МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Єфименко Алла Миколаївна

УДК 629.113

ПОЛІПШЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ШЛЯХОМ ВИБОРУ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛІСНИХ ОПОР

05.22.02 — Автомобілі та трактори

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник Сахно Володимир Прохорович доктор техн. наук, професор

3MICT

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОЇ ЗАДАЧІ	10
1.1 Аналіз існуючих конструкцій нових колісних транспортних засобів	10
1.2 Аналіз робіт, виконаних по темі дослідження	15
1.3 Задачі дослідження	24
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН	26
2.1 Конструктивні особливості пневматичних шин	26
2.2 Визначення пружних характеристик пневматичної шини та	
характеристик відведення	30
2.3 Аналіз впливу повздовжньої сили та стабілізуючого моменту на	
взаємодію колеса з опорною поверхнею	34
2.3.1 До аналізу моделі Е. Фіала	34
2.3.2 Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху ТЗ	39
2.3.3 Визначення характеристик силової взаємодії пружного пневматика при	
наявності повздовжніх сил та пружних моментів	43
2.4 Висновки до другого розділу	50
РОЗДІЛ З МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛІСНОГО	
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	51
3.1 Аналіз стійкості моделі візка на прогумованих колесах	52
3.2 Аналіз стійкості моделі візка на пневматичних шинах	60
3.3 Вибір і обґрунтування розрахункової схеми для опису динаміки руху	
колісного транспортного засобу (аналог системи Alweg)	66
3.4 Побудова математичної моделі колісного транспортного засобу при	
наявності пасивної системи керування колісних опор	67
3.5 Аналіз стійкості моделі колісного транспортного засобу в стаціонарному	
круговому русі	77
3.6 Висновки до третього розділу	84

РОЗДІЛ 4 МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МОДЕЛІ КОЛІСНОГО	
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПО КОМБІНОВАНІЙ ДІЛЯНЦІ	
ШЛЯХОПРОВОДУ	87
4.1 Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу при переході	
від прямолінійної ділянки шляхопроводу до кривої	90
4.2 Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу при переході	
від кругової до прямолінійної ділянки шляхопроводу	101
4.3 Оцінка крену колісного транспортного засобу та перерозподіл реакцій	
опор в криволінійних ділянках шляхопроводу	110
4.4 Висновки до четвертого розділу	115
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛІСНИХ	
ПНЕВМАТИЧНИХ ОПОР	116
5.1 Експериментальне дослідження бічного відведення шин	116
5.1.1 Опрацювання результатів експерименту	124
5.1.2 Залежність бічної сили від кута відведення	127
5.1.3 Розрахунок похибки експерименту	129
5.2 Апроксимація бічної сили та стабілізуючого моменту як функції кута	
відведення пружного колеса	132
5.3 Вибір колісних опор	134
5.4 Висновки до п'ятого розділу	140
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ	141
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	144
ДОДАТОК А	158
ДОДАТОК Б	161
ДОДАТОК В	167
ДОДАТОК Г	168

вступ

Транспорт є однією з розгалужених галузей, яка забезпечує переміщення людей. Соціальне значення транспорту зводиться до підвищення працездатності й продуктивності праці громадян за рахунок знижень транспортної втоми при щоденних поїздках (продуктивність праці знижується до 10-15%, якщо час поїздки перевищує 40 хвилин, і ще більше, якщо час очікування транспорту більш 15 хвилин). Розвиток транспорту прискорює переміщення населення, поліпшує культурний рівень і суспільний настрій [90].

Останнім часом на вулицях мегаполісів спостерігається погіршення ситуації в пасажирських перевезеннях, інтенсивна автомобілізація призвела до різкого зниження швидкості міського транспорту. Громадський транспорт у середньому рухається зі швидкістю меншою ніж 30 км/год [7]. Причина - вуличні затори. Основне транспортне навантаження у великих містах бере на себе метрополітен, але лишається проблема «спальних» мікрорайонів, які ним не охоплені. Альтернативою наземному та підземному транспорту може бути монорейковий транспорт, який на даний час набирає поширення в усьому світі, а саме таких країнах, як: Японія, США, Німеччина, Росія, Китай, ОАЕ та ін.

Монорейковий транспорт – це транспортна система, яка включає в себе колісний транспортний засіб (КТЗ) та шляхопровід по якому він переміщується. Монорейковий транспорт розміщують на деякій відстані над землею, що насамперед вирішує ряд проблем сьогодення у транспортній галузі, а саме: розвантаження магістральних вулиць, зменшення часу переміщення пасажирів та менше необхідно площі для його впровадження ніж при розширенні доріг.

Монорейковий транспорт є швидкісним транспортом. Для забезпечення безпечних умов транспортування пасажирів необхідно більш детально дослідити поперечну динаміку та курсову стійкість руху даного КТЗ. При русі в перехідних кривих шляхопроводу виникають збурюючі фактори, які впливають на стійкість руху КТЗ. Спостерігаються певні відхилення складових КТЗ від заданого напрямку руху, що можуть в цілому привести до перекидання всього транспортного засобу.

Для визначення оптимальних параметрів динамічних якостей (вертикальної та поперечної динаміки; курсової стійкості руху; проходження криволінійних ділянок з допустимими значеннями бокових прискорень) моделі колісного транспортного засобу, з точки зору підвищення працездатності та забезпечення безпеки руху даного виду транспорту, необхідно проведення глибоких теоретичних та експериментальних досліджень. Теоретичні дослідження реалізуються в пакеті чисельно-аналітичних розрахунків Maple, що дозволяє визначити параметри експлуатаційних властивостей за технічними параметрами досліджуваного транспортного засобу (ТЗ) без самого ТЗ, як дійсного об'єкта, а математичних моделей в дослідженні дозволяє використання варіювати параметрами системи в широких інтервалах, проаналізувати їхній вплив на ефективність роботи ТЗ та провести оптимізацію по визначеній множині параметрів. Цим самим знижуються матеріальні витрати і час для проведення перевагою порівнянні досліджень. € y 3 експериментальним ШО дослідженням [20, 28].

Тому, для забезпечення безпечних умов транспортування пасажирів новим швидкісним видом транспорту постає питання дослідження динаміки та стійкості руху моделі колісного транспортного засобу як при прямолінійному русі, так і в криволінійних ділянках шляху, що є на даний час актуальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в межах науково-дослідних робіт «Прогнозування показників стійкості легкових автомобілів з урахуванням реальних характеристик шин», що виконувалася кафедрою «Технічна експлуатація автомобілів» Донецької академії автомобільного транспорту, № держреєстрації 0107U002154, та «Дослідження механіки енергетики автомобілів і автопоїздів», № держреєстрації та 0104U003346, що виконується кафедрою «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи полягає в поліпшенні поперечної стійкості КТЗ шляхом вибору пружних характеристик колісних опор на основі

розробленої математичної моделі КТЗ.

Для досягнення поставленої мети в дисертації необхідно виконати наступні **основні задачі**:

1. Аналіз літературних джерел щодо динамічних властивостей та стійкості руху обраної моделі транспортного засобу.

2. Визначення характеристик силової взаємодії пружного пневматика при наявності сил та моментів відведення.

3. Порівняльний аналіз стійкості та динамічних властивостей моделі візка на прогумованих колесах з візком КТЗ на пневматичних шинах (аналог Alweg).

4. Розробка математичної моделі КТЗ, програмного забезпечення для візуалізації його руху та вибору основних конструктивних параметрів КТЗ та колісних опор, що забезпечують необхідні динамічні якості та безпеку експлуатації в області визначеного діапазону повздовжньої швидкості руху.

5. Розробка рекомендацій щодо вибору можливого типорозміру колісних опор та спрощеного профілю криволінійних ділянок шляхопроводу, який би складався з прямолінійних та криволінійних елементів сталої кривизни.

Об'єкт дослідження – процес взаємовпливу повздовжніх реакцій та сил відведення, що виникають у плямі контакту коліс з опорною поверхнею, на показники стійкості КТЗ.

Предмет дослідження – вплив конструктивних параметрів візка та характеристик силової взаємодії направляючих колісних опор із шляхопроводом на показники поперечної стійкості транспортного засобу.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач і порівняльного аналізу застосовано перший метод О.М. Ляпунова дослідження стійкості стаціонарних станів, чисельні алгоритми визначення набору власних значень, чисельні методи розв'язання системи диференціальних рівнянь збуреного руху для визначення швидкості затухань збурень. Для обґрунтованого вибору основних конструктивних параметрів КТЗ та колісних опор застосовуються методи математичного моделювання та кінетостатики. Достовірність і обґрунтованість отриманих в дисертації наукових положень і результатів базується на використанні сучасних точних методів дослідження динамічних систем, коректних припущень та узгодженості результатів математичного моделювання з результатами експериментальних досліджень та досліджень, раніше отриманих іншими авторами.

Наукова новизна результатів:

 вперше запропоновано модель пружної взаємодії направляючого модуля з боковою поверхнею шляхопроводу, що враховує пружні сили та моменти як функції радіального відхилення візка відносно осі шляхопроводу та відповідні курсові кути в залежності від конструкції всього візка;

отримала подальший розвиток математична модель поперечних коливань
 КТЗ в околі прямолінійного руху та кривих сталої кривизни за рахунок уточнення
 моделі нелінійної взаємодії пневматичних опор зі шляхопроводом;

- удосконалено математичну модель взаємодії пневматичного колеса, зокрема, стабілізуючого (вирівнюючого) моменту за наявності повздовжніх сил (суттєво в тягових та гальмівних режимах).

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректним математичних використанням існуючих методів та основних положень теоретичної механіки, застосуванням пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple, застосуванням сучасних засобів математичного опрацювання результатів експериментальних досліджень бічного відведення коліс ТЗ і підтверджується задовільним збігом результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також узгодженням їх із результатами, отриманими іншими авторами.

Практичне значення одержаних результатів складають:

 математична модель КТЗ, яка враховує поперечну та кутову жорсткість всього візка в залежності від його конструкції та основні нелінійні характеристики силової взаємодії колеса з опорною поверхнею при коченні з відведенням;

 характеристики силової взаємодії направляючих колісних опор із шляхопроводом та реакції шарнірних з'єднань КТЗ в діапазоні експлуатаційних швидкостей; - вибір параметрів вертикальної жорсткості несучих колісних опор, що забезпечують комфортний рівень бічного прискорення (при переході з прямолінійної ділянки на кругову, локальний максимум складає ауmax=2,7 м/c2);

- рекомендації щодо типу та розміру шин колісних опор.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковані у 22 наукових працях. Самостійно написані роботи [31, 32, 33, 34]. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: [87] – визначено вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля; [17] – визначено вплив повздовжньої сили на множину стаціонарних рухів моделі колісного екіпажу, [36] – проведено порівняльний аналіз методів апроксимації моментної гіпотези відведення; [18] – запропоновано нову математичну форму моделі Фіала відведення що відповідає стабілізуючому пружного колеса, моменту; [15] – отримано аналітичні характеристики силової взаємодії пружного пневматика з опорною поверхнею при постійному куті відведення та наявності сталої повздовжньої сили, що відповідають стабілізуючому моменту. Робота [7], стійкість швидкісного спеціалізованого де проаналізовано вагона на циліндричних прогумованих колесах, надрукована у виданні України, яке включено до міжнародних наукометричних баз. Робота [30], в якій побудована математична модель монорейкового вагона системи Alweg, вийшла в науковому електронному виданні іншої держави.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ 2010-2015 р.р. [22,38,82,54,39,37]); науково-технічних конференціях на міжнародних «Автомобильный транспорт: «Проблемы и перспективы» (Севастополь СевНТУ, 2010-2014p.p. [36,17,18,12,15]); міжнародних на науково-практичних конференціях «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця ВНТУ, 21–23 жовтня 2013 р. та 14-16 квітня 2015 р.[31]); на міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення» (м. Харків ХНАДУ, 7–8 листопада 2013р. [68]); ІІ міжнародній науково-практичній конференції «Управление высокоскоростными движущимися объектами и профессиональная подготовка операторов сложных систем» (м. Кіровоград КЛА НАУ, 27–28 листопада 2013 г. [14]); на науково-практичній студентській конференції «Розвиток науки і техніки на залізничному транспорті» (м. Київ ДЕТУТ, 15 травня 2015 р.[35]); на XXI науково-технічній конференції з міжнародною участю «Транспорт, экология – устойчивое развитие» (м. Варна ТУ Варна, 14 – 16 травня 2015р. [30]) та на всеукраїнській науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів» (м. Одеса МТУ «Миколаївська Політехніка», 08 – 11 вересня 2015 р. [16]).

Публікації. Основний зміст дисертації опубліковано у 22 друкованих роботах, серед яких 8 – у фахових виданнях, 2 – у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних науково-метричних баз, 12 – у матеріалах міжнародних наукових конференцій.

Реалізація роботи. Матеріали дисертації прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОЇ ЗАДАЧІ

1.1 Аналіз існуючих конструкцій нових колісних транспортних засобів

На даний час існує проблема заторів та повільного переміщення міського транспорту на вулицях великих міст, яка спричиняє невдоволення пасажирів відносно роботи муніципальних організацій. У зв'язку з цим проводяться науково-дослідницькі роботи з метою вирішення проблем та покращення ситуації в пасажирських перевезеннях.

Одним із запропонованих рішень цієї проблеми є швидкісний надземний транспорт, метою якого є об'єднання відносної компактності «підвісних» доріг з надійністю метрополітену. Його було винайдено Іваном Ельмановим у 1820 р. у підмосковному селі Мячкове [131], але цей факт був невідомий в Європі, відповідно монорейковий шлях було запатентовано в Англії Генрі Робінзоном Пальмером 22 листопада 1821 р., і саме з цього часу відраховують історію швидкісного надземного транспорту[131].

З часом розвиток монорейкового транспорту швидко набирав обертів. Перші монорейкові дороги з'явилися в США, Німеччині, Японії та Росії. У 1966 співробітниками Київського політехнічного інституту p. В.Ф. Шинкаренко, К.А. Биковим, А.В. Вишнікиним, С.А. Ребровим, А.Р. Шаповаленком та інженерами заводу ім. Ф. Дзержинського було започато історію вітчизняної монорейки [128]. Вони виготовили вагон на 4 пасажира з асинхронним лінійним двигуном потужністю 10 кВт, а у 1967 р. було побудовано проектну кільцеву дорогу довжиною 525 м, профінансовану урядом України.

У 1989 р. інженером Є.І. Поповим було представлено на «Українській ВДНГ» модель-копію проектної монорейкової дороги (у масштабі 1:5) [130]. Монорейковий потяг різнився від існуючих схем по компонуванню підвісу вагона, його розташування стосовно балки було збоку. Потяг повинен був складатися з десяти двоповерхових вагонів загальною кількістю посадкових місць 960, конструкційна швидкість становила 120 км/год, але даний проект не було реалізовано як і його попередників з КПІ.

Розвиток монорейкових транспортних систем протікає швидкими темпами в Японії та Німеччині. Щодо останньої держави, то в Берліні та Франкфурті - найбільша мережа монорейкових доріг у Європі, яка поєднує в собі функції як міського транспорту, так і екскурсійного. У США монорейку використовують для переміщення відвідувачів по території парку розваг. В Японії перша монорейка з'явилася у 1964 році і досі працює в повному обсязі (лінія Токіо - Ханеда, її довжина: 17,8 км, 10 станцій, обслуговує 137 900 пасажирів на день), проходить через високорозвинені ділові та житлові райони Токіо. Шляхопровід складається з надземних і підземних ділянок (лінія проходить через кілька штучних островів в Токійській затоці). Багато опор стоїть у воді. В Чунціні (Китай) з 2005 року діє монорейка протяжністю 13,5 км. Монорейки також будуються в Сінгапурі (планована довжина — 2,1км), Джакарті (27 км), Об'єднаних Арабських Еміратах, Тегерані, кількох містах Китаю.

Щороку в Росії фіксується стрімке зростання пасажиропотоку на новому виді транспорту згідно інформації міського Департаменту транспорту (рис. 1.1). Зокрема, у 2012 році за перші п'ять з половиною місяців монорейковим транспортом було перевезено 1 мільйон 650 тисяч пасажирів, у 2013 році - вже 1 мільйон 720 тисяч чоловік за той же період, а в 2014 році – 1 мільйон 780 тисяч осіб [132].



Рисунок 1.1 - Інтенсивність пасажиропотоку на монорейковому транспорті в Росії 2012 - 2014 pp

До переваги монорейкової системи можна віднести наступне:

 компактність (розміщується над землею та для її впровадження необхідно менше площі ніж при розширенні доріг);

– вартість будівництва менша в порівнянні з будуванням метрополітену (будівництво одного кілометра лінії метрополітену коштує 190 мільйонів євро, монорельсової траси — від 17 до 35 мільйонів євро, а швидкісного трамваю на 20 % дорожче в порівнянні з монорейковим транспортом) [133];

– безшумність руху ТЗ (максимальний рівень шуму в салоні корпусу при швидкості 40 км/год (без урахування систем кондиціонування і обігріву) — 65 дБ; рівень шуму на відстані 25 м при русі КТЗ зі швидкістю 40 км/год — 65 дБА; радіо-, телепоміхи і електромагнітне випромінювання на відстані 25 м відсутні) [133];

розвантаження автотранспортних доріг у межах міста (розширення міських вулиць, в більшості випадків, є неможливим, пасажиропотоки необхідно переміщати під землю або над землею);

– швидкість переміщення пасажирів (максимальна швидкість КТЗ 60 км/год (16,7 м/с), однак вона повинна знижуватися до 28 км/год на кривій радіусом 100 м і до 20 км/год – на кривій радіусом 50 м; номінальне значення прискорення при розгоні і гальмуванні — 0,8—1 м/с² в залежності від завантаження складу; прискорення при екстреному гальмуванні — не більш 3 м/с²) [133];

– екологічність даного виду транспорту (в містах високі гранично допустимі норми викидів важких металів та окису вуглецю, особливо перевищено норми викидів на найбільш напружених магістралях).

На даний момент залишається актуальним питання розвитку монорейкового транспорту, системи якого поділяють по підвісу вагонів на підвісну «SAFEGE» (корпус під балкою) (рис. 1.2, а) та опорну «Alweg» (корпус на балці) (рис. 1.2, б) [131].



Рисунок 1.2 – Монорейкова система: підвісна (а) та опорна (б)

Монорейкова система опорного типу найшла більш ширше використання у порівнянні з підвісною системою, протяжність її доріг у світі становить 170,2 км (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – Протяжність монорейкових доріг країн світу

Транспортний засіб опорного типу вважається більш безпечнішим та надійним для транспортування пасажирів, елементи ходової частини захищені від впливу факторів зношування, безшумність роботи забезпечується переміщенням транспортного засобу на пневматичних опорах (колесах).

Завдяки направляючому колісному модулю зменшується ймовірність сходження КТЗ зі шляху (забезпечує малі відхилення корпусу КТЗ від програмної траєкторії та запобігає можливому боковому перекиданню відносно повздовжньої осі шляхопроводу) [135]. Однією з таких транспортних систем є Alweg, яку було взято за основу в дослідженні (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Технологія системи Alweg

Монорейковий потяг має в складі декілька вагонів (рис. 1.5), кожний з яких переміщується на двох візках оснащених пневматичними шинами, з яких чотири – несучі (2) та вісім – направляючі (стабілізуючі) (1).



Рисунок 1.5 – Монорейковий потяг системи Alweg

До переваг монорейкового транспортної системи можна віднести те, що вона, як і метрополітен, не займає місце на перевантажених магістралях міста, але, на відміну від метро, набагато дешевше в будівництві. Крім цього, надземний колісний транспортний засіб долає більш круті вертикальні схили та розвиває високу швидкість, що в теорії, може значно перевищувати швидкість метрополітену, так як відсутня небезпека сходження транспортного засобу зі шляхопроводу, а ймовірність зіткнення з іншими об'єктами дорожнього руху дуже мала [126].

1.2 Аналіз робіт, виконаних по темі дослідження

Значний внесок у дослідженні питання динаміки та стійкості руху транспортних засобів, зробили такі науковці та фахівці, як І. Рокар [86], Е. Fiala [105], І.В. Расејка [115], R.F. Smiley [121], І. Gillespie [107], J.R. Ellis[102], G. Gim[108], P.E. Nikravesh[108], Є.О. Чудаков [99], A.C. Литвинов[59], Д.А. Антонов[1,2], А.А. Хачатуров[96], Я.М. Певзнер[81], Ю.І. Неймарк [77], М.А. Фуфаєв[77], В.І. Кнороз [44,45], М.В. Келдиш [42], К.С. Колєсніков[47], Г.Б. Безбородова[6], Л.Г. Лобас[63], В.П. Сахно[88], М.О. Лєвін[57] та ін.

Аналіз літературних джерел з питань стійкості та динаміки швидкісних надземних колісних транспортних засобів вказує на вкрай обмежений інформаційний ресурс з цього питання. Переважна більшість робіт присвячені питанням вертикальної динаміки, питання ж поперечної стійкості та поперечної силової взаємодії направляючого модуля зі шляхопроводом висвітлено недостатньо. Також залишається мало дослідженим питання з використання тієї чи іншої моделі відведення при моделюванні руху пружного колеса та практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності від характеру та величини динамічних навантажень, що забезпечувало б необхідний рівень безпеки та комфорту при переміщенні.

Значну роль у формуванні подальших шляхів розвитку та удосконалення даного виду транспорту відіграла серія робіт М.Л. Коротенка та Н.В. Донцової,

присвячені моделюванню динаміки просторової моделі колісного ЩО транспортного засобу системи Alweg [51,48,29]. За основу дослідження було взято конструкцію вагона, побудованого Ризьким вагонобудівним заводом, швидкість переміщення якого складала до 150 км/год. Транспортний засіб мав кузов та два візка, котрі переміщувались на несучих колесах, стабілізацію руху направляючі які бічній виконували колеса, рухались поверхні по шляхопроводу. В ході дослідження при швидкості V = 100..200 км/год було виявлено, що суттєвий вплив на стійкість руху колісного транспортного засобу має коефіцієнт опору відведення k_v , величина якого визначається конструкцією пневматичної шини та її тиском. Для збільшення запасу стійкості раціонально збільшувати тиск в шинах, що за собою веде зменшення опору руху екіпажу. Також має вплив на стійкість руху КТЗ, при $V \ge 150$ км/год, жорсткість пружних елементів між опорами кузова та рамою візків в поперечному напрямку Су, збільшення даного параметру покращує стійкість руху.

Було розглянуто питання впливу нелінійного закону бічного відведення на динамічні якості екіпажу спеціального шляхопроводу та встановлено, що при $V \ge 30$ км/год лінійна теорія відведення дає занижені значення бокових сил відведення, що діють на пружні пневматики, але добре себе зарекомендувала в інженерних розрахунках при дослідженні руху транспортних засобів по прямих ділянках шляху. Також проводився вибір параметрів ресорного підвішування колісного транспортного засобу. Для дослідження коливань та стійкості руху транспортного засобу як колісної машини використовується гіпотеза відведення Рокара [86]. Диференціальні рівняння руху складені в формі рівнянь Лагранжа другого порядку. Розглядались вимушені коливання колісного транспортного засобу зв'язані з прогином балок шляхопроводу під впливом власної маси - без пасажирів та в зворотному випадку - завантаженим (12 тон), при жорсткості пружних елементів C_z =2610 кН/м та коефіцієнту в'язкого тертя β_Z =0,5 кH·с/м при V=30..90 км/год. У даній компоновці спостерігалось зростання вертикального прискорення *a*=2,5 м/с² при *V*=90 км/год, що номінальні залізничному транспорті перевищувало значення на ДЛЯ пасажирських вагонів (a = 1,6 - 2,0 м/с²). Після цього було встановлено, що з

метою зменшення максимальних значень прискорень до допустимих меж у вертикальному напрямі за обпирання кузова на рами візків, значення жорсткості пружних комплектів потрібно вибирати від 330 – 520 кН/м та паралельно установити демпфери в'язкого тертя β_Z=3,2 кH·c/м.

Лобас Л.Г. та Вербицький В.Г. у своїй роботі [123] розробили нелінійну математичну модель руху монорейкової системи Є.І. Попова при певних обмеженнях (дослідили збурений рух лише в поперечній площинні шляхопроводу, а саме розглянули можливість сповзання системи). Визначили умови стійкості проти сповзання за лінійним наближенням.

У дисертаційній роботі Халікова Т.М. «Оценка влияния направляющих колес на динамику ходовой тележки монорельсового транспорта» [96], було детально проаналізовано вплив повздовжніх сил, які прикладаються до несучих коліс та впливають на процес відведення (у порівнянні з ведомим колесом кути відведення можуть суттєво змінюватись) та розглядалось питання примусового попереднього притискання направляючих коліс до бокової поверхні спеціального шляхопроводу, при цьому розглядався лише візок.

Гутаревич В.О., у роботі [27] наводить аналіз впливу вертикальних вимушених коливань та додаткових навантажень, які виникають при русі, та враховує пружність самого спеціального шляхопроводу, що відповідно впливає на його ресурс експлуатації.

У розглянутих роботах детально досліджено вертикальну динаміку швидкісних надземних колісних транспортних засобів та запропоновано раціональний вибір відповідних конструктивних параметрів моделі транспортного засобу (вертикальна жорсткість підвішування, коефіцієнти в'язкого тертя тощо) також доведено суттєвий вплив на динамічні якості моделі коефіцієнтів відведення та враховано нелінійність явища відведення.

При вивченні питання стійкості руху КТЗ важливою задачею є коректний вибір моделі взаємодії між колесом (опорами) і опорною поверхнею, що враховувала б нелінійний характер сил та моментів відведення та взаємозв'язок сил у повздовжньому та поперечному напрямах.

У перших роботах по динаміці руху ТЗ колеса приймалися абсолютно

твердими тілами, тобто досліджувався стаціонарний режим кочення колеса. Рух ТЗ у такій постановці досліджували G. Hamel [109], Н.Е. Жуковський [40], Є.А. Чудаков [99], П.С. Лінєйкін [58], Л.Г. Лобас [65] і ін.

Динамічне поводження реальних ТЗ із пневматичними шинами істотно відрізняється від поводження за теорією, що не враховує деформації еластичних коліс. Тому принципово нову постановку одержала задача дослідження стійкості і керованості ТЗ з урахуванням бічного відведення. Після відкриття Г. Брульє (1925 р.) явища бічного псевдоковзання (відведення), що полягає в зміні траєкторії ТЗ під дією бічних сил, одними з перших робіт із установлення залежностей між кутами відведення і бічними силами були роботи Г. Беккера, Х. Фромма, Х. Маруна (1931 р.) та І. Рокара (1954 р.). У цих роботах досліджувався нестаціонарний режим кочення колеса.

Для формулювання рівнянь теорії нестаціонарного кочення, які встановлюють зв'язок між реакцією в області контакту з опорною поверхнею і фазовими змінними абсолютно твердого диска колеса, широко використовувалися два основних підходи: феноменологічний і модельний.

Феноменологічний підхід ґрунтується на сукупності експериментальних фактів і гіпотез, які встановлюють зв'язок між константами і змінними теорії. Модельний підхід характеризується розгляданням колеса з конкретним представленням деформованої (еластичної) периферії у вигляді безперервної сукупності елементів, які моделюють оболонку під тиском (шину). Описана конструкція деформованої периферії допускає математичне описання в формі сукупності диференціальних операторів, які можна розглядати як математичну модель еластичного колеса.

Широку популярність модельному підходу принесли роботи Р. Смайлі (1957 р.), Л. Сіджела (1966 р.), М. Пацейки (1966 р.) і Кнороза В.І [44]. Так Л. Сіджелом були знайдені рівняння для двох складових реакції в контакті шини з дорогою, без урахування ширини області контакту. У роботі Г. Пацейки, при виведенні цих же рівнянь, була спрощено врахована ширина контакту. Найбільш докладною роботою з використанням цього підходу були дослідження, проведені М.А. Лєвіним [57]. Ним були знайдені вирази для всіх шести складових реакції в області контакту колеса, що котиться, з урахуванням ширини області контакту.

Перехід конструкції шин від діагональної до радіальної обумовив виникнення нових розрахункових методик. В останній час перспективним вважається метод кінцевих елементів, що почав застосовуватись під час розрахунку шин. Цьому сприяла і та обставина, що за кордоном, зокрема в США, були створені програмні комплекси, якими можна користуватися, не вивчаючи деталей самого методу [56].

Характерною рисою модельного підходу є скрупульозне простежування механізму взаємодії точок периферії колеса по довжині області контакту з опорною поверхнею і глибоке проникнення в деталі процесу кочення [57]. Однак аналіз отриманих залежностей між бічними силами і кутами відведення, із застосуванням модельного підходу, дозволяє зробити висновок, що рівняння, які описують ці залежності, є досить складними і незручними для використання при дослідженні керованості і стійкості ТЗ [59]. Питання кінематики, сполучення деформації на границях зон ковзання, зчеплення в області контакту роблять цей апарат досить громіздким.

На відміну від модельного, феноменологічний підхід дозволяє враховувати лише зовнішні прояви пружних властивостей колеса, що котиться, зневажаючи при цьому внутрішньою структурою колеса, яке має пружні властивості, і детальним характером взаємодії елементів деформованої периферії колеса з опорною поверхнею.

Серед різних варіантів феноменологічних теорій кочення пружнодеформованих коліс найбільше поширення одержала відома аксіоматика І. Рокара [86]. Її загальне визнання пояснюється як її простотою, так і досить гарним якісним і кількісним збігом результатів, отриманих експериментально, з теоретичними результатами. До переваг зазначеної теорії варто віднести те, що вона уловлює основну властивість пружного тіла, що котитися під кутом до площини обертання, а відповідна силова характеристика може бути визначена емпірично з урахуванням індивідуальних властивостей тіла, що котиться.

Відповідно до цієї концепції, бічна реакція опорної поверхні У є

експериментально обумовленою функцією кута відведення, однієї з найпростіших реалізацій якої є лінійна залежність:

$$Y = k\delta, \tag{1.1}$$

де *k* – коефіцієнт опору відведенню, що знаходиться експериментально;

 δ -кут відведення.

Більш повна феноменологічна концепція кочення пружного колеса викладена М.В. Келдишем у [42]. У запропонованій ним моделі враховуються три із шести складових реакції в області контакту і три ступені волі колеса. Відповідно до його теорії, центр колеса у своєму русі незначно відхиляється від прямолінійного і рівномірного руху, а складові реакції є лінійними функціями параметрів пружної деформації в центрі області контакту. Подальший розвиток ця теорія одержала у працях Н.А. Фуфаєва [77], А.А. Хачатурова [96] та ін.

Але, як показують експериментальні дослідження, залежність бічної реакції *Y* від кута відведення може бути як монотонною, так і з падаючими ділянками (рис. 1.6) [97].



Рисунок 1.6 - Монотонна (а) залежність і залежність з падаючими ділянками (б) бічної реакції від кута відведення

Нелінійний характер залежності $Y_i = Y_i(\delta_i)$ вказує на те, що лінійна гіпотеза відведення справедлива лише для досить малих величин кутів відведення й у цьому випадку конкретною реалізацією монотонної залежності бічної реакції, як функції кута відведення, може бути нелінійна залежність виду [77]:

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{\varphi \cdot G_{\kappa}}\right)^{2}}},$$
(1.2)

де *k* – коефіцієнт бічного відведення, обумовлений тангенсом кута нахилу лінійної частини кривої;

 φ – коефіцієнт зчеплення між шиною й опорною поверхнею;

G_к – нормальне навантаження на колесо, Н.

