості руху існуючої моделі легкового автомобіля.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ОЦІНКА ВПЛИВУ БАЗИ КОЛІСНОЇ МАШИНИ (КМ) НА СТІЙКІСТЬ РУХУ.....	10
1.1 Питання покращення стійкості руху КМ на стадії проектування.....	10
1.2 База та експлуатаційні властивості КМ.....	14
1.3 Величини бази сучасних КМ.....	16
1.4 Нормативна документація, що регламентує базу КМ.....	20
1.5 Існуюча методика вибору сучасної бази КМ.....	24
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ БАЗИ КМ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ».....	28
2.1 Основні вихідні положення та припущення моделі.....	28
2.2 Математична модель динаміки руху КМ.....	33
2.2.1 Моделювання параметрів дороги.....	37
2.2.2 Моделювання реакцій опорної поверхні.....	39
2.3 Вибір та вдосконалення програмної реалізації, підтвердження адекватності математичної моделі.....	45
3 МЕТОДИКА ВИЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ БАЗИ КМ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ.....	49
3.1 Вибір вихідних даних для розрахунку.....	49
3.2 Обґрунтування вибору досліджуваних режимів руху КМ.....	55
ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	61
ДОДАТКИ.....	63

ВСТУП

З кожним роком проблема дорожньо-транспортного травматизму набуває дедалі більшої гостроти. Кількість дорожньо-транспортних пригод постійно збільшується, що, своєю чергою, призводить до зростання числа загиблих і травмованих людей. За статистичними даними, щороку внаслідок ДТП понад 275 тисяч осіб отримують поранення або гинуть [1]. Високий рівень аварійності негативно впливає не лише на соціальну сферу, але й завдає значних економічних збитків державі через втрати трудових ресурсів, витрати на лікування постраждалих, відновлення транспортної інфраструктури та пошкоджених транспортних засобів.

У зв'язку з цим питання забезпечення безпеки дорожнього руху є одним із пріоритетних напрямів державної політики. Відповідно до державних програм і стратегій у сфері безпеки дорожнього руху, підвищення рівня транспортної безпеки розглядається як важливе завдання соціально-економічного розвитку країни, спрямоване на зниження аварійності, зменшення кількості жертв ДТП та підвищення ефективності функціонування транспортної системи.

Безпека дорожнього руху визначається сукупністю багатьох факторів, серед яких основними є активна та пасивна безпека колісних машин (КМ), технічний стан дорожньої інфраструктури, а також професійна підготовка й кваліфікація водіїв. Однією з найважливіших складових активної безпеки є конструктивні параметри транспортного засобу, які безпосередньо впливають на його керованість, стійкість руху та здатність зберігати задану траєкторію в різних дорожніх умовах.

Серед конструктивних параметрів колісних машин особливе значення має колісна база, величина якої суттєво впливає на показники стійкості та керованості транспортного засобу. Колісна база визначає характер перерозподілу навантажень між осями, впливає на курсову стійкість,

маневреність, плавність руху та ефективність реалізації гальмівних і тягових властивостей автомобіля.

На сучасному етапі проектування колісних машин вибір бази, як правило, здійснюється апіорно – виходячи з функціонального призначення транспортного засобу, необхідної вантажопідйомності, пасажиромісткості, а також вимог компонування агрегатів і систем [6, 7]. При цьому вплив величини бази на стійкість руху та безпеку експлуатації часто не враховується в повному обсязі.

Проведений аналіз науково-технічної літератури показав, що питання впливу колісної бази на стійкість руху колісних машин досліджене недостатньо. Більшість існуючих робіт присвячені загальним аспектам керованості та динаміки транспортних засобів, тоді як проблема обґрунтованого вибору бази з урахуванням забезпечення стійкості руху потребує подальших теоретичних і практичних досліджень.

У зв'язку з цим наукові дослідження, спрямовані на підвищення стійкості руху колісних машин шляхом раціонального вибору параметрів їхньої бази, є актуальними та мають важливе значення для розвитку сучасного автомобілебудування і підвищення рівня безпеки дорожнього руху.

Мета дослідження: покращення стійкості руху колісної машини шляхом раціонального вибору величини її бази.

Завдання дослідження:

1. Проаналізувати принципи, з урахуванням яких вибираються значення бази сучасних КМ при їх проектуванні, та оцінити діапазон можливого варіювання величиною бази без порушення пропорцій машини.

2. Вибрати математичну модель, що дозволяє досліджувати вплив величини бази КМ на стійкість руху, та модернізувати її під задачі дослідження. Підтвердити експериментальну адекватність модернізованої моделі.

3. Провести розрахункові експериментальні дослідження залежності стійкості руху КМ від її бази та на цій основі виявити механізм впливу величини основи стійкості руху. Встановити ознаки неоднозначності впливу.

4. Огрунтувати методику раціонального вибору бази КМ на етапі її проектування, що дозволяє покращити оціночні показники стійкості руху в екстремальних режимах.

5. Підтвердити ефективність розробленої методики на прикладі її застосування для оцінки можливості покращення стійкості руху існуючої моделі легкового автомобіля.

Наукова новизна дослідження:

1. Виявлено механізм впливу величини бази КМ на стійкість її руху, що полягає у зміні в протилежних напрямках з різною інтенсивністю величин параметрів, що впливають. Визначено три ознаки неоднозначності цього впливу: по кутовому відводу, по самоповороту керованих коліс і блокування коліс (або по «виходу» їх на заданий рівень коефіцієнта поздовжнього ковзання за наявності АБС), яке визначає величини сил у плямах контакту.

2. Встановлено можливість невідповідності послідовності блокування коліс (або «виходу» їх на заданий рівень коефіцієнта поздовжнього ковзання за наявності АБС) послідовності їх навантаження при русі КМ в режимах гальмування за наявності бічної сили.

3. Розроблено нову методику раціонального вибору бази КМ на етапі проектування, що дозволяє, на відміну від існуючих методик, враховувати стійкість руху у режимах гальмування за наявності бічної сили.

Теоретична та практична значущість роботи. Результати роботи можуть бути корисні організаціям, що займаються створенням та модернізацією КМ, а також організаціям, що виконують дослідження в галузі процесів гальмування КМ.

Методологія та методи досліджень: Моделі, що використовуються в роботі, базуються на основних положеннях фізики, теоретичної механіки, математики, теорії автомобіля та теорії кочення колеса. У розрахункових

дослідженнях використані чисельні методи математичного аналізу та математичного моделювання, розв'язання диференціальних, алгебраїчних рівнянь та нерівностей.

Об'єктом досліджень є стійкість руху КМ. Предметом досліджень є механізм впливу бази КМ на стійкість за різних режимів руху, а також різного завантаження.

Розглянуті методики базуються на фундаментальних положеннях фізики, теоретичної механіки, вищої математики, теорії автомобіля та теорії кочення колеса. Використання класичних наукових підходів і закономірностей дозволило сформувати комплексну методичну основу для дослідження параметрів руху колісних машин та оцінювання їх стійкості, керованості й динамічних характеристик у різних умовах експлуатації.

В основу досліджень було покладено програмний комплекс для оцінювання параметрів руху колісних машин, який пройшов попередню апробацію під час натурних випробувань транспортних засобів у різних режимах руху. Експериментальні дослідження проводилися в реальних дорожніх умовах із використанням сучасної контрольно-вимірювальної апаратури, що забезпечило отримання достовірних даних щодо поведінки транспортного засобу під час руху, гальмування та маневрування.

У процесі роботи виконано модернізацію математичної моделі руху колісної машини, а також її програмної реалізації. Удосконалена модель враховує особливості взаємодії колеса з опорною поверхнею, вплив параметрів шасі, дорожніх умов та режимів руху на показники стійкості й керованості транспортного засобу. Достовірність і адекватність модернізованої математичної моделі підтверджено результатами експериментальних дорожніх випробувань.

Порівняння результатів математичного моделювання з експериментальними даними показало достатньо високий рівень збіжності. Максимальна розбіжність між розрахунковими та експериментальними значеннями для сукупності дорожніх умов не перевищувала 12 % за

показниками лінійних відхилень траєкторії руху. Для параметрів гальмівної динаміки, зокрема гальмівного шляху, відхилення результатів становило не більше 5 %. Отримані результати свідчать про адекватність запропонованої математичної моделі та можливість її практичного використання для аналізу і прогнозування характеристик руху колісних машин.

1 ОЦІНКА ВПЛИВУ БАЗИ КОЛІСНОЇ МАШИНИ (КМ) НА СТІЙКІСТЬ РУХУ

1.1 Питання покращення стійкості руху КМ на стадії проектування

Забезпечення безпеки дорожнього руху є одним із найважливіших і найбільш пріоритетних завдань соціально-економічного розвитку держави [1]. Високий рівень аварійності на автомобільному транспорті призводить до значних людських втрат, матеріальних збитків та негативно впливає на ефективність функціонування транспортної системи загалом. У зв'язку з цим підвищення рівня безпеки транспортних засобів і вдосконалення умов їх експлуатації є одним із ключових напрямів розвитку сучасного автомобілебудування та транспортної інфраструктури.

Безпека дорожнього руху формується під впливом багатьох чинників, основними серед яких є активна та пасивна безпека колісних машин (КМ), стан дорожньої інфраструктури, а також людський фактор, тобто професійна підготовка, психофізіологічний стан і дії водія. При цьому саме конструкція транспортного засобу значною мірою визначає рівень його активної безпеки, оскільки від технічних характеристик КМ залежить здатність запобігати виникненню аварійних ситуацій під час руху.

Конструкція колісної машини повинна насамперед відповідати вимогам активної безпеки, що дозволяє зменшити ймовірність виникнення дорожньо-транспортних пригод. Активна безпека включає комплекс властивостей транспортного засобу, які забезпечують можливість збереження стійкого та керованого руху, ефективного гальмування і своєчасного реагування на зміну дорожньої ситуації.

Протягом останнього десятиліття рівень активної безпеки сучасних колісних машин значно підвищився завдяки широкому впровадженню автоматизованих електронних систем керування та підтримки руху. До таких систем належать антиблокувальні системи гальмування (ABS), системи курсової стійкості (ESP), системи контролю тяги, адаптивного керування

підвіскою та інші інтелектуальні засоби, що забезпечують адаптацію транспортного засобу до змінних умов експлуатації. Використання подібних технологій дозволило покращити керованість автомобілів, підвищити стійкість руху та знизити ризик втрати контролю над транспортним засобом у складних дорожніх умовах.

Разом із тим потенціал підвищення активної безпеки колісних машин ще далеко не вичерпаний. Значні резерви для її подальшого вдосконалення зосереджені у конструкції шасі транспортного засобу, тобто в його ходовій частині, трансмісії та механізмах керування. Саме параметри цих елементів значною мірою визначають характер поведінки колісної машини в різних режимах руху та дорожніх ситуаціях, а отже безпосередньо впливають на рівень її активної безпеки.

Активна безпека колісних машин характеризується низкою експлуатаційних властивостей, серед яких найважливішими є стійкість руху, керованість та гальмівна динаміка. Зазначені властивості взаємопов'язані між собою і визначаються спільними конструктивними та експлуатаційними параметрами елементів шасі. До таких параметрів належать характеристики коліс і шин, геометричні параметри підвіски, жорсткість і демпфувальні властивості підресорювання, параметри рульового керування, розподіл маси транспортного засобу та інші фактори, що впливають на взаємодію коліс із дорожньою поверхнею.

Таким чином, удосконалення конструктивних параметрів шасі колісних машин є важливим напрямом підвищення їх активної безпеки, що сприятиме зменшенню аварійності та підвищенню ефективності експлуатації транспортних засобів у сучасних умовах дорожнього руху.

До параметрів колеса належать:

а) пружні параметри: радіальна жорсткість шини, бічна жорсткість шини, поздовжня жорсткість шини, крутильна жорсткість шини, кутова жорсткість шини;

б) геометричні параметри: радіус колеса, посадковий радіус шини, довжина цапфи, плече обкатки, поздовжній та поперечний кути нахилу осі повороту, кут розвалу.

До параметрів підвіски відносяться: а) упругодемпфіруючі параметри пружних елементів та амортизаторів: нормальна та поздовжня жорсткості пружних елементів, характеристики амортизаторів;

б) геометричні параметри: геометричні характеристики напрямних елементів; в) параметри пружного матеріалу.

До параметрів рульового управління (РУ) відносяться: а) упругодемпфіруючі параметри РУ: лінійна та кутова жорсткості рульового приводу, коефіцієнт непружного опору в рульовому приводі; б) геометричні параметри РУ: довжини тяг та його співвідношення, величини зазорів у кермовому управлінні.

Стійкість руху та керованість є взаємопов'язаними експлуатаційними властивостями колісних машин, які значною мірою визначають рівень їх активної безпеки. Формування цих властивостей забезпечується спільними конструктивними та експлуатаційними параметрами основних елементів шасі транспортного засобу, зокрема характеристиками коліс і шин, параметрами підвіски, а також механізмами рульового керування. Саме ці елементи визначають характер взаємодії транспортного засобу з дорожньою поверхнею, його здатність зберігати задану траєкторію руху та адекватно реагувати на керуючі дії водія.

Основна відмінність між поняттями стійкості руху та керованості полягає у способах оцінювання зазначених властивостей. Стійкість руху характеризує здатність колісної машини зберігати заданий напрямок руху без урахування або за мінімального впливу керуючих дій водія. Керованість, навпаки, оцінюється з урахуванням реакції транспортного засобу на дії водія та характеризує здатність КМ змінювати параметри руху відповідно до керуючих впливів.

Щодо стійкості руху та гальмівної динаміки, то для їх оцінювання використовується порівняно невелика кількість основних параметрів. До найбільш поширених належать лінійне відхилення транспортного засобу від заданої траєкторії, кут розвороту та гальмівний шлях. Зазначені параметри мають переважно геометричний характер, що значно спрощує їх математичний опис та дозволяє ефективно використовувати методи математичного моделювання для аналізу поведінки транспортного засобу в різних умовах експлуатації.

Разом із тим, незважаючи на тісний взаємозв'язок між стійкістю руху та керованістю, оцінювання керованості лише за показниками лінійного відхилення або кута розвороту є недостатнім. Керованість транспортного засобу є більш складною експлуатаційною властивістю, для характеристики якої використовується значно ширший перелік оцінювальних параметрів. Частина з них можливо визначити лише експериментальним шляхом у процесі дорожніх або стендових випробувань. Для таких параметрів нормативними документами встановлюються не лише допустимі значення, а й спеціальні методики проведення випробувань та оброблення результатів.