Виходячи з того, що безрозмірна величина бічної реакції визначається співвідношенням:

$$\bar{Y} = \frac{Y}{G_{\kappa}},\tag{1.3}$$

яку при використанні графо-аналітичного методу Певзнера більш зручно представити у безрозмірному вигляді:

$$\overline{Y} = \frac{\overline{k} \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{\overline{k} \cdot \delta}{\varphi}\right)^2}},$$
(1.4)

де \overline{k} – безрозмірний коефіцієнт бічного відведення, обумовлений тангенсом кута нахилу лінійної частини кривої (надалі знак безрозмірності опущений) [11, 12, 17].

Характер кривої, яка представлена залежністю (1.4), можна також реалізувати у вигляді арктангенсоїди:

$$Y = k_0 \operatorname{arctg}(c\delta), \qquad (1.5)$$

де k_0 – безрозмірний коефіцієнт, що задає максимальне значення безрозмірної реакції відведення (визначає горизонтальну асимптоту) і знаходиться із співвідношення:

$$k_0 = \frac{2\varphi}{\pi}; \tag{1.6}$$

с – безрозмірний коефіцієнт, значення якого залежить від кута нахилу лінійної частини кривої і визначається співвідношенням:

$$c = \frac{k}{\overline{k_0}}.$$
(1.7)

Значення максимальної сили зчеплення в безрозмірному вигляді \overline{Y}^* , для цих аналітичних апроксимацій, визначаються із залежності:

$$\overline{Y}^* = \frac{Y^*}{G_{\kappa}} = \varphi, \qquad (1.8)$$

де Y^* – значення максимальної сили зчеплення колеса в бічному напрямку, Н.

Крім того, якщо залежності між силами, що діють на одне колесо і кутами його бічного відведення ще можна в деякому діапазоні вважати лінійними, то для залежностей між силами, що діють на вісь автомобіля, і кутами відведення осі, розміри цього діапазону зменшуються (інтервал лінійності значно скорочується). Це пояснюється впливом на кути відведення осей кінематики підвіски, характеристики рульового керування і перерозподілу нормальних реакцій [65]. У цьому випадку зазначені залежності найбільше повно розкриваються аналітичними апроксимаціями, у яких реакції відведення $Y_i = Y_i$ (δ_i) (у безрозмірному виді) є емпіричними нелінійними функціями кутів бічного відведення $\delta(1.4 \text{ або } 1.5)$ і являють собою сумарну бічну реакцію кожної осі:

$$Y_{i} = k_{0} \operatorname{arctg}(c_{i}\delta_{i});$$

$$Y_{i} = \frac{k_{i} \cdot \delta_{i}}{\sqrt{1 + \frac{k_{i}^{2} \cdot \delta_{i}^{2}}{\varphi_{i}^{2}}}},$$
(1.9)

де δ_i – кут відведення *i* – тої осі;

 φ_i – коефіцієнт зчеплення коліс на *i* – тій осі.

Відмінною рисою феноменологічного підходу є відносна простота, що дозволяє виразити в аналітичній формі рівняння теорії кочення, не вникаючи в тонкості механічних явищ в області контакту шини з опорною поверхнею. Крім того, цей підхід дозволяє задавати необхідний рівень точності досліджуваного явища. До недоліків цієї теорії варто віднести те, що якщо вихідні аналітичні залежності були визначені неправильно, то це приведе до істотної погрішності. Оскільки невідомі функції звичайно задаються з точністю до приналежності до деякого класу, то від їх вдалої аналітичної апроксимації залежить, іноді, можливість одержання остаточних результатів в аналітичній формі.

Якщо порівнювати розглянуті ці дві концепції підходу: феноменологічну і модельну, то можна зробити висновок – ці теорії доповнюють одна одну і являються ефективними методами опису динаміки кочення колеса і всього транспортного засобу в цілому. Так, феноменологічний підхід через свою простоту може бути поряд з дослідницькими цілями обраний як методологічний прийом, що дозволяє в досить наочній формі представити результати модельного підходу [65].

Після проведеного аналізу нових видів колісних транспортних засобів

постає питання безпечного транспортування пасажирів, яке забезпечується конструктивними особливостями будови КТЗ та врахування впливу збурюючих факторів на стійкість руху ТЗ, як в прямолінійних ділянках шляху так і при переході в кругові. Залишаються відкритими питання впливу стабілізуючих моментів на стійкість руху КТЗ, оцінки поперечного зміщення несучих коліс в залежності від вибору жорсткості направляючих коліс, оцінки кутів крену в розподілення реакцій опор на кривизни, несучих кривих сталої та та можливість реалізації спрощеного профілю направляючих колесах криволінійних ділянок шляхопроводу.

1.3 Задачі дослідження

Аналіз останніх досліджень, щодо стійкості та динаміки надземних КТЗ вказує на вкрай обмежений інформаційний ресурс з цього питання. Більшість робіт присвячені питанням вертикальної динаміки, питання ж поперечної стійкості поперечної силової взаємодії направляючого та модуля 31 шляхопроводом висвітлено недостатньо. Так само залишається неповністю дослідженим питання з використання лінійної чи нелінійної моделі відведення при моделюванні руху пружного колеса та практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності від характеру та величини динамічних навантажень, що забезпечував би необхідний рівень безпеки та комфорту транспортування пасажирів.

На підставі проведеного аналізу сформульовано мету дослідження, яка полягає в поліпшенні поперечної динаміки та курсової стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор на основі розробленої математичної моделі КТЗ, яка враховує основні нелінійні характеристики пружного колеса.

Відповідно до мети визначені задачі дослідження:

1. Провести аналіз конструктивних особливостей шин та дослідити питання взаємодії пружного колеса з опорною поверхнею при урахуванні впливу сил та моментів відведення. 2. Визначити характеристики силової взаємодії пружного пневматика при наявності повздовжніх сил та пружних моментів

3. Виконати порівняльний аналіз стійкості та динамічних властивостей моделей візка на прогумованих колесах з візком колісного транспортного засобу, що є аналогом системи Alweg.

4. Розробити математичну модель колісного транспортного засобу та програмне забезпечення для візуалізації його руху.

5. На основі розробленої математичної моделі обґрунтувати вибір основних конструктивних параметрів колісного транспортного засобу та колісних опор, що забезпечує необхідні динамічні якості та безпеку експлуатації в області визначеного діапазону повздовжньої швидкості руху.

6. Надати рекомендації щодо вибору можливого типорозміру колісних опор та спрощеного профілю криволінійних ділянок шляхопроводу, який би складався з прямолінійних та криволінійних елементів сталої кривизни.

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН

Для вирішення питання поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор доцільно виконати аналіз конструкцій існуючих шин та дослідити питання взаємодії пружного колеса з опорною поверхнею при урахуванні впливу сил та моментів відведення.

2.1 Конструктивні особливості пневматичних шин

Шини за конструкцією поділяють на діагональні та радіальні з погляду нахилу кута ниток корда у шарах каркасу. У діагональних шин нитки в суміжних шарах корду й брекера розташовуються перехресно під кутом нахилу 35...38° до екватора покришки (рис 2.1, а). Каркас є несучим елементом шини, тому сприймає всі сили (радіальні, бічні й повздовжні) та моменти, що діють на колесо. Чим менше кут нахилу ниток у суміжних шарах корду, тим краще передаються бічні сили, що діють на колесо [85].

Перевагами діагональних шини є простота конструкції, менша вартість, висока міцність бічних стінок. Основним недоліком діагональних шин є те, що в процесі їх контакту з опорною поверхнею змінюються напрямки перехресних шарів, у результаті чого в каркасі відбувається підвищене виділення теплоти, а в площині контакту - відносний зсув шарів корду, що приводить до високих гістерезисних втрат і зношування протектора.

У радіальних шин нитки в шарах корду не перетинаються. Вони розташовані по радіусу покришки під кутом нахилу 85...90° до екватора (рис 2.1, б), що робить каркає досить еластичним і, як наслідок, занадто піддатливим під вплив бічних і повздовжніх сил.



Рисунок 2.1 - Діагональна та радіальна шини: а - діагональна шина; б - радіальна шина; в - брекерний пояс

При такому розташуванні нитки каркаса здатні сприймати тільки вертикальні навантаження, що значно знижує виникаючі в них напруги й дозволяє при одному й тому ж вертикальному навантаженні з діагональною шиною зменшити число шарів корду в каркасі, а отже, товщину каркаса. Наприклад, радіальні шини з металокордом у каркасі та брекером, для вантажних автомобілів великої вантажопідйомності, мають всього 2..4 шари корду в каркасі - замість 8..14. Внаслідок цього в радіальних шин менше нагрівання, нижче втрати при коченні, більше товщина протектора, що збільшує термін їх служби (ресурс) в 1,5...2 рази.

Повздовжні та бічні сили, що діють на колесо, сприймаються в радіальній шині накладеним на каркас, практично нерозтяжним, брекерним поясом (рис 2.1,в). Для брекерного поясу використовується металокорд або його комбінація з нейлоновим або віскозним кордом. Твердий брекерний пояс не дозволяє протектору радіальної шини відчутно деформуватися при впливі бічних і повздовжніх сил, тому пляма контакту шини з дорогою залишається практично незмінною.

До недоліків радіальних шин можна віднести:

- підвищений шум у шин з металокордом при високих швидкостях руху;

більший момент інерції щодо осі обертання;

- знижена бічна жорсткість.

Переваги радіальних шин полягають у наступному:

менший опір коченню (на 25...30 %);

- краще зчеплення з дорогою;

- більш низький тепловий режим роботи (на 20...30°С), що дозволяє експлуатувати шини при більш високих швидкостях руху;

- краща передача повздовжніх сил;

- більша вантажопідйомність шин одного розміру в порівнянні з діагональними (на 15..25 %);

- висока зносостійкість (в 1,5...1,7 рази) і термін служби.

Особливістю радіальних шин є те, що навантаження на них може бути збільшено за рахунок підвищення внутрішнього тиску повітря (до 10 %).

Шини виготовляють камерними та безкамерними. Безкамерна шина відрізняється від камерної наявністю спеціального герметизуючого шару гуми на внутрішній стороні товщиною 2..3 мм, герметичною посадкою шини на обід та спеціальною конструкцією бортів.

Основними перевагами безкамерних шин є:

- менша маса (для вантажних автомобілів від 2 до 18 кг);

- менший опір коченню;

- менше нагрівання (за рахунок кращого відводу теплоти безпосередньо через металевий обід і відсутності тертя між покришкою й камерою);

- більший термін служби (приблизно на 20 %).

У якості недоліків, властивих безкамерним шинам, необхідно відзначити наступне:

- використовуються більш складні у виготовленні колісні ободи, що забезпечують герметичну й надійну посадку бортів шини на обід;

- у випадку сповзання борту шини з полки обода, назад посадити шину на обід досить важко (для цього потрібен високопродуктивний компресор).

У цей час шини звичайного профілю (тороїдні) (рис. 2.2, а)

застосовуються в основному на вантажних автомобілях і тракторах. Для них коефіцієнт ширини обода (відношення ширини профіля обода колеса до ширини профіля шини, H/B) становить 0,65...0,78.



основні розміри шин (в)

Тороїдні шини в порівнянні з широкопрофільними, з однаковим зовнішнім діаметром, забезпечують КТЗ наступні переваги:

- меншу масу та вартість;

- кращу динаміку розгону та максимальну швидкість;

більш низький рівень шуму.

Широкопрофільні шини при однаковому зовнішньому діаметрі забезпечують ряд істотних переваг у порівнянні з тороїдними:

- менший опір коченню на дорогах із твердим покриттям, особливо при високих швидкостях руху;

- значно кращу передачу тягових і гальмових сил.

До недоліків можна віднести більшу масу (тим більше, у зборі з колесами).

Світові тенденції та досвід провідних закордонних виробників в області розробки нових шин показують, що в цей час найбільш перспективними для вантажних автомобілів є так звані повністю металокордні шини (ПМК або «All-Steel» шини), які мають радіальну конструкцію, безкамерні шини з

металокордним каркасом і брекерним поясом. Дані шини займають більше 90 % обсягу випуску шин в Європі для вантажних автомобілів. Номенклатура ПМК шин включає шини з посадочним діаметром 17,5"; 19,5"; 22,5" і 24,5" з постійним і регульованим тиском повітря. Все більше поширення знаходять шини зменшеного діаметру та збільшеної вантажопідйомності. До недоліків ПМК шин можна віднести низький рівень ремонтопридатності при ушкодженні корду.

2.2 Визначення пружних характеристик пневматичної шини та характеристик відведення

В експлуатації шина постійно перебуває під дією радіального навантаження. Для кожного розміру шин існує максимально допустима величина цього навантаження та відповідна йому максимально допустима величина деформації (прогину). Перевантаження коліс на 20-80% проти норми приводить до зниження їх пробігу на 30-70% [80].

Для розрахунків жорсткості шини використовується формула, запропонована В. Л. Бідерманом [8]:

$$C_{III} = \frac{dP}{dz_{cm}} = \frac{P}{f_{III}} \left(2 - C \frac{P}{P_{III} f_{III}} \right), \qquad (2.1)$$

де *P* - навантаження на шину;

fш – прогин шини;

Рш - тиск повітря у шині.

Зазначимо, щоб скористатися цією формулою, необхідно знати значення коефіцієнта *С*, який залежить від розмірів шини (визначається експериментально).

При відсутності експериментальних даних для шин звичайного призначення легкових та вантажних автомобілів рекомендується наближена залежність

$$C = (0, 32...0, 45) \frac{1}{\sqrt{R_{_{III}}D_{_{III}}}},$$
(2.2)

де *Ru* і *Du* — відповідно радіус кривизни протектора та зовнішній діаметр шини.

Жорсткість шини зменшується зі зменшенням числа шарів каркаса (жорсткість шини 7,50 - 16 при чотирьох шарах корду на 12-13% менше, ніж жорсткість при шести шарах). Менший вплив на жорсткість шини має ширина обода колеса, неоднорідність матеріалу по периметру шини та ступінь зношеності протектора [45].



Рисунок 2.3 – Визначення статичної жорсткості шини (a) та залежність жорсткості шини від тиску стисненого повітря в шині (б)

Між тиском повітря та жорсткістю шини існує лінійна залежність, тобто зі збільшенням тиску повітря в шині спостерігається пропорціональне збільшення жорсткості шини.



Рисунок 2.4 - Залежність жорсткості від тиску повітря безкамерних шин однакового розміру: 1–діагональна шина 6,15-4PR; 2–радіальна шина 155-R13 S зі стальним

кордом; 3-радіальна шина 155-R13 S з текстильним кордом

Вертикальна жорсткість колеса опосередковано впливає на характеристики зчеплення з дорожнім покриттям та опір коченню. Так, для діагональних шин спостерігається зменшення величини коефіцієнта зчеплення та коефіцієнта ковзання. Відцентрові сили, що діють на протектор шини та боковини, спонукають до збільшення динамічного радіуса та зменшення площі плями контакту шини з дорожнім покриттям. При швидкості 80 км/год коефіцієнт ковзання $\mu_L^{max} = 0.8$ а при V=140 км/год – 0,65.

Радіальні шини з поясом із стального корду при V \geq 60 км/год під впливом зростаючих відцентрових сил практично не змінюють свою форму. Це забезпечує падіння коефіцієнту ковзання з меншою інтенсивністю, зокрема при швидкості 140 км/год $\mu_L^{max} = 0.8$.

Існує певний взаємозв'язок між характеристиками жорсткості шини у вертикальному та поперечному напрямах, що відображається на характеристиках сил відведення, про що вже йшла мова вище. Вплив дотичної реакції на коефіцієнт опору відведення для ведучих коліс транспортного засобу, у першому наближені, може бути врахований на основі поняття еліпсу тертя[4]:

$$k'_{6i\partial} = k_{6i\partial 0} \sqrt{1 - \left(\frac{P_x}{P_z \cdot \varphi}\right)^2}$$
(2.3)

Для ведомих коліс КТЗ:

$$k'_{ei\partial} \approx k_{ei\partial 0} \tag{2.4}$$

Розглядаючи вплив внутрішнього тиску шини на коефіцієнт k_{від 0}, можна констатувати про збільшення його величини при:

- підвищенні внутрішнього тиску;

- збільшенні числа шарів каркаса;

- збільшенні ширини обода колеса.

Коефіцієнт k_{від 0} зменшується при збільшенні кута нахилу ниток корду в каркасі.

Опір коченню колеса при наявності кутів відведення визначається по формулі [4]:

$$f = f_0' + \frac{k_{y\varepsilon} \cdot \delta_{y\varepsilon}^2}{P_z}, \qquad (2.5)$$

де f₀ - коефіцієнт опору коченню колеса без відведення;

 $\delta_{si\partial}$ – кут відведення, рад. $\delta_{si\partial} = 0.1 pa\partial (\approx 5.5^{\circ}) f \approx 4 \cdot f_0$.

2.3 Аналіз впливу повздовжньої сили та стабілізуючого моменту на взаємодію колеса з опорною поверхнею

2.3.1 До аналізу моделі Е. Фіала

Дослідження стійкості ТЗ пов'язано з визначенням залежності бічного відведення колеса. Модель взаємодії колеса з опорною поверхнею, запропонована Е. Фіала [105], дозволяє досліджувати бічне відведення з урахуванням повздовжніх сил. Відповідно до цієї моделі визначення взаємовпливу повздовжніх і поперечних сил реалізується через певний ефективний коефіцієнт зчеплення μ , який є функцією проковзування в контакті колеса й дороги *S*:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2},$$
 (2.6)

де S_X, S_Y – коефіцієнт відповідно поздовжнього та поперечного проковзування.

Залежність коефіцієнта зчеплення від проковзування можна представити у вигляді лінійної залежності

$$\mu = \mu_0 - S(\mu_1 - \mu_0), \qquad (2.7)$$

де μ₀ – коефіцієнт зчеплення при відсутності проковзування; μ₁ – поточне значення коефіцієнта зчеплення. Бічна сила *Y* в моделі Фіала визначається співвідношеннями (2.8) – (2.9):

$$Y = \begin{cases} -\mu N (1 - H^{3} sign \delta), & \delta \le \delta^{*} \\ -\mu N sign \delta, & \delta > \delta^{*} \end{cases};$$
(2.8)

$$H = 1 - \frac{k_{y} |tg\delta|}{3\mu N}; \qquad \delta^{*} = \operatorname{arctg} \frac{3\mu N}{k_{y}}.$$
(2.9)

де k_y – коефіцієнт опору відведення;

 $\overline{k}_{_{\rm Y}}$ = $k_{_{\rm Y}}$ / N $\,$ - безрозмірний коефіцієнт опору відведення.

Далі використовуємо безрозмірну залежність для бічної сили та нормований стабілізуючий момент в плямі контакту колеса з дорожнім покриттям $\bar{Y} = Y / N$, $\bar{M} = M / N$.



Рисунок 2.5 - Графік залежностей безрозмірних бічної сили (а) та стабілізуючого моменту (б) як функції кута відведення (за моделлю Фіала)

3 рисунку 2.5 (а) випливає, що

$$\overline{k}_{Y} = \frac{3\mu}{\delta_{Y}^{*}}, \qquad (2.10)$$

де $\mu = \overline{Y}_{max}$ коефіцієнт зчеплення визначає максимальне значення безрозмірної бічної сили.

Відповідно стабілізуючий момент *М* визначається співвідношеннями (2.11) – (2.13):

$$\mathbf{M} = \begin{cases} \mu \mathbf{N} \mathbf{R}_{2} (1 - \mathbf{H}) \mathbf{H}^{3} \text{sign} \delta & \delta \leq \delta_{Y}^{*} \\ 0, & \delta > \delta_{Y}^{*} \end{cases}$$
(2.11)

$$H = 1 - \frac{k_{Y} |tg\delta|}{3\mu N} \qquad \overline{M}_{max} = \frac{27}{128} R_{2}\mu \qquad \overline{M} \left(\delta = \frac{1}{4} \delta_{Y}^{*}\right) = \overline{M}_{max}$$
(2.12)

$$\frac{2\bar{M}_{\max}}{\bar{k}_{M}} = \frac{1}{4}\delta_{Y}^{*}; \ \bar{M}'\Big|_{\delta=0} = \bar{k}_{M} = \frac{2}{3}R_{2}\bar{k}_{Y}$$
(2.13)

Функція sign (сігнум), що має розрив та наявність квадратичних членів в апроксимації моделі Фіала, не дозволяють використовувати певний математичний апарат при дослідженні стійкості. Щоб уникнути цієї проблеми пропонується нова математична форма моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею, що зберігає всі основні особливості моделі Фіала:

- нахил кривої на початку координат фактично це коефіцієнт опору відведенню k_y та k_м стабілізуючого моменту;
- максимальне значення бічної сили $\overline{Y}_{\delta_{max}}$ та стабілізуючого моменту \overline{M}_{max} ;
- кут відведення, що відповідає максимальній бічній силі δ_{Y}^{*} та стабілізуючому моменту δ_{M}^{*} .

Нижче приводиться нова параметрична форма (2.14), яка може бути зведена до явної залежності $\overline{Y} = \overline{Y}(\delta)$:
$$\begin{cases} \overline{\mathbf{Y}} = \frac{\mathbf{A} \cdot \mathbf{t}}{\left(\mathbf{t}^2 + 1\right)} \\ \delta = \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{B}\sqrt{1 - \left(\frac{\mathbf{t}}{\mathbf{C}}\right)^2}} \implies \mathbf{t} = \frac{\mathbf{B}\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mathbf{B}\delta}{\mathbf{C}}\right)}} \qquad . \tag{2.14}$$

від якої легко перейти до явної залежності сили відведення як функції кута відведення (вилучивши параметр *t*).

Коефіцієнти А, В, С, що входять у співвідношення (2.14), визначаються через базові характеристики залежності бічної сили $\left. \bar{\mathbf{Y}}' \right|_{\delta=0}, \bar{\mathbf{Y}}_{\delta_{\max}}, \, \delta_{\mathbf{Y}}^*$:

$$Y'|_{\delta=0} = \overline{k}_{Y} = AB; \ \overline{Y}_{\delta_{max}} = \mu = \frac{1}{2}A; \ \delta_{Y}^{*} = \frac{1}{B\sqrt{1-\frac{1}{C^{2}}}}.$$
 (2.15)

Приведемо нову форму визначення залежності стабілізуючого моменту (2.16):

$$\overline{\mathbf{M}}(\delta) = \frac{\mathbf{A}_{1}\delta}{\left(\mathbf{B}_{1}\delta^{4} + \mathbf{C}_{1}\delta^{2} + 1\right)}; \qquad (2.16)$$

Відповідно до співвідношень (2.11) - (2.13) параметри A_1 , B_1 , C_1 визначаються через базові геометричні характеристики залежності стабілізуючого моменту (\bar{k}_M , \bar{M}_{max} , δ^*_M):

$$A_{1} = \bar{k}_{M} = \frac{2}{3}R_{2}\bar{k}_{Y}; \quad B_{1} = -\frac{1}{2}\frac{A \cdot \delta_{M}^{*} - 2\bar{M}_{max}}{\bar{M}_{max}\left(\delta_{M}^{*}\right)^{4}} \quad C_{1} = \frac{1}{2}\frac{3A \cdot \delta_{M}^{*} - 4\bar{M}_{max}}{\bar{M}_{max}\left(\delta_{M}^{*}\right)^{2}} \quad (2.17)$$

Також було запропоновано спрощену форму для визначення стабілізуючого моменту, в якій використовується лише дві константи

 $(\bar{k}_{M}, \bar{M}_{max})$ та відповідно (A₂, B₂). Спрощена залежність має вигляд:

$$\mathbf{M}(\delta) = \frac{\mathbf{A}_2 \delta}{\left(\mathbf{B}_2 \delta^4 + 1\right)}; \tag{2.18}$$

$$\mathbf{A}_2 = \overline{\mathbf{k}}_{\mathrm{M}} = \frac{2}{3} \mathbf{R}_2 \overline{\mathbf{k}}_{\mathrm{Y}}; \quad \mathbf{B}_2 = \frac{27}{256} \left(\frac{\overline{\mathbf{k}}_{\mathrm{M}}}{\overline{\mathbf{M}}_{\mathrm{max}}}\right)^4.$$

 $\overline{\mathbf{Y}} = \mathbf{f}(\delta)$ графіки бічної Нижче залежності сили наведено та стабілізуючого моменту $M = f(\delta)$, що відповідають новій спрощеній математичній формі по Фіала та залежності бічної сили за Пацейкою. Можна констатувати практичне співпадіння двох графіків до положення локального максимуму.



Рисунок 2.6 - Графік залежностей бічної сили (а) та стабілізуючого моменту (б) від кута відведення:
1 – параметрична модель по Фіала; 2 – модель Пацейки

Отримана нова математична форма моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею по Фіала, яка має неперервну похідну по куту відведення та спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів екіпажу, дозволяє будувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод. Надалі в дослідженні будемо використовувати спрощену математичну форму взаємодії колеса з опорною поверхнею.

2.3.2 Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху ТЗ

Вважається, що наявність стабілізуючого моменту шини сприяє покращенню курсової стійкості руху (КСР) [65]. Постає питання впливу стабілізуючого моменту на один із показників КСР - критичну швидкість. Для вирішення даної задачі необхідно виконати побудову біфуркаційних множин, які охарактеризують вплив даного моменту [87].

Математичні рівняння руху велосипедної моделі транспортного засобу мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 + Y_2; \\ J\dot{\omega} = aY_1 - M_1 - bY_2 - M_2, \end{cases}$$
(2.19)

де т – маса транспортного засобу;

а та b – відстані, відповідно, від передньої і задньої вісей до центра мас транспортного засобу;

Y₁ та Y₂ – бічні сили, що діють на передню та задню вісі;

v, u – повздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас транспортного засобу;

и - бічне прискорення транспортного засобу;

М1, М2 - стабілізуючі моменти;

ω, ώ - кутова швидкість та кутове прискорення ТЗ відносно його центральної вертикальної вісі;

J – момент інерції кузова транспортного засобу.

Якість дослідження залежить від прийнятого описання взаємодії шини та дороги, що характеризується залежністю бічної сили та стабілізуючого моменту шини від кута відведення. На рис. 2.7 представлено експериментально отримані залежності [110].



Рисунок 2.7 - Залежності бічної сили (а) та стабілізуючого моменту (б) від кута відведення

При дослідженні використовуються нелінійні залежності бічної сили (2.20) та стабілізуючого моменту(2.21):

$$Y_{1} = k_{1}\delta_{1} - \kappa_{1}\delta_{1}^{3};$$

$$Y_{2} = k_{2}\delta_{2} - \kappa_{2}\delta_{2}^{3},$$

$$M_{1} = \mu_{1}\delta_{1} - \nu_{1}\delta_{1}^{3};$$

$$M_{2} = \mu_{2}\delta_{2} - \nu_{2}\delta_{2}^{3}.$$
(2.20)
(2.21)

Для застосування рівнянь (2.20) і (2.21) при математичному моделюванні за допомогою програмного забезпечення Maple було апроксимовано залежності, що представлені на рис.2.7:

$$Y_{1} = 67120\delta_{1} - 2778500\delta_{1}^{3}; \qquad Y_{2} = 65000\delta_{2} - 2998500\delta_{2}^{3}; M_{1} = 2544\delta_{1} - 166570\delta_{1}^{3}; \qquad M_{2} = 2301\delta_{2} - 186570\delta_{2}^{3};$$
(2.22)

Для визначення впливу стабілізуючого моменту на КСР використовуємо два методи побудови графіків біфуркаційних множин. Перший метод передбачає безпосередньо використання чисельного методу побудови біфуркаційної множини [65]. Для цього система (2.19) була представлена у безрозмірному вигляді:

$$-V^{2} \frac{(\theta + \delta_{2} - \delta_{1})}{l} + \frac{Y_{1} + Y_{2}}{m} = 0;$$

$$aY_{1} - bY_{2} - M_{1} - M_{2} = 0;$$
(2.23)

Використовуючи рівняння (2.23) в пакеті Maple, будуються відповідні біфуркаційні множини (рис.2.8). За другим методом, для побудови біфуркаційних множин використовується спеціальна допоміжна функція G, яка має вигляд:

$$\begin{split} G &= \frac{1}{V^2} \left(gl(\left(-\frac{\kappa_1 \left(\kappa_1 - \nu_1\right)^3 b}{\left(k_1 - \mu_1\right)^{12} l} - \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \nu_2\right)^3 a}{\left(k_2 + \mu_2\right)^{12} l}\right) Y^9 + \left(-\frac{3\kappa_2 \left(\kappa_2 + \nu_2\right)^2 a}{\left(k_2 + \mu_2\right)^9 l} - \frac{3\kappa_1 \left(\kappa_1 - \nu_1\right)^2 b}{\left(k_1 - \mu_1\right)^9 l}\right) Y^7 + \\ &+ \left(-\frac{3\kappa_2 \left(\kappa_2 + \nu_2\right) a}{\left(k_2 + \mu_2\right)^6 l} - \frac{3\kappa_1 \left(\kappa_1 - \nu_1\right) b}{\left(k_1 - \mu_1\right)^6 l}\right) Y^5 + \left(-\frac{V^2 \left(\frac{\kappa_2 + \nu_2}{\left(k_2 + \mu_2\right)^4} - \frac{\kappa_1 - \nu_1}{\left(k_1 - \mu_1\right)^4}\right)}{gl}\right) + \\ &+ \frac{\left(\frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \nu_2\right)}{\left(k_2 + \mu_2\right)^4} - \frac{\kappa_2}{\left(k_2 + \mu_2\right)^3}\right) a}{l} + \frac{\left(\frac{\kappa_1 \left(\kappa_1 + \nu_1\right)}{\left(k_1 + \mu_1\right)^4} - \frac{\kappa_1}{\left(k_1 + \mu_1\right)^3}\right) b}{l}\right) Y^3 \right) + \left(\frac{1}{\kappa_2 + \mu_2} - \frac{1}{\kappa_1 - \mu_1}\right) Y^3 \right) Y^3 \right) + \left(\frac{1}{\kappa_2 + \mu_2} - \frac{1}{\kappa_1 - \mu_1}\right) Y^3 \right) Y^3 + \left(\frac{\kappa_1 \left(\kappa_1 + \mu_1\right)^3 - \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4} - \frac{\kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 \right) + \left(\frac{\kappa_1 \left(\kappa_1 - \mu_1\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_1 - \mu_1\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4} - \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_1 + \mu_1\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4} + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_1 + \mu_1\right)^4} - \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_1 + \mu_1\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4} + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^4}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}\right) Y^3 + \frac{\kappa_2 \left(\kappa_2 + \mu_2\right)^3 + \kappa_2}{\left(\kappa_2 +$$

Використання цих двох методів дозволить перевірити достовірність отриманих результатів. При дослідженні впливу стабілізуючих моментів на КСР залежність бічної сили від кута відведення прийнято у вигляді кубічної апроксимації відповідно до рівняння (2.20).

Нижче наведено результати дослідження у трьох розглянутих випадках, а саме коли:

- стабілізуючий момент відсутній M = 0 (рис. 2.8, а);
- стабілізуючий момент описується лінійною залежністю

 $M = \mu \delta$ (рис. 2.8, б);

- стабілізуючий момент описується нелінійною залежністю $M = \mu \delta - \nu \delta^3$ (рис. 2.8, в)



Рисунок 2.8 - Біфуркаційна множина при а) M = 0; б) $M = \mu \delta$; в) $M = \mu \delta - v \delta^3$;

1- перший метод (чисельний), 2 – другий метод (допоміжна функція G)

У випадку коли момент відсутній M = 0 (рис. 2.8, а), критична швидкість має однакові значення про що говорить співпадіння ліній поблизу критичної швидкості. При збільшенні θ є розходження, яке пояснюється особливостями врахування залежності бічного відведення при побудові множин (при побудові функції G виконується перехід від функції Y=f(δ) до функції δ =f(Y)).

Дослідження стабілізуючого моменту, коли описується лінійною залежністю $M = \mu \delta$ (відсутній кубічний член) (рис. 2.8 б), як і в попередньому випадку критична швидкість і лінії графіків поблизу її максимального значення співпадають, розходження пояснюються такими ж причинами коли момент відсутній.

На рисунку 2.8 (в), зображено випадок коли стабілізуючий момент описується нелінійною залежністю $M = \mu \delta - v \delta^3$ відповідно до рівняння (2.21). Спостерігається співпадіння результатів, застосування другого методу незначно збільшує величину критичної швидкості при більших кутах θ , але використання другого методу може бути більш раціональним коли неможливий

безпосередній чисельний метод побудови біфуркаційної множини, наприклад при більш складних рівняннях руху.

Нижче показано всі біфуркаційні множини для трьох, вище наведених, випадків дослідження впливу стабілізуючого моменту, побудованих за допомогою першого методу (чисельного) (рис.2.9).



Рисунок 2.9 – Біфуркаційні множини:

1 - $M = \mu \delta$; 2 - $M = \mu \delta - \nu \delta^3$; 3 - M = 0

Доведено, що стабілізуючий момент шини сприяє збільшенню критичної швидкості, а саме швидкість збільшилась з 40,5 м/с до 51 м/с (на 20%), але при використанні нелінійної залежності стабілізуючий момент дещо звужує область стійких режимів.

2.3.3 Визначення характеристик силової взаємодії пружного пневматика при наявності повздовжніх сил та пружних моментів

Модель взаємодії колеса з опорною поверхнею, запропонована Fiala [105], одержала свій подальший розвиток у роботах Расејка [115], Gim-Nikravesh [108], Б.М. Шифрина [101]. Уточнення в основному відносяться до стабілізуючого (вирівнюючого) моменту - при його визначенні можуть враховуватися повздовжня й поперечна складова сил у плямі контакту, а також вплив опору коченню. Нижче представлено загальну схему одержання аналітичних виразів для сили відведення та стабілізуючого моменту по прийнятій методології у згаданих вище роботах.



Рисунок 2.10 - Схема визначення поперечних елементарних сил у плямі контакту.

Поперечні сили в плямі контакту визначаються у вигляді функції від повздовжньої координати точок, що лежать на відрізку середньої лінії, що перебуває в контакті з опорною поверхнею -a <x< a : у зоні відсутності проковзування (від точки x = -a до точки x_t) – поперечні деформації ростуть за лінійним законом (деформації точки з поточною координатою x відповідає катет прямокутного трикутника $y_x = tan(\alpha) \cdot (x+a)$, а відповідна елементарна поперечна сила $Y_x = C_y \cdot y_x$ (C_y - питомий коефіцієнт бічної жорсткості колеса) повинна бути меншою або рівною локальній силі зчеплення $\mu \cdot q_x(x)$); у зоні ковзання, спрямовані уздовж осі $O_y \cdot Y_{xs} = \mu \cdot q_x(x)$ ($q_x(x)$ - функція нормальної напруги). Рівнодіюча елементарних поперечних сил Y, M - головний вектор моменту сил щодо полюса з координатою $x = K_t$, що повинно відбивати факт зсуву вертикальної реакції (K_t – коефіцієнт тертя кочення). Це, у свою чергу, призводить до виникнення інтервалу кутів відведення, на якому стабілізуючий

момент міняє знак.

Передбачається, що нормальна напруга розподілена за параболічним законом:

$$q_{N}(x) = \frac{3}{4} \cdot N \cdot \left(1 - \left(\frac{x^{2}}{a^{2}}\right)\right) / a ; \qquad (2.24)$$

Один з розв'язків рівняння (тут $\tilde{\alpha} = tg(\alpha)$) $\mu \cdot q_N(x) = C_y \cdot \tilde{\alpha} \cdot (x+a)$ задає

•

координату точки
$$x_{t} = -\frac{1}{3} \frac{a \left(4C_{y} \cdot \tilde{\alpha} \cdot a^{2} - 3\mu \cdot N\right)}{\mu N}$$

При цьому має місце співвідношення $\frac{1}{2} \frac{(a - x_t)}{a} = \frac{2}{3} \frac{C_y \cdot \tilde{\alpha} \cdot a^2}{\mu N}$.

Введемо для наступних спрощень новий параметр λ :

$$1 - \lambda = \frac{2}{3} \frac{C_y \tilde{\alpha} \cdot a^2}{\mu N} , \qquad (2.25)$$

Тоді $x_t = (2\lambda - 1)a$.

Просумувавши Y_x і Y_{xs} вздовж відрізка -a<x<a, знайдемо рівнодіючу поперечну силу при стаціонарному коченні колеса

$$Y = \int_{-a}^{x} C_{y} \cdot \tilde{\alpha} \left(x + a \right) \cdot dx + \int_{x}^{a} \mu \cdot 3N \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^{2} \right) / (4 \cdot a) \cdot dx;$$

$$(2.26)$$

$$Y = 2C_{y} \cdot \tilde{\alpha} \cdot a^{2} \cdot \lambda^{2} + \mu \cdot N - 3\mu N \lambda^{2} + 2\mu N \lambda^{3}.$$

Цей вираз приводиться до наступного вигляду

$$Y = N\mu (1 - \lambda^3) . \tag{2.27}$$

Елементарні поздовжні сили в перетині, в якому відсутнє проковзування (-a <x < xt) задаються співвідношенням [100,117,112]

$$F_{x} = K_{x} \cdot \sigma(x+a) , \qquad (2.28)$$

де K_x – питома жорсткість шини в поздовжньому напрямку;

 σ – відносне проковзування в поздовжньому напрямку (аналогічно $C_{y} \cdot \tilde{\alpha} \cdot (x+a)$ – елементарній силі, що діє в поперечному напрямку).

Рівнодіюча елементарна сила, що діє в даному перетині

$$F_{xy} = \sqrt{\left(C_y \cdot \tilde{\alpha}\right)^2 + \left(K_x \cdot \sigma\right)^2} \cdot (x+a) \quad . \tag{2.29}$$

Значення x, у якому починається проковзування, визначається з рівняння

$$3\mu N\left(1-\left(\frac{x}{a}\right)^{2}\right)/(4a) = \sqrt{\left(C_{y}\cdot\tilde{\alpha}\right)^{2}+\left(K_{x}\cdot\sigma\right)^{2}}\cdot(x+a)$$
(2.30)

де в правій частині представлена елементарна рівнодіюча сила

$$x_{t} = -\frac{1}{3} \frac{a \cdot \left(4 \cdot \sqrt{\left(C_{y} \cdot \tilde{\alpha}\right)^{2} + \left(K_{x} \cdot \sigma\right)^{2}} \cdot a - 3\mu N\right)}{\mu N}$$
(2.31)

Вираз $(a - x_t) / (2a)$ у цьому випадку приймає наступний вигляд:

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{a\sqrt{\left(C_{y} \cdot \tilde{\alpha}\right)^{2} + \left(K_{x} \cdot \sigma\right)^{2}}}{\mu N} .$$
(2.32)

Введемо нову змінну $\lambda : (a - x_t) / (2a) = 1 - \lambda$, звідки маємо

$$x_t = (2\lambda - 1)a$$

У перетині *x* зони ковзання (x_t<x<a) діє елементарна сила ковзання $3\mu N (1-(x/a)^2)/(4a) \cdot a/\varepsilon$, або $3\mu N (1-(x/a)^2)/(4a) \cdot \sigma/\varepsilon$, спрямована протилежно напрямку елементарного проковзування (σ/ε , $\tilde{\alpha}/\varepsilon$), $\varepsilon = \sqrt{(\tilde{\alpha}^2 + \sigma^2)}$.

Підсумовуючи елементарні сили вздовж відрізка контакту, одержимо «симетричні» вирази для поперечної й поздовжньої сил (переходять одна в іншу при заміні $\tilde{\alpha}$ на σ і C_y на K_x):

$$Y = 2C_{y}\tilde{\alpha} \cdot a^{2}\lambda^{2} + \mu N\alpha \left(1 - 3\lambda^{2} + 2\lambda^{3}\right) / \varepsilon;$$

$$F = 2 \cdot K_{x}\sigma a^{2}\lambda^{2} + \frac{1}{2}\mu N\sigma / \varepsilon + \frac{1}{2}\mu N\sigma \left(1 - 6\lambda^{2} + 4\lambda^{3}\right) / \varepsilon.$$
(2.33)

Зауважимо, що відомі співвідношення для коефіцієнта опору відведенню $C_a = 2 \cdot C_y \cdot a^2$ й коефіцієнта крипу в поздовжньому напрямку $K_{\sigma} = 2K_x \cdot a^2$ мають місце тільки при відсутності взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил.

Вираз для стабілізуючого моменту *М*(*F*), породжуваного як поперечними, так і поздовжніми силами, має вигляд

$$M(F) = \frac{2}{3}\tilde{\alpha}C_{y}\lambda^{2}a^{3}(4\lambda - 3) + 3a\mu N\tilde{\alpha}\lambda^{2}(\lambda - 1)^{2}/\varepsilon + \frac{8}{3}a^{3}\lambda^{3}\tilde{\alpha}K_{x}\sigma, \quad (2.34)$$

а вирази для стабілізуючого моменту *М* при наявності в плямі контакту поздовжніх сил, але породжуваного тільки поперечними силами:

$$M = \frac{2}{3} C_{y} \tilde{\alpha} \lambda^{2} a^{3} (4\lambda - 3) + 3a \mu N \tilde{\alpha} \lambda^{2} (\lambda - 1)^{2} / \varepsilon , \qquad (2.35)$$

де

$$\lambda = 1 - \frac{2}{3} \left(C_{y}^{2} \cdot \tilde{\alpha}^{2} + K_{x}^{2} \cdot \sigma^{2} \right)^{1/2} \cdot a^{2} / \mu / N$$

При відсутності поздовжніх сил обоє ці вирази зводяться до вже відомого компактного виразу

$$M_{0} = \mu N a \lambda^{3} (1 - \lambda), \qquad (2.36)$$

де

$$\lambda = 1 - \frac{2}{3}C_y \cdot \alpha \cdot a^2 / \mu / N.$$

Для наведених числових значень конструктивних параметрів побудовано графіки сил і моментів, для візуального зіставлення різних варіантів (передбачалося, що коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею μ лінійно залежить від повного відносного проковзування ε ; будемо припускати, що при повному проковзуванні $\varepsilon = 1$ коефіцієнт зчеплення зменшується приблизно на третину) [117]: $C_y = 454920$ H/м²рад.; $\mu = 4/5 - \varepsilon (4/5 - 2/3)$; a=0,18 м; b=0,204 м; N=5200 H; Kx=600000 H/м²; $\sigma =0,15$.

Знаходження області (інтервалу по змінній $\tilde{\alpha}$), де формально коректне визначення бічної сили і стабілізуючого моменту (стабілізуючий момент на правому кінці інтервалу обертається в нуль). Нижче представлено графіки залежності стабілізуючого моменту як функції змінної $\tilde{\alpha}$ для розглянутих вище варіантів її завдання



Рисунок 2.11 - Залежності стабілізуючого моменту як функції кута відведення: 1 - без урахування впливу сил; 2 - з урахуванням впливу сил; 3 - з урахуванням впливу поперечних сил



Рисунок 2.12 - Залежності бічної (поперечної) сили (а) і повздовжньої сили (б), як функції кутів відведення.

Отже, було отримано уточнені аналітичні вирази бічної сили та стабілізуючого моменту з урахуванням впливу повздовжньої і поперечної складових сил у плямі контакту і сил опору коченню. Уточнені аналітичні вирази для стабілізуючого моменту M, при наявності в плямі контакту повздовжніх сил, але породжуваного тільки поперечними силами.

2.4 Висновки до другого розділу

1. Отримано нову математичну форму моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, зокрема для визначення стабілізуючого (відведення) моменту, яка має неперервну похідну по куту відведення. Це спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів автомобіля і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод.

2. Доведено, що стабілізуючий момент шини сприяє збільшенню критичної швидкості на 20%, але при використанні нелінійної залежності стабілізуючий момент дещо звужує область стійких режимів.

3. Отримано уточнені аналітичні вирази бічної сили та стабілізуючого моменту, що враховують вплив повздовжньої сил у плямі контакту.

РОЗДІЛ З

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Конструкція швидкісного надземного транспорту, що досліджується, відрізняється від автомобільного. Однією з основних складових корпусу (вагона) є візок, який служить для забезпечення напряму руху транспортного засобу по спеціальному шляхопроводу, розподілу й передачі всіх навантажень на шляхопровід, а також сприйняття тягових і гальмових сил, забезпечення необхідної плавності ходу. Призначення візків і їх ходові якості для забезпечення безпеки руху повинні враховувати: стійкість проти сходу зі спеціального шляхопроводу, плавність при вписуванні в криві ділянки шляху, мінімальну величину вертикальних і горизонтальних динамічних сил та прискорень при конструкційній швидкості руху, необхідні показники плавності ходу транспортного засобу, гарантовану міцність і надійність в експлуатації.

У конструкціях вагонів використовуються візки як на прогумованих колесах (вагони метро та швидкісні трамваї в Польщі та Україні) так і на пневматичних шинах.

Для покращення маневреності потягів та зменшення шуму при русі в Паризькому метрополітені були запроваджені візки вагонів на пневматичних шинах. Перший потяг на шинах MP 51 (metro pneumatique 1951), було виготовлено у 1951 році спільними зусиллями RATP та Michelin, з того ж самого року він почав курсувати в тестовому режимі на відрізку між станціями Порт-де-Ліла і Пре-Сен-Жерве.

Ходова частина складалась з чотирьох вертикальних коліс на шинах, що рухались по спеціальному шляхопроводу з бетону або заліза; чотирьох горизонтальних коліс (направляючих) на шинах, що ведуть поїзд на поворотах, а також слугують струмоприймачами з контактної рейки та чотирьох звичайних металевих коліс, що рухаються по залізній колії і унеможливлюють схід поїзда з рейок [127]. Було показано кращі показники прискорення та гальмування, водночас зі збільшенням показників техніки безпеки, а також зі зменшенням рівня гучності (в середньому рівень гучності становив 82 дБ для моделей МГ (металеві колеса) та 65 дБ для МР (пневматичні колеса) в тунелі) [127].

Після вдалого впровадження потягів серії МР паризьким метрополітеном його досвід перейняли такі міста як Марсель, Мехіко, Монреаль (перше метро, що повністю застосовує поїзди на шинах з 1977 р.), Сантьяго, Лозанна та Ліон.

Підсумовуючи вище сказане, постає задача виконати порівняльний аналіз стійкості та динамічних властивостей моделі візка КТЗ (прототип системи Alweg), який переміщується на пневматичних шинах з візком на прогумованих колесах.

3.1 Аналіз стійкості моделі візка на прогумованих колесах

Розглянемо візок на прогумованих циліндричних колесах 2, котрий має допоміжні стабілізуючі колеса (опори) 1, що зображені на рисунку 3.1 а. Модель візка з прогумованими циліндричними колесами (рис. 3.1, б) складається з рами та пружно пов'язаними з нею двома колісними парами.



Рисунок 3.1 - Візок на прогумованих циліндричних колесах ТЗ (а) та його схема (б): *a* – половина бази візка; *b* – відстань між осями пружин буксового підвішування; k_y, k_x – повздовжня й поперечна жорсткості буксового

підвішування відповідно.

Вважається, що колесо циліндричне, прогумоване та котиться по горизонтальній опорній поверхні (направляючому коридору) - це повинно наближати модель взаємодії колеса з опорною поверхнею до традиційної моделі відведення І. Рокара [86,102]. Дійсно, модель силової взаємодії по Картеру [77, 28], у випадку колісної пари з циліндричною поверхнею катання, еквівалентна гіпотезі відведення І. Рокара. Останнє дає можливість зробити попередні висновки щодо курсової стійкості системи (властивість системи поновлювати, наприклад, прямолінійний рух вздовж осі шляху при виникненні малих початкових збурень). Зрозуміло, що для цього необхідна б була асимптотична стійкість по всім координатам моделі, а не лише по фазовим швидкостям, що характерно для транспорту на циліндричних колесах, для якого ці координати є циклічними - не входять до рівнянь збуреного руху, а відповідна система лінійного наближення має відповідну кількість нульових коренів характеристичного рівняння [77]. Тому некерована модель такого екіпажу могла б лише спрямляти траєкторію свого руху, одночасно віддаляючись від осьової лінії дороги.

Колісна пара розглядається як механічна система з двома ступенями свободи: *y_i*- бічний зсув центра мас *i-oï* колісної пари щодо осі шляху (інерційна система відліку *XYZ* рухається з постійною швидкістю *V* уздовж прямої, що збігається з віссю шляху). Рівняння руху плоскої моделі двовісного візка (без зовнішніх горизонтальних пружних елементів - направляючих):

$$\begin{cases} M\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}Y\right) - 2k_{y}Y_{2} - 2k_{y}Y_{1} + 4k_{y}Y = 0; \\ J\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\Psi\right) - 2b^{2}k_{x}\psi_{1} + \left(4b^{2}k_{x} + 4a^{2}k_{y}\right)\Psi + 2ak_{y}Y_{2} - 2b^{2}k_{x}\psi_{2} - 2ak_{y}Y_{1} = 0; \\ \begin{cases} m_{1}\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}Y_{1}\right) - 2ak_{y}\Psi + 2k_{y}Y_{1} - 2k_{y}Y - Q_{y_{1}} = 0 \\ J_{1}\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\psi_{1}\right) + 2b^{2}k_{x}\psi_{1} - 2b^{2}k_{x}\Psi - Q_{\psi_{1}} = 0 \end{cases}; \\ \begin{cases} m_{1}\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}Y_{2}\right) + 2ak_{y}\Psi + 2k_{y}Y_{2} - 2k_{y}Y - Q_{y_{2}} = 0 \\ J_{1}\left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\Psi_{2}\right) - 2b^{2}k_{x}\Psi + 2b^{2}k_{x}\psi_{2} - Q_{\psi_{2}} = 0 \end{cases}; \end{cases}$$

$$(3.1)$$

де Y та Y₁, Y₂ – бокове зміщення екіпажу та колісних пар відносно повздовжньої осі відповідно;

 Ψ та Ψ_1, Ψ_2 - кут виляння екіпажу та колісних пар відповідно.

Перші два рівняння системи (3.1) відповідають руху рами візка; останні дві пари рівнянь описують плоский рух колісних пар на прогумованих колесах. При русі циліндричного колеса по рейці виникає явище псевдоковзання, яке можна порівняти з відведенням пружного колеса (фізичні умови цих явищ однакові). Бічні проекції сил псевдоковзання позначені через Q_{γ_i} , а наведений момент псевдоковзання Q_{Ψ_i} включає стабілізуючий момент (другий доданок), який є функцією відносного поперечного псевдоковзання.

$$Q_{Y_i} = -2k_1 \left(\frac{\dot{Y}_i}{V} - \Psi_i\right)$$
(3.2)

$$Q_{\Psi_i} = -2k_1 d^2 \frac{\dot{\Psi}_i}{V} + 2\mu_1 \left(\frac{\dot{Y}_i}{V} - \Psi_i\right)$$
(3.3)

Можна констатувати повну аналогію між визначенням сил взаємодії колісної пари з опорною поверхнею та взаємодією еластичного колеса з дорожнім покриттям [11,12]. Подібна модель прогумованого колеса використовувалась в роботі [123], де розглядалася стійкість підвісного вагону, що рухався по одній рейці, спираючись на одне прогумоване колесо з двома ребордами.

Сила крипу (за Картером) – проекція сили тертя ковзання на повздовжньому і поперечному напрямах визначається як функція відносного псевдоковзання, яка направлена в протилежний бік в місці контакту колеса з поверхнею кочення.

$$F_{i} = k_{i}\varepsilon_{i} \left[1 + \left(\frac{k_{i}\varepsilon_{i}}{k_{f}P_{i}}\right)^{2}\right]^{-1/2}$$

$$k_{i} = 235P_{i} - 2, 4P_{i}^{2} + 0, 01P_{i}^{3}; \quad (i = 1, 2)$$
(3.4)

де *P_i* – вертикальні реакції в точках контакту колеса зі спеціальним шляхопроводом в [кН], (будемо вважати рівними на лівому та правому колесах);

*k*_i – коефіцієнт псевдоковзання;

 k_f - коефіцієнт тертя;

$$\varepsilon_i = \left(\varepsilon_{ix}^2 + \varepsilon_{iy}^2\right)^{1/2}$$
 – відносне проковзування.

Поздовжня й поперечна складові відносного псевдоковзання визначаються наступним чином:

$$\varepsilon_{ix} = \left(-1\right)^{i} \frac{d\Psi}{V} , \quad \varepsilon_{iy} = \frac{Y}{V} - \Psi$$
(3.5)

Тоді для поздовжньої та поперечної складових сил псевдоковзання маємо:

$$X_{i} = -F_{i} \frac{\varepsilon_{xi}}{\varepsilon_{i}} , \quad Y_{i} = -F_{i} \frac{\varepsilon_{yi}}{\varepsilon_{i}}$$
(3.6)

Коефіцієнти жорсткості k_x , k_y пружних елементів виберемо так, щоб підсистеми, які відповідають фазовим змінним Y_i , X_i мали співпадаючі власні частоти

$$\frac{2k_{y}}{m_{1}} = \frac{2k_{x}b^{2}}{J_{1}} = \tau$$
(3.7)

Незбуреному руху колісної пари відповідають нульові значення всіх

фазових змінних.

Визначення умов стійкості моделі візка (зокрема, критичної швидкості) проведемо на основі критерію Рауса-Гурвіца.

При закритичній швидкості візок втрачає стійкість – починається процес необмеженого росту поперечних коливань елементів підвіски (колісних пар) та самої рами візка. Коливальна (флатерна) нестійкість пов'язана з появою пари суто уявних коренів характеристичного рівняння (пара комплексно-спряжених коренів перетинає уявну вісь). На основі критерію Рауса-Гурвіца отримані межі області стійкості в площині двох параметрів моделі (параметра приведеної жорсткості первинного ресорного підвішування τ й повздовжньої швидкості руху V).

З аналізу умов стійкості традиційної схеми візка з циліндричними колесами випливає, як і очікувалось, нестійкість по боковому зміщенню та куту рискання екіпажу.

Після проведеного вище аналізу, виникає необхідність введення додаткових направляючих опор в конструкцію візка транспортного засобу з прогумованими циліндричними колесами. Тому для подальшого аналізу областей стійкості в просторі параметрів системи були додані «зовнішні» поперечні пружні елементи (в першому та другому рівнянні системи (3.1) по одному доданку $4K_rY$, $4a^2K_r\Psi$ відповідно), без яких асимптотична стійкість візка по координатам Y, Ψ неможлива.

Для чисельного дослідження границь стійкості моделі візка в площині параметрів (*т*, *V*) були прийняті значення параметрів типового візка:

a = 1,042 *м* та *b* = 0,586 *м*- половина бази візка та відстань між осями пружин буксового підвішування відповідно;

 $m_1 = 1190 \ \kappa c$ та $M = 3072 \ \kappa c$ - маса колісної пари та рами візка відповідно;

 $j_1 = 408 \ \kappa_2 \cdot M^2$ та $J = 1622 \ \kappa_2 \cdot M^2$ - центральний вертикальний момент інерції колісної пари та рами візка відповідно;

 $r_0 = 0,356 \ m$ - радіус циліндричного колеса;

 $K_y = 19700 H / M$ - поперечна жорсткість;

d = 0,756 *м* - половина колії;

 $P = 13,63 \ \kappa H$ - реакція опорної поверхні, що діє на одне колесо;

 $k_1 = 2782,506 H$ - коефіцієнт крипу;

 $\mu_1 = 231,875 \ Hm$ - коефіцієнт стабілізуючого моменту.

Знайдено матрицю коефіцієнтів системи лінійного наближення в загальному вигляді через відповідний Якобіан:

jacobian
$$\begin{pmatrix} [V, e_1, \Omega, e_2, V_1, e_3, \Omega_1, e_4, V_2, e_5, \Omega_2, e_6]; \\ [V_1, Y_1, \Psi_1, \Omega_1, v_1, y_1, \psi_1, \omega_1, v_2, y_2, \psi_2, \omega_2] \end{pmatrix}$$
.

Після підстановки числових значень параметрів отримуємо матрицю:

$$\begin{aligned} \mathcal{A} &= \left[\left[0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[-0.774 \tau - 25.651, 0, 0, 0, 0.387\tau, 0, 0, 0, 0.387\tau, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, -2.096 \tau - 52.748, 0, 0.764 \tau, 0, 0.251 \tau, 0, -0.764 \tau, 0, 0.251 \tau, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[\tau, 0, 1.042 \tau, 0, -1. \tau, -\frac{4.676}{V}, 4.676, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, -\tau, -\frac{4.676}{V}, 4.676, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 1 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, \tau, 0, 0 \right], \\ & \left[0, 0, 0, 0, 0 \right], \\ &$$

Межі області стійкості в площині параметрів $\tau = 5000..60000 \text{ c}^{-2}$, V = 0..140 м/c відповідають дев'ятому та десятому визначникам Гурвіца (останні визначники в розглянутій області параметрів залишаються строго додатними).



Рисунок 3.2 – Границі в площині параметрів (τ , V), що відповідають зміні знака визначника Гурвіца:

а) дев'ятий визначник Гурвіца; б) десятий визначник Гурвіца

Межа області стійкості лежить нижче суцільної кривої (рис. 3.2,б) (в діапазоні 5000 < τ < 60000 визначається десятим визначником Гурвіца).

Представлені нижче значення визначників Гурвіца, для двох точок площини параметрів, підтверджують факт втрати стійкості візка при швидкості V = 29.8 м/с (107 км/ч) (параметр ресорного підвішування $\tau = 10000$ c^{-2}):

 $subs(\{\tau=10000, V=29, 7\},$

 $\left\{ \left[DG[11], DG[10], DG[9], DG[8], DG[7], DG[6], DG[5], DG[4], DG[3], DG[2], DG[1] \right] \right\} \right\};$

 $\{ [8.324555127 \cdot 10^{106}, 4.8421624050 \cdot 10^{88}, 4.267784102 \cdot 10^{73}, 6.316692329 \cdot 10^{60}, 7.036635123 \cdot 10^{46}, 6.849591480 \cdot 10^{34}, 3.205600311 \cdot 10^{23}, 5.006327047 \cdot 10^{15}, 4.240599658 \cdot 10^{7}, 8399.847352, 0.8398709865] \}$

 $subs(\{\tau = 10000, V = 29, 8\},$

 $\left\{ \begin{bmatrix} DG[11]DG[10], DG[9], DG[8], DG[7], DG[6], DG[5], DG[4], DG[3], DG[2], DG[1] \end{bmatrix} \right\} \right\};$ $\left\{ [8.113993260 \cdot 10^{106}, -2.950748390 \cdot 10^{89}, 4.158446943 \cdot 10^{73}, -2.950748390 \cdot 10^{89}, -2.95074890 \cdot 10^{89}, -2.95074800 \cdot 10^{89}, -2.95074800 \cdot 10^{89}, -2.9507480$

 $6.232266695 \cdot 10^{60}, 6.942650682 \cdot 10^{46}, 6.780857212 \cdot 10^{34},$ $3.173436186 \cdot 10^{23}, 4.972782363 \cdot 10^{15}, 4.212185986 \cdot 10^{7},$ $8371.658727, 0.8370526275]\}$

Як видно з наведених результатів, саме десятий визначник Гурвіца змінює знак при швидкості 29,8 м/с. Таким чином, обраний вище набір числових значень конструктивних параметрів разом з параметром приведеної жорсткості $\tau = 10000 \text{ c}^{-2}$ (відповідні йому значення коефіцієнтів жорсткості пружних елементів $k_y = k_x = 595 \cdot 10^4$ H/м) гарантує стійкість прямолінійного руху моделі транспортного засобу при швидкостях до 30 м/с.

Для асимптотичної стійкості прямолінійного руху моделі візка з прогумованими циліндричними колесами необхідна наявність додаткових горизонтальних пружних елементів. Параметри первинного ресорного підвішування, котрі забезпечать стійкість системи в заданому діапазоні швидкостей, раціонально визначити на основі приведеного коефіцієнта жорсткості т.

3.2 Аналіз стійкості моделі візка на пневматичних шинах

Розглянемо схему візка на пневматичних шинах (аналог системи Alweg) (рис. 3.3), котра має несучі (опорні) колеса 1 та направляючі (стабілізуючі) колеса 2.



Рисунок 3.3 - Принципова схема візка на пневматичних шинах (аналог системи Alweg):

1 – несучі (опорні) колеса, 2 – направляючі (стабілізуючі) колеса,

3 – бічні сторони корпусу, 4 – шляхопровід, 5 – підтримуюча колона.

При русі на кривих ділянках шляху, за рахунок пружної деформації направляючого модуля в поперечному напрямі, може відбуватися схід несучих коліс (вертикальних колісних опор), тому необхідно обмежити доцентрове прискорення на рівні $a_{ymax} = 4 \text{ м/c}^2$.

Модель візка транспортного засобу з направляючим колісним модулем враховує пружну силу *Y* та пружний момент *M*, які лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної траєкторії (рис.3.4, а).



Рисунок 3.4 - Розрахункова велосипедна схема візка КТЗ (а) та його візуалізація (б)

Параметри λ та Δ характеризують деформацію направляючих коліс та поперечне зміщення несучих коліс відповідно (рис.3.4, б).

Оцінимо максимально допустиму кривизну шляхопроводу при швидкості руху 80 км/год - радіус кривизни не менше 150 м (із умови обмеження прискорення $a_{ymax} > V^2/R$).

Математичні рівняння руху одномасової моделі візка з направляючим колісним модулем, що надає курсову стабілізацію вздовж шляхопроводу, мають вигляд (3.8), де в порівнянні з відомими рівняннями «вільного» екіпажу наявні пружна сила *Y* та пружний момент *M*, які лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 \cos \theta + Y_2 + Y \\ J\dot{\omega} = aY_1 - bY_2 - M - M_1 - M_2 \\ \dot{\Psi} = \omega , \dot{x}_c = v \cdot \cos \psi - u \cdot \sin \psi , \dot{y}_c = v \cdot \sin \psi + u \cdot \cos \psi \end{cases}$$
(3.8)

де *m*, *J* – маса та момент інерції візка;

а, b – відстані, відповідно, від передньої і задньої вісей до центра мас візка;

v, *u* – подовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка;

и - бічне прискорення візка;

*Y*₁, *Y*₂ – сили відведення;

*M*₁, *M*₂ – моменти відведення, які визначаються на основі гіпотези відведення;

ω, *ώ* - кутова швидкість та кутове прискорення візка відносно його центральної вертикальної вісі;

 x_{C}, y_{C} – координати центру мас візка КТЗ,

 ψ_i – курсовий кут візка.

Відповідно до гіпотези відведення І. Рокара сила відведення, що діє при коченні колеса з відведенням [86], пропорційна куту відведення. Розподілені сили відведення й пружні сили в плямі контакту утворюють урівноважену систему сил, на підставі закону Гука.

Сила відведення завжди спрямована протилежно напряму поперечного проковзуванню; сила відведення зміщена відносно осі колеса в поздовжньому напрямку, що спричиняє до появи стабілізуючого моменту (відведення), котрий прагне повернути колесо так, щоб повздовжня площина колеса співпадала з вектором швидкості його центру.