З огляду на це в даній роботі як основні оцінювальні параметри прийнято лінійне відхилення, кут розвороту та гальмівний шлях. Перші два параметри використовуються для оцінювання стійкості руху колісної машини, тоді як гальмівний шлях дозволяє контролювати збереження необхідного рівня гальмівних властивостей транспортного засобу в процесі підвищення його стійкості руху. Такий підхід забезпечує можливість комплексної оцінки впливу конструктивних параметрів шасі на характеристики активної безпеки.

На основі існуючих методик оптимізації конструктивних та експлуатаційних параметрів шасі було проведено ранжування основних параметрів, що впливають на активну безпеку колісних машин [2–4]. У межах проведеного аналізу розглядалися параметри коліс, підвіски, рульового керування, розподілу мас та інших елементів конструкції транспортного засобу. Проте такий важливий параметр, як колісна база, у зазначеному

ранжуванні фактично не враховувався через неоднозначність її впливу на показники активної безпеки за різних режимів руху та різного ступеня завантаження транспортного засобу.

У попередніх наукових дослідженнях неодноразово наголошувалося на необхідності більш глибокого та детального вивчення впливу колісної бази на експлуатаційні властивості колісних машин, зокрема на їх стійкість руху, керованість і гальмівну динаміку [2–4]. Саме дослідженню цього питання, а також визначенню раціональних параметрів бази з точки зору забезпечення активної безпеки транспортного засобу, і присвячена дана робота.

1.2 База та експлуатаційні властивості КМ

Усі численні вимоги до КМ неможливо знайти задоволені повністю, оскільки входять у протиріччя, як між собою, і з вимогами зниження вартості. Тому процес конструювання машини заснований на прийнятті компромісних рішень, що забезпечують оптимальне поєднання різних властивостей, сукупність яких визначає якість КМ. На рис. 1.1 показана схема взаємозв'язку бази КМ з її п'ятьма експлуатаційними властивостями: маневреністю, стійкістю руху, керованістю, гальмівною динамікою, паливною економічністю.



Рисунок 1.1 – Схема взаємозв'язків обмежень на базу та властивостей КМ

Для аналізу схеми на рис. 1.1 необхідно розглянути як КМ окремо легковий автомобіль, вантажний автомобіль та автобус. При виборі їхньої бази обмежувальними класифікаційними ознаками для легкового та вантажного автомобілів є їхня маса, а для автобуса - місткість. Довжина вантажної платформи, схема силового приводу та трансмісії мають деякий коригуючий вплив на величину бази. Проектувальник може внести 10% зміну у величину бази, не впливаючи на обмеження за класифікаційними ознаками і не вносячи істотних змін до схеми трансмісії та довжини вантажної платформи. Порядок міркувань про взаємозв'язок змін величини бази з експлуатаційними властивостями КМ наступний: Будь-яке збільшення бази збільшує довжину та масу машини, що призводить до збільшення опору на її кочення. Відомо, що 10% збільшення маси автомобіля призводить до 6% зростання витрати палива [5], що позначиться на паливній економічності.

При збільшенні бази, з метою збереження маневреності машини, потрібно збільшувати кут максимального повороту керованих коліс (КК). Ці кути у сучасних машин перебувають в межах 35...45. Бажано, по можливості, укладатися в ці межі, інакше доведеться вирішувати питання з виключенням зіткнення кермової трапеції з колісними арками, наприклад шляхом збільшення ширини машини, яка також обмежується діючими стандартами.

Величина бази, як відомо, визначає величини поздовжнього перерозподілу нормальних навантажень при гальмуванні та переїзді нерівностей дороги. При гальмуванні з максимальними коефіцієнтами зчеплення цей перерозподіл не повинен суттєво перевантажувати шини передніх коліс (максимальне навантаження не повинно перевищувати допустиме нормальне навантаження обраної шини). Інакше доведеться міняти шини на більш міцні, які мають більший діаметр і більшу масу, а будь-яке збільшення безпружинної маси негативно позначається на стійкості, керованості та гальмівній динаміці автомобіля. Таким чином, з метою явного не погіршення стійкості, керованості та гальмівної динаміки новостворюваної моделі машини, базу бажано зменшувати або зберігати, як у прототипу. У разі

деякого збільшення бази з наявних причин необхідно, по можливості, обмежуватися таким її збільшенням, щоб не збільшувати масу шин.

У дослідженнях [2, 4] виявлено ще один шлях впливу бази КМ на параметри стійкості її руху як при рівномірному русі, так і при гальмуванні через нерівномірність зростання коефіцієнтів поздовжнього ковзання на різних колесах. Величина та знак цієї нерівномірності, як з'ясувалося, залежить від режиму руху та швидкості машини. Цей додатковий вплив на "поведінку машини на дорозі" неоднозначний і вимагає дослідження. Цьому і присвячена дана робота.

1.3 Величини бази сучасних КМ

Автором було проаналізовано величини баз існуючих КМ [6, 7] (легкових, вантажних автомобілів та автобусів) та виявлено їх взаємозв'язки з масами відповідних транспортних засобів. Побудова таких залежностей дуже логічна, оскільки маса автомобіля, виконаного в основному із сталі, безпосередньо пов'язана з його габаритами. Додатково в аналізі брали участь усі існуючі (випущені у 2014 році та зняті з виробництва) моделі транспортних засобів та їх модифікації. Наприклад, серед легкових автомобілів таких виявилось понад 5500 штук. Отримані апроксимовані залежності наведені на рисунках 1.2...1.5.

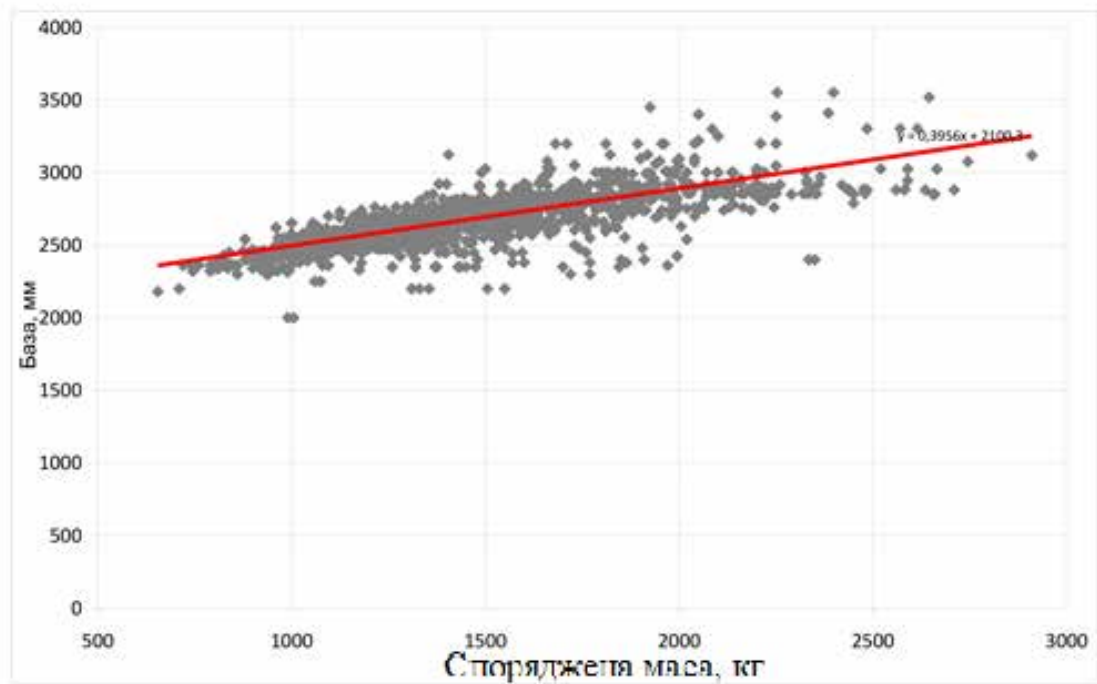


Рисунок 1.2 - Апроксимована залежність між базою та спорядженою масою легкових автомобілів

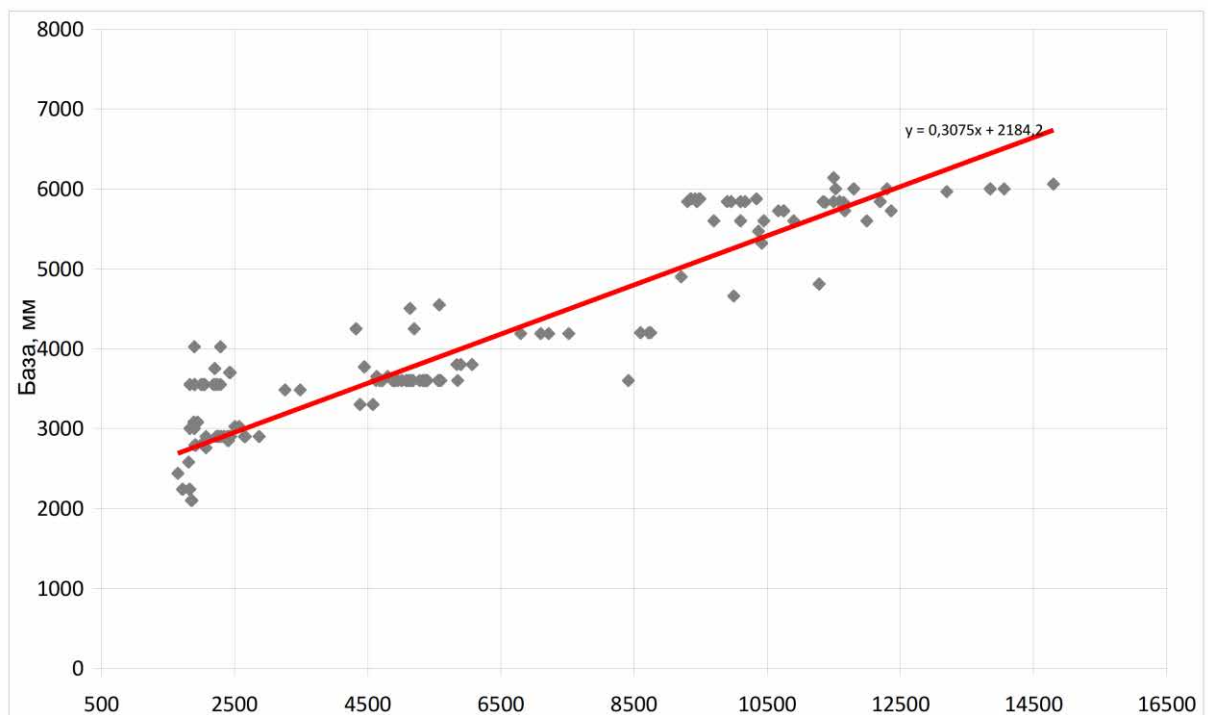


Рисунок 1.3 – Апроксимована залежність між базою та спорядженою масою автобусів

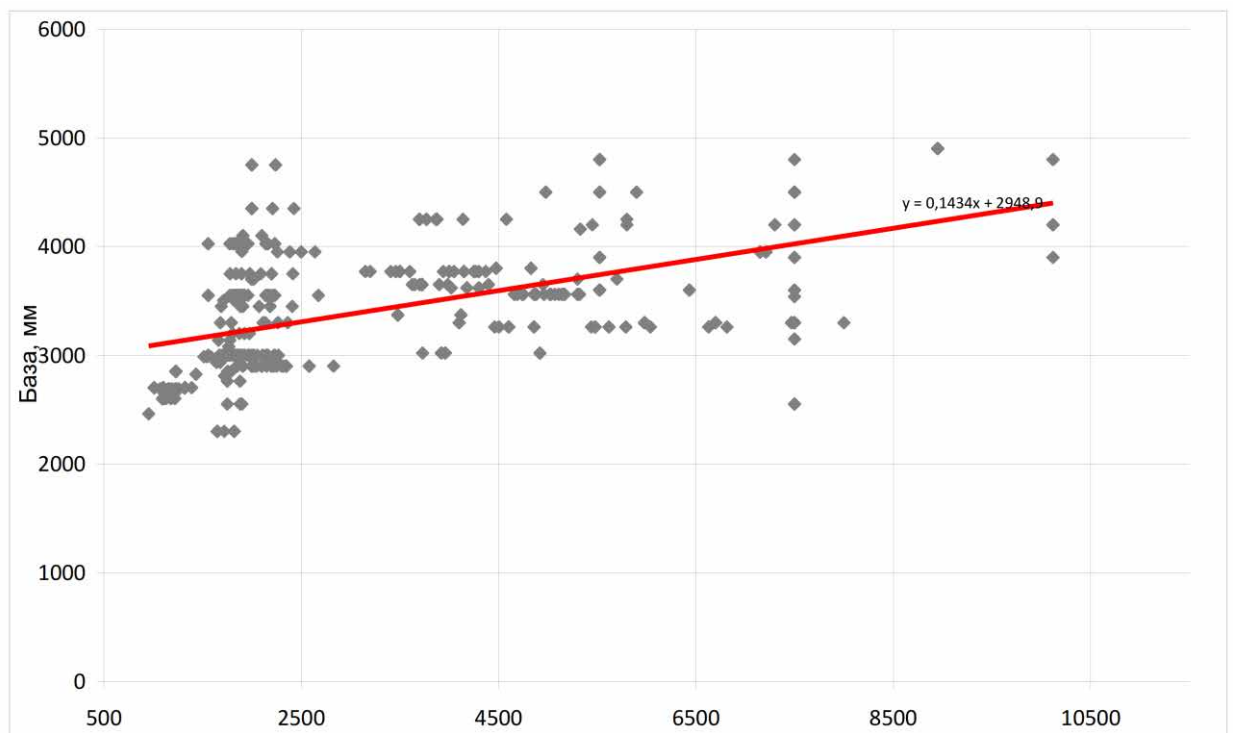


Рисунок 1.4 – Апроксимована залежність між базою та спорядженою масою вантажних автомобілів

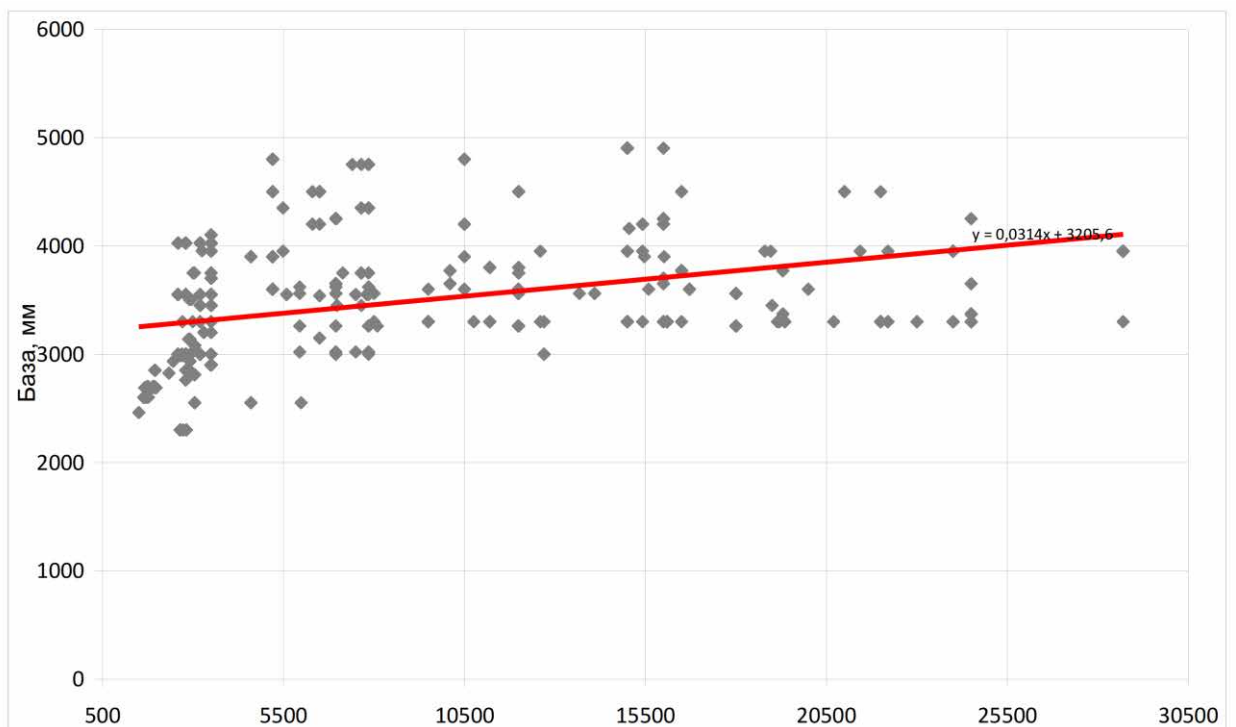


Рисунок 1.5 – Апроксимована залежність між базою та повною масою вантажних автомобілів

У таблиці 1.1 наведено отримані автором формули, що описують побудовані залежності між базою та масою для різних транспортних засобів.

Таблиця 1.1 – Апроксимовані залежності між величиною бази та масою для різних видів транспортних засобів

Вид транспортного засобу	Отримана залежність між базою та масою
Легкові автомобілі	$B_a = 0,3956 \cdot M_{сн} + 2100,3$
Автобуси	$B_a = 0,3075 \cdot M_{сн} + 2184,2$
Вантажні автомобілі	$B_a = 0,0314 \cdot M_{сн} + 3205,6$

В табл. 1.1 B_a – база в мм; $M_{сн, п}$ – споряджена та повна маса в кг.

На рис. 1.6 криві графіків 1.2 ... 1.5 зображені в одних координатах.

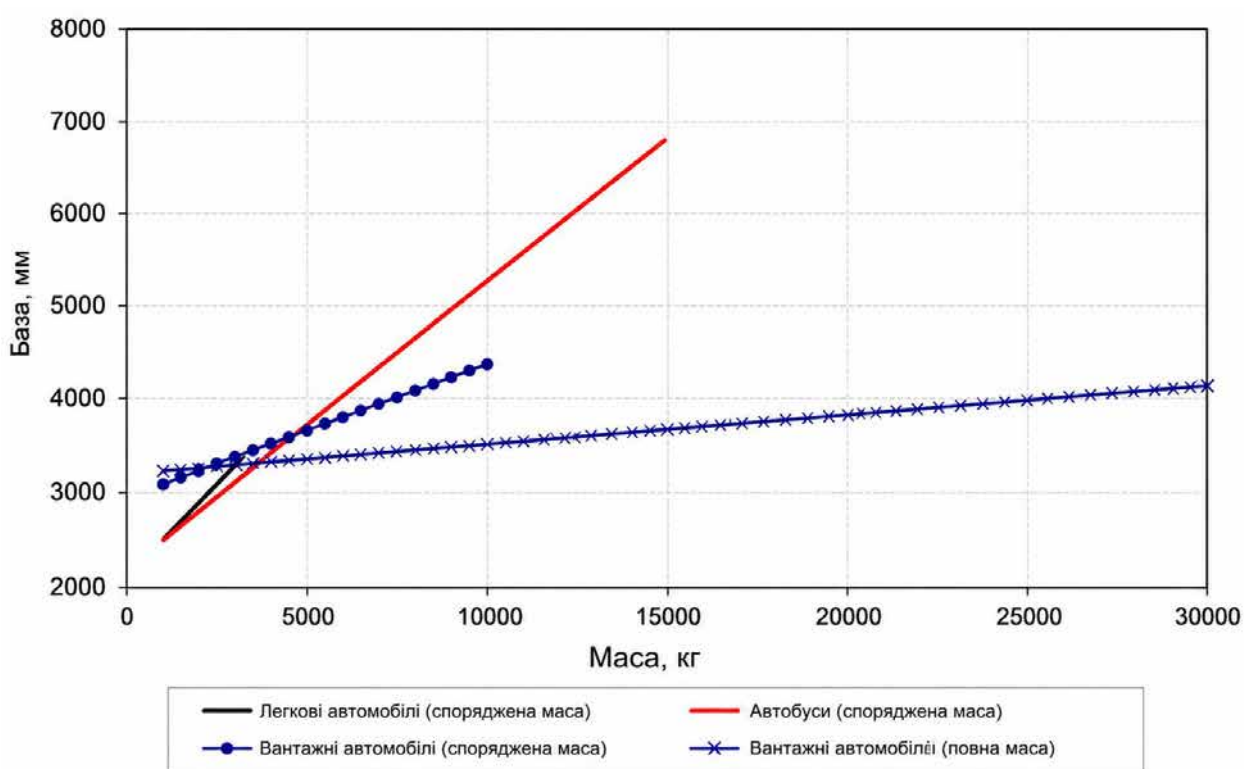


Рисунок 1.6 – Апроксимовані залежності величини бази від маси для різних видів транспортних засобів

З рисунків 1.2...1.5 випливає, що у межах 20%-го розкиду можна доцільно змінювати базу за тієї ж маси автомобіля, не порушуючи типових пропорцій машини.

1.4 Нормативна документація, що регламентує базу КМ

Нормативна документація, що регламентує значення бази ТЗ відсутня. При проектуванні автомобіля чи автобуса необхідно враховувати деякі нормативні документи, що стосуються бази КМ, оскільки величина цієї бази непрямим чином пов'язані з п'ятьма експлуатаційними властивостями (див. рис. 1.1). Їх перелік наведено нижче. ІСО 21308-2-2006 «Автомобілі вантажні. Розміри шасі. Умовні позначення» нормує визначення та позначення бази вантажних автомобілів [8]. Відповідно до цього стандарту повна колісна база – відстань між центром першої передньої осі та центром останньої задньої осі, як показано на рис. 1.7.

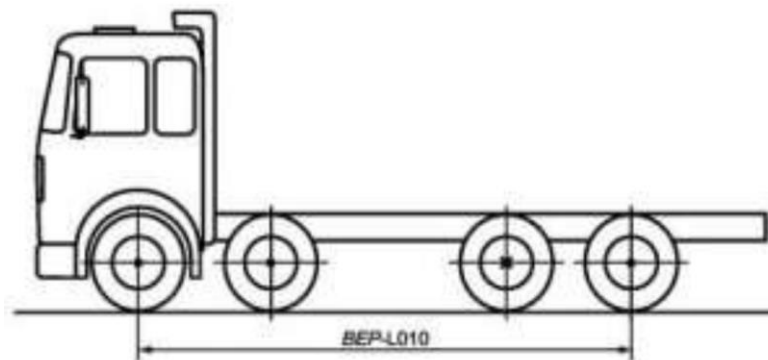


Рисунок 1.7 – Позначення повної колісної бази (BEPL010)

Відповідно до цього стандарту, структурна колісна база – відстань між центром першої передньої осі і центром першої провідної задньої осі. Відстань між колесами n -ї та $n+1$ -ї осей – відстань між центрами коліс n -ї та $n+1$ -ї осей, розташованими з одного боку ТЗ, як показано на рис.1.8.

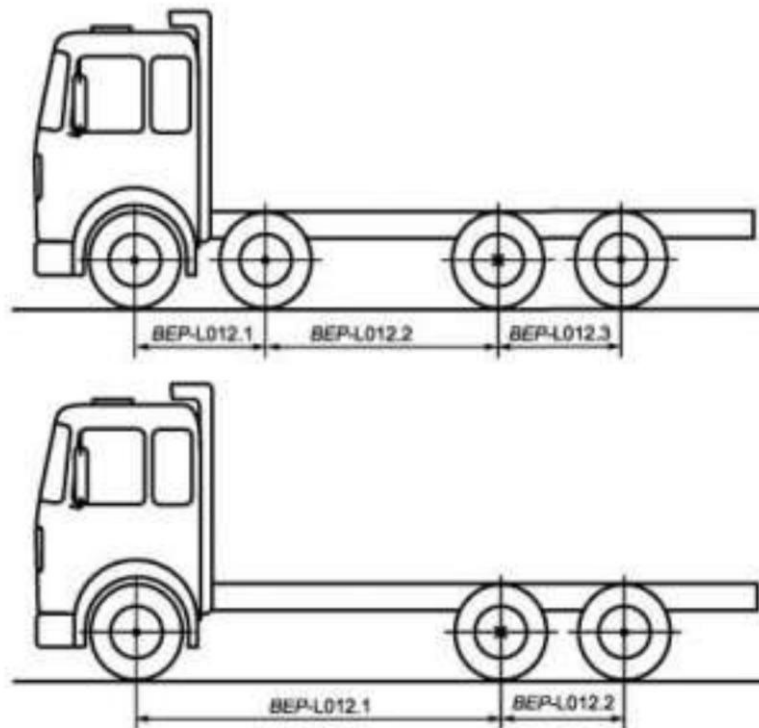


Рисунок 1.8 – Позначення відстаней між колесами n -ї і $n+1$ -ї осей (BEP-L012)

Теоретичний центр колісної бази комбінації передніх осей – поздовжня відстань між першою передньою віссю та розрахунковою точкою застосування рівнодіючих вертикальних реакцій на колесах комбінації передніх осей, як показано на рис. 1.9.

Теоретичний центр колісної бази комбінації задніх осей – поздовжня відстань між першою провідною задньою віссю та розрахунковою точкою застосування рівнодіючих вертикальних реакцій на колесах комбінації задніх осей. Теоретична колісна база транспортного засобу – поздовжня відстань між теоретичними центрами комбінацій передніх та задніх осей (см. на рис. 1.9).

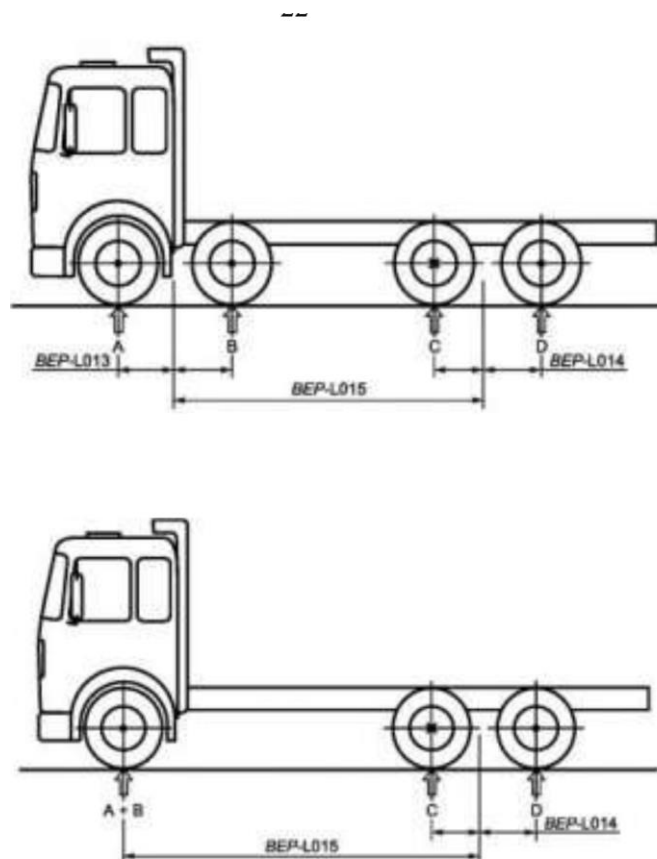


Рисунок 1.9 – Позначення теоретичної колісної бази (BEP-L015) та її теоретичних центрів (BEP-L013, BEP-L014)

Для одиночних осей транспортного засобу, як передніх, так і задніх, теоретичні центри колісних баз, як правило, збігаються з центральними лініями відповідних осей. Такий підхід використовується під час визначення геометричних параметрів колісних машин, проведення розрахунків їх кінематики та оцінювання характеристик стійкості й керованості. Теоретичний центр осі є умовною геометричною точкою, відносно якої визначаються основні параметри шасі транспортного засобу, зокрема колісна база.

У сучасних транспортних засобах, обладнаних пневматичною підвіскою з електронною системою керування, положення теоретичних центрів комбінацій осей може змінюватися під час руху. Це пов'язано з автоматичним регулюванням висоти кузова, перерозподілом навантажень між осями та зміною положення елементів підвіски залежно від дорожніх умов, швидкості

руху та ступеня завантаження транспортного засобу. Унаслідок цього геометричні параметри шасі можуть дещо змінюватися в процесі експлуатації, що необхідно враховувати під час дослідження динаміки руху та оцінювання експлуатаційних властивостей колісних машин.