Сили відведення та моменти відведення визначаються на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення [105, 15]. В роботі враховані нелінійні залежності сил та моментів відведення, які відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних.

При дослідженні використовуються залежності сили відведення (3.9) та моменту відведення (3.10):

$$\mathbf{Y}_{i} = \mathbf{k}_{i} \cdot \boldsymbol{\delta}_{i} / \sqrt{1 + \left(\mathbf{k}_{i} \boldsymbol{\delta}_{i} / \left(\boldsymbol{\kappa}_{i} \mathbf{N}_{i}\right)\right)^{2}} ; \qquad (3.9)$$

$$\mathbf{M}_{i} = \mathbf{A}_{i} \cdot \boldsymbol{\delta}_{1} / (\mathbf{B}_{i} \boldsymbol{\delta}_{1}^{4} + \mathbf{C}_{i} \boldsymbol{\delta}^{2} + 1) ; \qquad (3.10)$$

де k_i – коефіцієнт опору відведенню;

 δ_i – кут відведення *i*-того несучого колеса;

*к*_{*i*} – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;

N_i – навантаження на приведене колесо;

*А*_{*i*}, *B*_{*i*}, *C*_{*i*} – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах мають наступний вигляд:

$$\delta_1 = -\arctan\frac{u+a\omega}{v}$$
; $\delta_2 = \arctan\frac{-u+b\omega}{v}$ (3.11)

Визначаємо пружну силу та момент, які породжуються направляючим колісним модулем у прямій ділянці шляху (3.12) і в круговій (3.13)

$$Y = -C_{y} \cdot y_{c};$$

$$M = -C_{\psi} \cdot \psi;$$
(3.12)

$$Y = C_{y} \left(ll^{2}K_{r} / 2 - \left(1 / K_{r} - \sqrt{(y_{c} - 1 / K_{r})^{2} + x_{c}^{2}} \right) \right); \quad (3.13)$$
$$M = C_{\psi} (\psi - \phi)$$

де *K_r* – кривизна кругової траєкторії;

ll – база направляючого модуля;

x_c, *y_c* – координати центру мас візка КТЗ.

Нижче наведено графіки залежностей бічної сили та стабілізуючого (вирівнюючого) моменту як функцій кута відведення, які отримані нами і використовуються в розрахунках при чисельному аналізі $\overline{Y} = f(\delta)$ та $M = f(\delta)$ (рис. 3.5) [16].



Рисунок 3.5 - Графік залежностей бічної сили та стабілізуючого моменту як функцій кута відведення

Проведено моделювання руху по кривій сталої кривизни в середовищі пакета чисельно-аналітичних розрахунків Maple, мета якого - теоретичне обґрунтування вибору значень конструктивних параметрів системи, а саме коефіцієнта пружності направляючого колісного модуля (варіювався, для досягнення необхідних обмежень максимального нормального прискорення та пружних деформацій в поперечному напрямі).

Для чисельного моделювання використано наступні числові значення параметрів візка: m = 1320 кг; J = 4224 кг·м²; a = b = 1 м; k1= k2 = 23000 H; Cy =250000 H/м; g = 9.8 м/c²; v = 22 м/с; R = 150 м; ll = 1,5 м. Побудовано траєкторію центра мас візка транспортного засобу (рис. 3.6)



Рисунок 3.6 - Програмна крива (1) та траєкторія центра мас візка КТЗ (2)

Наведено графіки залежності зміни в часі радіального відхилення центра мас візка КТЗ від програмної траєкторії (рис. 3.7, а) та нормального прискорення центра мас a_y (рис. 3.7, б).



Рисунок 3.7 - Графіки радіального відхилення центра мас візка КТЗ від програмної траєкторії (а) та нормального прискорення при переході з прямолінійної ділянки до кругової (б)

Таким чином, при узагальненій поперечній жорсткості направляючого колісного модуля Cy=250000H/м реалізується максимальне значення радіального відхилення центра мас від програмної траєкторії, що не перевищує 20 мм, а максимальне значення нормального прискорення центра мас становить $a_{vmax} = 6 \text{ м/c}^2$, що дещо перевищує норми поперечних прискорень, але усталене значення бокового прискорення задовольняє вибраному обмеженню $a_{vmax} < 4 \text{M/c}^2$.

Аналіз стійкості прямолінійного руху на основі критерію Рауса-Гурвица показав, що при симетричній схемі розташування несучих та направляючих коліс відносно центру мас, модель візка КТЗ (прототип системи Alweg) є структурно стійкою системою. Стаціонарні кругові режими руху (при вибраних чисельних значеннях конструктивних параметрів системи) в діапазоні експлуатаційних швидкостей також є асимптотично стійкими.

Виходячи з вище сказаного, доцільно буде дослідити динаміку та стійкість руху КТЗ (аналог системи Alweg) в цілому.

3.3 Вибір і обґрунтування розрахункової схеми для опису динаміки руху колісного транспортного засобу (аналог системи Alweg)

Правильний вибір розрахункової схеми – це запорука успішного розв'язання питань стійкості руху колісного транспортного засобу, яку можна дослідити за допомогою розрахункових одномасових схем та просторових багатомасових.

Плоска модель «велосипедна» - найпоширеніша в складанні рівнянь руху, транспортний засіб зв'язується з рухомою системою координат *XYZ* та приймається двовісним та чотирьохколісним. Кожне з двох коліс вісі вважається навантаженим однаковими силами (нормальними, подовжніми і бічними). Центр мас транспортного засобу здійснює плоский рух, на колесах кожної з осей виникають кути відведення однакової величини.

При складанні рівнянь руху розглядаються не сили, які діють на кожне з коліс, а сумарні сили, які діють на «зведені» колеса передньої і задньої осі.

Використання плоскої розрахункової моделі дозволяє дослідити якісний вплив основних пружних характеристик шин на параметри криволінійного руху транспортного засобу, критичну швидкість руху, поняття про зони стійкого і нестійкого руху.

Просторова модель - дозволяє досліджувати вплив перерозподілу нормальних реакцій на характер руху транспортного засобу. У цьому випадку кожний модуль транспортного засобу зображується чотирьохколісним (або багатоколісним) і вважається, що його колеса навантажені різними за величиною і напрямом дії силами.

В нашому випадку не має необхідності проводити ускладнений розрахунок, велосипедна модель дає можливість виявити особливості руху колісного транспортного засобу і встановити вплив на стійкість руху конструктивних чинників та збурюючих факторів.

3.4 Побудова математичної моделі колісного транспортного засобу при наявності пасивної системи керування колісних опор

Розглянемо плоско-паралельний рух колісного транспортного засобу, який складається з трьох складових «ВІЗОК 1 – КОРПУС - ВІЗОК 2», візки з'єднані з корпусом шарнірно в точках А, В – центрах мас візків (рис. 3.8).



Рисунок 3.8 - Розрахункова велосипедна схема колісного транспортного засобу з двома візками

Прийнято, що положення корпуса колісного транспортного засобу (тіло носій) визначається положенням його центра мас (x_c , y_c) та курсовим кутом ψ , положення візків визначається кутами повороту відносно осі корпуса транспортного засобу ψ_1 та ψ_2 . Динамічні рівняння плоскопаралельного руху корпуса описуються двома половинними ступенями вільності: поперечною складовою швидкості центра мас u та кутовою швидкістю відносно вертикальної осі ω . Зовнішні сили та моменти, що діють на КТЗ: приведена сила пружності Y_i та момент пружності M_i , що діють на направляючий колісний модуль; сили Y_{ij} та моменти M_{ij} відведення несучих коліс; X_{ij} – поздовжні сили в плямі контакту несучих коліс. В шарнірних з'єднаннях (циліндричних шарнірах) візка з корпусом транспортного засобу виникають внутрішні сили, які формально вилучаються при виводі рівнянь руху всієї системи. Хоча в математичній моделі передбачено можливість керованого повороту переднього зведеного колеса (кут θ), при моделюванні розглядався випадок некерованих

коліс (θ =0), крім того припускалось X_{ij} =0.

Рівняння плоскопаралельного руху системи в припущенні, що підтримується стала величина повздовжньої складової швидкості центра мас транспортного засобу (параметр *v*).

$$-m_{1}(V_{1} - \omega_{1}u_{1}) - XA \cdot \cos\psi_{1} + X_{11} \cdot \cos\theta + X_{12} - YA \cdot \sin\psi_{1} - Y_{11} \cdot \sin\theta = 0;$$

$$-m_{1}(U_{1} + \omega_{1}v_{1}) + XA \cdot \sin\psi_{1} - YA \cdot \cos\psi_{1} + Y_{11} \cdot \cos\theta + Y_{12} + X_{11} \cdot \sin\theta + Y_{1} = 0;$$

$$(3.14)$$

$$-m_{2}(V_{2} - \omega_{2}u_{2}) - XB \cdot \cos\psi_{2} + X_{21} + X_{22} - YB \cdot \sin\psi_{2} = 0;$$

$$-m_2(U_2 + \omega_2 v_2) + XB \cdot \sin \psi_2 - YB \cdot \cos \psi_2 + Y_{21} + Y_{22} + Y_2 = 0.$$

Із системи рівнянь (3.14) плоскопаралельного руху направляючих візків визначаються невідомі реакції в шарнірних з'єднаннях з корпусом транспортного засобу *YA*, *XA*, *YB*, *XB*.

$$XA = \frac{1}{\sin\psi_{1}^{2} + \cos\psi_{1}^{2}} (\sin\psi_{1} \cdot m_{1}U_{1} + \sin\psi_{1} \cdot m_{1}\omega_{1}v_{1} - \sin\psi_{1} \cdot X_{11}\sin\theta - \sin\psi_{1}Y_{1} - \sin\psi_{1}Y_{11}\cos\theta - \sin\psi_{1}Y_{12} - m_{1}V_{1}\cos\psi_{1} + m_{1}\omega_{1}u_{1}\cos\psi_{1} - Y_{11}\sin\theta\cos\psi_{1} + X_{11}\cos\theta\cos\psi_{1} + X_{12}\cos\psi_{1});$$

$$XB = -\frac{1}{\cos\psi_{2}^{2} + \sin\psi_{2}^{2}} \left(-\sin\psi_{2} \cdot m_{2}U_{2} - \sin\psi_{2} \cdot m_{2}\omega_{2}v_{2} + \sin\psi_{2} \cdot Y_{2} + \sin\psi_{2}^{2} \cdot Y_{21} + \sin\psi_{2}Y_{22} + m_{2}V_{2}\cos\psi_{2} - m_{2}\omega_{2}u_{2}\cos\psi_{2} - X_{21}\cos\psi_{2} - X_{22}\cos\psi_{2}\right);$$

$$YA = \frac{1}{\sin\psi_{1}^{2} + \cos\psi_{1}^{2}} \left(-m_{1}U_{1}\cos\psi_{1} - m_{1}\omega_{1}v_{1}\cos\psi_{1} - \sin\psi_{1}\cdot m_{1}V_{1} + sin\psi_{1}m_{1}\omega_{1}u_{1} - sin\psi_{1}Y_{11}\sin\theta + sin\psi_{1}X_{11}\cos\theta + sin\psi_{1}X_{12} + X_{11}\sin\theta\cos\psi_{1} + Y_{1}\cos\psi_{1} + Y_{1}\cos\theta\cos\psi_{1} + Y_{12}\cos\psi_{1}\right);$$
$$YB = -\frac{1}{\cos\psi_{2}^{2} + \sin\psi_{2}^{2}} \left(m_{2}u_{2}\cos\psi_{2} + m_{2}\omega_{2}v_{2}\cos\psi_{2} + sin\psi_{2}m_{2}v_{2} - w_{1}^{2}\cos\psi_{1} + w$$

Нижче представлено основні кінематичні співвідношення, використані в роботі.

Кутова швидкість керованого колісного модуля:

$$\omega_1 = \omega + \dot{\psi}_1; \quad \omega_2 = \omega + \dot{\psi}_2. \tag{3.15}$$

Кутове прискорення керованого колісного модуля:

$$\Omega_1 = \Omega + \dot{\psi}_1; \quad \Omega_2 = \Omega + \dot{\psi}_2. \tag{3.16}$$

Визначення поперечної і повздовжньої проекцій швидкості центру мас керованого колісного модуля «А»:

$$u_{1} = -v \cdot \sin \psi_{1} + (u + LA \cdot \omega) \cos \psi_{1};$$

$$v_{1} = v \cdot \cos \psi_{1} + (u + LA \cdot \omega) \sin \psi_{1}.$$
(3.17)

Визначення поперечної й повздовжньої проекцій швидкості центру мас керованого колісного модуля «В»:

$$u_{2} = -v \cdot \sin \psi_{2} + (u - LB \cdot \omega) \cos \psi_{2};$$

$$v_{2} = v \cdot \cos \psi_{2} + (u - LB \cdot \omega) \sin \psi_{2}.$$
(3.18)

Визначення поперечної й повздовжньої проекцій прискорення («місцевого») центру мас колісних модулів:

$$U_{1} = -V \cdot \sin \psi_{1} - v \cdot \cos \psi_{1} \cdot \psi_{1} + (U + LA \cdot \Omega) \cdot \cos \psi_{1} - (u + LA \cdot \omega) \sin \psi_{1} \cdot \psi_{1};$$

$$V_{1} = V \cdot \cos \psi_{1} - v \sin \psi_{1} \cdot \psi_{1} + (U + LA \cdot \Omega) \sin \psi_{1} + (u + LA\omega) \cos \psi_{1} \cdot \psi_{1};$$
(3.19)

$$U_{2} = -V \cdot \sin\psi_{2} - v \cdot \cos\psi_{2} \cdot \psi_{2} + (U - LB \cdot \Omega) \cdot \cos\psi_{2} - (u - LB \cdot \omega) \sin\psi_{2} \cdot \psi_{2};$$

$$V_{2} = V \cdot \cos\psi_{2} - v \cdot \sin\psi_{2} \cdot \psi_{2} + (U - LB \cdot \Omega) \cdot \sin\psi_{2} + (u - LB \cdot \omega) \cos\psi_{2} \cdot \psi_{2}.$$
(3.20)

Після підстановки знайдених реакцій (шарнірних з'єднань) у рівняння плоскопаралельного руху колісного транспортного засобу маємо замкнену систему рівнянь руху (3.21 - 3.22):

$$m(V - \omega u) = XA + XB = -\sin\psi_{1}X_{11}\sin\theta - \sin\psi_{1}Y_{11} \cdot \cos\theta - \sin\psi_{1}Y_{1} - \sin\psi_{1}Y_{12} - -Y_{11}\sin\theta\cos\psi_{1} + X_{11}\cos\theta\cos\psi_{1} + X_{12}\cos\psi_{1} + X_{21}\cos\psi_{2} + X_{22}\cos\psi_{2} - -\sin\psi_{2}Y_{2} - \sin\psi_{2}Y_{21} - \sin\psi_{2}Y_{22} + m_{1}\omega u + m_{1}LA\omega^{2} - m_{1}V - m_{2}V + m_{2}\omega u - m_{2}LB\omega^{2};$$

$$m(U + \omega v) = YA + YB = Y_{1}\cos\psi_{1} + Y_{12}\cos\psi_{1} + Y_{2}\cos\psi_{2} + Y_{21}\cos\psi_{2} + Y_{22}\cos\psi_{2} + +\sin\psi_{2}X_{21} + \sin\psi_{2}X_{22} + X_{11}\sin\theta\cos\psi_{1} + Y_{11}\cos\theta\cos\psi_{1} - \sin\psi_{1}Y_{11}\sin\theta + (3.21) + \sin\psi_{1}X_{11}\cos\theta + \sin\psi_{1}X_{12} + m_{2}LB\Omega - m_{2}\omega v - m_{1}LA\Omega - m_{1}\omega v - m_{1}U - m_{2}U;$$

 $J\Omega = LA \cdot YA - LB \cdot YB = -LAm_1\omega v + LAX_{11}\sin\theta\cos\psi_1 - m_1LA^2\Omega + LBm_2\omega v + LAY_1\cos\psi_1 + LAY_{12}\cos\psi_1 + LA\sin\psi_1X_{12} - LBY_2\cos\psi_2 - LBY_{21}\cos\psi_2 + LBm_2U - -LBY_{22}\cos\psi_2 - LB\sin\psi_2X_{21} - LB\sin\psi_2X_{22} + LAY_{11}\cos\theta\cos\psi_1 - LA\sin\psi_1 \times XY_{11}\sin\theta + LA\sin\psi_1X_{11}\cos\theta - LAm_1U - m_2LB^2\Omega.$

Рівняння обертового руху керованих колісних модулів (візків):

$$J_{1}\Omega_{1} = l(Y_{11}\cos\theta + X_{11}\sin\theta - Y_{12}) - M_{1};$$

$$J_{2}\Omega_{2} = l(Y_{21} - Y_{22}) - M_{2};$$
(3.22)

Сили в точці з'єднання «А» (проекції на повздовжній та поперечній осі транспортного засобу):

$$XA = -\sin\psi_{1}X_{11}\sin\theta - \sin\psi_{1}Y_{11}\cos\theta - \sin\psi_{1}Y_{1} - \sin\psi_{1}Y_{12} - Y_{11}\sin\theta\cos\psi_{1} + X_{11}\cos\theta\cos\psi_{1} + X_{12}\cos\psi_{1} - m_{1}V + m_{1}\omega u + m_{1}LA\omega^{2};$$
(3.23)

$$YA = Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + X_{11} \sin \theta \cos \psi_1 + Y_{11} \cos \theta \cos \psi_1 - \sin \psi_1 Y_{11} \sin \theta + \\ + \sin \psi_1 X_{11} \cos \theta + \sin \psi_1 X_{12} - m_1 LA\Omega - m_1 \omega v - m_1 U.$$

Рівняння динаміки плоскопаралельного руху колісного транспортного засобу (3.24) у припущенні, що в системі підтримується постійна величина повздовжньої складової швидкості центру мас корпусу транспортного засобу (параметр v) і відсутні поздовжні сили *Хіј* (*LA*, *LB* – відстань від центру мас корпуса до шарнірів «*A*» і «*B*») має вигляд:

$$\begin{split} m(\dot{u} + \omega v) &= Y_{1} \cos \psi_{1} + Y_{12} \cos \psi_{1} + Y_{2} \cos \psi_{2} + Y_{21} \cos \psi_{2} + \\ &+ Y_{22} \cos \psi_{2} + \sin \psi_{2} X_{21} + \sin \psi_{2} X_{22} + Y_{11} \cos \psi_{1} + \sin \psi_{1} X_{11} + \\ &+ \sin \psi_{1} X_{12} + m_{2} LB\dot{\omega} - m_{2} \omega v - m_{1} LA\dot{\omega} - m_{1} \omega v - m_{1} \dot{u} - m_{2} \dot{u}; \end{split}$$

$$J\dot{\omega} = -LAm_{1}\omega v + LAY_{11}\cos\psi_{1} + LBm_{2}\omega v + LA\sin\psi_{1}X_{11} - -LAm_{1}\dot{u} - m_{1}LA^{2}\dot{\omega} - m_{2}LB^{2}\dot{\omega} + LAY_{1}\cos\psi_{1} + LAY_{12}\cos\psi_{1} + + LA\sin\psi_{1}X_{12} - LBY_{2}\cos\psi_{2} - LBY_{21}\cos\psi_{2} - LBY_{22}\cos\psi_{2} + + LBm_{2}\dot{u} - LB\sin\psi_{2}X_{21} - LB\sin\psi_{2}X_{22};$$
(3.24)

$$J_{1}\dot{\omega}_{1} = l \cdot Y_{11} - l \cdot Y_{12} - M_{1}, \ (\omega_{1} = \omega + \dot{\psi}_{1});$$
$$J_{2}\dot{\omega}_{2} = l \cdot Y_{21} - l \cdot Y_{22} - M_{2}, \ (\omega_{2} = \omega + \dot{\psi}_{2}).$$

Сили та моменти відведення визначались на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення. Враховано нелінійні залежності, які відображають реальні пружні характеристики пневматичних коліс та дають можливість дослідити механізми втрати стійкості системи при достатньо великих збуреннях фазових змінних.

В дослідженні використовуються залежності сили відведення (3.25) та моменту відведення (3.26):

$$\mathbf{Y}_{ij} = \mathbf{k}_{i} \cdot \boldsymbol{\delta}_{ij} / \sqrt{1 + \left(\mathbf{k}_{i} \boldsymbol{\delta}_{ij} / \left(\boldsymbol{\kappa}_{i} \mathbf{N}_{i}\right)\right)^{2}}; \qquad (3.25)$$

$$\mathbf{M}_{ij} = \mathbf{A}_{i} \cdot \delta_{ij} / (\mathbf{B}_{i} \delta_{ij}^{4} + \mathbf{C}_{i} \delta_{ij}^{2} + 1); \qquad (3.26)$$

де k_i – коефіцієнт опору відведенню;

 δ_{ij} – кут відведення *j*-того несучого колеса *i*-го візка;

*к*_{*i*} – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;

N_i – навантаження на приведене колесо *i*-го візка;

*А*_{*i*}, *B*_{*i*}, *C*_{*i*} – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах *i*-го візка визначаються через поперечні, поздовжні складові швидкості центрів мас візків та місцеві кутові швидкості відносно відповідних вертикальних осей

$$\delta_{i1} = -\operatorname{arctg} \frac{u_i + l\omega_i}{v_i}; \, \delta_{i2} = \operatorname{arctg} \frac{-u_i + l\omega_i}{v_i} \quad , \qquad (3.27)$$

де *l* - половина бази візка.

Пружні сили Y_i (3.28) та пружний момент M_i (3.29) лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної кругової траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$Y_{1} = -Cy \cdot y_{A}; \quad Y_{2} = -Cy \cdot y_{B}; \quad (3.28)$$

$$x_{A} = x_{C} + LA \cdot \cos\psi; \quad y_{A} = y_{C} + LA \cdot \sin\psi;$$

$$x_{B} = x_{C} - LB \cdot \cos\psi; \quad y_{B} = y_{C} - LB \cdot \sin\psi;$$

$$M_{1} = C\psi(\psi + \psi_{1}); \quad M_{2} = C\psi(\psi + \psi_{2}); \quad (3.29)$$

де x_A , y_A , x_B , y_B – координати центра мас візків транспортного засобу;

*ψ*₁, *ψ*₂ – курсові кути програмної траєкторії в точках, які відповідають точкам А та В відповідно.

Використано наступні числові значення конструктивних параметрів колісного транспортного засобу при аналізі власних значень системи лінійного наближення: $m_1 = m_2 = 1320$ кг; m = 16000 кг; $J_1 = J_2 = 4224$ кг м²; J = 274400 кг·м²; LA = 7 м; LB = 7 м; $\kappa_1 = \kappa_2 = 0.8$; $k_1 = k_2 = 360000$ H;
Cy=250000 H/m;
$$g = 9.8 \text{ m/c}^2$$
; $v = 30 \text{ m/c}$; $l = 1 \text{ m}$; $ll = 1,5 \text{ m}$; $Z_1 = Z_2 = 45714,6.0000$

Матриця коефіцієнтів системи лінійного наближення в околі невимушеного прямолінійного руху має наступні власні значення:

$$\begin{aligned} eigv \coloneqq -2.466477384 + 11.32251986 \cdot i, & -1.288968600 + 5.016085418 \cdot i \\ & -3.258826530 + 11.02910632 \cdot i, & -2.886556479 + 7.232170269 \cdot i, \\ & -2.886556479 - 7.232170269 \cdot i, & -3.258826530 - 11.02910632 \cdot i, \\ & -1.288968600 - 5.016085418 \cdot i, & -2.466477384 - 11.32251986 \cdot i \end{aligned}$$

Представлено розташування власних значень системи лінійного наближення в околиці прямолінійного руху (рис. 3.9, а) у комплексній площині та графік поперечних відхилень центру мас першого візка (рис. 3.9, б) як функція часу (початкове збурювання відповідає курсовому куту $\psi_1 = + 0.1$ рад та $\psi_2 = -0.1$ рад) зі швидкістю V=30 м/с (108 км/год).



Рисунок 3.9 – Графік розташування власних значень системи лінійного наближення в околі прямолінійного руху (а) та відхилення центру мас першого візка як функція часу в прямолінійному русі (б)

Далі наводиться графічна візуалізація конфігурації колісного транспортного засобу відносно шляхопроводу (рис.3.10).



Рисунок 3.10 – Конфігурація руху транспортного засобу в прямолінійній ділянці траєкторії

Проаналізуємо всю сукупність отриманих при чисельному моделюванні залежностей фазових змінних як функцій часу, з метою аналізу кінематичних та силових характеристик (визначення бокових прискорень, кутів відведення, сил відведення, пружних сил та моментів):



Рисунок 3.11 - Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення центру мас (б)

Кутова швидкість та бічне прискорення зростали монотонно, та досягають значень 0,15 рад/с та 4,6 м/с², відповідно (рис. 3.11 а, б).



Рисунок 3.12 – Залежність кутів відведення (екстремальні значення реалізуються для передніх зведених несучих коліс візків) δ₁₁ (a) та δ₂₁ (б).

Величини кутів відведення як функції часу зменшуються з плином часу, максимальне значення не перевищує 5,7° на початку шляху (рис. 3.12 а, б).

Пружні сили як функції часу зменшуються, максимальне значення не перевищує 25000 Н на початку шляху (рис. 3.13 а, б).



Рисунок 3.13 - Залежність пружних сил на першому Y₁ (a) та другому Y₂ (б) візках як функції часу



Рисунок 3.14 - Залежність пружних моментів на першому M₁ (a) та другому M₂ (б) візках як функції часу

Залежність пружних моментів візків як функції часу мають протилежні знаки, що відповідає різній орієнтації візків відносно повздовжньої осі корпусу. Максимальне значення першого та другого візка не перевищує 56000 Н·м на початку шляху (рис. 3.14, а, б), потім відбувається затухання до нульових значень.

Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 як функції часу зменшуються при чому для першого візка має додатне значення, яке не перевищує 5,7° та для другого візка ці значення від'ємні того ж порядку (рис. 3.15 а, б).



Рисунок 3.15 – Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 відповідно (а) та (б)

Максимальні значення кінематичних та силових характеристик прямолінійного руху колісного транспортного засобу, отриманих при чисельному моделюванні, зведено в підсумкову таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 - Максимальні значення кінематичних та силових характеристик прямолінійного руху транспортного засобу при фіксованих збуреннях (ψ_1 =+0,1 рад, ψ_2 =-0,1 рад)

V, м/с	maxRe(λi)	υ, Гц	ω, рад/с	а _у , м/с ²	тах δ _{ij} , рад	$\max_{\substack{ y_{A,B} ,\\M}}$	$\max_{\substack{ \Delta_i ,\\M}}$	max Y _i , H	max M _i , Н∙м
20	-1,9	0,81,6	0,1	2	0,03	0,09	0,13	24000	56300
25	-1,5	0,81,8	0,13	3,4	0,033	0,115	0,145	25000	56000
30	-1,3	0,81,79	0,15	4,6	0,035	0,118	0,15	26000	56000
35	-1,1	0,811,85	0,17	6	0,037	0,12	0,16	30000	56000

Проведено попередній вибір інтервалу значення Су = K_{z2} =250000...320000 Н/м жорсткості направляючих коліс, за якого забезпечується необхідний рівень бокових прискорень при фіксованих збуреннях фазових змінних (ψ_1 =0.1рад та ψ_2 = - 0,1рад), в заданому діапазоні швидкості руху V=20..35 м/с.

3.5 Аналіз стійкості моделі колісного транспортного засобу в стаціонарному круговому русі

Для аналізу стійкості моделі транспортного засобу в стаціонарному круговому русі було проведено аналогічне дослідження, в результаті якого було отримано значення кінематичних та силових характеристик руху при різних значеннях швидкості.

Пружні сили Y_i (3.30) та пружний момент M_i (3.31) лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної кругової траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно.

$$Y_{1} = Cy \left(ll^{2} \cdot Kr / 2 - \left(1 / Kr - \sqrt{(y_{A} - 1 / Kr)^{2} + x_{A}^{2}} \right) \right);$$
(3.30)

$$Y_{2} = Cy \left(ll^{2} \cdot Kr / 2 - \left(1 / Kr - \sqrt{(y_{B} - 1 / Kr)^{2} + x_{B}^{2}} \right) \right);$$
(3.30)

$$x_{A} = x_{C} + LA \cdot \cos \psi; \quad y_{A} = y_{C} + LA \cdot \sin \psi;$$

$$x_{B} = x_{C} - LB \cdot \cos \psi; \quad y_{B} = y_{C} - LB \cdot \sin \psi;$$

$$M_{1} = C_{\psi} \left(\psi + \psi_{1} - \varphi \right);$$

$$M_{2} = C_{\psi} \left(\psi + \psi_{2} - \varphi + 2 \left(\frac{\pi}{2} \right) - \arccos \left((LA + LB) / (2R) \right) \right);$$
(3.31)

78

де x_A , y_A , x_B , y_B – координати центра мас візків транспортного засобу; Cy – жорсткість направляючих коліс;

 ψ_1, ψ_2 – курсові кути програмної траєкторії в точках, які відповідають точкам А та В відповідно.

Використано ті ж самі числові значення конструктивних параметрів колісного транспортного засобу, що були наведені вище при моделюванні прямолінійного руху: $m_1 = m_2 = 1320$ кг; m = 16000 кг; $J_1 = J_2 = 4224$ кг м²; J = 274400 кгм²; LA = 7 м; LB = 7 м; $\kappa_1 = \kappa_2 = 0.8$; $k_1 = k_2 = 360000$ H; $Kz^2 = 250000$ H/м; g = 9.8 м/с²; v = 15..25 м/с; l = 1 м; ll = 1.5 м; $Z_1 = Z_2 = 45714.6$; R=150м. Нижче представлено графічну візуалізацію конфігурації колісного транспортного засобу відносно шляхопроводу (рис.3.16).



Рисунок 3.16 – Конфігурація руху КТЗ по колу радіусом 150 м

Проведемо аналіз отриманих залежностей фазових змінних як функцій часу, при чисельному моделюванні, з метою визначення найбільш сприятливої швидкості руху для безпечної експлуатації транспортного засобу в даній конфігурації руху. Нижче представлено отримані залежності при швидкості руху транспортного засобу V=15 м/с (54 км/год):



Рисунок 3.17 – Поперечна Yi (а) та повздовжня Xi (б) сили, що діють у шарнірних з'єднаннях першого та другого візків

Додатній напрямок повздовжніх сил X_A та X_B відповідає напрямку руху транспортного засобу, а додатній напрямок поперечних сил Y_A та Y_B відповідає напрямку нормального прискорення центру мас (ЦМ).



Рисунок 3.18 - Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення його ЦМ (б)

Кутова швидкість та бічне прискорення встановлюється на сталому значенні 0,1 рад/с та 1,5 м/с², відповідно (рис. 3.18 а, б). Залежність кутів відведення як функції часу фіксуються на сталому значенні 1° (рис. 3.19).



Рисунок 3.19 - Залежність кутів відведення (екстремальні значення реалізуються для передніх зведених несучих колесах візків) δ₁₁ (a) та δ₂₁ (б)



(б) візках як функції часу

Залежність пружних сил як функції часу встановлюється на сталому значенні 20140 Н (рис. 3.20) для обох візків. Значення пружних моментів першого та другого візків мають однакові знаки, що відповідає одному напрямку руху відносно повздовжньої осі корпусу КТЗ. Було зафіксовано однакову величину моментів 4730 Н·м для обох візків (рис.3.21).