В Україні вимоги щодо параметрів транспортних засобів, їх технічного стану та методів контролювання регламентуються стандартом ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання». У зазначеному нормативному документі встановлено терміни, найменування та умовні позначення основних геометричних параметрів транспортних засобів, зокрема таких, як база автомобіля, база напівпричепа та база від опорного пристрою напівпричепа. Крім того, стандарт визначає методики вимірювання зазначених параметрів, що забезпечує єдність підходів до технічного контролю та оцінювання характеристик транспортних засобів.

Для легкових автомобілів також застосовується міжнародний стандарт ISO 4131:1979 «Road vehicles — Dimensions of passenger cars — Terms and definitions» («Дорожній транспорт. Позначення розмірів легкових автомобілів»). У цьому стандарті наведено визначення та позначення параметра «колісна база». Відповідно до стандарту, колісна база визначається як відстань між лініями, перпендикулярними до поздовжньої площини симетрії автомобіля та такими, що проходять через точки, відповідні двом послідовним колесам, розташованим з одного боку транспортного засобу.

Таким чином, колісна база є одним із основних геометричних параметрів транспортного засобу, який характеризує взаємне розташування осей та суттєво впливає на експлуатаційні властивості колісної машини, зокрема її стійкість руху, маневреність, плавність ходу та керованість. Коректне визначення та вимірювання цього параметра має важливе значення як під час проектування транспортних засобів, так і при проведенні їх технічного контролю та досліджень динаміки руху.

Документом, що регламентує опис геометричних параметрів автомобіля, є рекомендація SAE J1100 OCT 79 (США) «Розміри автомобілів».

Правила ЄЕК ООН 52. Єдині приписи щодо транспортних засобів малої місткості» нормує розподіл навантаження по осях та умови цього навантаження. Відповідно до цього стандарту, розподіл навантаження транспортного засобу, що нерухомо стоїть на рівній дорозі, повинен визначатися у двох положеннях: без навантаження і з навантаженням. Значення перевищення частки маси, що припадає на передню вісь (осі), повинні бути не меншими, ніж зазначені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Значення перевищення частки маси, що припадає на передню вісь (осі)

Умови	Доля маси, %	
	Клас А	Клас В
Без навантаження	20	25
З навантаженням	25	25

ДСТУ 3649:2010 Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання.

При проектуванні автомобіля, оптимізуючи значення бази, необхідно також враховувати зручність розташування основних елементів робочого місця водія, що нормується документом «Взаємне розташування основних елементів робочого місця водія легкових автомобілів».

1.5 Існуюча методика вибору сучасної бази КМ

При виборі бази легкового автомобіля на початковому етапі проектування орієнтуються прототип автомобіля відповідного класу. У процесі проектування нової модифікації машини величина бази дещо змінюється відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

При виборі бази автобуса спочатку орієнтуються з його місткість, обумовлену технічним завданням. При подальшому проектуванні величина бази може змінюватись відповідно до обраної (скоригованої) схеми трансмісії.

На рис. 1.10 представлена схема для розрахунку довжини вантажного кузова (вантажної платформи), яку вибирають, орієнтуючись на вантажопідйомність та види вантажів, що перевозяться, а базу автомобіля виражають як функцію цього параметра за формулою 1.1.

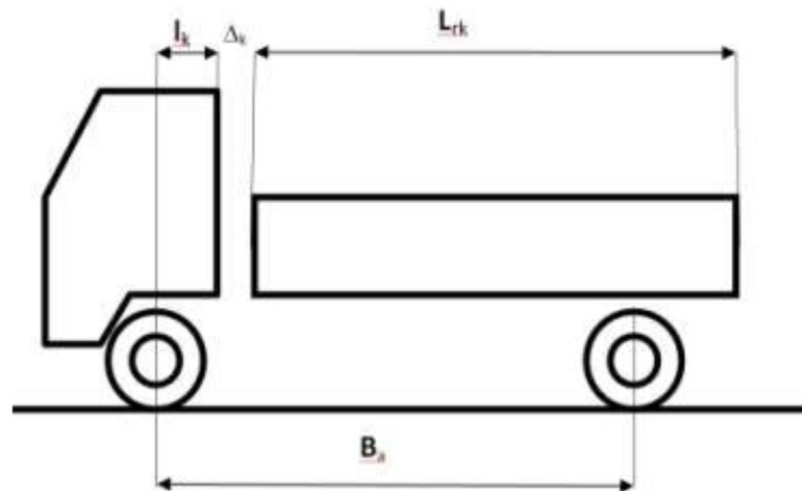


Рисунок 1.10 – Схема для розрахунку величини бази вантажного автомобіля

Ця функція враховує відстань компонування від передньої осі машини до задньої стінки кабіни і мінімальний зазор між стінкою кабіни, переднім бортом кузова [9, 10]:

$$B_a = \frac{G_M \left(l_k + \Delta_k + \frac{L_{ck}}{2} \right)}{G_{sp} - G_{l_2} + G_{l_1}}, \quad (1.1)$$

де G_M - споряджена маса машини;

$G_{гр}$ - вантажопідйомність машини;

l_k - відстань від передньої осі машини до задньої стінки кабіни;

Δ_k - мінімальний зазор між стінкою кабіни та переднім бортом вантажного кузова;

$L_{гк}$ - довжина вантажного кузова;

G_{1r} , G_{1c} - навантаження на передню вісь вантаженого та навантаженого автомобіля відповідно (наведений вираз справедливо і для тривісних автомобілів, якщо базу приймати за величиною повної колісної бази).

Положення коліс уздовж поздовжньої осі транспортного засобу визначається комплексом конструктивних і експлуатаційних факторів. Одним із основних чинників є прийнятий розподіл маси автомобіля між мостами як у спорядженому стані, так і при повному навантаженні [9, 10]. Саме від правильного розподілу навантаження між передньою та задньою осями значною мірою залежать показники стійкості руху, керованості, гальмівної динаміки та плавності ходу колісної машини.

Крім розподілу маси, на вибір положення коліс та величини колісної бази впливають компоновальні особливості транспортного засобу. Зокрема, важливу роль відіграє розташування кожухів коліс, які не повинні погіршувати ергономічні характеристики салону та умови розміщення елементів керування. Під час проектування необхідно забезпечити достатній простір для розташування педального вузла, комфортні умови для водія та переднього пасажирів, а також оптимальне положення елементів рульового керування, зокрема кермової трапеції.

Для легкових автомобілів додатково враховуються вимоги щодо забезпечення достатньої ширини заднього сидіння та збереження корисного об'єму багажного відділення. Невдале розташування колісних арок або надмірне зміщення осей може призвести до погіршення комфортабельності салону, зменшення простору для пасажирів і зниження експлуатаційної ефективності транспортного засобу. Тому під час вибору величини колісної бази необхідно досягти компромісу між вимогами компоновання, ергономіки, вантажомісткості та показниками активної безпеки.

З урахуванням наведених вимог конструктор має можливість змінювати величину колісної бази приблизно в межах 10 % без суттєвого впливу на класифікаційні ознаки транспортного засобу. Такі зміни, як правило, не

потребують кардинального перегляду компоувальної схеми трансмісії, істотного коригування довжини вантажної платформи чи внесення значних змін у загальну конструкцію автомобіля. Це створює певний резерв для оптимізації параметрів шасі з метою покращення експлуатаційних властивостей колісної машини.

У даній роботі проведено аналіз неоднозначного впливу зміни величини колісної бази на стійкість руху колісних машин у різних режимах експлуатації. Розглянуто особливості поведінки транспортного засобу при русі з різними швидкостями, під час гальмування, маневрування та руху в умовах змінного завантаження. Встановлено, що зміна величини бази може як покращувати, так і погіршувати окремі показники активної безпеки залежно від режиму руху, типу транспортного засобу та умов його експлуатації.

На основі проведених досліджень розроблено рекомендації щодо вибору раціональної величини колісної бази з урахуванням забезпечення необхідного рівня стійкості руху, керованості та збереження гальмівних властивостей транспортного засобу. Отримані результати можуть бути використані під час проектування та модернізації колісних машин різного призначення з метою підвищення їх активної безпеки та ефективності експлуатації.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ БАЗИ КМ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ

2.1 Оціночні показники стійкості руху КМ

Властивості КМ, що визначають її активну безпеку (стійкість руху, керованість, гальмівна динаміка), визначаються практично одними і тими ж конструктивними параметрами, як показано в таблиці 2.1 [2-4 та ін].

Таблиця 2.1 – Конструктивні параметри елементів шасі КМ найбільше впливають на властивості активної безпеки

Конструктивні параметри елементів шасі, що найбільш впливають КМ	Експлуатаційна властивість КМ		
	Стійкість руху	Керованість	Гальмівна динаміка
Динамічний радіус колеса	+	+	+
Посадковий радіус шини	+	+	+
Вертикальна жорсткість пружних елементів підвіски	+	+	+
Безпружинна маса	+	+	+
Параметри кермового приводу	+	+	-

Знаки "+" або "-" вказують на наявність або відсутність взаємозв'язку між експлуатаційною властивістю та конструктивним параметром КМ. Видно, що параметри, що визначають стійкість руху, впливають також і на керованість КМ, і її гальмівні властивості [2].

Така важлива експлуатаційна властивість колісної машини, як гальмівна динаміка, визначається насамперед характеристиками гальмівного приводу та ефективністю роботи гальмівних механізмів. Саме ці елементи забезпечують створення необхідних гальмівних сил, що дозволяють зменшувати швидкість руху транспортного засобу або повністю його зупиняти. Разом із тим

ефективність гальмування залежить не лише від конструкції гальмівної системи, а й від низки інших конструктивних та експлуатаційних параметрів шасі, наведених у таблиці 2.1. До таких параметрів належать характеристики підвіски, параметри коліс і шин, розподіл маси між осями, геометричні параметри шасі та інші фактори, які впливають на перерозподіл навантажень між колесами під час руху і гальмування.

Стійкість руху та гальмівна динаміка характеризуються порівняно невеликою кількістю основних оцінювальних параметрів, серед яких найбільш важливими є лінійне відхилення транспортного засобу, кут його розвороту та гальмівний шлях. Зазначені параметри мають переважно геометричний характер, що значно спрощує їх математичний опис та дозволяє ефективно застосовувати методи математичного моделювання для дослідження поведінки транспортного засобу в різних режимах руху.

Незважаючи на тісний взаємозв'язок між стійкістю руху та керованістю, оцінити керованість транспортного засобу лише за показниками лінійного відхилення та кута розвороту є досить складно. Керованість є більш комплексною експлуатаційною властивістю, для оцінювання якої використовується значно більша кількість параметрів. Частина з них можливо визначити виключно експериментальним шляхом під час проведення дорожніх або стендових випробувань. Для таких параметрів нормативними документами встановлюються допустимі значення, а також регламентуються методики проведення випробувань і оброблення отриманих результатів.

Важливе значення для експлуатаційних властивостей колісних машин має також плавність ходу. Нормативні документи у сфері оцінювання плавності руху обмежують допустимі значення віброприскорень у різних частинах транспортного засобу, зокрема над осями, у центрі мас та в зоні розташування сидіння водія або оператора. Контроль здійснюється за трьома координатними напрямками, що дозволяє оцінювати комфортність руху та вплив вібрацій на водія і пасажирів.

При цьому оцінювальні параметри стійкості руху та гальмівної динаміки безпосередньо не пов'язані з віброприскореннями. Однак параметри підвіски, насамперед жорсткість пружних елементів, які значною мірою визначають плавність ходу, суттєво впливають на характер перерозподілу навантажень між осями та колесами транспортного засобу як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках. Це, своєю чергою, впливає на стійкість руху, керованість і ефективність гальмування.

У зв'язку з цим під час дослідження стійкості руху та оптимізації параметрів шасі необхідно враховувати компроміс між показниками активної безпеки та плавністю ходу. Зокрема, зміна жорсткості пружних елементів підвіски не повинна призводити до надмірного погіршення комфортності руху або перевищення нормативних значень віброприскорень. Тому під час оптимізації параметрів підвіски необхідно забезпечувати раціональне поєднання стійкості руху, ефективності гальмування та плавності ходу транспортного засобу.

У даній роботі проведено оцінювання впливу величини колісної бази на стійкість руху колісної машини в різних режимах експлуатації, зокрема в режимі гальмування, який є одним із найбільш небезпечних з точки зору виникнення аварійних ситуацій. Оцінювання виконувалося за такими основними показниками, як лінійне відхилення транспортного засобу та кут його розвороту за умови забезпечення допустимого верхнього обмеження гальмівного шляху.

Лінійне відхилення автотранспортного засобу визначається як відстань між ортогональними проекціями точки транспортного засобу, що зазнала максимального відхилення в процесі гальмування, на площину дороги та на лінію, утворену перетином площини дороги з поздовжньою центральною площиною транспортного засобу на початку гальмування [11]. Під поздовжньою центральною площиною автотранспортного засобу розуміється площина, перпендикулярна до площини дороги та така, що проходить через середину колії транспортного засобу [11]. Зазначений параметр дозволяє

оцінити ступінь відхилення транспортного засобу від заданої траєкторії руху під час гальмування та є одним із важливих показників його стійкості руху.

Лінійне відхилення АТЗ при гальмуванні робочою гальмівною системою з початковою швидкістю гальмування 40 км/год має бути не більше:

1,25 м – для автотранспортних засобів, габаритні довжина та ширина яких рівні або менше 5 м та 2 м відповідно;

1,5 м - для автотранспортних засобів, габаритна довжина яких більше 5 м або габаритна ширина яких більше 2 м, але не перевищує 2,5 м;

1,75 м - для автотранспортних засобів, габаритна ширина яких більше 2,5 м, але не перевищує 3 м [11].

При цьому відхилення початкової швидкості гальмування від 40 км/год має бути не більше ± 4 км/год, а похибка вимірювань при експериментальному визначенні лінійного відхилення не повинна перевищувати 5% [11].