Рисунок 3.21 - Залежність пружних моментів на першому M₁ (a) та другому M₂ (б) візках як функції часу

Далі наведено аналіз руху надземного колісного транспортного засобу по колу зі сталою кривизною не менше 150 м, зі швидкістю V=20 м/с (72 км/год):



Рисунок 3.22 – Поперечна Yi та повздовжня Xi сили першого (а) та другого візків (б)

Напрямок повздовжніх сил X_A та X_B відповідає напрямку руху колісного транспортного засобу, а напрямок поперечних сил Y_A та Y_B відповідає напрямку нормального прискорення центру мас.



Рисунок 3.23 – Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення його ЦМ (б)

Кутова швидкість та бічне прискорення встановлюється на сталому значенні 0,133 рад/с та 2,67 м/с², відповідно (рис. 3.23 а, б). Залежність кутів відведення як функції часу встановлюється на сталому значенні 1°, відповідно (рис. 3.24 а, б).



Рисунок 3.24 – Залежність кутів відведення передніх зведених несучих коліс візків δ₁₁ (a) та δ₂₁ (б)



Рисунок 3.25 – Залежність пружних сил Y_i (a) та пружних моментів M_i (б) на першому та другому візках як функції часу

Значення пружних сил встановлюється на сталому значенні 31000 Н (рис. 3.25 а) для обох візків. Залежність пружних моментів візків як функції часу мають однакові знаки, що відповідає одному напрямку візків відносно повздовжньої осі КТЗ та фіксуються на сталому значенні 4735 Н·м (рис.3.25 б).

Для швидкості 25 м/с (90 км/год) кутова швидкість та бічне прискорення встановлюється на сталому значенні 0,167 рад/с та 4,16 м/с², відповідно (рис. 3.26 а, б).



Рисунок 3.26 - Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення його ЦМ (б)

Сталі значення кінематичних та силових характеристик руху по колу R=150 м колісного транспортного засобу, отриманих при чисельному моделюванні, зведено в підсумкову таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 - Сталі значення кінематичних та силових характеристик руху по колу транспортного засобу в інтервалі швидкості 15..25 м/с.

V,	ω,	a _y ,	$ \delta_{ij} ,$	$ \mathbf{y}_{\mathbf{A}} ,$	$ \Delta_1 ,$	$ \Delta_2 ,$	$ \mathbf{Y}_{i} ,$	$ \mathbf{M}_{i} ,$	Y _A , _B	Х _А ,	X _B ,
м/с	рад/с	м/с ²	рад	М	М	М	Н	Н∙м	Н	Η	Η
15	0,1	1,5	0,015	0,072	0,084	0,067	20140	4730	12000	440	680
20	0,133	2,67	0,015	0,116	0,128	0,111	31000	4735	21200	780	1200
25	0,167	4,16	0,015	0,171	0,184	0,167	45000	4740	33200	1230	1880

3.6 Висновки до третього розділу

1. Проведено порівняльний аналіз стійкості та динамічних властивостей моделі візка колісного транспортного засобу на пневматичних шинах з візком на прогумованих колесах. Доведена структурна стійкість стаціонарних режимів руху моделі симетричного візка (аналог системи Alweg) та його переваги (простота компонування, менша маса, кращі характеристики повздовжньої взаємодії колеса з дорожнім покриттям та плавність руху) у порівнянні з візком на прогумованих колісних парах.

Проаналізовано характер та швидкість затухання збурень в околі стаціонарних станів при врахуванні нелінійних характеристик сил та моментів відведення. Було застосовано перший метод О.М. Ляпунова дослідження стійкості стаціонарних станів, чисельні алгоритми визначення набору власних значень, чисельні методи розв'язання системи диференційних рівнянь збуреного руху для визначення швидкості затухань збурень. 2. Виходячи з аналізу конструктивних характеристик існуючих монорейкових потягів системи Alweg, було взято для досліджень узагальнені параметри КТЗ: довжина – 16,4 м, ширина – 3 м, висота – 3,5 м, власна маса КТЗ – 10т, повна маса – 18,7 т, максимальна швидкість – 110 км/год; експлуатаційна швидкість – 72 км/год, загальна кількість пасажирів складає 100 чоловік. Кількість несучих коліс 2×(4); направляючих 2×(8).

3. Розроблено математичну модель колісного транспортного засобу (аналог системи Alweg), яка враховує поперечну та кутову жорсткість всього візка в залежності від його конструкції та враховує основні нелінійні характеристики при коченні колеса з відведенням; поперечні коливання корпусу транспортного засобу та візків визначаються поперечним зсувом, та курсовим кутом, реакції шарнірних з'єднань вилучаються методом перерізів; доведено практичну можливість реалізації обраної розрахункової схеми транспортного засобу, що забезпечує безпеку експлуатації; визначено силової взаємодії направляючих характеристики колісних опор 3i шляхопроводом та шарнірних з'єднаннях корпус-візок при усталеному русі по колу в діапазоні експлуатаційних швидкостей.

4. Аналіз стійкості прямолінійного руху моделі транспортного засобу, з фіксованим збуренням $\psi_1 = 0.1$ рад та $\psi_2 = -0.1$ рад, дозволив установити наступне: бокове прискорення зростає при збільшенні швидкості та знаходиться в межах $a_y = 2..6 \text{ м/c}^2$ при V=20..35 м/с відповідно; кути відведення не перевищують $\delta = 2^\circ$; максимальне значення пружної сили становить $Y_i = 26 \text{ кH}$ при V=30 м/с, а пікове значення пружного моменту дорівнює $M_i = 56000 \text{ H} \cdot \text{м}$; максимальні зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка знаходяться в межах $\Delta_i = 130..160 \text{ мм}$ при V=20..35 м/с відповідно.

5. Аналіз стійкості руху по колу (сталого радіусу не менше 150м) колісного транспортного засобу виконано при швидкості V=15...25 м/с. Отримано ряд характеристик, виходячи з яких можна рекомендувати безпечну швидкість переміщення екіпажу V=20 м/с (72 км/год). Бічне прискорення встановлюється на сталому значенні 2,67 м/с², що не перевищує допустимі норми на транспорті. Найбільш критичні значення деформації внутрішніх

направляючих коліс першого візка становлять λ_{11} =82 мм, λ_{13} =69 мм, а максимальні зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка складають Δ_{11} =84 мм та другого - Δ_{22} =67 мм.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МОДЕЛІ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПО КОМБІНОВАННІЙ ДІЛЯНЦІ ШЛЯХОПРОВОДУ

У даному розділі розглядається моделювання руху моделі колісного транспортного засобу в криволінійних ділянках шляхопроводу, що відповідає повороту на 90° та складається з двох прямолінійних ділянок і чверті кола, радіус якого повинен відповідати умовам R≥150 м.

Прямолінійна та кругові ділянки сполучаються таким чином, що в точках з'єднання мають спільну дотичну. Тобто розглядається можливість виключення (незастосування) перехідних ділянок між частинами колії з різною кривизною, що значно спрощує конструкцію колії.

Основною умовою реалізації такого плану є забезпечення необхідних норм бокових прискорень, не перевищення максимально допустимих динамічних навантажень на направляючі колеса (відповідно це стосується динамічних прогинів направляючих коліс); забезпечення необхідного поперечного зазору між несучими колесами та зовнішньою межею шляхопроводу та зазору між боковиною корпусу та шляхопроводом.

Моделювання проводиться в декілька етапів. Перший етап складається з двох стадій, перша з яких відповідає переходу коліс переднього візка за межу стику між прямолінійною та круговою ділянками шляху, при цьому початковими умовами є параметри системи, які відповідають незбуреному руху (рис. 4.1 а). Друга стадія відповідає переходу другого візка на кругову ділянку шляху, при цьому початкові умови є кінцевим результатом при моделюванні на першому етапі (рис. 4.1 б).



Рисунок 4.1 - Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу перший етап: а – перша стадія; б – друга стадія

На другій стадії першого етапу визначається збурення фазових змінних під час руху по колу, при цьому фіксуються максимальні відхилення фазових змінних від відповідних їх значень в стаціонарному круговому режимі. Для виявлених екстремальних відхилень фазових змінних проводиться візуалізація конфігурації колісного відносної транспортного засобу та частини шляхопроводу з позначенням характерних бокових зазорів. Аналізуються максимальні показники, які впливають на безпеку експлуатації, як наприклад, бокові реакції коліс (сили відведення), поперечні прискорення, пружні деформації опорних коліс тощо.

Другий етап чисельного моделювання, аналогічно, складається з двох стадій. Початок першої стадії відповідає переходу коліс першого візка з кривої на прямолінійну ділянку (рис. 4.2 а), а початок другої стадії відповідає переходу другого візка з кругової на прямолінійну (рис. 4.2 б).



Рисунок 4.2 - Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу, другий етап: а – перша стадія; б – друга стадія

Екстремальні відхилення фазових змінних варто очікувати на першій стадії, де система знаходиться в умовах, що найбільше відрізняються від усталеного стаціонарного руху. В моменти найбільших відхилень фазових змінних від їх стаціонарних значень проводиться візуалізація конфігурації вагона відносно направляючої (центральної) лінії шляху, аналізуються параметри, що забезпечують безпеку експлуатації та необхідний рівень комфорту пасажирів під час поїздки.

4.1 Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу при переході від прямолінійної ділянки шляхопроводу до кривої

Для моделювання руху колісного транспортного засобу при переході від прямолінійної до кругової ділянки шляху використовуємо систему рівнянь (3.14) плоскопаралельного руху.

При чисельному моделюванні, що відповідає першій стадії першого етапу, враховуються перехід коліс переднього візка за межу стику між прямолінійною та круговою ділянками шляху, при цьому початковими умовами є параметри системи, які відповідають незбуреному руху по прямолінійній ділянці. Моделювання відбувалося з використанням числових значень конструктивних параметрів, які наводились в 3 розділі. Знаходиться максимальна швидкість, яка забезпечувала безпеку руху та достатній рівень комфорту пасажирів (як з'ясувалось в подальших розрахунках, ця швидкість не повинна перевищувати 20 м/с (72 км/год) при радіусі 150 м).

Моделювання починалося з нульовими значеннями фазових змінних (вважаємо, що транспортний засіб у незбуреному положенні на осьовій лінії шляхопроводу), але колеса першого візка перемістилися на лінію розмежування між прямолінійною і круговою ділянкою. Найгірша конфігурація корпуса транспортного засобу відносно перехідної кривої відповідає кінцевій стадії чисельного моделювання (t=0,7 c), де відбувається перехід коліс другого візка на лінію розмежування. Далі наводяться чисельні значення фазових змінних, які відповідають даному моменту часу та наводиться графічна візуалізація конфігурації транспортного засобу відносно шляхопроводу: курсовий кут корпуса КТЗ $\psi(t) = 0.0423205$ рад, координати центру мас корпуса КТЗ $x_c(t) = 6.996373$ м, $y_c(t) = 0.251563$ м; курсові кути візків: $\psi_1(t)=0.0423205$ рад.



Рисунок 4.3 – Найгірша з можливих конфігурацій транспортного засобу при переході з прямолінійної ділянки в кругову з радіусом кривизни R=150м при V=72 км/год

Встановлено, що в даній конфігурації характерні значення параметрів наступні: радіальне відхилення центру мас транспортного засобу від осьової лінії складає $y_C = 88$ мм, радіальне відхилення центру мас першого візка від осьової лінії складає $y_A=106$ мм, а другого візка - $y_B=45$ мм. Наведено найбільш критичні значення деформації λ внутрішніх направляючих коліс, які реалізуються для першого візка: $\lambda_{11}=114$ мм та $\lambda_{13}=102$ мм. Зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка дорівнює: $\Delta_{11}=118$ мм та $\Delta_{12}=102$ мм (рис. 4.4).



Рисунок 4.4 – Конфігурація візка транспортного засобу при переході з прямолінійної ділянки шляхопроводу в криву

Зазначимо, що у даному випадку розглядається схема, в якій не передбачено попереднього притискання зовнішніх направляючих коліс

λ₁₂=λ₁₄=0 до поверхні шляхопроводу (величини виникаючих зазорів співпадають з деформаціями відповідних внутрішніх направляючих коліс). Рекомендації щодо попереднього притискання зовнішніх коліс, розглянемо в підрозділі 4.3.

Проаналізуємо всю сукупність отриманих при чисельному моделюванні залежностей фазових змінних як функцій часу з метою аналізу кінематичних та силових характеристик (визначення бокових прискорень, кутів відведення, сил відведення, пружних сил та моментів):



Рисунок 4.5 - Траєкторія центру мас (а) та радіальне відхилення центру мас першого візка (б)

Отримані графічні залежності можна порівняти з результатами, які були отримані в графічному редакторі КОМПАС-3D, при візуалізації конфігурації положення кузова ТЗ та його елементів. Максимальне радіальне відхилення центру мас першого візка відповідає моменту часу t=0,57c (рис. 4.5, б) складає 106 мм.



Рисунок 4.6 - Деформації внутрішніх направляючих коліс першого візка λ_{11} та λ_{13} відповідно (а) та (б);

Деформації внутрішніх направляючих коліс першого візка λ_{11} та λ_{13} як функції часу зростали монотонно до значень 114 мм та 102 мм, відповідно (рис. 4.6 а, б).



Рисунок 4.7 - Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 відповідно (а) та (б);

Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 як функції часу зростають монотонно, але для першого візка курсовий кут має додатне значення, яке не перевищує 2,8° та для другого візка ці значення від'ємні того ж порядку (рис. 4.7 а, б).



Рисунок 4.8 - Кутова швидкість КТЗ (а) та бічне прискорення його ЦМ (б)

Кутова швидкість та бічне прискорення зростають та досягають значень 0,14 рад/с та 2,7 м/с², відповідно (рис. 4.8 а, б).

Кут відведення здвоєних коліс першого візка δ_{11} зростає та становить 1°, а другого візка монотонно зростає до значення 0,4° після чого послідовно зменшується (рис. 4.9 а, б).



Рисунок 4.9 - Залежність кутів відведення δ_{11} та δ_{21} відповідно (а) та (б)



Рисунок 4.10 - Залежність пружних сил на першому Y₁ (a) та другому Y₂ (б) візках як функції часу

Пружні сили зростають до значень 29 кН на першому візку та 11 кН на другому візку. Максимальне значення пружної сили на першому візку відповідає максимальному значенню радіального відхилення центру мас візка 106 мм (рис. 4.10, а, б).



Рисунок 4.11 - Залежність пружних моментів на першому M₁ (a) та другому M₂ (б) візках як функції часу

Значення пружних моментів візків транспортного засобу мають протилежні знаки, що відповідає різній орієнтації візків відносно повздовжньої осі корпусу. Пружний момент на другому візку практично дорівнює нулю (візок знаходиться на прямолінійній ділянці) (рис. 4.11, б).

Наведено результати моделювання динаміки транспортного засобу в перехідній кривій (друга стадія першого етапу – транспортний засіб повністю перейшов на кругову ділянку). Було отримано значення фазових змінних відповідно часу t=2.4 с та виконано графічну візуалізацію конфігурації транспортного засобу відносно шляхопроводу: курсовий кут корпусу КТЗ $\psi(t) = 0.3668$ рад, координати центру мас корпусу КТЗ: $x_C(t) = 53.7766$ м, $y_C(t) = 10.0214$ м; курсові кути візків: $\psi_1(t)=0.0381$ рад, $\psi_2(t) = -0.0552$ рад.



Рисунок 4.12 – Конфігурація колісного транспортного засобу, який повністю перейшов на кругову ділянку шляхопроводу з радіусом кривизни R=150м при V=72 км/год

Встановлено, що в даній конфігурації характерні значення параметрів наступні: $y_C = 47$ мм, $y_A = 116,2$ мм, а $y_B = 116$ мм. Наведено найбільш критичні значення деформації λ внутрішніх направляючих коліс, які реалізуються для першого візка: $\lambda_{11}=125$ мм та $\lambda_{13}=112$ мм. Зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка дорівнює: $\Delta_{11}=125$ мм та $\Delta_{12}=113$ мм (рис. 4.13).



Рисунок 4.13 – Конфігурація візка транспортного засобу який повністю перейшов на кругову ділянку шляхопроводу

Відповідно першої стадії аналізуємо всю сукупність отриманих при чисельному моделюванні залежностей фазових змінних як функцій часу з метою аналізу кінематичних та силових характеристик:



Рисунок 4.14 - Траєкторія центру мас (а) та радіальне відхилення центру мас першого візка (б)

Порівнюємо графічні залежності отримані в пакеті Maple з результатами в графічному редакторі КОМПАС, які були отримані при візуалізації конфігурації положення транспортного засобу та його елементів. Стале значення радіального відхилення центру мас першого візка складає 116 мм, яке встановлюється на момент часу t=0,7c (рис. 4.12).



Рисунок 4.15 - Деформації внутрішніх направляючих коліс першого візка λ_{11} та λ_{13} відповідно (а) та (б);

Деформації внутрішніх направляючих коліс λ_{11} та λ_{13} встановлюються на сталих значеннях 125 мм та 112 мм, відповідно (рис. 4.15 а, б).



Рисунок 4.16 - Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 відповідно (а) та (б);

Значення курсового кута першого візка дорівнює $\psi_1=2^\circ$ та для другого візка $\psi_2=3^\circ$ (рис. 4.16 а, б).



Рисунок 4.17 - Кутова швидкість у (а) та бічне прискорення центру мас транспортного засобу (б)

Кутова швидкість та бічне прискорення встановлюються на сталих значеннях 0,133 рад/с та 2,66 м/с², відповідно (рис. 4.17 а, б).



Рисунок 4.18 - Залежність кутів відведення несучих коліс як функції часу першого та другого візків, відповідно δ₁₁ (a) та δ₂₁(б)

Величина кутів відведення несучих коліс першого та другого візків встановлюються на сталому значенні 1° (рис. 4.18 а, б).



Рисунок 4.19 - Залежність пружних сил на першому Y_1 (a) та другому Y_2 (б) візках як функції часу

Значення пружних сил двох візків однакові за величиною, що не перевищують 31000 Н (рис. 4.19, а, б).



Рисунок 4.20 - Залежність пружних моментів на першому M₁ (a) та другому M₂ (б) візках як функції часу

Залежність пружних моментів візків як функції часу мають однакові знаки, що відповідає одному напрямку візків відносно повздовжньої осі корпусу ТЗ та установлюються на сталому значенні 4730 Н·м (рис.4.20).

4.2 Моделювання руху моделі колісного транспортного засобу при переході від кругової до прямолінійної ділянки шляхопроводу

Другий етап дослідження складається аналогічно з двох стадій. Початок першої стадії відповідає переходу коліс першого візка з кривої на прямолінійну ділянку шляхопроводу, а початок другої стадії відповідає переходу другого візка з кривої на прямолінійну ділянку.

Для моделювання руху колісного транспортного засобу при переході від кругової до прямолінійної ділянки шляху використовуємо систему рівнянь (3.14) плоскопаралельного руху.

При чисельному моделюванні, що відповідає першій стадії другого етапу враховуються перехід коліс переднього візка за межу стику між круговою та прямолінійною ділянками шляху, при цьому початковими умовами є параметри системи, які відповідають стаціонарному руху по круговій ділянці (рис. 4.16). Моделювання відбувалося з використанням числових значень конструктивних параметрів, які наводились в 3 розділі, при V≤ 20 м/с (72 км/год) в радіусі 150 м.

Моделювання починалося з нульовими значеннями фазових змінних (вважаємо, що ТЗ знаходився у невимушеному положенні на центральній осьовій лінії шляхопроводу), але колеса першого візка перемістилися на лінію розмежування між круговою і прямолінійною ділянкою. Найгірша конфігурація колісного транспортного засобу відносно перехідної кривої відповідає початковій стадії чисельного моделювання (t=0,7 c) відбувається перехід коліс першого візка на лінію розмежування. Використовуються наступні значення для графічної візуалізації ТЗ відносно шляхопроводу: курсовий кут корпусу $\psi(t) = 1.5244$ рад та координати центру мас T3: $x_C(t) = 149.8001$ м, $y_C(t) = 143.0466$ м; курсові кути візків: $\psi_1(t)=0.0378$ рад, $\psi_2(t) = -0.0555$ рад.



Рисунок 4.21 – Конфігурація КТЗ при переході з кругової ділянки шляхопроводу в прямолінійну при V=72 км/год

Показано, що в даній конфігурації радіальні відхилення центу мас корпуса КТЗ та візків відповідають: $y_C = 39$ мм, $y_A = 125$ мм та $y_B = 125$ мм. Максимальні значення деформації λ внутрішніх направляючих коліс першого візка становлять $\lambda_{11}=130$ мм та $\lambda_{13}=133$ мм. Зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка не перевищують $\Delta_{11}=133$ мм та $\Delta_{12}=119$ мм.

Приведемо аналіз всієї сукупності отриманих при чисельному моделюванні залежностей фазових змінних як функцій часу:



Рисунок 4.22 - Траєкторія центру мас (а) та радіальне відхилення центру мас першого візка (б)

При порівнянні отриманих графічних залежностей з результатами візуалізації конфігурації положення колісного транспортного засобу та його елементів встановлено максимальне радіальне відхилення центру мас першого візка, яке складає 125 мм, що відповідає моменту часу (t = 0 c) початок переходу (рис. 4.22,6).



Рисунок 4.23 - Деформації внутрішніх направляючих коліс першого візка λ_{11} та λ_{13} відповідно (а) та (б)

Деформації внутрішніх направляючих коліс першого візка λ_{11} та λ_{13} зменшувались монотонно до нульових значень, маючи початкові максимальні значення $\lambda_{11} = \lambda_{13} = 124$ мм (рис. 4.23 а, б).



Рисунок 4.24 - Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 відповідно (а) та (б);

Курсові кути візків ψ_1 та ψ_2 зменшуються, курсовий кут першого візка на

t=0,42 с змінює своє значення на від'ємне. Початкові максимальні значення $\psi_1 = 0,037$ рад та $\psi_2 = -0,055$ рад (рис. 4.24 а, б).



Рисунок 4.25 - Кутова швидкість (а) та бічне прискорення центру мас (б) корпуса транспортного засобу

Кутова швидкість та бічне прискорення зменшувались монотонно, максимальні значення $\omega = 0,127$ рад/с та 2,62 м/с² фіксували в момент часу t = 0 с (рис. 4.25 a, б).



Рисунок 4.26 - Залежність кутів відведення δ_{11} та δ_{21} відповідно (а) та (б).

Кут відведення несучих коліс першого візка δ_{11} в момент часу t = 0,6с змінює свій знак на додатний. Кут відведення несучих коліс другого візка δ_{21} зростає до значення 1°, а потім зменшується до 0° (рис. 4.26 а, б).



Рисунок 4.27 - Залежність пружних сил на першому Y₁ (a) та другому Y₂ (б) візках як функції часу

Значення пружних сил зменшуються, початкові максимальні значення становлять $Y_1 = 31000$ H та $Y_2 = 31200$ H (рис. 4.27, а, б).



Рисунок 4.28 - Залежність пружних моментів на першому M₁ (a) та другому M₂ (б) візках як функції часу

Пружний момент на першому візку плавно затухає, змінює своє значення на додатнє в момент часу t = 0,07с (візок переміщається на прямолінійну ділянку), початкові максимальні значення становлять M_1 =4500 H·м та M_2 =4730 H·м (рис. 4.28, а, б).

Найгірша конфігурація транспортного значення відносно перехідної кривої відповідає початковій стадії чисельного моделювання (t=0,7 c), де відбувається переміщення коліс другого візка по круговій ділянці до лінії розмежування.



Рисунок 4.29 - Деформації внутрішніх направляючих коліс другого візка λ_{21} та λ_{23} відповідно (а) та (б);

Деформації внутрішніх направляючих коліс другого візка λ_{21} та λ_{23} як функції часу зменшувались монотонно до нульових значень (рис. 4.29 а, б).

Нижче представлено результати моделювання динаміки ТЗ в перехідній кривій (друга стадія другого етапу – ТЗ повністю перейшов на прямолінійну ділянку). Наведено чисельні значення фазових змінних, які відповідають (t=0 c) та представлена графічна візуалізація конфігурації вагона відносно шляхопроводу: курсовий кут ψ (t) =1.5757 рад, координати центру мас: x_{C} (t) = 150.044 м, y_{C} (t) = 157.044 м; курсові кути візків: ψ_{1} (t)= - 0.0046 рад, ψ_{2} (t) = - 0.0134 рад.



Рисунок 4.30 – Конфігурація колісного транспортного засобу, який повністю перейшов на прямолінійну ділянку шляхопроводу при V=72 км/год
Встановлено, що в даній конфігурації характерні значення параметрів наступні: $y_C = 44$ мм, $y_A = 10$ мм, а $y_B = 78$ мм. Наведено найбільш критичні значення деформації λ внутрішніх направляючих коліс, які реалізуються для другого візка: $\lambda_{21} = \lambda_{23} = 85$ мм. Зміщення несучих коліс від осьової лінії другого візка дорівнює: $\Delta_{21} = 87$ мм та $\Delta_{22} = 74$ мм (рис. 4.30).

Після детального дослідження динамічних якостей поводження транспортного засобу в перехідних кривих шляхопроводу, усі отримані значення було зведено в підсумкові таблиці 4.1 та 4.2.

Таблиця 4.1 – Чисельні значення фазових змінних та характерні значення параметрів руху транспортного засобу в різних конфігураціях

	Етап I Стадія I										
Ψ, рад	ψ1,рад	ψ ₂ , рад	Х _с , М	у _с , м	у 1,	у,	у ₂ ,	$\lambda_{11,}$	λ ₁₃ ,	Δ_{11} ,	Δ_{12} ,
					MM	MM	MM	MM	MM	MM	MM
0,0423	0,0423	-0,0423	6,996	0,2516	106	88	45	114	102	118	102
			ŀ	Етап I Ст	адія II						
Ψ, рад	ψ1,рад	ψ ₂ , рад	Х _с , М	у _с , м	y ₁ ,	у,	y ₂ ,	$\lambda_{11,}$	λ ₁₃ ,	Δ_{11} ,	Δ_{12} ,
					MM	MM	MM	MM	MM	MM	MM
0,3668	0,0381	-0,0552	53,776	10,021	116,2	46,98	116,5	125	112	128	113
	-		ŀ	Етап II С	тадія I	-	-	-	-	-	-
Ψ, рад	ψ1,рад	ψ2, рад	Х _с , М	у _с , м	y ₁ ,	у,	y ₂ ,	$\lambda_{11,}$	λ ₁₃ ,	Δ ₁₁ ,	Δ_{12} ,
					MM	MM	MM	MM	MM	MM	MM
1,5244	0,03782	-0,0555	149,8	143,05	125	39	125	130	133	133	119
	Етап II Стадія II										
Ψ, рад	ψ1,рад	ψ ₂ , рад	Х _с , М	у _с , м	y ₁ ,	у,	y ₂ ,	$\lambda_{11,}$	λ ₁₃ ,	Δ_{11} ,	Δ_{12} ,
					MM	MM	MM	MM	MM	MM	MM
1,5757	-0,0046	-0,0134	150,004	157,00	10	44	78	10	23	9	10

Таблиця 4.2 – Чисельні значення кінематичних та силових характеристик транспортного засобу

	Етап I Стадія I						
ω, рад/с	а _у , м/с ²	δ ₁₁ , рад	δ ₂₁ , рад	Y_1, H	Y ₂ , H	M_1, H^{\cdot} м	М₂, Н∙м
0,14	2,7	0,016	0,0065	29000	11000	7700	0
	Етап I Стадія II						
ω, рад/с	a _y , м/с ²	δ ₁₁ , рад	δ ₂₁ , рад	Y_1, H	Y ₂ , H	$M_1, H \cdot M$	М₂, Н∙м
0,133	2,66	0,015	0,0153	31000	31000	4730	4730
			Етап II	Стадія І			
ω, рад/с	а _у , м/с ²	δ ₁₁ , рад	δ ₂₁ , рад	Y_1, H	Y ₂ , H	M_1, H ·м	М₂, Н∙м
0,127	2,62	0,018	0,022	31000	31200	4500	4730

В таблиці 4.2 не наведено значення кінематичних та силових характеристик другої стадії другого етапу, тому що вони дорівнюють нулю (транспортний засіб повністю перемістився на прямолінійну ділянку шляху).

Після проведеного моделювання руху моделі КТЗ при переході в кругові та прямолінійні ділянки шляху можна відмітити, що бічне прискорення має максимальне значення ($a_{y max} = 2,7 \text{ м/c}^2$) в перехідній кривій, коли транспортний засіб переходить на кругову ділянку (перша стадія першого етапу); максимальні значення пружної сили було зафіксовано ($Y_{2 max} = 31000 \text{ H}$) в першій стадії другого етапу; максимальні значення пружних моментів спостерігаються в перехідній кривій транспортного засобу на кругову ділянку, а саме першого візка $M_{1 max} = 7700 \text{ H} \cdot \text{м}$ (перша стадія першого етапу); найбільш критичні значення деформації λ внутрішніх направляючих коліс першого візка зафіксовано при переході ТЗ з кругової ділянки на прямолінійну $\lambda_{11}=130 \text{ мм}$, $\lambda_{13}=133 \text{ мм}$ (перша стадія другого етапу); максимальні зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка зафіксовано при переході ТЗ з кругової ділянки на прямолінійну $\Delta_{11}=130 \text{ мм}$, $\Delta_{12}=133 \text{ мм}$ (перша стадія другого етапу).

4.3 Оцінка крену колісного транспортного засобу та перерозподіл реакцій опор в криволінійних ділянках шляхопроводу

Розглянемо задачу про перерозподіл вертикальних реакцій опори (шляхопровід) на несучих колесах і горизонтальних реакцій на направляючих колесах. Розрахунок відповідає квазістатичним умовам рівноваги КТЗ в кривих ділянках шляхопроводу.

Під час проходження ділянки з визначеним радіусом кривизни до всіх активних сил і реакцій в'язей додається сила Д'Аламбера (сила інерції), величина якої визначається добутком маси та величини нормального прискорення центру мас КТЗ.



Рисунок 4.31 – Схема колісного транспортного засобу в вертикальній площині

Величина нормального прискорення визначається радіусом кривизни траєкторії, яку проходить в даний момент центр мас.

$$a^n = V^2 / R; \tag{4.1}$$

де V-повздовжня швидкість центра мас, м/с;

R – радіус кривизни траєкторії центра мас, м.

Деформація направляючих коліс буде визначатися двома чинниками: поперечним зсувом всього корпуса КТЗ Δ_y та кутом крену ϕ (рис. 4.31)

$$N_{11} = K_{Z2} \cdot (\Delta_{y} - z_{1} \cdot \phi); \quad N_{12} = K_{Z2} \cdot (\Delta_{y} - z_{2} \cdot \phi);$$

$$N_{21} = K_{z}^{2} \cdot (z_{1} \cdot \phi - \Delta_{y}); \quad N_{22} = K_{z}^{2} \cdot (z_{2} \cdot \phi - \Delta_{y}).$$
(4.2)

Відмітимо, що реакції дорівнюватимуть нулю, якщо відповідні деформації менше нуля, або дорівнюють нулю. Перерозподіл між вертикальними реакціями несучих коліс позначимо ΔN_{Z1}:

$$\Delta N_{Z1} = K_{Z1} \cdot H \cdot \varphi/2. \tag{4.3}$$

Тоді з двох умов рівноваги можемо знайти невідомі значення параметрів Δ_y, ϕ

 $\Delta N_{Z1} \cdot H + N_{21} \cdot z_1 + N_{22} \cdot z_2 = m \cdot a \cdot H_C + m \cdot g \cdot H_C \cdot \phi + N_{11} \cdot z_1 + N_{12} \cdot z_2 ;$

$$\mathbf{N}_{21} + \mathbf{N}_{22} + \mathbf{m} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{N}_{11} + \mathbf{N}_{12} \, .$$

При послідовному збільшенні нормального прискорення, наприклад, за рахунок збільшення величини повздовжньої швидкості, буде зростати перерозподіл навантажень ΔN_{Z1} , коли $\Delta N_{Z1} = P/2$ може відбутися стрибкоподібна зміна кута крену із-за наявності зазору між боковою зовнішньою поверхнею шляхопроводу та зовнішніми направляючими колесами, що звичайно вкрай небажано. Розглянемо умови виникнення такого ефекту. Це можливо, якщо в момент повного розвантаження зовнішніх несучих коліс параметри Δ_y , ϕ пов'язані співвідношенням

$$\Delta_{\mathbf{y}} > \boldsymbol{\varphi} \cdot \mathbf{z}_2 \,. \tag{4.4}$$

Тому бажано, щоб пружні параметри колісних опор вибиралися з урахуванням цих обставин (тобто в момент повного розвантаження внутрішніх опорних коліс повинно виконуватись умова)

$$\Delta N_{Z1} = P/2; \quad \Delta_y \le \phi \cdot z_2 . \tag{4.5}$$

Альтернативою такому конструкторському рішенню може бути попереднє примусове притискання направляючих коліс до боковин

шляхопроводу Δ_0 , яке може бути оцінено, виходячи з екстремальних значень сил інерції, що можуть реалізовуватися в експлуатації. Сили горизонтальних реакцій тоді визначатимуться співвідношеннями:

$$N_{11} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + \Delta_y - z_1 \cdot \phi); \quad N_{12} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + \Delta_y - z_2 \cdot \phi);$$

$$(4.6)$$

$$N_{21} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + z_1 \cdot \phi - \Delta_y); \quad N_{22} = K_{Z2} \cdot (\Delta_0 + z_2 \cdot \phi - \Delta_y).$$

В момент (ΔN_{Z1} = P/2) - повного розвантаження внутрішніх опорних коліс повинно виконуватись наступна умова

$$\Delta_0 + \mathbf{z}_2 \cdot \boldsymbol{\varphi} \ge \Delta_{\mathbf{y}}. \tag{4.7}$$

Для дослідження використано наступні числові значення конструктивних параметрів колісного транспортного засобу:

 $m_1 = m_2 = 1320 \ \kappa c$ та $m = 16000 \ \kappa c$ - маса візка та колісного транспортного засобу відповідно;

*K*_{*Z₁}, <i>K*_{*Z₂* – радіальна жорсткість несучих та направляючих коліс відповідно;}</sub>

Hc= 1,2 *м* – відстань між центром мас колісного транспортного засобу та опорною поверхнею шляхопроводу

H= 0,43 *м* – відстань між повздовжніми площинами симетрії несучих коліс;

*z*₁ =0,204 *м* – відстань між повздовжньою площиною симетрії направляючих коліс верхнього ряду та опорною поверхнею шляхопроводу;

*z*₂=1,296 *м* – відстань між повздовжньою площиною симетрії направляючих коліс нижнього ряду та опорною поверхнею шляхопроводу;

R =150 *м* – радіус кривої.

На рисунку 4.32 представлено положення динамічної рівноваги моделі транспортного засобу в кривій з радіусом кривизни 150 *м* при швидкості 10м/с, вертикальна жорсткість несучих коліс відповідає значенню K_{Z1}=477700 H/м,

поперечна жорсткість направляючих коліс становить $K_{Z2} = 320000$ Н/м. Йому відповідає кут крену $\phi = 1,58^{\circ}$ та поперечне відхилення $\Delta_y = 25$ *мм*; реакції несучих та направляючих коліс відповідно $\Delta N_{Z1} = 2843$ Н (15%), $0,5 \cdot N_{11} = 6169$ H, $0,5 \cdot N_{22} = 3502$ H. Зазначимо, що відсутність контакту направляючих коліс ($N_{12} = 0$, $N_{21} = 0$) з бічною поверхнею шляхопроводу перевірено за допомогою пакету КОМПАС-3D.



Рисунок 4.32 – Візуалізація транспортного засобу в вертикальній площині

Розглянуто інтервал зміни вертикальної жорсткості параметра K_{Z1} несучих коліс від 377700 Н/м до 477700 Н/м (відповідає жорсткості одного несучого колеса). Тоді при максимальній жорсткості несучих коліс (у круговій кривій з R = 150 м, жорсткість направляючих коліс 250000 Н/м) перерозподіл вертикального навантаження несучих коліс візка складає: $\Delta N_{Z1} = 914$ H (5%), $\varphi=0,5^{0}$; $\Delta N_{Z1} = 3655$ H (19%), $\varphi=2^{0}$; $\Delta N_{Z1} = 8223$ H (42%), $\varphi=5^{0}$, $\Delta N_{Z1} = 14619$ H (75%), $\varphi=8^{\circ}$ відповідно при швидкостях 5 м/с; 10 м/с; 15 м/с та 20 м/с. Такий вибір жорсткості призводить до виникнення бічних реакцій на верхніх внутрішніх направляючих колесах і на нижніх зовнішніх (інша пара направляючих коліс не контактує з бічною поверхнею шляхопроводу). Далі наведено результати для бокових реакції направляючих коліс при максимальній вертикальній жорсткості 0,5*N₁₁ = 1548 H, 0,5*N₂₂ = 881 H, 0,5*N₁₁ = 6191 H, 0,5*N₂₂ = 3524 H, 0,5*N₁₁ = 13929 H, 0,5*N₂₂ = 7929 H, 0,5*N₁₁ = 24762 H, $0,5*N_{22} = 14096$ Н при швидкостях 5 м/с; 10 м/с; 15 м/с та 20 м/с. Інтервал для параметра поперечної жорсткості направляючих коліс (відноситься до одного направляючого колеса) складає від 250000 Н/м до 320000 Н/м. Для максимального значення коефіцієнта пружності направляючих коліс при швидкості 20 м/с виникають наступні значення реакцій несучих та направляючих коліс відповідно $\Delta N_{Z1} = 11371$ Н (58%), $\varphi = 6,3^{0}$; 0,5*N₁₁ = 24677 Н, 0,5*N₂₂ = 14011 Н.

4.4 Висновки до четвертого розділу

1. Проведено чисельне моделювання та візуалізація конфігурації КТЗ в криволінійних (перехідних) ділянках шляхопроводу, які складались з прямолінійних та криволінійних елементів сталої кривизни (не менше 150 м), обґрунтовано вибір вертикальної жорсткості несучих колісних опор та визначені характеристики перерозподілу реакцій на колісних опорах.

2. Виконано раціональний вибір пружних характеристик опор, що забезпечує комфортний рівень бічного прискорення (при переході з прямолінійної ділянки на кругову ділянку локальний максимум складає $a_{ymax}=2,7 \text{ м/c}^2$). Максимальні значення бокової реакції не перевищують 11 % від значення бокової реакції в кривій сталої кривизни (абсолютне значення пікової бокової реакції становить 35 кН). Пікове значення реактивного моменту, що виникає на направляючих опорах, не перевищує 8 кН·м при розрахунковій масі КТЗ 18640 кг та базі КТЗ 14 м.

3. Запропоновано інтервал зміни параметра вертикальної жорсткості, що відповідає нормативним показникам (a_y, Δ), несучих коліс від 377700 Н/м до 477700 Н/м (відповідає жорсткості одного колеса) та інтервал для параметра поперечної жорсткості направляючих коліс (відноситься до одного колеса), що варіюється від 250000 Н/м до 320000 Н/м.

РОЗДІЛ 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛІСНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ ОПОР

5.1 Експериментальне дослідження бічного відведення шин

Виходячи з аналізу конструктивних характеристик існуючих швидкісних КТЗ, для їх переміщення використовуються пневматичні шини, які забезпечують плавність та безшумність їх руху, завдяки своїм пружним властивостям.

Колісний транспортний засіб Bombardier Innovia 200, обладнано пневматичними шинами бренду Michelin 445/65R22.5 XZA (навантаження до 5800 кг, швидкість до 110км/год), які слугують в якості несучих коліс. Кількість даних шин на одному візку дві, тому маса розподіляється не на чотири несучих колеса (звичайна компонувальна схема Alweg), а на два (рис. 5.1) [125].



Рисунок 5.1 - Несучі колеса Michelin 445/65R22.5 XZA

Для направляючих коліс застосовуються шини того ж бренду M-VI Michelin 6.00R9 XPMC (рис. 5.1), які спрямовані для роботи на промисловій техніці, обслуговуючої аеропорти тощо. Також планують застосовувати шини Michelin 150/75R8 XGM.





The Michelin[®] radial tire for industrial tractors and trailers designed to deliver long life and fuel efficiency.

Рисунок 5.2 - Направляючі колеса M-VI Michelin 6.00R9

Для вирішення задачі поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу необхідно визначити характеристики шини, щоб в подальшому дослідити їх вплив на показники стійкості КТЗ [104, 115, 116].

У зв'язку з неможливістю проведення експериментального дослідження шин R22.5, що застосовуються на даних КТЗ, було досліджено пневматичну шину моделі И-194 Омського шинного заводу, що встановлюється на автомобілі ГАЗ-24. Отримані експериментальні значення стосовно значення коефіцієнта опору бічному відведенню на лінійній дільниці діаграми $P_{\delta} - \delta$ та впливу різних факторів на його чисельне значення можна співставити з результатами розрахунків і у разі їх адекватності – розповсюдити і на шини більшого розміру.

1. Для проведення експериментального дослідження бічного відведення коліс використовується стенд кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету (рис. 5.3) [76].



Рисунок 5.3 - Загальний вигляд експериментального стенда

Стенд встановлено на каналі і переміщується вздовж нього на роликах по швелерах, що окантовують канал. Стенд складається з рами 4, вантажної платформи 8, колеса 7, осі колеса 5, яка встановлена на стійках 9, сталевих канатів 13, блоків 12, 14, 15, вантажів 11, що створюють бічну силу на колесо, і вантажів 10, що створюють вертикальне навантаження.

Вісь колеса має можливість переміщатися разом із колесом в осьовому напрямку по напрямним стенду. Вертикальне навантаження на колесо створюється масою самої платформи в 110 кг і вантажами, виготовленими із сірого чавуна. Маса одного вантажу 30 кг. Вантажі розміщуються симетрично на платформі. Вантажна платформа шарнірно пов'язана з рамою стенда і опирається на вісь колеса, яка переміщається у вертикальному напрямку по двох направляючих, жорстко з'єднаних з рамою стенда. Бічна сила на колесо створюється вантажами, підвішеними через блоки на двох сталевих канатах, які другим кінцем приєднані до вісі колеса. Ці вантажі розташовані симетрично щодо вісі колеса і переміщаються вниз або нагору при переміщенні вісі колеса в тому або іншому напрямку по двох трубчастих напрямним.

Поверхнею кочення колеса є сталевий лист, покладений уздовж каналу на нижні полиці швелерів, що окантовують канал. При проведенні дослідів стенд переміщається уздовж каналу зі сталою швидкістю. У крайньому положенні стенду колесо сходить із поверхні кочення і провисає, що полегшує переміщення колеса при поверненні його у вихідне положення для проведення чергового експерименту. При цьому вісь колеса фіксується від осьового переміщення гвинтовим устроєм.

Виміри величини осьового переміщення колеса проводились штангенциркулем, а переміщення колеса уздовж каналу - рулеткою. Кожний дослід проводиться з 3-х кратною повторністю. Для отримання кута відведення б необхідно виміряти повздовжнє переміщення установки L та поперечне переміщення колеса K, що схематично наведено на рис. 5.4.



Рисунок 5.4 - Схема переміщення стенда

Знаючи L та К визначають кут бічного відведення б за залежністю

$$\delta = \operatorname{arc} tg \frac{K}{L} \ .$$

Вантажна платформа створює вертикальне навантаження, а навантаження бічною силою здійснюється вантажами, зусилля від яких передається через систему сталевих канатів та блоків на рухому вісь колеса. Після завдання величини бічної сили, вертикального навантаження та тиску повітря в шинах стенд за допомогою електродвигуна переміщується вздовж каналу. Після зупинки стенду, як було написано вище, відбувалося зняття показань щодо повздовжнього та поперечного переміщення. Вимірювання повздовжнього переміщення виконувалось за допомогою рулетки, а поперечного за допомогою штангенциркуля. Особливість вимірювання кута відведення на дослідницькому стенді є вимірювання повздовжнього та поперечного зміщення колеса. Отже, буде дві функції відгуку – повздовжнє зміщення колеса L, та поперечне зміщення колеса K, які відповідають вимогам до таких функцій [75]: кількісні, однозначні, прості, вимірюються, існують при всіх станах системи.

Модель експерименту представлена на рис. 5.5 у вигляді «чорного ящика» [76].



Рисунок 5.5 - Модель експерименту «чорний ящик»:

N – вертикальне навантаження; Рw – тиск повітря в шині; Y – бічна сила.

Для кожного фактору встановлено максимальні та мінімальні значення, тобто інтервали змінювання. Для вертикального навантаження максимальне значення відповідає характеристиці шини [76], мінімальне – умовам перерозподілу мас по осях автомобіля. Для тиску повітря в шині максимальне та мінімальне значення вибрано по рекомендації [84]. Інтервал змінювання бічної сили визначався за умовами зчеплення випробуваного колеса по металевій поверхні (коефіцієнт зчеплення пневматичної шини та металевої поверхні $\phi_x = 0,45$) в залежності від вертикального навантаження таким чином, щоб було відсутнє ковзання в плямі контакту колеса з опорною поверхнею. Відповідні значення факторів наведені в табл. 5.1.

Фактори	Мінімум	Максимум	Нульовий	
	(X_{imin})	(X_{imax})	рівень	
Вертикальне	4750	6250	5500	
навантаження, N, H	4730	0230	5500	
Тиск повітря в шині,	0.14	0.22	0.185	
Pw, MПa;	0,14	0,22	0,165	
Бічна сила, Ү, Н.	300	1200	750	

Таблиця 5.1 - Інтервали змінювання факторів

Для значного спрощення подальших розрахунків необхідно перейти від натуральних факторів до кодованих, для чого виконуються операції центрування (перенос початку координат системи кодованих факторів в центр експерименту з координатами в натуральних змінних) та масштабування (зміна центрованих чисельних значень факторів в χ разів) за рівняннями [21]

$$X_{0i} = 0,5(X_{imax} + X_{imin}); \ \chi = \frac{1}{\Delta X_i}; \Delta X_i = 0,5(X_{imax} - X_{imin});$$

де X_{0i} – нульові точки факторів; ΔX_i – напівдіапазон зміни фактору.

Перехід від кодованих змінних до натуральних і навпаки виконується за наступними залежностями:

$$x_{i} = \frac{X_{i} - X_{i0}}{\Delta X_{i}}; X_{i} = x_{i} \Delta X_{i} + X_{i0};$$

де X_i, x_i –натуральне та кодоване значення фактору відповідно.

Завданням експерименту є отримання рівняння регресії, яке при застосуванні трьох факторів має вигляд [10]

$$Y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3;$$

де b_{ij} – коефіцієнти регресії;

x₁, x₂, x₃ – фактори.

Для виконання операції кодування, значенню X_{imax} відповідає кодоване значення +1", а значенню X_{imin} – "-1".

Матриця ортогонального плана другого ступеня повного факторного експерименту, в якому три фактори змінюються на двох рівнях (ПФЕ³) [10], наведена в табл. 5.2.

№ п/п	Код	овані знач	ення факт	орів	Натуральні значення факторів			
	X_0	X_1	X_2	X ₃	Q, H	Pw, MПa	Y, H	
1	+1	+1	+1	+1	6250	0,22	1200	
2	+1	-1	+1	+1	4750	0,22	1200	
3	+1	+1	-1	+1	6250	0,14	1200	
4	+1	-1	-1	+1	4750	0,14	1200	
5	+1	+1	+1	-1	6250	0,22	300	
6	+1	-1	+1	-1	4750	0,22	300	
7	+1	+1	-1	-1	6250	0,14	300	
8	+1	-1	-1	-1	4750	0,14	300	
9	+1	+1,215	0	0	6550	0,18	750	
10	+1	-1,215	0	0	4250	0,18	750	
11	+1	0	+1,215	0	5500	0,24	750	
12	+1	0	-1,215	0	5500	0,13	750	
13	+1	0	0	+1,215	5500	0,18	1300	
14	+1	0	0	-1,215	5500	0,18	200	
15	+1	0	0	0	5500	0,18	750	

Таблиця 5.2 - Організація матриці ПФЕ³

Величини переміщень стенду при проведенні експерименту наведено в табл. 5.3, а величини кутів відведення в табл. 5.4.

No	Вим	rip 1	Вимір 2 Вимір 3 Серо знач		Вимір 3		Сере значе	еднє ення
Π/Π	L, мм	К, мм	L, мм	К, мм	L, мм	К, мм	L, мм	К, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	151	3,3	153	3,4	150	3,4	151,3	3,4
2	120	2,9	121	2,9	122	2,9	121,0	2,9
3	136	3,8	138	3,8	137	3,8	138,0	3,8
4	118	3,6	120	3,6	121	3,6	119,6	3,6
5	188	1,0	186	1,0	184	1,0	186,0	1,0
6	183	1,1	179	1,1	180	1,1	181,3	1,1
7	180	1,2	183	1,3	180	1,3	181,0	1,3
8	180	1,4	178	1,4	176	1,3	178,0	1,4
9	174	3,3	170	3,1	169	3,1	171,0	3,2
10	186	5,7	188	5,8	187	5,8	187,0	5,8
11	174	2,3	178	2,3	177	2,3	176,3	2,3
12	150	3,9	156	4,1	154	4,0	153,3	4,0
13	170	4,7	172	4,8	168	4,6	170,0	4,7
14	182	0,7	180	0,7	184	0,8	182,0	0,7
15	165	2,6	167	2,7	168	2,7	166,6	2,7

Таблиця 5.3 - Величини переміщень установки

Таблиця 5.4 - Результати експерименту

№ п/п	Вертик наванта: N,	альне ження, Н	Тиск п в ши Рw, I	овітря ині, МПа	Бічна с Ү, 1	сила, Н		Кут віді град	ведення, цуси	
	X ₁	X_1	x ₂	X_2	X3	X ₃	δ_1	δ_2	δ ₃	$\overline{\delta}$
1	1	6250	1	0,22	1	1200	1,26	1,27	1,28	1,27
2	-1	4750	1	0,22	1	1200	1,38	1,39	1,39	1,39
3	1	6250	-1	0,14	1	1200	1,58	1,58	1,59	1,58
4	-1	4750	-1	0,14	1	1200	1,73	1,73	1,71	1,72
5	1	6250	1	0,22	-1	300	0,31	0,32	0,32	0,32
6	-1	4750	1	0,22	-1	300	0,34	0,36	0,35	0,35
7	1	6250	-1	0,14	-1	300	0,39	0,4	0,4	0,4
8	-1	4750	-1	0,14	-1	300	0,43	0,44	0,42	0,43
9	1,215	6550	0	0,18	0	750	1,08	1,04	1,05	1,06
10	-1,215	4250	0	0,18	0	750	1,76	1,75	1,77	1,76
11	0	5500	1,215	0,24	0	750	0,74	0,74	0,75	0,74
12	0	5500	-1,215	0,13	0	750	1,47	1,49	1,49	1,48
13	0	5500	0	0,18	1,215	1300	1.57	1.58	1.57	1.57
14	0	5500	0	0,18	-1,215	200	0,24	0,23	0,24	0,24
15	0	5500	0	0,18	0	750	0,91	0,93	0,93	0,92

5.1.1 Опрацювання результатів експерименту

Розрахунок коефіцієнтів регресії виконано по залежностям [10]

$$\mathbf{b}_{0} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^{N} \mathbf{y}_{u}; \quad \mathbf{b}_{i} = \frac{\sum_{u=1}^{N} \mathbf{x}_{iu} \mathbf{y}_{u}}{\sum_{u=1}^{N} \mathbf{x}_{iu}^{2}}; \quad \mathbf{b}_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^{N} \mathbf{x}_{iu} \mathbf{x}_{ju} \mathbf{y}_{u}}{\sum_{u=1}^{N} \left(\mathbf{x}_{iu} \mathbf{x}_{ju}\right)^{2}}; \quad \mathbf{b}_{ii} = \frac{\sum_{u=1}^{N} \mathbf{x}_{iu}' \mathbf{y}_{u}}{\sum_{u=1}^{N} \left(\mathbf{x}_{i}'\right)^{2}},$$

де у_и – змінна стану, тобто значення кута відведення;

x_{iu}, x_{ju} – кодовані значення факторів відповідного досліду;

х'_і – фіксовані значення (наведено в табл. 5.5);

N =15 – загальна кількість експериментів.

N⁰	x' ₁	x'2	x'3	N⁰	x' ₁	x'2	x' ₃
1	0,27	0,27	0,27	9	0,746	-0,73	-0,73
2	0,27	0,27	0,27	10	0,746	-0,73	-0,73
3	0,27	0,27	0,27	11	-0,73	0,746	-0,73
4	0,27	0,27	0,27	12	-0,73	0,746	-0,73
5	0,27	0,27	0,27	13	-0,73	-0,73	0,746
6	0,27	0,27	0,27	14	-0,73	-0,73	0,746
7	0,27	0,27	0,27	15	-0,73	-0,73	-0,73
8	0,27	0,27	0,27	_	_	_	_

Таблиця 5.5 - Значення х'і

Отримано наступні значення коефіцієнтів

$$b_0 = -0,0639; b_1 = 0,000012; b_2 = 0,3056; b_3 = 0,0024;$$

 $b_{12} = -0,000056; b_{13} = -1,0741 \times 10^{-7}; b_{23} = -0,0044; b_{123} = 1,8519 \times 10^{-7}.$

Виконується перевірка рівноточності дисперсії за критерієм Кохрена

$$G_{p} < G_{T}(q, f_{1}, f_{2}),$$

де
$$G_p = \frac{s_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^{N} s_u^2}$$
 - розрахункове значення критерію Кохрена

G_T – теоретичне значення критерію Кохрена (обирається по таблицям в залежності від величин q, f₁, f₂);

q=0,05 - рівень значимості; $f_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2, f_2 = N = 15 - число ступенів свободи;$ m = 3 - кількість паралельних дослідів; $s_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (y_{uk} - \overline{y}_u)^2 - порядкова дисперсія;$

$$\overline{y}_{u} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^{m} y_{uk}$$
 - середнє значення змінної стану.

Виконавши необхідні розрахунки та порівнявши теоретичне та розрахункове значення критерію Кохрена (табл. 5.6) робимо висновок про рівноточність дисперсії.

Далі проводимо перевірку коефіцієнтів регресії на значимість.

Умова значимості коефіцієнтів за критерієм Стьюдента

$$t_{ip}, t_{ijp}, t_{iip} > t_T(q, f),$$

де $t_{ip} = \frac{|b_i|}{s_{b_i}}, t_{ijp} = \frac{|b_{ij}|}{s_{b_{ij}}}, t_{iip} = \frac{|b_{ii}|}{s_{b_{ii}}},$ - розрахункові значення коефіцієнту

Стьюдента;

t_T = 2,04 – теоретичне значення критерію Стьюдента (обирається по таблицям в залежності від величин q, f);

f = N(m-1) = 30 - число ступенів свободи;

$$s_{b_0}^2 = \frac{s_0^2}{N}, s_{bi}^2 = \frac{s_0^2}{\sum x_{iu}^2}, s_{bij}^2 = \frac{s_0^2}{\sum (x_{iu}x_{ju})^2}, s_{bii}^2 = \frac{s_0^2}{\sum (x_{iu}')^2}$$
 - дисперсії коефіцієнтів

регресії;

$$s_0^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^{N} s_u^2$$
 - похибка експерименту.

Перевірка рівняння регресії на адекватність виконується за допомогою критерію Фішера

$$F_p < F_T(q, f_{ad}, f_0)$$
,

де F_т – табличне значення критерію Фішера (обирається по таблицям [10] в залежності від величин q, f_{ад}, f₀);

$$\begin{split} F_{p} &= \frac{s_{a\pi}^{2}}{s_{o}^{2}} - \text{розрахункове значення критерію Фішера;} \\ s_{a\pi}^{2} &= \frac{1}{N-1} \sum_{u=1}^{N} (\overline{y}_{u} - \tilde{y}_{u})^{2} - \text{дисперсія адекватності;} \\ \widetilde{y} - \text{змінна стану, що отримано з рівняння регресії;} \\ f_{a\pi} &= N - l = 15 - 9 = 6, f_{0} = m - 1 = 3 - 1 = 2 - число ступенів свободи; \\ l &= 9 - кількість членів регресії, що залишилися. \end{split}$$

Виконавши розрахунок відповідних величин (табл. 5.6) та порівнявши розрахункове та табличне значення критерію Фішера робимо висновок про адекватність рівняння регресії.

Розрахункове значення критерію	0,3222	
Табличне значення критерію Кохр	0,3346	
	t _{0p}	364,32
	t _{1p}	43,49
	t _{2p}	26,73
	t _{3p}	136,10
Розрахункове значення критерію	t _{11p}	7,27
	t _{22p}	0,87
Стьюдента	t _{33p}	0,37
	t _{12p}	9,78
	t _{13p}	16,88
	t _{23p}	3,22
	t _{123p}	3,68
Табличне значення критерію Сты	одента, t _т	2,04
Розрахункове значення критерію	2,31	
Табличне значення критерію Фіш	2,42	

Таблиця 5.6 - Розрахункові величини при обробці результатів експерименту

Таким чином, рівняння регресії має вигляд

$$\begin{split} \delta_1 &= -0,0639 + 0,3056x_2 + 0,000012x_1 - 0,000056x_1x_2 + 0,0024x_3 - \\ &- 0,0044x_3x_2 - 1,0741 \cdot 10^{-7}x_3x_1 + 1,8519 \cdot 10^{-7}x_3x_1x_2. \end{split}$$

5.1.2 Залежність бічної сили від кута відведення

Використовуючи рівняння регресії можна отримати залежність бічної сили від кута відведення. На рис. 5.6 наведені залежності бічного відведення для вертикального навантаження N= 5500 Н при змінних значення тиску повітря, а на рис. 5.7 при тиску повітря 0,2 МПа (рекомендований тиск) і при різних значеннях вертикального навантаження.



Рисунок 5.6 – Залежність бічної сили від кута відведення δ за вертикального навантаження N=5500 H та різних значеннях тиску повітря в шині Pw :

1 – Рw=0,14 МПа; 2 – Рw=0,18 МПа; 3 – Рw=0,22 МПа.



Рисунок 5.7 – Залежність бічної сили від кута відведення δ при тиску повітря в шині Pw=0,2MПа та різних значеннях вертикального навантаження N: 1 – N = 4750H; 2 –N= 5500 H; 3 –N= 6250 H;

5.1.3 Розрахунок похибки експерименту

Для визначення похибки експерименту для величини, що розраховується по вимірюваним величинам, користуються наступною залежністю [100]:

$$\mathbf{p}_{\mathrm{r}}^{2} = \left(\frac{\partial^{2}\mathbf{R}}{\partial\mathbf{X}}\right)^{2} \cdot \mathbf{p}_{\mathrm{x}}^{2} + \left(\frac{\partial^{2}\mathbf{R}}{\partial\mathbf{Y}}\right)^{2} \cdot \mathbf{p}_{\mathrm{y}}^{2},$$

де p_r^2 - похибка визначення величини R;

р_х - відносна похибка визначення величини Х;

р_v - відносна похибка визначення величини Y;

$$\left(\frac{\partial^2 \mathbf{R}}{\partial \mathbf{X}}\right), \left(\frac{\partial^2 \mathbf{R}}{\partial \mathbf{Y}}\right)$$
 - часткові похідні.

У нашому випадку величиною R є кут відведення, тобто

$$\delta = \arctan\left(\frac{K}{L}\right),\,$$

Тоді вихідне рівняння для знаходження похибки

$$\mathbf{p}_{\delta}^{2} = \left(\frac{\partial^{2}\delta}{\partial L}\right)^{2} \mathbf{p}_{L}^{2} + \left(\frac{\partial^{2}\delta}{\partial K}\right)^{2} \mathbf{p}_{K}^{2}.$$

Знайдемо складові цього рівняння:

$$\left(\frac{\partial^2 \delta}{\partial L}\right) = -\frac{K}{L^2 + K^2}; \left(\frac{\partial^2 \delta}{\partial K}\right) = \frac{L}{L^2 + K^2}.$$

Відносна похибка розраховується за наступною залежністю

$$p_{\rm L} = \frac{\Psi_{\rm L}}{X}; p_{\rm K} = \frac{\Psi_{\rm K}}{Y},$$

де Ψ_L, Ψ_K – абсолютні похибки вимірювань відповідно L та K.

Абсолютні похибки – це точність приладу або половина найменшого ділення на шкалі приладу.

Величина L вимірювалась рулеткою з половиною найменшого ділення

$$\Psi_{\rm L} = \frac{1}{2} = 0,5$$
 MM

Величина К вимірювалась штангенциркулем точність якого вказана на ньому:

$$\Psi_{\rm K} = 0,1 {\rm MM}$$
 .

Тоді

$$p_{\delta}^{2} = \left(-\frac{Y}{X^{2} + Y^{2}}\right)^{2} \left(\frac{0,5}{X}\right)^{2} + \left(\frac{X}{X^{2} + Y^{2}}\right)^{2} \left(\frac{0,1}{Y}\right)^{2}.$$

Найбільша величина похибки
р $_{\delta},$ що отримана за даними табл. 5.3 складає 0,12%.

При проведенні експериментального дослідження було використано шину 6.7 - 15 88М модель И-194 «Омскшина».

Отже, результатом експериментального дослідження бічного відведення шини є рівняння регресії, яке характеризує бічне відведення в залежності від двох параметрів (вертикальної реакції опорної поверхні та величини тиску повітря в пневматичній шині). Таким чином, коефіцієнт опору відведення є функцією цих двох параметрів. Коефіцієнт опору відведення к визначається:

$$k = \frac{1}{0.0024296 - 0.004352 \cdot P_w - 1.0741 \cdot 10^{-7} N + 1.85185 \cdot 10^{-7} N P_w}$$

при номінальних умовах коефіцієнт опору відведення k, $\frac{N}{pad}$

$$evalf(subs(\{Pw = 0.2, N = 4750\})$$

 $k_1 = 816,3265 \frac{N}{rpa\partial}; k = 46647,2285 \frac{N}{pa\partial};$

 $evalf(subs(\{Pw = 0.2, N = 5500\})$

$$k_2 = 853,0806 \frac{N}{\rho a \partial}; k = 48747,46108 \frac{N}{\rho a \partial};$$

 $evalf(subs(\{Pw = 0.2, N = 6250\})$

$$k_3 = 893,3002 \frac{N}{\rho a \partial}; k = 51045,7257 \frac{N}{\rho a \partial}.$$

За результатами проведеного експериментального дослідження можна зробити наступні висновки:

1. Отримані рівняння регресії характеризують залежність кута відведення від бічної сили, вертикального навантаження та тиску повітря в шинах.

2. Оскільки кут відведення може змінюватись в більш широких межах, ніж це показано на рис. 5.6 та 5.7, то за допомогою рівнянь регресії необхідно отримати залежність бічної сили від кута відведення для використання в рівняннях, що описують рух КТЗ для дослідження КСР.

5.2 Апроксимація бічної сили та стабілізуючого моменту як функції кута відведення пружного колеса

Сили відведення при малих кутах відведення є лінійними функціями коефіцієнт пропорційності останніх. називається коефіцієнтом опору відведення. При великих кутах відведення (порядку 10°) залежність сили відведення має характер функції насичення - прагне до гранично можливої сили зчеплення в бічному напрямку. Отримані в експериментальних дослідженнях характеристики бічного відведення вказують на суттєво нелінійну залежність як коефіцієнта опору бічного відведення, так і гранично можливої сили зчеплення від величини вертикального навантаження, що доводиться на колесо. Визначення аналітичних залежностей, що враховують фактор вертикального навантаження, дозволить більш точно дослідити динамічні якості екіпажу при зміні вертикальних навантажень по осях, зокрема, уточнити значення критичної швидкості.