Метод визначення лінійного відхилення транспортного засобу, що використовується сьогодні, як і саме поняття лінійного відхилення, не є коректними з кількох причин. По-перше, у зв'язку з не розтяжністю КМ не можна сказати, що якась її точка, наприклад її передній частині, найбільш відхилилася в результаті гальмування. Всі вони відхиляються на однакову величину, але при цьому мають різне лінійне відхилення через різницю їх відстаней до поздовжньої центральної площини КМ. По-друге, коли КМ взагалі не відхиляється від заданої траєкторії руху, то її лінійне відхилення (за виступаючими точками) не дорівнює нулю, а дорівнює половині ширини КМ. Особливо це спотворює картину процесу при розрахунку та обробці розрахункових параметрів руху КМ, оскільки в момент початку гальмування, а також при рівномірному русі, коли КМ рухається заданою траєкторією, на графіках є наявність величезних лінійних відхилень в половину ширини машини. При цьому має місце нестійкість рішення, оскільки, наприклад, лінійне відхилення $\frac{B_a}{2}$ точки правого борту є те саме, що й лінійне відхилення

$-\frac{B_a}{2}$ точки лівого борту, у своїй обидва ці значення відповідають

розташування центру мас заданої траєкторії, тобто. КМ нікуди не відхиляється. У зв'язку зі сказаним, під *лінійним відхиленням* АТЗ розуміють не найбільше відхилення його точки щодо початкового положення поздовжньої центральної осі, а найбільше абсолютне відхилення точки від заданої траєкторії [2, 4]. В цьому випадку, як росте, так і реальні вимірювання лінійних відхилень зручно вести по точках, що відповідають серединам передньої та задньої частин КМ.

Аналіз параметрів, наведених у нормативному документі [11], показує, що допустимі абсолютні відхилення точок колісної машини від заданої траєкторії руху встановлені на рівні 0,25 м незалежно від габаритної ширини транспортного засобу. Це означає, що для всіх категорій колісних машин, незалежно від їх конструктивних особливостей та ширини колії, застосовується єдине нормативне обмеження щодо допустимого бокового зміщення під час руху або гальмування.

Таким чином, опорний коридор руху транспортного засобу формується умовними межами, розташованими на відстані 0,25 м ліворуч і праворуч від крайніх точок колісної машини. Під опорним коридором руху розуміють частину опорної поверхні дороги, обмежену правою та лівою контрольними лініями, які транспортний засіб не повинен перетинати жодним колесом у процесі руху [11]. Дотримання цієї умови свідчить про достатній рівень стійкості руху та здатність транспортного засобу зберігати задану траєкторію.

Встановлення допустимого бокового відхилення є важливим критерієм оцінювання активної безпеки колісних машин, оскільки надмірне зміщення транспортного засобу відносно заданого напрямку руху може призвести до втрати стійкості, виїзду за межі смуги руху або створення аварійної ситуації. Особливо важливим цей показник є під час екстреного гальмування, руху на високих швидкостях, а також при експлуатації транспортного засобу в складних дорожніх умовах.

Незалежність нормативного значення допустимого відхилення від ширини транспортного засобу дозволяє використовувати єдиний підхід до

оцінювання стійкості руху різних типів колісних машин. Водночас фактична здатність транспортного засобу утримуватися в межах опорного коридору значною мірою залежить від його конструктивних параметрів, зокрема величини колісної бази, ширини колії, характеристик підвіски, стану шин, розподілу маси між осями та умов взаємодії коліс із дорожньою поверхнею.

Отже, контроль величини лінійного відхилення та забезпечення руху транспортного засобу в межах допустимого опорного коридору є одним із основних критеріїв оцінювання стійкості руху колісних машин та ефективності їх конструктивних параметрів.

2.2 Математична модель динаміки руху КМ

У якості математичної основи дослідження була використана математична модель руху колісної машини, яка відповідає вимогам, припущенням та обмеженням, прийнятим у роботах [2–4], а також забезпечує необхідний рівень точності для аналізу процесів, пов'язаних із забезпеченням активної безпеки транспортного засобу. Зазначена модель ґрунтується на фундаментальних положеннях теоретичної механіки, теорії автомобіля, динаміки транспортних засобів, математичного моделювання та теорії взаємодії колеса з опорною поверхнею. Її структура дозволяє враховувати основні кінематичні та силові фактори, що визначають поведінку колісної машини в різних дорожніх умовах та експлуатаційних режимах.

Базова математична модель була адаптована та скоригована автором відповідно до цілей і завдань даного дослідження. Необхідність модернізації моделі була зумовлена тим, що існуючі підходи недостатньо детально враховували процеси, які відбуваються у плямі контакту шини з дорожньою поверхнею, а саме ці процеси значною мірою визначають стійкість руху, керованість та гальмівні властивості колісної машини. У зв'язку з цим основна увага під час удосконалення математичної моделі була приділена більш точному опису механізму взаємодії шини з дорогою, включаючи розподіл нормальних і дотичних реакцій у зоні контакту, виникнення режимів

часткового ковзання, перерозподіл сил зчеплення та зміну характеристик контакту залежно від режиму руху.

Під час модернізації математичної моделі також було враховано вплив конструктивних параметрів шасі на процеси, що протікають у зоні контакту колеса з дорогою. Зокрема, до розрахункової схеми були включені параметри колісної бази, характеристики підвіски, геометричні параметри рульового керування, розподіл маси між осями, а також особливості зміни навантажень на колеса під час гальмування та маневрування. Такий підхід дозволив підвищити адекватність математичного опису реальних процесів руху транспортного засобу та забезпечити можливість комплексної оцінки параметрів активної безпеки.

Скоригована математична модель дає можливість досліджувати поведінку колісної машини в різних режимах руху, включаючи прямолінійний рух, гальмування, рух по криволінійній траєкторії та комбіновані режими експлуатації. Особливу увагу в роботі приділено аналізу режиму гальмування, оскільки саме в цьому режимі найбільш інтенсивно проявляються процеси перерозподілу навантажень між осями, зміни характеристик контакту шин із дорогою та виникнення відхилень від заданої траєкторії руху.

Розроблена математична модель дозволяє визначати основні показники активної безпеки транспортного засобу, серед яких:

- лінійне відхилення колісної машини від заданої траєкторії;
- кут розвороту транспортного засобу;
- гальмівний шлях;
- характер зміни реакцій у контакті шин із дорожньою поверхнею;
- параметри стійкості руху в різних дорожніх умовах.

Однією з важливих особливостей скоригованої моделі є можливість врахування зміни характеристик взаємодії шини з дорогою залежно від стану опорної поверхні, величини коефіцієнта зчеплення, швидкості руху та режиму навантаження транспортного засобу. Це дозволяє використовувати модель не

лише для теоретичних досліджень, але й для практичної оцінки поведінки колісної машини в реальних умовах експлуатації.

Для перевірки достовірності та адекватності модернізованої математичної моделі було проведено комплекс експериментальних досліджень. Експериментальна перевірка виконувалася шляхом порівняння результатів математичного моделювання з даними натурних дорожніх випробувань транспортного засобу. Під час випробувань використовувалася контрольно-вимірвальна апаратура, яка дозволяла реєструвати параметри руху, величини відхилень траєкторії, кутові переміщення та характеристики процесу гальмування.

Обробка результатів експериментальних досліджень, наведена у розділі 2.4, підтвердила достатній рівень збіжності теоретичних і експериментальних даних. Отримані результати свідчать про адекватність скоригованої математичної моделі та можливість її використання для дослідження впливу конструктивних параметрів шасі на характеристики активної безпеки колісних машин.

Таким чином, модернізована математична модель є ефективним інструментом для аналізу процесів, що протікають у плямі контакту шини з дорогою, а також для оцінювання впливу параметрів колісної бази та інших конструктивних характеристик транспортного засобу на його стійкість руху, керованість і гальмівну динаміку.

Розрахункова схема руху колісної машини, прийнята при побудові математичної моделі та проведенні подальших досліджень, наведена на рис. 2.1. Вона відображає основні геометричні, кінематичні та силові параметри, що враховуються під час аналізу динаміки руху транспортного засобу.

Основними рівняннями моделі є рівняння руху КМ у площині дороги, складені на основі принципу Даламбера та теореми про швидкості точок плоскої фігури:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{ax} = \frac{\Sigma R_{xi}}{G} - \omega_{auto} \cdot \Delta V_y \\ V_{ay} = \frac{\Sigma R_{yi}}{G} - \omega_{auto} \cdot \Delta V_x \\ \dot{\omega}_{auto} = \frac{\Delta \Sigma R_{xi} \cdot \frac{Koleya}{2}}{I_{auto}} + \frac{\Sigma (R_{yi} \cdot a_i)}{I_{auto}} \end{array} \right. \quad (2.1)$$

де I_{auto} – момент інерції КМ у горизонтальній площині;

$\Delta \Sigma R_{xi}$ – різницю сум поздовжніх реакцій опорної поверхні під бортами;

$\Sigma (R_{yi} \cdot a_i)$ – сума моментів бічних сил (у площині дороги) щодо центру мас;

a_i – плечі дії бічних сил щодо центру мас.

Крім системи основних рівнянь руху модель містить опис:

- еластичних коліс, що рухаються в різних режимах, при нестационарному силовому обурювальному впливі на їх осі за трьома координатами;
- вертикальних та поздовжніх коливань всіх коліс щодо кузова;
- кутових коливань КК у площинах, перпендикулярних осям їх шворнів, у межах зазорів у ланцюгу пар зносу підвіски та рульового приводу та в межах пружної податливості рульового приводу;
- реакцій опорної поверхні;
- лінійного відхилення та кута розвороту КМ.

2.2.1 Моделювання параметрів дороги

При рівномірному русі КМ поточну вертикальну координату синусоїдальної нерівності дороги розглядають як

$$q = A_w \sin \omega_w t \quad (2.2)$$

де A_w – амплітудне значення висоти нерівності дороги;

ω_w – частота впливу нерівностей дороги, що обурює;

t – час.

Частота впливу нерівностей дороги, що обурює ω_w визначається швидкістю КМ та довжиною хвилі нерівностей:

$$\omega_w = \frac{2\pi v_a}{l_w} \quad (2.3)$$

де v_a – швидкість КМ;

l_w – довжина хвилі нерівності дороги.

На рис. 2.2 зображено синусоїдальну нерівність дороги, що має довжину l_w та амплітуду A_w .

Але формула (2.2) справедлива лише рівномірного руху КМ.

При нерівномірному русі під знаком синуса у цій формулі повинна стояти не функція частоти та часу, що наростає рівномірно, а функція поточного шляху від початку нерівності, що наростає нерівномірно (при гальмуванні – з уповільненням, при розгоні – з прискоренням). Тобто ми повинні визначати у кожний момент часу, на яку відстань l_{wt} від початку цієї нерівності перемістилося колесо, що загальмовується.

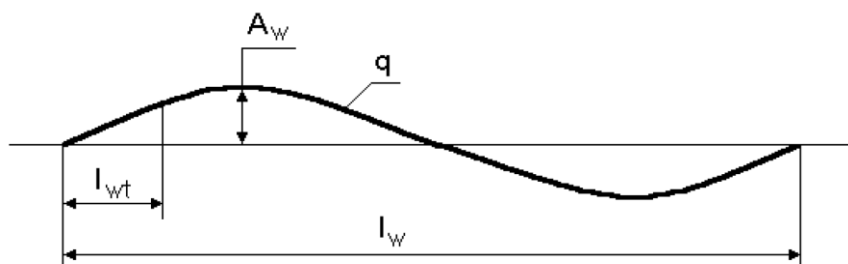


Рисунок 2.2 – Синусоїдальна нерівність дороги

Якщо ця відстань досягла величини, що дорівнює довжині нерівності, то колесо наїжджає на наступну нерівність, а параметр l_{wt} слід обнуляти.

Потім l_{wt} знову наростає як сума елементарних переміщень, рівних творам збільшення часу цьому етапі обчислень на швидкість КМ цьому етапі.

Нижче наведено формули для розрахунку у кожний момент часу поточної координати нерівності дороги при гальмуванні КМ. За початкової умови: $l_{wt}=0$;

$$\begin{cases} q = A_w \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{l_w} \cdot l_{wt}\right), \\ l_{wt} = l_{wt} + v_a \cdot dT, \\ \text{Если } l_{wt} \geq l_w, \text{ то } l_{wt} = 0. \end{cases} \quad (2.4)$$

Обчислення за формулами (2.4) слід проводити у загальному циклі розрахунку параметрів процесу гальмування.

Параметри нерівностей дороги приймалися середні для малозношеного асфальтобетонного покриття.

2.2.2 Моделювання реакцій опорної поверхні

Як відомо, у плямі контакту колеса, що взаємодіє з дорогою, є реакції дороги, розташовані за трьома взаємно перпендикулярними напрямками щодо поздовжньої осі КМ і мають відповідно до ДСТУ 4882:2007 «Шини пневматичні великогабаритні та надвеликогабаритні для позадорожніх кар'єрних автомобілів. Загальні вимоги до експлуатування» [12] такі назви: нормальна реакція опорної поверхні; поздовжня реакція опорної поверхні; бічна реакція опорної поверхні.

Схема дії реакцій дороги на колесо представлена на рис. 2.3.