Для верифікації запропонованого в підрозділі 2.3.1 методу апроксимації сили відведення та стабілізуючого моменту з урахуванням вертикальної реакції опорної поверхні, було використано результати експериментального дослідження (табл. 5.7) автомобільного дослідного центру університету Мічиган [19,124].

Таблиця 5.7 – Числові значення сил бічного відведення

I/	Бічна сила відведення							
Ky1 DinDonouug	Для навантаження	Для навантаження	Для навантаження					
відведення s °	N ₁ =1925 фунт с	N ₂ =6600 фунт с.	N ₃ =9300 фунт с.					
0,	(8562,83 <i>H</i>)	(29358,26 H)	(41368,46 <i>H</i>)					
1	365,94	835,38	944,1					
2	634,56	1611,09	1793,79					
4	1070,82	2804,49	3398,76					
8	1526,91	3938,22	5192,55					
12	1804,53	4355,91	5759,01					

В середовищі математичного пакету Maple було побудовано регресійні залежності між: коефіцієнтом опору відведення \bar{k}_{Y} та вертикальним навантаженням на колесо *N*; максимальним значенням коефіцієнту зчеплення $\bar{Y}_{\delta_{\text{max}}}$ колеса з опорною поверхнею в поперечному напрямі та вертикальним навантаженням на колесо *N*.

Загальний вигляд залежностей \overline{k}_{Y} та $\overline{Y}_{\delta_{max}}$ як функцій вертикальної реакції N

$$\overline{\mathbf{k}}_{\mathbf{Y}} = (-1376.480828 + 10.632248 \cdot \mathbf{N} - 0.122996 \cdot 10^{-3} \cdot \mathbf{N}^2) / \mathbf{N};$$

$$(5.1)$$

$$\overline{\mathbf{Y}}_{\delta_{\text{max}}} = 1 / (\mathbf{N} \cdot 0.150987 \cdot 10^{-3} - 5.335878 \cdot 10^{-9} \cdot \mathbf{N}^2 + 6.002676 \cdot 10^{-14} \cdot \mathbf{N}^3).$$

Використовуючи (5.1), на основі (2.14) та (2.16) будуємо графіки бічної сили як функції кута відведення при N=41366,4 *H* та моменту відведення як функції кута відведення для навантаження N=41989,12 *H* (рис. 5.8), які порівнюються з результатами експерименту.



Рисунок 5.8 – Порівняння аналітичної залежності бічної сили з даними експерименту для навантаження *N*=41366.4 *H* (а) та аналітичної залежності моменту відведення для навантаження *N*= 41989.12 *H* (б)

На рисунку 5.9 (а) та (б) наведено графік аналітичної залежності бічної сили (2.14) при N=29356.8~H та графік моменту відведення (2.16) при N=26554.56~H, які співставляються з результатами експерименту.



Рисунок 5.9 – Порівняння аналітичної залежності бічної сили з даними експерименту для навантаження N=29356.8 *H* (а) та аналітичної залежності моменту відведення для навантаження N= 26554.56 *H* (б)

З порівняльного аналізу результатів випливає, що максимальна похибка по бічній силі не перевищує 5% та реалізується при кутах відведення більше 10 градусів, а по стабілізуючому моменту не перевищує 18%, та носить локальній характер - в околі екстремуму.

5.3 Вибір колісних опор

Пневматична шина має амортизуючі властивості, які забезпечують плавність ходу. Від фізико-механічних властивостей шини залежать експлуатаційні показники транспортних засобів, а саме вантажопідйомність, економічність, керованість та ін. Підсумовуючи, всі ці показники визначаються

значенням і видом деформації шини під дією зовнішніх сил [129].

Існує чотири види деформацій пневматичної шини: радіальна (нормальна), окружна (тангенціальна), поперечна (бічна) і кутова.

Радіальна деформація шини виміряється її нормальним прогином h_н:

$$h_{\rm H} = \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}_{\rm ct}, \,\mathbf{M} \tag{5.2}$$

де *r*₀ – вільний радіус колеса;

*r*_{cm} – статичний радіус колеса,

Нормальний прогин – одна з найважливіших характеристик шини, що визначає її навантажувальну здатність і плавність ходу. Зі збільшенням прогину підвищуються напруги в елементах конструкції шини, знижується втомна міцність і термін її служби. Нормальний прогин шини h_н обумовлений її деформацією в радіальному, в окружному та у поперечному напрямках. При цьому 40% повного навантаження тиску шини затрачається на деформацію її матеріалу й 60% - на стиснення повітря [129].

Вільний радіус колеса (не навантажений стан) визначається наступним виразом:

$$r_0 = 0.5 \text{ d} + \text{H} = 0.5 \text{ d} + \text{B}(\text{H/B})10^{-2}, \text{ M}$$
 (5.3)

де (100×H/B) – серія шини; 1 дюйм = 25,4 мм

$$r_0 = 0.5 \cdot 22.5 \cdot 25.4 + 385 \cdot 0, 65 = 0.536$$
 м.

Статичний радіус колеса:

$$r_{cm} = \mathbf{r}_0 \ (1 - \lambda), \,\mathbf{M} \tag{5.4}$$

де λ – коефіцієнт, що враховує деформацію шини з урахуванням вертикального навантаження. Для вантажних автомобілів та автобусів $\lambda = 0,1$.

$$r_{cm} = 0,536 \cdot (1 - 0,1) = 0,4824$$
 M

Для шин низького й середнього тиску допустима нормальна деформація шини становить 15...20% її висоти, а для шин високого тиску – 10...12% [129].

Окружна деформація шини виникає під дією крутного моменту на колесі *Мк*, який викликає деформацію боковин і протектора шини. Жорсткість шини в окружному напрямку визначається:

$$\sigma_{\varphi} = \partial M \kappa / \partial \varphi_{T} \tag{5.5}$$

Мк – крутний момент;

*φ*_{*T*}-кутова деформація шини.

Під дією дотичної сили *Рк* шина деформується в поздовжньому напрямку. Поздовжню деформацію оцінюють зміщенням осі колеса відносно геометричного центру плями контакту шини.

Поперечна (бічна) деформація шини виникає під дією бічної сили Z_K та бічного відведення колеса. Величина бічного відведення оцінюється за кутом б бічного відведення або за коефіцієнтом опору бічному відведенню *ky*:

$$k_{y} = d Z\kappa / d \delta.$$
 (5.6)

При русі автомобіля, колесо перебуває під дією силових факторів, динамічний радіус колеса r_{∂} зменшується через тангенціальну деформацію шини. він обумовлений відстанню від центру колеса до опорної поверхні. Внаслідок тангенціальної еластичності та проковзування окремих елементів протектора колеса, шлях прохідний колесом за один оберт стає менше довжини окружності, відповідної до динамічного радіуса. Тому в розрахунках використовується умовний кінематичний параметр колеса – радіус кочення *r_к*.

$$r_{\kappa} = (0,85...0,9) r_0 \tag{5.7}$$

$$r_{\kappa} = (0,85 \dots 0,9) \cdot 0,536 = 0,4556 \dots 0,4824$$
 M

Для доріг із твердим покриттям (рух колеса з мінімальним проковзуванням) ухвалюють:

$$r_{\kappa} = r_{\partial} \tag{5.8}$$

Для несучих коліс, було проведено огляд існуючих пневматичних шин, які б задовольняли висунуті вимоги для безпечної експлуатації КТЗ. Раціонально використовувати радіальну шину для несучих коліс, котра підвищить безпеку експлуатації транспортного засобу за рахунок поліпшення стійкості та підвищеного зчеплення дорожнім покриттям; 3 індекс 140, вантажопідйомності повинен бути що відповідає статичному навантаженню N_{CT}=2500 кг на одне колесо. По швидкісним характеристикам доцільно підбирати шину з індексом J (базова швидкість до V=100 км/год). Нижче, в підсумкову таблицю, зведено значення максимального прогину шин (табл. 5.8), які було отримано по вище приведеним виразам.

Таблиця 5.8 – Геометричні параметри пневматичних шин

Марка шин	Технічні характеристики	h _{нд} , м	r ₀ , м	r _{ст} , м	r _д , м
	Несучі опори				
Bridgestone R 168	385/65 R 22.5 4625 кг, до 110 км/год	0,0804	0,5360	0,4824	0,456
Нижнекамскшина ИА -185	10,00 R20(280-508), 3000 кг, до 100 км/год	0,0789	0,526	0,491	0,447
BARUM BT43 Road Trailer	245/70(9.5) R17.5 143J, 2725 кг до 100 км/год	0,0591	0,3938	0,3544	0,335

Вантажна шина BARUM BT43 Road Trailer, призначена для автобусів та вантажних автомобілів, що використовуються в міських, регіональних і магістральних перевезеннях (рис. 5.10, а). Основна перевага цих шин – великий запас міцності, максимальна зносостійкість і високий показник пробігу, низький опір коченню дозволяє знизити витрати на паливо. Протектор – з симетричним малюнком, ламелі дозволяють ефективно відводити воду з плями контакту і покращують зчеплення з дорожньою поверхнею. Широкі ребра і безперервні канавки забезпечують курсову стійкість автомобіля під час руху.

ВАRUM ВТ43 Road Trailer шина з радіальним положенням ниток корду, розмір шин 245/70(9.5) R17.5, індекс навантаження для однієї шини 143, індекс швидкості J (100 км/год), вантажопідйомність складає 2725 кг.



Рисунок 5.10 – Пневматичні шини (несучі): a) BARUM BT43 Road Trailer; б) НкШЗ 10,00 R20(280-508) (ИА -185); в) BRIDGESTONE R 168

Шина 10,00 R20(280-508) (ИА -185) з камерою, має 16 шарів корду, завод-виготовлювач «Нижнекамскшина» (НкШЗ), призначена для автобусів та вантажних автомобілів, що використовуються в міських, регіональних і

магістральних перевезеннях (рис. 5.10, б). Геометричні показники та експлуатаційні параметри наведено в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 - Геометричні розміри та експлуатаційні параметри шини 10,00 R20(280-508) (ИА -185)

Геометричні розміри шини				
Зовнішній діаметр, мм	1052			
Ширина профілю, мм	275			
Статичний радіус, мм:	491			
Експлуатаційні параметри				
Індекс навантаження:	146			
Макс. навантаження, кгс.:	3000			
Норма кількості шарів, НС:	16			
Категорія швидкості:	J			
Максимальна швидкість, км/год:	100			
Тиск при макс. навантаженні, кг/см ² :	8,1			
Обід допустимий (рекомендований):	78 (7½)			
Середня маса покришки, кг:	49,8			

Модель «BRIDGESTONE R 168», розмір шин 385/65 R 22.5 з радіальним положенням ниток корду, індекс навантаження однієї шини 160 (до 4625 кг) та індекс швидкості К (110 км/год), ширина шини складає 385 мм (рис.5.10, в).

5.4 Висновки до п'ятого розділу

1. Отримано рівняння регресії, які характеризують залежність кута відведення від бічної сили, вертикального навантаження та тиску повітря в шинах.

2. Після порівняльного аналізу результатів випливає, що максимальна похибка по бічній силі не перевищує 5% та реалізується при кутах відведення більше 10 градусів, а по стабілізуючому моменту не перевищує 18%, та носить локальній характер - в околі екстремуму.

3. Раціонально використовувати радіальну шину, індекс вантажопідйомності якої повинен бути не менше 140 (N_{CT}=2500 кг), а індекс швидкості - Ј (100 км/год). Даним вимогам відповідає шина Кама ИА-185 (НкШЗ) R20 10.00.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

Сукупність узагальнених у дисертації результатів роботи є вирішенням актуального наукового завдання, що полягає в покращенні поперечної стійкості та динаміки КТЗ шляхом вибору пружних характеристик колісних опор.

Основні результати проведеного наукового дослідження:

1. Аналіз літературних джерел з питань стійкості та динаміки нового виду недостатність транспорту показав на вивчення силової взаємодії направляючого модуля КТЗ зі шляхопроводом та розробки практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності віл характеру та величини динамічних навантажень, ШО забезпечували б необхідний рівень безпеки та комфорту транспортування пасажирів.

2. Запропоновано модель пружної взаємодії направляючого модуля з боковою поверхнею шляхопроводу, що враховує пружні сили та моменти як функції радіального відхилення візка відносно осі шляхопроводу, та відповідні курсові кути в залежності від конструкції всього візка. Отримано нову математичну форму моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, зокрема, для визначення стабілізуючого моменту (моменту відведення), яка має неперервну похідну по куту відведення. Це спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів КТЗ і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод.

3. Доведено, що стабілізуючий момент шини сприяє збільшенню критичної швидкості КТЗ на 20%, але при використанні нелінійної залежності стабілізуючий момент дещо звужує область стійких режимів.

4. Проаналізовано стійкість та динамічні властивості моделі візка КТЗ з прогумованими циліндричними колесами. За обраними конструктивними параметрами стійкість прямолінійного руху КТЗ забезпечується при швидкостях до 30 м/с. Для асимптотичної стійкості прямолінійного руху моделі цього візка необхідна наявність додаткових горизонтальних пружних

елементів. Параметри первинного ресорного підвішування, котрі забезпечать стійкість системи в заданому діапазоні швидкостей, необхідно визначити на основі приведеного коефіцієнта жорсткості.

5. Розроблено математичну модель візка з пневматичними колесами (аналог Alweg), яка враховує поперечну та кутову жорсткість всього візка КТЗ в залежності від його конструкції та основні нелінійні характеристики при коченні колеса з відведенням. Доведена структурна стійкість стаціонарних режимів руху моделі симетричного візка КТЗ на пневматичних шинах. За фіксованих збурень $\psi_1 = 0,1$ рад та $\psi_2 = -0,1$ рад, бокове прискорення зростає при збільшенні швидкості та знаходиться в межах $a_y = 2...6 \text{ м/c}^2$ при V=20..35 м/с відповідно; кути відведення не перевищують $\delta=2^\circ$; максимальне значення пружної сили становить $Y_i=26$ кН при V=30 м/с, а пікове значення пружного моменту дорівнює $M_i=56000 \text{ H·м}$; максимальні зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка знаходяться в межах $\Delta_i = 130..160 \text{ мм}$ при V=20..35 м/с відповідно.

6. Визначено характеристики силової взаємодії направляючих колісних опор із шляхопроводом та шарнірних з'єднань «корпус КТЗ – візок» при усталеному русі по колу в діапазоні експлуатаційних швидкостей. Обрані пружні характеристики опор, що забезпечують комфортний рівень бічного прискорення (при переході з прямолінійної ділянки на кругову ділянку локальний максимум складає $a_{ymax}=2,7$ м/с²). Максимальні значення бокової реакції в кривій сталої кривизни (абсолютне значення пікової бокової реакції становить 35 кН).

7. Запропоновано інтервал зміни параметра вертикальної жорсткості, що відповідає нормативним показникам (а_y, Δ), несучих коліс від 377 700 Н/м до 477 700 Н/м (відповідає жорсткості одного колеса) та інтервал для параметра поперечної жорсткості направляючих коліс (відноситься до одного колеса), що варіюється від 250 000 Н/м до 320 000 Н/м.

8. Доведено практичну можливість реалізації обраної розрахункової схеми КТЗ, що забезпечує безпеку експлуатації. Рекомендовано у якості шин використовувати радіальну шину, індекс вантажопідйомності якої повинен бути не менше 140 (N_{CT}=2500 кг), а індекс швидкості - J (100 км/год).

9. Рекомендації щодо підвищення стійкості руху за рахунок вибору раціональних компонувальних і масових параметрів КТЗ та шин його коліс прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науковотехнічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

 Афанасьев В.Л. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев, Г.В. Гольдин и др.; под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

4. Баженов Е.Е. Теория автомобиля и трактора/Е.Е. Баженов. – Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2000. – 126 с

5. Бакфиш К. Новая книга о шинах. / К. Бакфиш, Д. Хайнц. – М.: ООО «Изд-во Астрель»: ООО «Изд-во АСТ», 2003. – 303с.

 Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля. / Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. – К.: Вища школа, 1978. – 168 с.

 Белевцова Н.Л. Аналіз стійкості швидкісного спеціалізованого вагона на циліндричних прогумованих колесах / Н.Л. Белевцова,
 В.Г. Вербицький, А.М. Єфименко // Вестник ХНАДУ, вып. 67, – 2014. - С. 19 -24.

8. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов.— М.: Высш. школа, 1980.— 408. С., ИЛ.

9. Блохин Е.П. Выбор рациональных значений жесткости связи [Текст] / Е.П. Блохин, В.Д. Данович, М.Л. Коротенко, И.В.Клименко, С.В. Мямлин, Л.А. Недужая // Транспорт : зб. наук. праць / ДДТУЗТ. – Дніпропетровськ, 2002. – Вип. 11. – С. 17–20.

10. Бондарь А.Г., Статюха Г.А. Планирование эксперимента в химической технологии. – К.: Вища школа, 1976. – 184 с.

Вербицкий В Г. Моделирование динамического поведения монорельсового вагона / В.Г. Вербицкий, Л.Г. Лобас // Электронное моделирование. – 2000. – Т. 22, –№ 1. – С. 86-94.
Вербицкий В.Г. Характеристики поворачиваемости автомобиля при наличии внешней боковой силы / В.Г. Вербицкий, Р.А. Кулиев, А.Н. Ефименко, Ю.Н. Стрельник // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 142/2013. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2013. – С. 96–99.

Вербицкий В.Г. Автомобили. Устойчивость: Монография /
 В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.Э. Даниленко. –
 Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.: ил.

В.Γ. 14. Вербицкий К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода / В.Г. Вербицкий, В.А. Банников, А.Н. Ефименко // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Управління високошвидкісними рухомими об'єктами та професійна підготовка операторів складних систем» 27 – 28 листопада 2013 року, Кіровоград. – Вид-во КЛА НАУ, 2013. – С. 237 – 239.

15. Вербицкий В.Г. К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода (Обобщение на случай продольных сил, действующих в пятне контакта) / В.Г. Вербицкий, В.А. Банников, А.Н. Ефименко, А.Э. Даниленко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.. Вип. 152/2014. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2014. - С. 56 – 59.

16. Вербицький В.Г. До визначення математичної моделі монорейкового вагона системи Alweg в кругових ділянках траєкторії / В.Г. Вербицький, А.М. Єфименко // «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції 8-11 вересня 2015р. Одеса - Коблево - С. 28 – 32.

17. Вербицький В.Г. Вплив поздовжньої сили на передній осі легкового автомобіля на множину стаціонарних рухів / В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, О.Г. Воловненко, М.М. Макійов // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. . – 2011. - №5 (159). - С. 275-280.

18. Вербицький В.Г. До визначення нової математичної форми моделі

Фіала пружнього колеса / В.Г. Вербицький, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, Ю.М. Стрільник // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. - С. 127 – 130.

19. Вербицький В.Г. До питання про визначення характеристик поворотності легкового автомобіля / В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, О.В. Медведкова, Н.А. Турчина // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк. - 2010. - №29. - С. 41 – 47.

20. Вершинский С.В. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.-д. трансп.
/ С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов. - Под. ред. С.В. Вершинского.3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

21. Вознесенский В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико - экономических исследованиях. – М.: Статистика, 1974. – 192 с.

22. Воловенко О.І. Визначення характеристик курсової стійкості легкового автомобіля у стаціонарних режимах /О.І. Воловенко, А.М. Єфименко, А.В. Кулієв// Тези доповідей LXVI наукової конференції професорськовикладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2010. – С.56.

23. Герасимов В.С. Технология вагоностроения и ремонта вагонов / В.С. Герасимов, И.Ф. Скиба, Б.М. Кернич, и др. – М.: Транспорт, 1988. – 381 с.

24. Гоберман Л.А. Прикладная механика колесных машин. / Л.А. Гоберман. – М.: Машиностроение, 1974. – 308 с.

25. ГОСТ – 4754–97. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. – чинний від 2000–01–01. – К. : Изд-во стандартов, 1999. – 24с.

26. Гундорова Е.П. Технические средства железных дорог: Учебник для техникумов и колледжей ж.-д. транспорта. — М.: Маршрут, 2003. – 496 с.

27. Гутаревич В. О. Математическое моделирование движения ходовых тележек по подвесному монорельсу [Текст] / В.О. Гутаревич // Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2014. - № 3. - С. 102-105.

28. Демин Ю.В. Автоколебания рельсовых экипажей / Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, О.М. Маркова. – К. : Наук. Думка, 1984. – 160 с.

29. Донцова Н.В. Выбор параметров рессорного подвешивания вагона эстакадной монорельсовой дороги [Текст] / Н. В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1985. – Вып. 240: Динамика, нагруженность и надежность подвижного состава. – С. 94–102.

30. Ефименко А.Н. К построению математической модели монорельсового вагона системы Alweg / А.Н. Ефименко, В.Г. Вербицкий, В.А. Демченко // XXI научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчивое развитие», 14 – 16 мая 2015года: сборник докладов / Болгария г. Варна ТУ Варна, 2015. - С. 341 – 346.

31. Єфименко А.М. Аналіз динаміки монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Матеріали III-ої міжнародної науково-практичної інтернетконференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-16 квітня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015. - С. 62 – 66.

32. Єфименко А.М. Вибір раціональних конструктивних параметрів швидкісного монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2014. - №2-3. - С. 37 - 41.

33. Єфименко А.М. До моделювання динаміки візка монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Збірник наукових праць Державного економікотехнологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 25. – К.:ДЕТУТ, 2014. -С. 51 - 55.

34. Єфименко А.М. До питання аналізу моментів, що діють у силовому полі плями контакту шини з опорною поверхнею / А.М. Єфименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2013. - №3. - С. 85 - 89.

35. Єфименко А.М. До питання аналізу монорейкового транспорту / А.М. Єфименко // Матеріали науково-практичної студентської конференції «Розвиток науки і техніки на залізничному транспорті», 15 травня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, ДЕТУТ. – Київ: ДЕТУТ, 2015. - С. 62.

36. Єфименко А.М. Аналіз методів апроксимації моментної гіпотези відведення / А.М. Єфименко, А.В. Костенко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 122/2011. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2011. - С. 107 – 110.

37. Єфименко А.М. Аналіз моментів, що діють у силовому полі плями контакту шини / А.М. Єфименко //Тези доповідей LXXI наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2015. – С.57.

38. Єфименко А.М. Вплив стабілізуючого моменту шини на величину критичної швидкості руху легкового автомобіля / А.М. Єфименко, А.В. Костенко//, Тези доповідей LXVII наукової конференції професорськовикладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2011. – С.43.

39. Єфименко А.М. Дослідження впливу стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / А.М. Єфименко, О.Г. Воловенко, М.М. Макійов //Тези доповідей LXX наукової конференції професорськовикладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2014. – С.40.

40. Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. – В кн.: Собр. соч. М.; Л.; Гостехтеориздат, 1950, т. 7 – С. 362 – 368.

41. Зубов В.И. Устойчивость движения. – 2-е изд., перераб. и доп. / В.И.
Зубов. – М.: Высш. шк., 1984. – 232 с.

42. Келдыш М.В. Избранные труды. Математика. - М.: Наука, 1985. — 443 с.

43. Кленников Е.В. Шины легковых автомобилей. / Е.В. Кленников. – М.: Транспорт, 1979. – 48 с.

44. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др.; под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

45. Кнороз В.И. Шины и колеса. / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников. – М.: Машиностроение, 1975. – 184с.

46. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. - М.: Транспорт, 1997. -327 с.

47. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. –
 М.: Гостехиздат, 1955. – 240 с.

48. Коротенко М.Л. Влияние нелинейности закона бокового увода на динамические качества экипажа эстакадной дороги [Текст] / М.Л. Коротенко, Н.В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1987. – Вып. 252: Динамика, прочность и надежность железнодорожного подвижного состава. – С. 123–130.

49. Коротенко М.Л. К определению динамических качеств экипажа эстакадной конвейерной дороги [Текст] / М.Л. Коротенко, С.А. Кваша, С.В. Ефременкова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1987. – Вып. 252: Динамика, прочность и надежность железнодорожного подвижного состава. – С. 45–53

50. Коротенко М.Л. О работах В.А. Лазаряна в области устойчивости движения рельсовых экипажей и их развитии [Текст] / М. Л. Коротенко, Ю. Н. Базилевич // Академик Лазарян Всеволод Арутюнович / С.В. Мямлин, Е.П. Блохин, И.В. Клименко, В.В. Карпенко. – Днепропетровск: ДНУЖТ, 2009. – С. 24–30

51. Коротенко М.Л. Устойчивость движения вагона монорельсовой эстакадной дороги [Текст] / М.Л. Коротенко, Н.В. Донцова // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1984. – Вып. 232: Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава. – С. 53–58.

52. Костенко А.В. Результати експериментального дослідження бічного відведення автомобільних шин легкових автомобілів /А.В.Костенко // Вісник НТУ. – 2006. - №13. – С. 41 – 48].

53. Красовский Н.Н. Некоторые задачи теории устойчивости движения.
 / Н.Н. Красовский. – М.:Физматгиз, 1959. – 211 с.

54. Куплінов А.В. До визначення впливу рисунку протектора шини на рівень шуму колеса / А.В. Куплінов, О.Г. Воловенко, А.М. Єфименко //Тези доповідей LXIX наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2013. – С.55.

55. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств : Избр. тр. / В.А. Лазарян. - К. : Наукова думка, 1985. - 525 с. : портр. - Алф. указ.: с. 501-524

56. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис. докт. техн. наук. – Харків, 2001. – 312с.

57. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса.
– М.: Наука. Гл. ред .физ.-мат. лит. – 1989. – 272 с.

58. Линейкин П.С. О качении автомобиля // Тр. Сарат. Автомоб.-дор. инта, 1939. – № 5. – С. 3 – 22.

59. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1978. – 376 с.

60. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». / А.С. Литвинов, Я.И. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240с.

61. Лобас В.Л. Бифуркации круговых движений однозвенных систем с качением / В.Л. Лобас // Прикладная механика. – 1996. – т. 32, №10. – С. 88–94.

62. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением /
 Л.Г. Лобас // Прикл. механика. – 1984. – т. 20, №6. – С. 80– 87.

63. Лобас Л.Г. Механика многозвенных систем с качением / Л.Г. Лобас;
отв. ред. А.М. Ковалев. НАН Украины, Ин-т механики. – К.: Наук. думка, 2000.
– 270с. – ISBN 966-00-0566-0.

64. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей / Л.Г. Лобас.
– К.: Наук. думка, 1986. – 232 с.

65. Лобас, Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К.: Наук. Думка, 1990. – 232с.

66. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – Череповец: Меркурий-ПРЕСС, 2000. – 386 с.

67. Ляпунов А.М. Собрание сочинений: в 2 т. Т. 2 / А.М. Ляпунов – М.– Л.: АН СССР, 1956. – 475 с.

68. Макаров В.А. До питання взаємозалежності стабілізуючого моменту та деформації шини в області контакту / В.А. Макаров, А.М. Єфименко, М.М. Макійов // Матеріали VI міжнародної науковопрактичної конференції "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту" 21-23 жовтня 2013р : Збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2013. - С. 24-25

69. Макаров В.А. До питання використання наукових досліджень в навчальному процесі / В.А. Макаров, А.М. Єфименко, М.М. Макійов // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: збірник матеріалів Міжнародної науково-методичної конференції, 7–8 листопада 2013 р. – Х. : ХНАДУ, 2013. – С. 77 – 79.

Малкин И.Г. Теория устойчивости движения. / И.Г. Малкин. – М.–
 Л.: Гостехтеориздат, 1952. – 431 с.

71. Манашкин Л. А. О моделировании периодически повторяющихся возмущений движения рельсового экипажа / Л. А. Манашкин, Р. Б. Грановский // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта. - К.: Наук. думка, 1973. - С. 246-251.

72. Мариенбах Ю.Л. Исследование устойчивости и управляемости автомобиля на прямолинейных участках пути: Автореф. дис. ... к.т.н./ Ю.Л. Мариенбах – М.: МАМИ, 1969. – 23 с.

73. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. - Д.: Новая идеология, 2002. - 240 с.

74. Подригало М. А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А Бобошко; Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 403 с.

75. Налимов В.В. Теория эксперимента. / В.В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 205 с.

76. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах / Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич, В.А. Кононенко, М.А. Подригало, О.В. Соловьев, В.Ю. Степанов, Ю.В. Тарасов; Под ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с.

77. Неймарк Ю. Н. Динамика неголономных систем / Ю. Н. Неймарк,
Н. А. Фуфаев. – М. : 1967. – 520 с.

78. Новопольский В.И. О природе боковой силы, возникающей при качении наклоненного автомобильного колеса / В.И. Новопольский, А.А. Байдуков // Каучук и резина. – 1984. – №9. – С. 24–26.

79. Острейковский В.А. Анализ устойчивости и управляемости систем методами теории катастроф. / В.А. Острейковский. – М.: Высш. шк., 2005. – 326с.

80. Острецов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В. Шины и колеса для автомобилей и тракторов: Учебное пособие по дисциплине «Конструкция автомобиля и трактора» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) «Автомобиле – и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 85 с.

81. Певзнер Я.М. О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода / Я.М. Певзнер // Автомобильная промышленность. – 1968. – №6. – С. 15–19.

82. Писанець О.О. Вимірювання показників експлуатаційних властивостей автомобіля в дорожніх умовах / О.О.Пианець, А.Є.Бондаренко, А.М.Єфименко //Тези доповідей LXVIII наукової конференції професорськовикладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2012. – С.48.

83. Пискунова Е.В., Хижа И.Ю. Исследование динамики

пространственных систем переменной структуры // Динамика и управление движением механических систем: Сб.науч.тр. ИТМ НАНУ. - Киев: Наукова думка. - 1992. - С.22-26.

84. Понизовкин А.Н. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО «ТРАНСКОНСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.

85. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса: Пер. с нем. В.П. Агапова; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 316 с.

86. Рокар И. Неустойчивость в механике / Ива Рокар. – М. : Издательство иностр. лит., 1959. – 288 с.

87. Сахно В. П. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, Н.Л. Белевцова, А.М. Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. – 2010. – Вип. 21 : Ч. 1. – С. 180 - 183.

88. Сахно В.П. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху / В.П. Сахно, С.В. Гейко, О.А. Крестянполь // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 1999. – Окремий випуск № 2. – С. 93–97.

89. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. / Г.А. Смирнов. –
 М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

90. Смородинцева, Е. Е. Единая транспортная система: курс лекций /
Е. Е. Смородинцева. – Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2013. – 207, [1] с.

91. Тураев Х.Т. Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин / Х.Т. Тураев, Н.А. Фуфаев, В.И. Шишкин // Автомобильная промышленность. – 1974. – №12. – С. 11–13.

92. Ушкалов В. Ф. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных стредств. - К.: Наук. думка, 1989. - 240 с.

93. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

94. Фаробин Я.Е. О коэффициентах качения колеса с шиной при уводе /

Я.Е. Фаробин // Конструирование, исследование, испытание автомобилей : статьи. – М.: Машгиз, 1955. – С. 34 – 38.

95. Халиков Т. М. Оценка влияния направляющих колес на динамику ходовой тележки монорельсового транспорта : диссертация ... кандидата технических наук : 01.02.06 / Т.М. Халиков; [Место защиты: Орлов. гос. техн. ун-т] Самара, 2010 129 с. : 61 11-5/189.