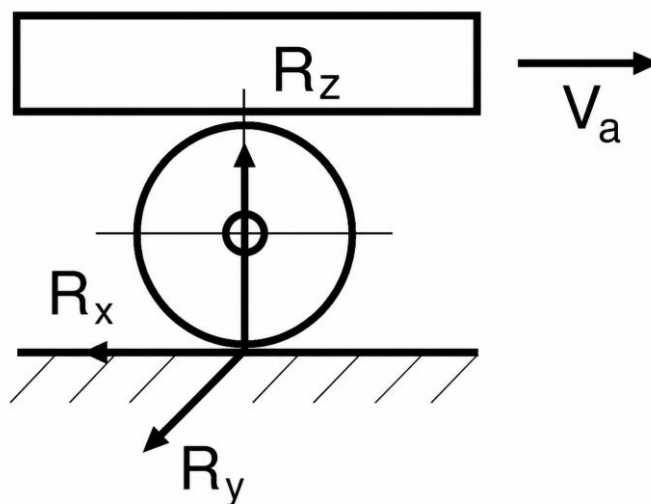
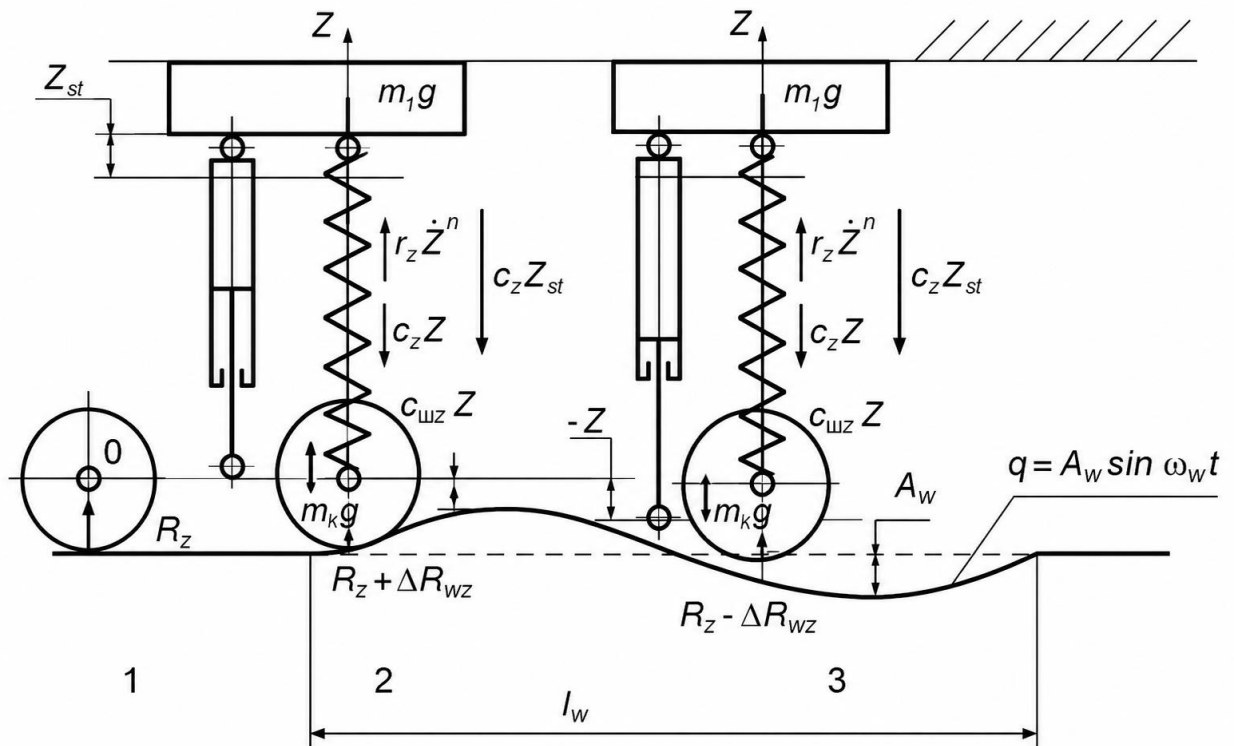


Рисунок 2.3 – Схема дії реакцій опорної поверхні на колесо

При відриві колеса від дороги $R_x, R_y, R_z=0$. Кожна із зазначених реакцій для загального випадку руху за наявності контакту колеса з дорогою розраховується наступним чином:

Визначення нормальної реакції опорної поверхні.

Для визначення нормальної реакції опорної поверхні приймається розрахункова схема, показана на рис. 2.4 [2-4].



1 – колесо на рівній ділянці дороги; 2 – колесо наїжджає на нерівність;

3 – колесо з’їжджає з нерівності

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема визначення нормальної реакції опорної поверхні

Для аналізу процесу використовуються такі позначення:

M – підресорена маса КМ;

m_1 – частка повної маси, що припадає на пляму контакту одного колеса з опорною поверхнею;

m_k – маса одного колеса та половина маси елементів підвіски одного колеса;

B – кількість коліс;

C_z – вертикальна жорсткість пружних елементів однієї підвіски;

r_z – коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї підвіски;

Z – вертикальні лінійні переміщення колеса щодо нерухомого кузова;

$\ddot{Z}$ – вертикальні лінійні прискорення колеса;

$\dot{Z}$ – вертикальні лінійні швидкості колеса;

Z_{st} – статичний хід пружних елементів однієї підвіски;

A_w – амплітудне значення висоти нерівності дороги;

l_w – довжина хвилі нерівності дороги;

q – поточна вертикальна координата нерівності дороги щодо нульової лінії;

ω_w – частота впливу нерівностей дороги, що обурює;

k_z – частота власних вертикальних лінійних коливань колеса;

t – час;

$m_k g$ – сила ваги колеса;

R_z – нормальна реакція опорної поверхні, що впливає на одне колесо;

ΔR_{wz} – додаткова нормальна реакція опорної поверхні, що впливає на одне колесо від впливу нерівностей, що обурює;

F_{fz} – сила вертикальної реакції пружних елементів однієї підвіски;

$m_k \ddot{Z}$ – вертикальна сила інерції, що діє на колесо.

Величина m_k для колеса легкового автомобіля в 2-5 разів більше маси його шини, що становить 6-12 кг. Величина m_k для колеса вантажного автомобіля в 4...5 разів більша за масу його шини, що становить 50...100 кг.

Співвідношення мас у прийнятих позначеннях таке:

$$B \cdot m_l = M + B \cdot m_k \quad (2.5)$$

$$C_z \cdot Z_{st} = \frac{M}{B} \cdot g \quad (2.6)$$

$$C_z \cdot Z_{st} + m_\kappa g = m_1 g \quad (2.7)$$

Основна реакція опорної поверхні R_z на ході стиску включає в себе:

$$R_z = m_\kappa g + F_{fz} + R_{amz} \quad (2.8)$$

Сила R_z на ході відбою включає в себе:

$$R_z = m_\kappa g + F_{fz} - R_{amz} \quad (2.9)$$

Вертикальна реакція пружних елементів однієї підвіски під час стиснення

$$F_{fz} = C_z (Z_{st} + Z) \quad (2.10)$$

Вертикальна реакція пружних елементів однієї підвіски під час відбою

$$F_{fz} = C_z (Z_{st} - Z) \quad (2.11)$$

Вертикальна реакція демпфуючих елементів однієї підвіски

$$R_{amz} = |r_z \dot{Z}^n|. \quad (2.12)$$

$$\text{Если } \dot{z} > 0, \text{ то } r_z = r_{z1} \quad (2.13)$$

$$\text{если } \dot{z} < 0, \text{ то } r_z = r_{z2} \quad (2.14)$$

де r_{z1} – коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї підвіски під час стиснення;

r_{z2} – коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї підвіски під час відбою.

Повна нормальна реакція опорної поверхні для вертикально- та горизонтально підресованого колеса визначиться:

- при русі колеса рівною ділянкою дороги R_z ;
- при русі по виступу нерівності $R_z + \Delta R_{wz}$;
- під час руху по западині нерівності $R_z - \Delta R_{wz}$.

Додаткову нормальну реакцію опорної поверхні від впливу нерівностей, що обурює, можна обчислити як:

$$\Delta R_{wz} = m_\kappa A_w \omega_w^2 \sin \left(2\pi \frac{l_{wt}}{l_w} \right) \quad (2.15)$$

Знак сили ΔR_{wz} виходить автоматично.

Оскільки у реальних розрахунках знаки параметрів Z і $\dot{Z}$ виходять також автоматично, то немає необхідності розділяти рівняння для визначення нормальної реакції при русі колеса виступом або западині дороги.

Таким чином,

$$R_z = m_1 g + C_z Z + r_2 \dot{Z} + m_\kappa A_w \omega_w^2 \sin\left(2\pi \frac{l_{wt}}{l_w}\right) \quad (2.16)$$

Складова ΔR_{wz} при великих швидкостях КМ може у кілька разів перевищувати $m_1 g$, тому її слід враховувати. Пружна складова $C_z Z$ складає від $m_1 g$ 0...15% (оскільки динамічний хід пружного елемента підвіски становить приблизно стільки від статичного). Демпфуюча складова $r_2 \dot{Z}$ зазвичай не більше 10% від $m_1 g$. Тому припустимо приблизно вважати, що

$$R_z = m_1 g + m_\kappa A_w \omega_w^2 \sin\left(2\pi \frac{l_{wt}}{l_w}\right). \quad (2.17)$$

У кожний момент руху, за відсутності контакту колеса з дорогою, тобто при $|Z - q| > 0$, реакції дороги відсутні:

$$R_z = 0; \Delta R_{wz} = 0. \quad (2.18)$$

Якщо колесо контактує із дорогою, тобто при $|Z - q| = 0$, вертикальні реакції дороги завжди не дорівнюють нулю.

Визначення поздовжньої реакції опорної поверхні.

$$R_x = (R_z + \Delta R_{wz}) \cdot \varphi_x(s_x) + (R_z + \Delta R_{wz}) \cdot f(v_a)(1 - s_x) + \Delta R_{wx} \quad (2.19)$$

де s_x – коефіцієнт подовжнього ковзання колеса;

$\varphi_x(s_x)$ – коефіцієнт зчеплення в поздовжньому напрямку у функції від s_x ;

$f(v_a)$ – коефіцієнт опору коченню функції від швидкості КМ.

Перша складова – поздовжня сила зчеплення колеса з дорогою; друга складова – сила опору коченню, що має місце при неповному ковзанні колеса; третя складова – додаткова поздовжня реакція опорної поверхні від впливу нерівностей, що обурює. У рівнянні не враховано додаткову силу опору коченню від впливу амортизаторів [2-4]. В даному випадку можна знехтувати

зазначеною силою, оскільки вона мала за загального зменшення частки явища кочення колеса в процесі гальмування.

Коефіцієнт поздовжнього ковзання колеса обчислюється:

$$s_x \approx \frac{v_{ckx}}{v_{kx}} = \frac{v_{kx} - \omega R_\partial}{v_{kx}} \approx \frac{v_a - \omega R_\partial}{v_a} \quad (2.20)$$

де v_{ckx} – швидкість поздовжнього ковзання колеса;

v_{kx} – поздовжня складова поступальної швидкості колеса;

v_a – швидкість КМ;

ω – кутова швидкість обертання колеса навколо своєї осі;

R_∂ – динамічний радіус колеса.

При $s_x=0$ відсутня перша складова рівняння, а при $s_x=1$ – друга складова.

Додаткова поздовжня реакція опорної поверхні від впливу нерівностей, що обурює. [13, 14].

$$\Delta R_{wx} = \frac{4A_w \cdot \Delta R_{wz}}{l_w}. \quad (2.21)$$

Визначення бічної реакції опорної поверхні.

При моделюванні руху КМ розподіл бічної реакції з коліс вважалось пропорційним розподілу нормальної навантаження.

У випадку на колесо двовісного КМ з боку дороги діє бічна реакція

$$R_{y\Sigma} = R_y + R_{yd} + R_{y\ lenk} + R_{y\ mixt} + R_{y\theta}, \quad (2.22)$$

де $R_{y\Sigma}$ – сумарна бічна реакція, що діє на двовісне колесо КМ;

R_y – реакція від постійної бічної сили, що діє на КМ (сили вітру, бічної складової сили ваги при поперечному ухилі дороги);

R_{yd} – реакція від відцентрової сили під час руху КМ по дорозі з радіусом кривої в плані;

$R_{y\ lenk}$ – реакція на зміну кутів повороту КК при керуючих впливах водія на їхнє положення;

$R_{y\ mixt}$ – реакція від пари сил, що визначають повертаючий момент КМ на «мікст»;

$R_{y\theta}$ – реакція від відцентрової сили при кутових коливаннях УК.

2.3 Вибір та вдосконалення програмної реалізації, підтвердження адекватності математичної моделі

Загальна просторова модель КМ з вертикально- і подовжньою піддаткою на дорозі з нерівномірністю профілю є система спільно розглянутих диференціальних рівнянь руху і рівнянь зв'язків наступних моделей:

- моделей еластичних коліс, що рухаються в різних режимах, при нестационарному силовому збурювальному впливі на їх осі за трьома координатами;

- моделі КМ, що рухається;

- моделей вертикальних лінійних коливань всіх коліс щодо кузова;

- моделей поздовжніх лінійних коливань всіх коліс щодо кузова;

- моделей кутових коливань КК у площинах, перпендикулярних осям їх шворнів, у межах зазорів у ланцюгу пар зносу підвіски та рульового приводу та в межах пружної податливості рульового приводу;

- моделі визначення реакцій опорної поверхні;

- моделі для визначення лінійного відхилення та кута розвороту КМ.

Аналіз цієї системи моделей можна робити лише чисельними методами.

В якості програмної реалізації для розрахункових експериментів прийнято програмний комплекс для оцінки параметрів руху КМ [14]. Комплекс для отримання чисельного розв'язання задачі за методикою, що розробляється, містить близько 400 змінних.

Як параметри, що описують динамічні процеси в плямі контакту еластичного колеса з дорогою, додатково необхідні визначення механізму впливу бази на оціночні параметри стійкості руху (лінійне відхилення, кут розвороту, а також гальмівний шлях) в різних режимах, визначені:

- час блокування колеса (або «вихід» на заданий рівень коефіцієнта поздовжнього ковзання для КМ з АБС);
- момент зі зчеплення;

- нормальна, бічна та поздовжня реакції опорної поверхні динамічний радіус колеса;
- кут кутова швидкість колеса;
- кут повороту КК та його складові;
- коефіцієнт подовжнього ковзання колеса;
- довжина плями контакту;
- кут відведення;
- шинний стабілізуючий момент.

Проведено вдосконалення програмної реалізації математичної моделі – програмного комплексу – з метою можливості аналізу додаткових параметрів та динамічних процесів, що відбуваються у плямі контакту колеса з дорогою.

Для оцінки достовірності скоригованої математичної моделі та програмної реалізації моделі було опрацьовано результати дорожніх експериментів та проведено порівняння однойменних параметрів, отриманих розрахунковим та експериментальним шляхами. Результати порівняння даних розрахункового та натурного експерименту при гальмуванні КМ з АБС у правому повороті $R=35$ м, на сухому асфальтобетоні з початковою швидкістю гальмування 76 км/год представлені у вигляді графіків на рис 2.9 – 2.12. Порівняння підтверджує достатню для подібних завдань збіжність результатів: за лінійними відхиленнями розбіжність розрахункових та експериментальних даних навіть у екстремальних режимах руху не перевищує 12%, а по гальмівному шляху – 5%.

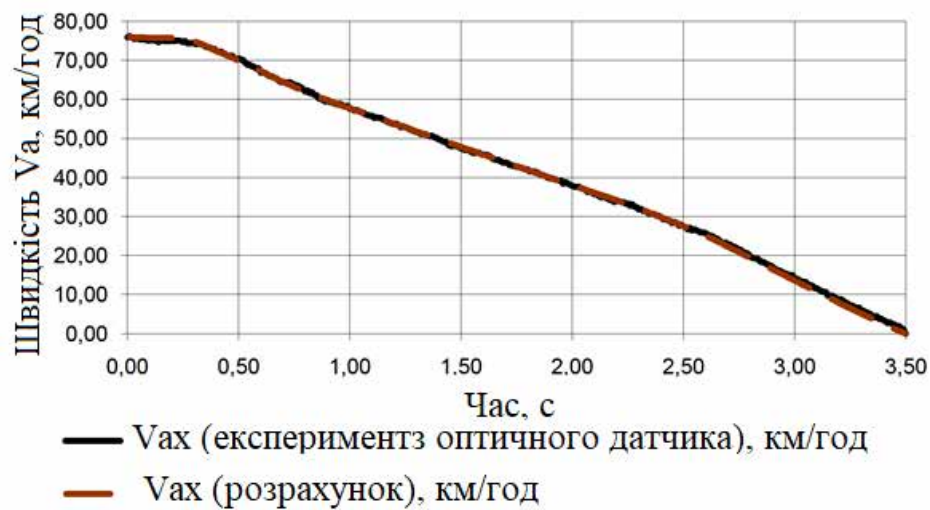


Рисунок 2.9 – Результати порівняння даних за швидкістю КМ розрахункового та натурального експерименту при гальмуванні з АБС у правому повороті $R=35$ м, покриття – сухий асфальтобетон

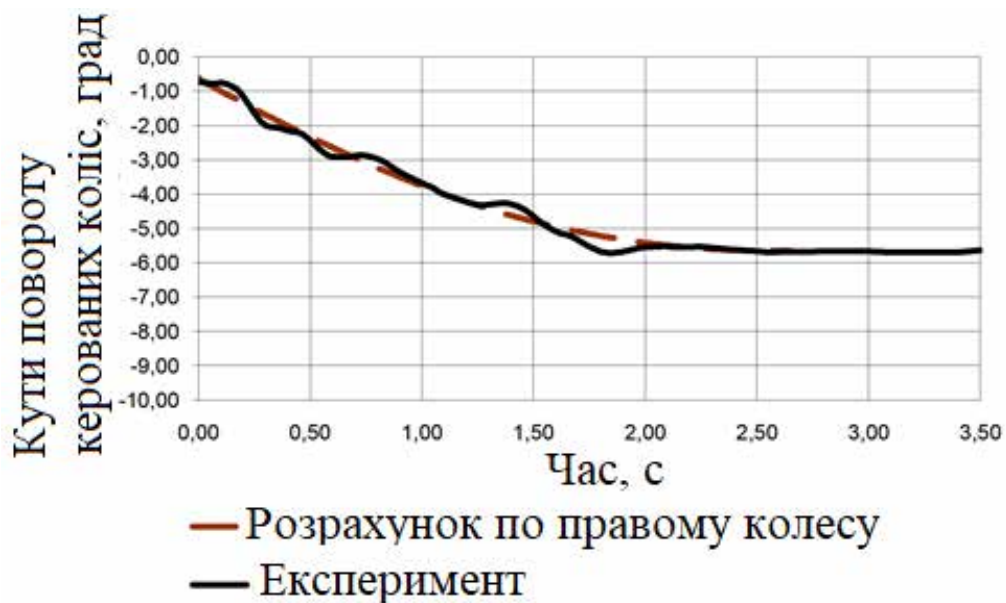


Рисунок 2.10 – Результати порівняння за кутами повороту КК розрахункового та натурального експерименту при гальмуванні КМ з АБС у правому повороті $R=35$ м, покриття – сухий асфальтобетон, швидкість початкова 76 км/год

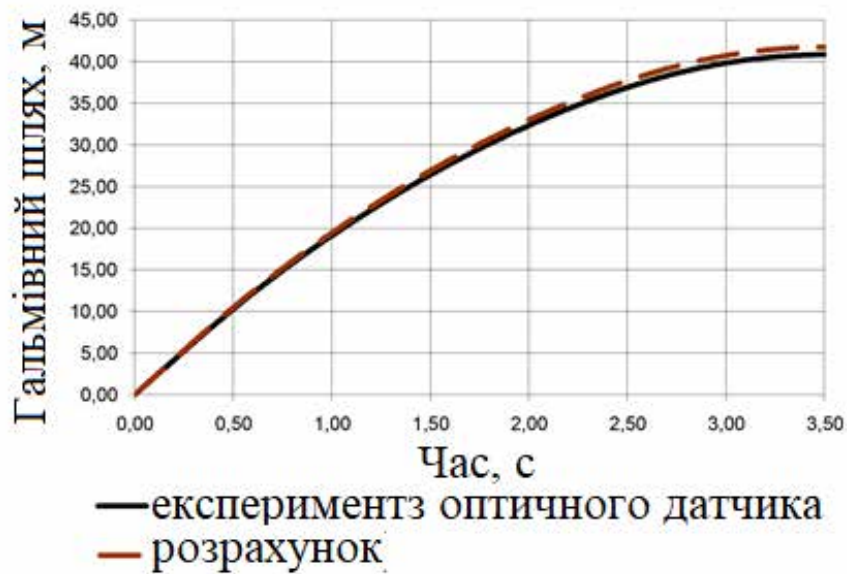


Рисунок 2.11 – Результати порівняння даних гальмівним шляхом КМ розрахункового та натурального експерименту при гальмуванні з АБС у правому повороті $R=35$ м, покриття – сухий асфальтобетон

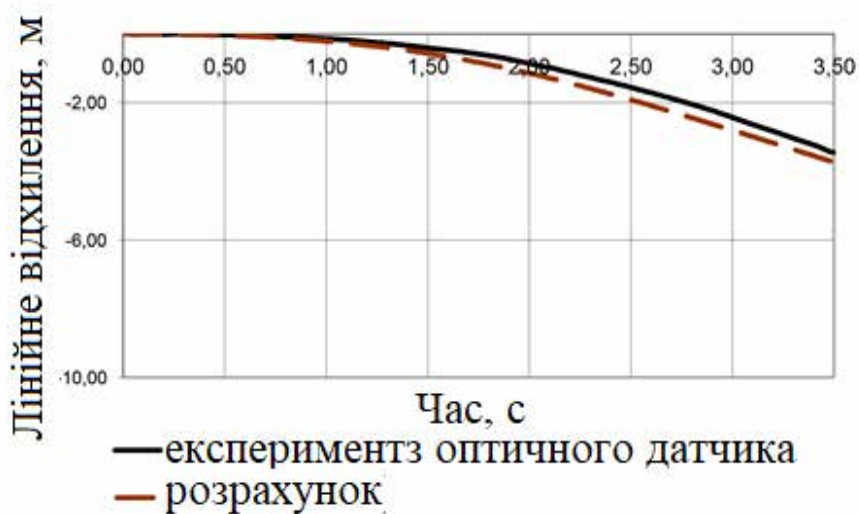


Рисунок 2.12 – Результати порівняння з лінійного відхилення КМ розрахункового та натурального експерименту при гальмуванні КМ з АБС у правому повороті $R=35$ м, покриття – сухий асфальтобетон, швидкість початкова 76 км/год

3 МЕТОДИКА ВИЧИСЛЮВАЛЬНОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ БАЗИ КМ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ

3.1 Вибір вихідних даних для розрахунку

Як об'єкт випробувань обраний двовісний автомобіль класу М1 з параметрами автомобіля марки ЗАЗ Сенс, з кузовом седан, з передніми керованими та ведучими колесами.

Вихідні дані можуть братися зі складальних та робочих креслень, технічного опису прототипу КМ, вимірюватися на об'єкті або розраховуватися, а також ними можна задаватися (наприклад, умовами руху).

Нижче наведено перелік вихідних даних у вигляді параметрів або факторів з їх умовними позначеннями математичної моделі (якщо це необхідно). Індексом l у роботі позначено ліве переднє колесо, індексом $1l$ – ліве заднє колесо, індексом r – праве переднє колесо, індексом $1r$ – праве заднє колесо.

- Режим руху або поєднання режимів руху: (прямолінійний; поворот заданого радіусу (напрямок правого повороту « $\rightarrow$ »);
- криволінійний за заданою траєкторією (задається заданим законом зміни кутів повороту КК у часі); рівномірне; гальмування);
- Наявність чи відсутність АБС;
- Розташування кермового колеса (праве, ліве);
- Число коліс одного борту задньої осі N_{k1} ;
- Ширина автомобіля B_{auto} ;
- Довжина автомобіля L_{auto} ;
- Колія автомобіля $Koliya$;
- База автомобіля $Baza$;
- Відстань від центру мас до передньої осі a ;
- Расстояние от передней части автомобиля до передней оси e_v ;
- Момент інерції автомобіля навколо вертикальної осі, що проходить через центр мас I_{auto} ;

- Висота центру мас h_{cm} ;
- Висота центру перекидання передньої підвіски h_{co} ;
- Висота центру перекидання задньої підвіски h_{co1} ;
- Вільний радіус колеса R_k ;
- Посадковий радіус шини r_o ;
- Довжина поворотного важеля поворотного кулака r ;
- Довжина бічної тяги R_i ;
- Довжина лівої бічної тяги в частині відстані між поворотними важелями поворотних кулаків dol ;
- Площа поперечного перерізу бічної тяги F_{py} (впливає максимально можливі кути повороту КК не більше пружної податливості РП);
- Сумарна відстань між витками однієї горизонтальної пружини в одному шарнірі кермового приводу (якщо такі передбачені конструкцією) $luftF$;
- Лінійна жорсткість РУ C_p ;
- Коефіцієнт непружного опору в РП r_Θ ;
- Кут поперечного нахилу осі повороту УК β ;
- Кут поздовжнього нахилу осі повороту УК γ ;
- Кут розвалу передніх коліс α ;
- Кут нахилу у поперечній вертик. площини заднього лівого колеса α_{hl} ;
- Кут нахилу у поперечній вертик. площини заднього правого колеса α_{hr} ;
- Момент інерції КК у зборі щодо осі повороту I_Θ ;
- Момент інерції переднього колеса у зборі щодо осі обертання I_k ;
- Момент інерції заднього колеса у зборі щодо осі обертання I_{k1} ;
- Довжина цапфи l_c ;
- Кутовий люфт лівого колеса L_l ;
- Кутовий люфт правого колеса L_r ;
- Кутовий люфт кермового механізму L_{rm} ;
- Постійна бічна сила (бокового вітру, що становить сили тяжіння від поперечного ухилу дороги) P_y («–» – вліво);
- Маса, що припадає на колесо одного борта передньої осі m_l ;

- Маса, що припадає на колімо одного борту задньої осі m_{l1} ;
- Маса одного колеса у зборі з половиною маси елементів підвіски одного колеса m_k ;
- Вертикальна жорсткість пружних елементів однієї передньої підвіски C_z ;
- Вертикальна жорсткість пружних елементів однієї задньої підвіски C_{z1} ;
- Коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї передньої підвіски r_z ;
- Коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї задньої підвіски r_{z1} ;
- Максимальний вертикальний хід пружних елементів підвіски $Z_{\max}$;
- Поздовжня жорсткість пружних елементів однієї підвіски C_x ;
- Коефіцієнт опору поздовжніх амортизаторів однієї підвіски r_x ;
- Максимальний поздовжній хід пружних елементів підвіски $X_{\max}$;
- Нормальна жорсткість шини C_{uz} ;
- Бічна жорсткість шини C_{uy} ;
- Поздовжня жорсткість шини C_{ux} ;
- Кутова жорсткість шини $C_{u\theta}$;
- Довжина нерівностей дороги l_w ;
- Амплітудне значення висоти нерівностей дороги A_w ;
- Коефіцієнт тертя спокою шина-дорога під лівим бортом f_{pl} ;
- Коефіцієнт тертя спокою шина-дорога під правим бортом f_{pr} ;
- Коефіцієнт тертя ковзання шина-дорога під лівим бортом f_{sl} ;
- Коефіцієнт тертя ковзання шина-дорога під правим бортом f_{sr} ;
- Початкова швидкість автомобіля V_{a0} ;
- Час від початку наростання гальмівного моменту до максимального значення $T_{\max}$;
- Коефіцієнт темпу наростання гальмівного моменту K_{mt} .