96. Хачатуров А.А. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

97. Хребет В.Г. Динамика маятниковых многозвенных систем с качением: Дис. ... канд. физ. – мат. наук: 01.02.01. – К., 1993. – 121 с.

98. Четаев Н.Г. Устойчивость движения. – 4-е изд., испр. / Н.Г. Четаев.
– М.: Наука, 1990. – 175 с.

99. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

100. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир, 1972. – 376с.

101. Шифрин Б.М. Моделювання взаємодії пневматика з дорожнім покриттям [Текст]/Б.М. Шифрин// Держ. льотна академія України.-Кіровоград, 2007.-14с. –Укр.-Деп. в ДНТБ України 16.04.07, №22-Ук2007. Реф. В РЖ «Депоновані наукові роботи» 2007, №1-2.

102. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис. – М. : Машиностроение, 1975. – 216 с.

103. Blokhin E. Influence of railway vehicles models degree of detail on the results of wheel wear prediction / E. Blokhin, V. Danovich, S. Myamlin, V. Litwin // Proc. 2nd Mini Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. - Budapest: Techn. Univ. of Budapest, 1996. - P. 297-303.

104. Ehlers K., Keitel R. Das fünfte Rad als genaues Meßgerät // ATZ 73. – 1971. – №1. – S. 9 – 12.

105. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI - Zeitschrift. - 1954.-№96. - S. 973-979.

106. French T. Construction and behaviour characteristics of tyres / T. French

// Automobile Division. – 1960. – Februar. – P. 75–77.

107. Gillespie Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics / Thomas D. Gillespie. – Society of Automotive Engineers, Inc, 1992. 470 p.

108. Gim G. An analytic model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations. Part 1: Pure slips /G. Gim, P.E. Nikravesh // Int. J. of Vehicle Design. — 1990. — V. 11, N_{2} 6. — P. 589–618.

109. Hamel G. Die Lagrange-Euleschem Gleihungen der Mechanic // Z. angew. Math.and Phys. – 1904. – 50, N_{2} 1 / 2. – S. 1 – 57.

110. Heiβing B. Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik,
Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. / Bernd Heiβing, Metin Ersoy
(Hrsg). – Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag : GWV Fachverlage GmbH,
2007. – 591 S.

111. Lazaryan, V. A. Stability of locomotives and cars in motion / V. A. Lazaryan // Rail international. - 1979. - № 5. - P. 462-468.

112. Liu C.S. and H. Peng. Road friction coefficient estimation for vehicle path prediction. Vehicle system Dynamics, 25:413–425, 1996.

113. Matilainen Mika. Tyre Friction Potential Estimation by Aligning Torque and Lateral Force Information / Mika Matilainen // Thesis submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree of Master of Science in Technology. Espoo, November 24, 2010. – 137 p.

114. Olley M. Stabile and unstabile steering / M. Olley // General motors. – 1934 (Report). P. 19–28.

115. Pacejka H.B. Tyre and vehicle dynamics/H.B. Pacejka// Butterworth-Heinemann, 2006.- 642 p.

116. Pacejka H.B., Bakker T. The magic formula tyre model / H.B. Pacejka,
T. Bakker // Prog. lstCollog. Modells for Vehickle Dynamics Analysis. – Amsterdam:
Swits and Zeitlinger, 1993. – P. 1–18.

117. Pacejka H.B., Modeling of the Pneumatic Tyre and its Impact on Vehicle Dynamic Behavior. Delft, Delft, 1988.

118. Pshin'ko O. M. The influence of the length of horizontal and vertical irregularities of railway track on dynamic loading of an open wagon / O. M. Pshin'ko, Y. P. Blokhin, S. V. Myamlin // Proc. of the 7th Mini Conf. on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. - Budapest (Hungary), 2000. - P. 247-254.

119. Ryan R. Kennedy [Electronic resource]: Considering Monorail RapidTransitforNorthAmericanCities.Availableat:http://www.monorails.org/webpix%202/ryanrkennedy.pdf

120. Sachs H. K. Automobile stability — a study of the domain of attraction /
H. K. Sachs, M. Singh // Vehicle Syst. Dyn. – 1977. – V. 6, N2-2. – P. 169–177.

121. Smiley R. and Home W.B. Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires. NACA, 1957, N 4110.

122. Verbitskii V.G. Influence of the asymmetry of cornering forces on the static stability of two-axle vehicle / V.G. Verbitskii, V.A. Makarov, V.P Sakhno // International Applied Mechanics. – 2004. – No. 11. – P. 1304–1309.

123. Verbitskiy V.G. Simulation of Dinamic Behaviour of Monorail Car //
V. G. Verbitskiy, L.G. Lobas // Engineering Simulation – 2000, Vol. 18, pp. 119-130.

124. Technical Pages [Electronic resource]: ArcSim software. Available at: http://www.umtri.umich.edu/

125. TechnicalPages[Electronicresource]:http://www.monorails.org/tMspages/TPAlweg.html

126. TechnicalPages[Electronicresource]:http://www.travel2moscow.com/what/transport/Monorail_Transport_System/

127. Technical Pages [Electronic resource]:https://uk.wikipedia.org/wiki /Паризький_метрополітен

128. Technical [Electronic Pages resource]: http://www.everyday.in.ua/?p=1282 129. Technical Pages [Electronic resource]: http://studopedia.ru/14_6684_svoystva-pnevmaticheskoy-shini.html 130. Technical Pages [Electronic resource]: http://www.timda.ru/monorail/mono_history.asp?action=17 131. Technical [Electronic Pages resource]: https://ru.wikipedia.org/wiki/Монорельс

[Electronic 132. Technical Pages resource]: http://www.vm.ru/news/2014/05/15/monorelsovij-transport-nabiraet-populyarnost-upassazhirov-moskovskogo-metro-248657.html [Electronic 133. Technical Pages resource]: http://masterpoderevu.ru/culena45plun/Московская монорельсовая транспортная система#cite note-51 134. Technical Pages [Electronic resource]: http://appo-

134. TechnicalPages[Electronicresource]:http://appo-jurn.narod.ru/olderfiles/1/11_Teoriya_dvizheniya_kolesa.pdf

135. Technical Pages [Electronic resource]:www.STC-IN.com & www.skytraincorp.com [Electronic resource]: Monorail History and Technology of Successful Technology. Available at: <u>http://www.skytraincorp.com/pp/stc_mht.pdf</u>

ДОДАТОК А

Рівняння руху візка КТЗ та візуалізація його руху

```
> restart:
> m:=1317;
> J:=3050;
> N:=m*g/2;
> a:=1;
> b:=1;
> l:=a+b;
> k1:=23000;
> k2:=23000;
> k2:=23000;
> g:=9.8;
> v:=22;
> R:=150;
> l1:=1;
> sigma:=0.2;
> A:=a+0.465;B:=b+0.615;KOL:=2.2;
```

Сили відведення

```
> Y2:=k2*delta2/sqrt(1+(k2*delta2/(0.7*N))^2);
```

```
> Y1:=k1*delta1/sqrt(1+(k1*delta1/(0.7*N))^2);
```

Момент відведення (стабілізаційний)

```
>M1:=N*.3742771659*delta1/(39122.6523*delta1^4+71.4533726*delta1^2
+1);
>M2:=N*.3742771659*delta2/(39122.6523*delta2^4+71.4533726*delta2^2
+1);
> Cy:=250000;
> Y:=Cy*(11^2*Kr/2-(1/Kr-sqrt((yc-1/Kr)^2+xc^2)));
> M:=Cpsi*(psi-phi);
> Cpsi:=Cy*11^2;
```

Рівняння плоскопаралельного руху

```
> E1:=-v*omega+(Y1+Y2+Y)/m;
> E2:=(Y1*a-Y2*b-M-M1-M2)/J;
> Kr:=1/R;
> e1:=(-v*delta1+v*theta-(u+a*omega))/sigma;
> e2:=(-v*delta2+(-u+b*omega))/sigma;
> ee1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),delta1=delta1(t)},e1);
> ee2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),delta2=delta2(t)},e2);
>
EE1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),y=y(t),xc=xc(t),yc=yc(t),psi=psi(t),phi=phi(t),delta1=delta1(t),delta2=delta2(t)},E1);
>
EE2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),y=y(t),xc=xc(t),yc=yc(t),psi=psi(t),phi=phi(t),delta1=delta1(t),delta2=delta2(t)},E1);
>
EE2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),y=y(t),xc=xc(t),yc=yc(t),psi=psi(t),phi=phi(t),delta1=delta1(t),delta2=delta2(t)},E2);
> with(plots):
```

```
> List:=[ ];
> xc0:=0;yc0:=0;psi0:=evalf(arctan(subs(x=0,diff(f,x))));
> xb0:=xc0-B*cos(psi0);yb0:=yc0-B*sin(psi0);xb10:=xb0-
KOL*sin(psi0)/2;yb10:=yb0+KOL*cos(psi0)/2;xa10:=xc0+A*cos(psi0)-
KOL*sin(psi0)/2; yal0:=yc0+A*sin(psi0)+KOL*cos(psi0)/2; xar0:=xc0+A*
\cos(psi0) + KOL + sin(psi0) / 2; yar0 := yc0 + A + sin(psi0) - 
KOL*cos(psi0)/2;xbr0:=xb0+KOL*sin(psi0)/2;ybr0:=yb0-
KOL*cos(psi0)/2;
>
F:=dsolve({diff(u(t),t)=EE1,diff(omega(t),t)=EE2,diff(psi(t),t)=om
ega(t), diff(xc(t), t) = v \cos(psi(t)) -
(u(t)) * sin(psi(t)), diff(yc(t), t) = v * sin(psi(t)) + (u(t)) * cos(psi(t)),
diff(xb(t),t)=v*cos(psi(t))-(u(t)-
B*omega(t))*sin(psi(t)),diff(yb(t),t)=v*sin(psi(t))+(u(t)-
B*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xbl(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t))-(u(t)-
B*omega(t))*sin(psi(t)),diff(ybl(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*sin(psi(t))+(u(t)-
B*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xal(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t))-
(u(t)+A*omega(t))*sin(psi(t)),diff(yal(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*sin(psi(t))+(u(t)+A*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xar
(t), t) = (v+KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t)) -
(u(t)+A*omega(t))*sin(psi(t)),diff(yar(t),t)=(v+KOL*omega(t)/2)*si
n(psi(t))+(u(t)+A*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xbr(t),t)=(v+KOL*omeg
a(t)/2 * cos (psi(t)) - (u(t) -
B*omega(t))*sin(psi(t)),diff(ybr(t),t)=(v+KOL*omega(t)/2)*sin(psi(t))
t))+(u(t)-
B*omega(t))*cos(psi(t)), diff(phi(t),t)=Kr*v, diff(x(t),t)=v*cos(phi)
(t)),diff(y(t),t)=v*sin(phi(t)),diff(delta1(t),t)=ee1,diff(delta2(
t),t)=ee2,u(0)=0.,omega(0)=0.,psi(0)=arctan(subs(x=0,diff(f,x))),x
c(0) = 0, yc(0) = 0, xb(0) = xb0, yb(0) = yb0, xb1(0) = xb10, yb1(0) = yb10, xa1(0) = yb10, 
xal0, yal(0) = yal0, xar(0) =
xar0,yar(0)=yar0,xbr(0)=xbr0,ybr(0)=ybr0,phi(0)=arctan(subs(x=0,di
ff(f,x)), x(0)=0, y(0)=0, delta1(0)=theta, delta2(0)=0\}, [u(t), omega(t)]
), psi(t), xc(t), yc(t), xb(t), yb(t), xbl(t), ybl(t), xal(t), yal(t), xar(t)
), yar(t), xbr(t), ybr(t), phi(t), x(t), y(t), delta1(t), delta2(t)], numer
ic,method = rosenbrock,output=listprocedure);
```

159

> Блок візуалізації руху:

```
> with(plots):
> odeplot(F,[t,omega(t)*v],0..15);
> odeplot(F,[t,Cy*(ll^2*Kr/2-(1/Kr-sqrt((yc(t)-
1/Kr)^2+xc(t)^2)))],0..15);
> odeplot(F,[[t,delta1(t)],[t,delta2(t)]],0..15);
> odeplot(F,[t,(1/Kr-sqrt((yc(t)-1/Kr)^2+xc(t)^2))],0..15);
> X:=subs(F,(x)(t));
> X:=subs(F,(x)(t));
> Y:=subs(F,(y)(t));
> Xc:=subs(F,(yc)(t));
> Yc:=subs(F,(yc)(t));
> for i from 0 by 2 to 2 do
List:=[op(List),[[rhs(F[7](i)),rhs(F[8](i))],[rhs(F[9](i)),rhs(F[1
0](i))],[rhs(F[11](i)),rhs(F[12](i))],[rhs(F[13](i)),rhs(F[14](i))
```

```
],[rhs(F[15](i)),rhs(F[16](i))],[rhs(F[7](i)),rhs(F[8](i))]]] end
do:
T:=plot([X,Y,0..2],style=LINE,linestyle=SOLID,color=RED,scaling=co
nstrained):
>
Tc:=plot([Xc,Yc,0..2],style=LINE,linestyle=SOLID,color=BLUE,scalin
g=constrained):
> L:=plot(List,style=LINE,color=BLUE,scaling=constrained):
> display(T,Tc,L);
```

ДОДАТОК Б

Рівняння руху КТЗ в прямолінійних та кругових ділянках шляху

> restart; Рівняння руху відносно фазових змінних:

```
u - поперечна складова швидкості центру мас КТЗ;

ω - кутова швидкість ТЗ відносно вертикальної осі;

Ψ - курсовий кут корпусу ТЗ;

Ψ1 та Ψ2 - курсові кути візків КТЗ;

ω1 та ω2 - кутова швидкість візків відносно вертикальної осі.

> e1:=-m1*(V1-omega1*u1)-XA*cos(psi1)+X11*cos(theta)+X12-

YA*sin(psi1)-Y11*sin(theta);

> e2:=-m1*(U1+omega1*v1)+XA*sin(psi1)-

YA*cos(psi1)+Y11*cos(theta)+Y12+X11*sin(theta)+Y1;

> e3:=-m2*(V2-omega2*u2)-XB*cos(psi2)+X21+X22-YB*sin(psi2);

> e4:=-m2*(U2+omega2*v2)+XB*sin(psi2)-YB*cos(psi2)+Y21+Y22+Y2;
```

3 попередніх рівнянь визначаються невідомі YA та XA, YB та XB:

```
> SS:=solve({e1=0,e2=0,e3=0,e4=0},{XA,YA,XB,YB});
> assign(SS);XA;YA;XB;YB;
```

Кутова швидкість керуючого колісного модуля:

```
> omega1:=omega+Psi1;omega2:=omega+Psi2;
```

Кутове прискорення керуючого колісного модуля:

```
> Omega1:=Omega+TPsi1;Omega2:=Omega+TPsi2;
```

Визначення поперечної та повздовжньої проекції швидкості центра мас керуючого колісного модуля:

```
> u1:=-v*sin(psil)+(u+LA*omega)*cos(psil);
> v1:=v*cos(psil)+(u+LA*omega)*sin(psil);
> u2:=-v*sin(psi2)+(u-LB*omega)*cos(psi2);
> v2:=v*cos(psi2)+(u-LB*omega)*sin(psi2);
```

Визначення поперечної та повздовжньої проекції прискорення ("місцевого") центра мас керуючого колісного модуля:

```
> U1:=-V*sin(psil)-v*cos(psil)*Psil+(U+LA*Omega)*cos(psil)-
(u+LA*omega)*sin(psil)*Psil;
```

```
> V1:=V*cos(psi1) -
v*sin(psi1)*Psi1+(U+LA*Omega)*sin(psi1)+(u+LA*omega)*cos(psi1)*Psi
1;
> U2:=-V*sin(psi2)-v*cos(psi2)*Psi2+(U-LB*Omega)*cos(psi2)-(u-
LB*omega)*sin(psi2)*Psi2;
> V2:=V*cos(psi2)-v*sin(psi2)*Psi2+(U-LB*Omega)*sin(psi2)+(u-
LB*omega)*cos(psi2)*Psi2;
```

Підстановка знайдених величин в рівняння руху КТЗ:

```
> ee1:=simplify(m*(V-omega*u)=XA+XB);
> ee2:=simplify(m*(U+omega*v)=YA+YB);
> ee3:=simplify(J*Omega=LA*YA-LB*YB);
```

Рівняння обертового руху керуючого модуля (візка):

```
> ee4:=simplify(J1*Omega1=l*(Y11*cos(theta)+X11*sin(theta)-Y12)-
M1);
> ee5:=simplify(J2*Omega2=l*(Y21-Y22)-M2);
```

Сили в точці з'єднання "А" :

> simplify(XA);
> simplify(YA);

Рівняння руху КТЗ з двома візками:

```
> ee2;
> e1:=-
m*(U+omega*v)+Y1*cos(psi1)+Y12*cos(psi1)+Y2*cos(psi2)+Y21*cos(psi2)
)+Y22*cos(psi2)+sin(psi2)*X21+sin(psi2)*X22+X11*sin(theta)*cos(psi
1) +Y11*cos (theta) *cos (psi1) -
sin (psi1) *Y11*sin (theta) +sin (psi1) *X11*cos (theta) +sin (psi1) *X12+m2
*LB*Omega-m2*omega*v-m1*LA*Omega-m1*omega*v-m1*U-m2*U;
>
> ee3;
> e2:=-J*Omega-LA*m1*omega*v-
LA*sin(psil)*Y11*sin(theta)+LA*X11*sin(theta)*cos(psil)+LA*Y11*cos
(theta) *cos(psi1)+LB*m2*omega*v+LA*Y1*cos(psi1)+LA*Y12*cos(psi1)+L
A*sin(psi1)*X12-LB*Y2*cos(psi2)-LB*Y21*cos(psi2)+LB*m2*U-
LB*Y22*cos(psi2)-LB*sin(psi2)*X21-
LB*sin(psi2)*X22+LA*sin(psi1)*X11*cos(theta)-LA*m1*U-
m1*LA^2*Omega-m2*LB^2*Omega;
> ee4;
> e3:=-J1*(Omega+TPsi1)+1*Y11*cos(theta)+1*X11*sin(theta)-1*Y12-
M1;
> ee5;
> e4:=-J2*(Omega+TPsi2)+l*Y21-l*Y22-M2;
> V:=0;X11:=0;X12:=0;X21:=0;X22:=0;
> S:=solve({e1=0,e2=0,e3=0,e4=0}, {U,Omega,TT,PT1}):
> assign(S):
```

```
> Y11:=k1*delta11/sqrt(1+(k1*delta11/(kappa1*Z1))^2);
> Y12:=k1*delta12/sqrt(1+(k1*delta12/(kappa1*Z1))^2);
> Y21:=k2*delta21/sqrt(1+(k2*delta21/(kappa2*Z2))^2);
> Y22:=k2*delta22/sqrt(1+(k2*delta22/(kappa2*Z2))^2);
> S:=solve({e1=0,e2=0,e3=0,e4=0}, {U,Omega,TPsi1,TPsi2}):
> assign(S):
> delta11:=-arctan((u1+l*omega1)/v1);
> delta12:=arctan((-u1+l*omega1)/v1);
> delta21:=-arctan((u2+1*omega2)/v2);
> delta22:=arctan((-u2+1*omega2)/v2);
> Kr:=1/R;
> Cpsi:=Cy*11^2;
> Y1:=Cy*(ll^2*Kr/2-(1/Kr-sqrt((yA-1/Kr)^2+xA^2)));
> M1:=Cpsi*(psi+psi1-phi);
>
> Y2:=-Cy*yB;
> M2:=Cpsi*(psi+psi2-0*phi);
> Y2:=Cy*(ll^2*Kr/2-(1/Kr-sqrt((yB-1/Kr)^2+xB^2)));
> M2:=Cpsi*(psi+psi2-phi+2*(Pi/2-arccos((LA+LB)/(2*R))));
> xA:=xC+LA*cos(psi);
> yA:=yC+LA*sin(psi);
> xB:=xC-LB*cos(psi);
> yB:=yC-LB*sin(psi);
> theta:=0.;1:=1;11:=1.5;LA:=7;LB:=7;R:=150;Cy:=250000;KOL:=3;
>g:=9.81;m1:=1320.;m:=16000.;m2:=1320;k1:=360000;k2:=360000;
kappa1:=0.8;kappa2:=0.8;v:=15;
> J:=0.35*m*49;
> J2:=0.8*m2*4;
> J1 := 0.8*m2*4;;
> Z1:=(m1+m/2)*q/2;
> Z2:=(m2+m/2)*q/2;
> with (DEtools):
>XA:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t)}, XA(t):
>YA:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t)}, YA):
>XB:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},XB):
>YB:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t)}, YB):
U:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1(t
),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},U):
>Omega:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=P
si1(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},Ome
ga):
>TPsi1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=P
si1(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},TPs
i1):
```

```
>TPsi2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=P
si1(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},TPs
i2):
>Y1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},Y1):
>Y2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},Y2):
>M1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},M1):
>M2:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},M2):
>delta21:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1
=Psi1(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},d
elta21):
>delta22:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1
=Psi1(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t), d
elta22):
>delta11:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1
=Psi1(t),psi2=psi2(t),Psi2=Psi2(t),phi=phi(t),xC=xC(t),yC=yC(t)},d
elta11):
>xA:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t)}, xA):
>yA:=subs({u=u(t),omega=omega(t),psi=psi(t),psi1=psi1(t),Psi1=Psi1
(t), psi2=psi2(t), Psi2=Psi2(t), phi=phi(t), xC=xC(t), yC=yC(t)}, yA):
> with (plots):
> List:=[ ];
>xc0:=6.99637343478719;yc0:=.251563423380091;psi0:=0.4232058980034
50e-1;
> xb0:=xc0-LB*cos(psi0);yb0:=yc0-LB*sin(psi0);xb10:=xb0-
KOL*sin(psi0)/2;ybl0:=yb0+KOL*cos(psi0)/2;xal0:=xc0+LA*cos(psi0)-
KOL*sin(psi0)/2;yal0:=yc0+LA*sin(psi0)+KOL*cos(psi0)/2;xar0:=xc0+L
A*\cos(psi0) + KOL*sin(psi0)/2; yar0:=yc0+LA*sin(psi0) -
KOL*cos(psi0)/2;xbr0:=xb0+KOL*sin(psi0)/2;ybr0:=yb0-
KOL*cos(psi0)/2;
F:=dsolve({diff(u(t),t)=U,diff(omega(t),t)=Omega,diff(psi(t),t)=om
ega(t), diff(xC(t), t) = v \cos(psi(t)) -
u(t) * sin(psi(t)), diff(yC(t), t) = v*sin(psi(t))+u(t)*cos(psi(t)), diff
(xb(t), t) = v \cos(psi(t)) - (u(t) - u(t))
LB*omega(t))*sin(psi(t)),diff(yb(t),t)=v*sin(psi(t))+(u(t)-
LB*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xbl(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t))-(u(t)-
LB*omega(t))*sin(psi(t)),diff(ybl(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*sin(psi(t))+(u(t)-
LB*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xal(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t)) -
(u(t)+LA*omega(t))*sin(psi(t)),diff(yal(t),t)=(v-
KOL*omega(t)/2)*sin(psi(t))+(u(t)+LA*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xa)
r(t), t) = (v+KOL*omega(t)/2)*cos(psi(t)) -
(u(t)+LA*omega(t))*sin(psi(t)), diff(yar(t),t)=(v+KOL*omega(t)/2)*s
in(psi(t))+(u(t)+LA*omega(t))*cos(psi(t)),diff(xbr(t),t)=(v+KOL*om)
ega(t)/2 * cos (psi(t)) - (u(t) -
LB*omega(t))*sin(psi(t)),diff(ybr(t),t)=(v+KOL*omega(t)/2)*sin(psi
```

```
(t)) + (u(t) -
LB*omega(t))*cos(psi(t)),diff(phi(t),t)=Kr*v,diff(x(t),t)=v*cos(ph)
i(t)),diff(y(t),t)=v*sin(phi(t)),diff(psi1(t),t)=Psi1(t),diff(Psi1
(t),t)=TPsi1,diff(psi2(t),t)=Psi2(t),diff(Psi2(t),t)=TPsi2,u(0)=.1
18405225986096, omega(0)=.136327332709000, psi(0)=0.423205898003e-1,
xC(0)=6.996373434787, yC(0)=0.25156342338,xb(0)=0.264111166633e-2,
yb(0)=-0.445922829942839e-1,xbl(0)=-0.608208254138804e-1,
ybl(0)=1.454064643388, xal(0)=13.9266438208, yal(0)=2.046376056137,
xar(0) = 14.05356769, yar(0) = -.95093779662, xbr(0) = 0.661030487465e - 1,
ybr(0) = -1.54324920937732, phi(0) = 0.9333333333333333=-1,
\mathbf{x}(0) = 13.9796829252967, \mathbf{y}(0) = .652859199543336,
psi1(0) = 0.423001544260480e-1, Psi1(0) = -0.704070572410358e-2,
psi2(0)=-0.423205898003191e-1, Psi2(0)=-.136327332709117},
[u(t), omega(t), psi(t), xC(t), yC(t), xb(t), yb(t), xbl(t), ybl(t), xal(t)
,yal(t),xar(t),yar(t),xbr(t),ybr(t),phi(t),x(t),y(t),psil(t),
Psi1(t),psi2(t),Psi2(t)],numeric,method=rosenbrock,output=listproc
edure);
> F(4);
```

Блок візуалізації руху КТЗ

```
> with(plots):
> odeplot(F,[[t,XA]],0..4.);
> odeplot(F,[[t,YB]],0..4.);
> odeplot(F,[[x(t),y(t)],[xA,yA]],0..4.0);
> odeplot(F,[t,1/Kr-sqrt((yA-1/Kr)^2+xA^2)],0..4);#y1
> odeplot(F,[t,1/Kr-sqrt((yA+l*sin(psi(t)+psi1(t))-
1/Kr)^{2+}(xA+1*cos(psi(t)+psi1(t)))^{2}],0..0.7); #Y11
> odeplot(F,[t,1/Kr-sqrt((yA+0.5*11*sin(psi(t)+psi1(t))-
1/Kr)^2+(xA+0.5*11*cos(psi(t)+psi1(t)))^2)],0..0.7);#y11
> odeplot(F,[t,1/Kr-sqrt((yA-1*sin(psi(t)+psi1(t))-1/Kr)^2+(xA-
1*\cos(psi(t)+psi1(t)))^{2},0..0.7);#Y12
> odeplot(F,[t,1/Kr-sqrt((yA-0.5*11*sin(psi(t)+psi1(t))-
1/Kr)<sup>2+</sup>(xA-0.5*11*cos(psi(t)+psi1(t)))<sup>2</sup>),0..0.7);#y12
>
> odeplot(F,[t,omega(t)],0..4.);
> odeplot(F,[t,diff(u(t),t)+v*omega(t)],0..4.);
> odeplot(F,[t,delta11],0..4.);
>
> odeplot(F,[t,delta21],0..4.);
> odeplot(F,[t,Y1],0..4.);
> odeplot(F,[t,Y2],0...4.);
> odeplot(F,[t,M1],0..4.);
> odeplot(F,[t,M2],0...4.);
>
> X:=subs(F,(x)(t));
> Y:=subs(F,(y)(t));
> Xc:=subs(F,(xC)(t));
> Yc:=subs(F,(yC)(t));
> for i from 2 by 2 to 10 do
List:=[op(List), [[rhs(F[7](0.4*i)), rhs(F[8](0.4*i))], [rhs(F[9](0.4*i))]]
*i)), rhs(F[10](0.4*i))], [rhs(F[11](0.4*i)), rhs(F[12](0.4*i))], [rhs
(F[13](0.4*i)), rhs(F[14](0.4*i))], [rhs(F[15](0.4*i)), rhs(F[16](0.4*i))]
*i))],[rhs(F[7](0.4*i)),rhs(F[8](0.4*i))]]] end do:
```

>T:=plot([X,Y,0..4.],style=LINE,linestyle=SOLID,color=RED,scaling= constrained): >Tc:=plot([Xc,Yc,0..4.],style=LINE,linestyle=SOLID,color=BLUE,scal ing=constrained): > L:=plot(List,style=LINE,color=BLUE,scaling=constrained):

> display(T,Tc,L).



довідка

про впровадження результатів дисертаційної роботи «Поліпшення поперечної стійкості колісних транспортних засобів шляхом вибору пружних характеристик колісних опор» інженера **Єфименко Алли Миколаївни**

Для поліпшення ситуації в галузі перевезення пасажирів, що останнім часом дуже напружена у зв'язку зі збільшенням транспортних засобів на дорогах мегаполісів, постає актуальне питання про її покращення, а саме - розвантаження міських вулиць.

Поява нових колісних транспортних засобів (далі - КТЗ), що рухаються по спеціальному шляхопроводу (аналог монорейкової системи) у великих містах, зможе налагодити систему переміщень пасажирів в окрузі міста, що насамперед зменшить час їх переміщення зі спальних районів до центру міста. Цей вид транспорту є найперспективнішим на даний час, тому що здійснює перевезення пасажирів без затримок в часи пік в порівнянні з міським транспортом завдяки розміщенню шляхопроводів на деякій відстані над землею.

Для забезпечення безпечних умов транспортування пасажирів цим транспортом постає питання дослідження динаміки та стійкості руху моделі колісного транспортного засобу як при прямолінійному русі, так і в криволінійних ділянках шляху, що є актуальною задачею.

Отримані у дисертаційній роботі результати, зокрема раціональний вибір пружних характеристик опор, що забезпечує комфортний рівень бічного прискорення (при переході з прямолінійної ділянки на кругову ділянку локальний максимум складає а_{утах}=2,7 м/с²); характеристики силової взаємодії направляючих колісних опор із шляхопроводом та шарнірних з'єднань корпус КТЗ – візок; раціональна конструкція шин; удосконалена математична модель взаємодії пневматичного колеса, зокрема стабілізуючого (вирівнюючого) моменту за рахунок урахування повздовжніх сил, що на відміну від існуючих, дозволяє краще апроксимувати відповідну залежність до отриманих в експерименті; рекомендації щодо підвищення стійкості руху за рахунок вибору раціональних компонувальних і масових параметрів КТЗ та шин його коліс прийняті до використання відділом конструкторських розробок та науково-технічних експертиз ДП "ДержавтотрансНДІпроект" при розробці перспективних транспортних засобів для перевезення пасажирів у великих містах.

Завідувач відділу конструкторських розробок та науково-технічних експертиз

Ad

О.С. Гладченко

Інженер-конструктор І категорії відділу конструкторських розробок та науково-технічних експертиз

Д.М. Попелиш

ДОДАТОК Г

ЗАТВЕРДЖУЮ академії Ректор Донецької автомобільного транспорту І.П. Енглезі 2014 p.

АКТ

про використання результатів дисертації Єфименко Алли Миколаївни «Поліпшення поперечної стійкості колісних транспортних засобів шляхом вибору пружних характеристик колісних опор»

м. Донецьк

«<u>04</u>» <u>04</u> 2014 p.

Результати дисертаційної роботи, старшого викладача кафедри «Технічна експлуатація автомобілів» Єфименко Алли Миколаївни на тему «Поліпшення поперечної стійкості колісних транспортних засобів шляхом вибору пружних характеристик колісних опор», були використані в науководослідній роботі кафедри «Технічна експлуатація автомобілів» Донецької академії автомобільного транспорту «Прогнозування показників стійкості легкових автомобілів з урахуванням реальних характеристик шин», номер держреєстрації в УкрІНТЕІ 0107U002154.

Зам. директора НДПІТТ к.т.н., доцент

Some

Белов Ю.В.