Постійні коефіцієнти для рівнянь кінематичної неузгодженості КК та кермового приводу:

$$w_1 = R_t \cdot r; \quad w_2 = R_t / r. \quad (3.1)$$

Лінійна жорсткість лівої та правої частин РП при лівому кермі:

$$C_{pl} = (1 - dol)C_p; \quad C_{pr} = (dol)C_p. \quad (3.2)$$

Лінійна жорсткість лівої та правої частин РП при правому кермі:

$$C_{pl} = (dol)C_p; \quad C_{pr} = (1 - dol)C_p. \quad (3.3)$$

Кутова жорсткість лівої та правої частин РП:

$$C_{\Theta l} = C_{pl} \cdot r^2; \quad C_{\Theta r} = C_{pr} \cdot r^2. \quad (3.3)$$

Сумарні люфти зліва і праворуч від кермового механізму:

$$L_{sl} = L_l + \left(\frac{L_{rm}}{2} \right) + luftF; \quad L_{sr} = L_r + \left(\frac{L_{rm}}{2} \right) + luftF. \quad (3.5)$$

Плецо обкатки:

$$l_{cp} = l_c - R_\kappa \sin \alpha - R_\kappa \sin \beta \quad (3.6)$$

Таблиця 3.1 – Перелік та значення вхідних параметрів об'єкта випробувань

Найменування параметру	Абсолютная величина и единица измерения	
	Снаряженная масса	Полная масса
Число коліс одного борту задньої осі	1	1
Довжина автомобіля	4,265 м	4,265 м
База автомобіля	2,492 м	2,492 м
Ширина автомобіля	1,680 м	1,680 м
Колія автомобіля	1,410/1,380 м	1,410/1,380 м
Відстань від центру мас до передньої осі	1,10 м	1,10 м
Відстань від передньої частини до передньої осі	0,829 м	0,829 м
Висота центру мас	0,500 м	0,500 м
Вільний радіус колеса 175/70-13	0,287 м	0,287 м
Посадковий радіус шини	0,165 м	0,165 м
Частка маси автомобіля, що припадає на один борт передньої осі	290 кг	385 кг

Частка маси автомобіля, що припадає на один борт задньої осі	230 кг	372 кг
Безпружинна маса, що припадає на одне колесо: сума маси одного колеса в зборі і половини маси елементів підвіски одного колеса	17,0 кг	17,0 кг
Довжина поворотного важеля поворотного кулака	0,135 м	0,135 м
Довжина цапфи	0,045 м	0,045 м
Кут розвалу колеса	+0...+30` град	+0...+30` град
Кут поперечного нахилу осі шворня	+11°30` град	+11°30` град
Кут поздовжнього нахилу осі шворня	+1°30`...+2° град	+1°30`...+2° град
Момент інерції колеса у зборі щодо осі шворня	1,0 кг м ²	1,0 кг м ²
Радіальна жорсткість шини	177 200 Н/м	177 200 Н/м
Бічна жорсткість шини	82 500 Н/м	82 500 Н/м
Поздовжня жорсткість шини	1 386 000 Н/м	1 386 000 Н/м
Кутова жорсткість шини	24 800 Нм/рад	24 800 Нм/рад
Висота центру перекидання передніх підвісок	0,0 м	0,0 м
Висота центру перекидання задніх підвісок	0,0 м	0,0 м
Вертикальна жорсткість пружних елементів однієї передньої підвіски	52 000 Н/м	52 000 Н/м
Вертикальна жорсткість пружних елементів однієї задньої підвіски	24 000 Н/м	24 000 Н/м
Коефіцієнт опору вертикальних амортизаторів однієї підвіски	2 000 Нс/м	2 000 Нс/м
Максимальний вертикальний хід	0,165 м	0,165 м

пружного елемента підвіски в одному напрямку 0,165 м 0,165 м		
Поздовжня жорсткість пружних елементів однієї підвіски	615 000 Н/м	615 000 Н/м
Коефіцієнт опору поздовжніх амортизаторів однієї підвіски	2 000 Нс/м	2 000 Нс/м
Максимальний поздовжній хід пружного елемента підвіски в одному напрямку	0,03 м	0,03 м
Діаметр шестерні кермового механізму по діловому колу (при рейковому РМ))	0,0 м	0,0 м
Довжина бічної тяги кермового приводу	0,535 м	0,535 м
Довжина лівої бічної тяги в частки від відстані між поворотними важелями поворотних кулаків при нейтральному положенні УК	0,477 (0,535/1,120)	0,477 (0,535/1,120)
Кутовий люфт лівого колеса	0 Град	0 Град
Кутовий люфт правого колеса	0 Град	0 Град
Кутовий люфт кермового механізму	0 Град	0 Град
Лінійна жорсткість кермового керування при розтягуванні-стисканні	600 000 Н/м	600 000 Н/м
Коефіцієнт непружного опору у рульовому приводі	250 Нм/рад	250 Нм/рад
Сумарна відстань між витками однієї горизонтальної пружини	0,0 м	0,0 м

рульового шарніра (за наявності такої конструкції РП		
Площа поперечного перерізу бічної тяги	0,0002 м ²	0,0002 м ²
Амплітудне значення висоти нерівностей дороги	0,006...0,009 м	0,006...0,009 м
Довжина нерівностей дороги	2,0 м	2,0 м
Радіус повороту автомобіля	35,0–200,0 м	35,0–200,0 м
Час наростання уповільнення	0,1 с	0,1 с

Відповідно до розробленої методики, вибір вихідних даних для розрахунку для обраного об'єкта включає збір 58 конструктивних та експлуатаційних параметрів КМ та характеристик дороги.

3.2 Обґрунтування вибору досліджуваних режимів руху КМ

Для повноти аналізу впливу бази КМ на стійкість її руху розглядалися у діапазоні експлуатаційних швидкостей все режими руху:

- рівномірне прямолінійне (покриття – сухий асфальтобетон з коефіцієнтом зчеплення при юзі 0,8);
- рівномірне у повороті (покриття – сухий асфальтобетон з коефіцієнтом зчеплення при юзі 0,8);
- гальмування на прямій (покриття – сухий асфальтобетон з коефіцієнтом зчеплення при юзі 0,8);
- гальмування в повороті (покриття - сухий асфальтобетон з коефіцієнтом зчеплення при юзі 0,8);
- гальмування на "мікст" "мокрый асфальтобетон - мокрый базальт" (з коефіцієнтами зчеплення при юзі по бортах: зліва - 0,5; праворуч - 0,3).

Особливий інтерес під час дослідження активної безпеки колісних машин становлять режими гальмування та руху в повороті, оскільки саме в цих режимах найбільш інтенсивно проявляються процеси перерозподілу нормальних реакцій між колесами транспортного засобу. Під час гальмування

виникає поздовжній перерозподіл навантажень між передньою та задньою осями, величина якого значною мірою залежить від параметрів колісної бази транспортного засобу, висоти центра мас та інтенсивності уповільнення. У режимі повороту, своєю чергою, спостерігається поперечний перерозподіл нормальних реакцій між лівими та правими колесами, що пов'язано з дією відцентрових сил і креном кузова.

Найбільш складним і небезпечним з точки зору забезпечення стійкості руху є режим гальмування в повороті. У цьому випадку одночасно відбувається як поздовжній, так і поперечний перерозподіл навантажень між колесами колісної машини. Комбінована дія цих факторів суттєво ускладнює характер взаємодії шин із дорожньою поверхнею та може призводити до погіршення стійкості руху, виникнення заносу або втрати керованості транспортного засобу.

Характер перерозподілу нормальних реакцій безпосередньо впливає на процес реалізації зчіпних властивостей шин та послідовність блокування коліс під час гальмування. За відсутності електронних систем керування рухом перерозподіл навантажень визначає послідовність блокування окремих коліс транспортного засобу. У транспортних засобах, обладнаних сучасними електронними системами управління рухом (ABS, ESP та іншими), зазначені процеси проявляються у вигляді різної послідовності досягнення колесами критичних значень коефіцієнта поздовжнього ковзання.

Унаслідок цього на колесах транспортного засобу виникають різні за величиною поздовжні реакції, що призводить до нерівномірної реалізації сил зчеплення. Додатково на стійкість руху впливають явища бокового відведення шин та коливання колісного контакту, які змінюють траєкторію руху транспортного засобу та можуть викликати його відхилення від заданого напрямку. Усе це робить режим екстреного гальмування, особливо на неоднорідних дорожніх покриттях або під час руху в повороті, одним із найбільш критичних режимів експлуатації колісної машини.

Під час дослідження режиму гальмування на поверхні типу «мікст» моделювалася випробувальна ділянка відповідно до вимог [15], яка являла собою комбінацію покриттів «мокрый асфальтобетон – мокрий базальт».

Для зазначеної поверхні були прийняті різні коефіцієнти зчеплення по бортах транспортного засобу: для лівого боку – 0,5, для правого – 0,3. Такі умови дозволяють моделювати одну з найбільш небезпечних ситуацій експлуатації, коли колеса різних бортів працюють у різних умовах зчеплення з дорогою, що створює додаткові моменти розвороту транспортного засобу та ускладнює забезпечення його стійкості.

Розрахунки виконувалися для двох варіантів завантаження транспортного засобу: при спорядженій масі та при повній масі. Такий підхід дозволив оцінити вплив зміни навантаження на параметри стійкості руху та гальмівної динаміки колісної машини.

У процесі дослідження були визначені основні вихідні параметри, що характеризують поведінку транспортного засобу під час екстреного гальмування:

- лінійне відхилення від заданої траєкторії руху;
- гальмівний шлях;
- кут розвороту колісної машини.

Розрахунки виконувалися для двох найбільш впливових режимів екстреного гальмування:

- прямолінійного гальмування на поверхні типу «мікст»;
- гальмування під час руху в повороті.

На першому етапі досліджень розрахунки проводилися для транспортного засобу з номінальним значенням колісної бази при різних швидкостях руху. Для кожного режиму визначалась максимальна швидкість, за якої колісна машина ще зберігала рух у межах допустимого габаритного коридору та не втрачала стійкості.

Після цього для знайденої граничної швидкості виконувалося подальше дослідження впливу величини колісної бази на параметри стійкості руху.

Значення бази змінювалося відносно номінального в межах від -30% до $+30\%$ із кроком 5% в обидва боки. Такий підхід дозволив оцінити характер впливу зміни колісної бази на поведінку транспортного засобу в екстремальних режимах руху та визначити раціональні значення цього параметра з точки зору забезпечення активної безпеки колісної машини.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішено завдання обґрунтувати методики вибору бази КМ, що враховує вплив бази на стійкість руху, і тим самим на характеристики активної безпеки. Важливість результатів цього дослідження полягає у науковому описі та обґрунтуванні складних перехідних процесів, що відбуваються у плямі контакту шини з дорогою за наявності бічної сили у процесі гальмування КМ.

Підсумки цього дослідження:

1) Встановлено статистичні залежності величини бази існуючих КМ від їхньої маси. Показано, що у існуючих КМ значення бази лежать в інтервалі $\pm 20\%$ від середнього для заданої спорядженої маси.

2) Вибрано та модернізовано під завдання дослідження математична модель, що дозволяє досліджувати вплив величини бази КМ на стійкість руху. Адекватність модернізованої моделі підтверджено експериментально. Порівняння однойменних розрахункових та експериментальних параметрів показало достатню для подібних завдань збіжність результатів: за лінійними відхиленнями розбіжність не перевищила 12%, а по гальмівному шляху 5%.

3) На основі розрахункових експериментальних досліджень виявлено механізм впливу бази КМ на стійкість її руху, що полягає у зміні у протилежних напрямках з різною інтенсивністю величин параметрів, що визначають стійкість руху. Визначено три ознаки неоднозначності цього впливу: за кутовим відведенням усіх еластичних коліс, самоповоротом КК та блокуванням усіх коліс (або «виходу» їх на задане значення коефіцієнта поздовжнього ковзання за наявності АБС), яке визначає величини сил у плямах контакту. В результаті проведеного аналізу встановлено, що в режимі гальмування КМ за наявності бічної сили існує можливість невідповідності послідовності блокування коліс (або "виходу" їх на задане значення коефіцієнта поздовжнього ковзання за наявності АБС) послідовності розподілу нормальних реакцій на них. Встановлено, що послідовність

блокування коліс (або «вихід» їх на задане значення коефіцієнта поздовжнього ковзання за наявності АБС) є результатом спільної дії п'яти факторів:

- зчіпних властивостей шини з дорогою;
- нормального навантаження, що визначає момент зі зчеплення;
- нормального навантаження, що призводить до збільшення радіальної деформації шини, зменшення динамічного радіусу та зменшення з цієї причини моменту зі зчеплення;
- нормального навантаження, що призводить до збільшення радіальної деформації шини, зменшення динамічного радіусу та збільшення з цієї причини коефіцієнта поздовжнього ковзання колеса;
- нормального навантаження, що призводить до збільшення радіальної деформації шини, збільшення довжини плями контакту, збільшення стабілізуючого моменту шини та зменшення виведення.

4) Обґрунтовано методику раціонального вибору бази КМ на етапі її проектування, що дозволяє покращити оціночні показники стійкості руху в режимі гальмування за наявності бічної сили.

5) Підтверджено ефективність методики на прикладі її застосування до існуючої моделі автомобіля для оцінки можливості поліпшення стійкості його руху в режимах гальмування за наявності бічної сили, за збереження стійкості в інших режимах. Наприклад, у режимах екстреного гальмування за наявності бічної сили зміна бази автомобіля, що розглядається, на 10 % від існуючої призвела до поліпшення:

- траєкторної стійкості автомобіля до 43% – при гальмуванні на «мікст» та до 33% – при гальмуванні в повороті на сухому асфальтобетоні;
- курсової стійкості автомобіля до 22% – при гальмуванні на «мікст» та до 42% – при гальмуванні в повороті на сухому асфальтобетоні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Стратегія підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року: розпорядження Кабінету Міністрів України від 21 жовт. 2020 р. № 1360-р. URL: Законодавство України.
2. Balakina E. V. Improvement of wheeled vehicle motion stability based on pre-design selection of chassis parameters: dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. 2010. 418 p.
3. Balakina E. V., Zotov N. M. Stability of Wheeled Vehicles. Polytechnic Publishing House, 2011. 464 p.
4. Balakina E. V. Improvement of Wheeled Vehicle Motion Stability Based on Pre-Design Selection of Chassis Parameters: monograph. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. 467 p.
5. Robert Bosch GmbH. Bosch Automotive Handbook. 10th ed. Hoboken: Wiley, 2018. 1936 p. URL: Bosch Automotive Handbook.
6. MAN Truck & Bus. Technical specifications of trucks and buses. URL: MAN Truck & Bus.
7. Mercedes-Benz Group AG. Mercedes-Benz bus models and technical data. URL: Mercedes-Benz Buses.
8. Directive (EU) 2015/719 of the European Parliament and of the Council of 29 April 2015 amending Council Directive 96/53/EC laying down the maximum authorised dimensions in national and international traffic and the maximum authorised weights in international traffic for certain road vehicles circulating within the Union. URL: EUR-Lex Directive 2015/719.
9. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. 4th ed. Hoboken: Wiley, 2008. 592 p. URL: Theory of Ground Vehicles.
10. Abe M. Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015. 392 p. URL: Vehicle Handling Dynamics.

11. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. URL: ДСТУ 3649:2010.
12. ДСТУ 2984-95. Засоби транспортні дорожні. Терміни та визначення. Київ: Держстандарт України, 1995. URL: ДСТУ 2984-95.
13. Pacejka H. B. Tyre and Vehicle Dynamics. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. 642 p. URL: Tyre and Vehicle Dynamics.
14. Mechanical Simulation Corporation. CarSim Vehicle Dynamics Simulation Software. URL: CarSim.
15. UNECE Regulation No. 79. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to steering equipment. URL: UNECE Regulation No. 79.

ДОДАТКИ