

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**ЄФИМЕНКО АЛЛА МИКОЛАЇВНА**



УДК 629.113

**ПОЛПШЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ КОЛІСНОГО  
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ШЛЯХОМ ВИБОРУ ПРУЖНИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК КОЛІСНИХ ОПОР**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

**Київ – 2016**

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Автомобілі» Національного транспортного університету (НТУ) Міністерства освіти і науки України, м. Київ.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Сахно Володимир Прохорович,**  
Національний транспортний університет,  
завідувач кафедри «Автомобілі».

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Крайник Любомир Васильович,**  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
завідувач кафедри «Автомобілебудування»;

кандидат технічних наук, доцент  
**Мельничук Сергій Володимирович,**  
Житомирський державний технологічний університет,  
доцент кафедри «Автомобілі і автомобільне господарство ».

Захист відбудеться «14» червня 2016 р. о 10<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.059.03 в Національному транспортному університеті за адресою: 01010, м. Київ, вул. Суворова, 1, ауд. 333.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного транспортного університету за адресою: 01103, м. Київ, вул. Кіквідзе, 42.

Автореферат розісланий «6» травня 2016 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



С.В. Ковбасенко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** На сьогодні в Україні існує проблема завантаженості магістральних вулиць великих міст, яка загострюється з кожним роком у зв'язку з ростом автомобілізації населення. Швидкість руху знижується в години-пік, тому розвантажити накопичення транспорту та прискорити переміщення пасажирів є одними з головних задач сьогодення в функціонуванні транспортних систем.

Рішенням даної проблеми може бути швидкісний надземний транспорт, що рухається по спеціальному шляхопроводу, який себе зарекомендував у світі, як: безшумний, екологічний та компактний вид транспорту. На даний час, впровадження швидкісного колісного транспорту в Україні вирішило б низку проблем в міських перевезеннях. У зв'язку з цим актуальними є дослідження поперечної стійкості та динаміки руху колісного транспортного засобу (КТЗ) в залежності від вибору його основних конструктивних параметрів, а саме: визначення оптимальних параметрів динамічних якостей (вертикальна та поперечна динаміка; курсова стійкість руху; проходження криволінійних ділянок з допустимими значеннями бокових прискорень) моделі КТЗ з точки зору підвищення працездатності та забезпечення безпеки руху даного виду транспорту.

**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 та енергетики автомобілів і автопоїздів», № держреєстрації 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 вирішувалися 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 отриманих 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).

**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  $a_{y\max}=2,7 \text{ м/с}^2$ );
- 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. Роботи [3, 4, 5, 16, 20, 21] написано одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: [1] – визначено вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля; [2] – визначено вплив повздовжньої сили на множину стаціонарних рухів моделі колісного екіпажу, [6] – проведено

порівняльний аналіз методів апроксимації моментної гіпотези відведення; [7] – запропоновано нову математичну форму моделі Fiala відведення пружного колеса; [8] – отримано аналітичні характеристики силової взаємодії пружного пневматика з опорною поверхнею при постійному куті відведення; [9] – проаналізовано стійкість швидкісного спеціалізованого вагона на циліндричних прогумованих колесах; [10] – побудована математична модель монорейкового вагона системи Alweg; [11] – визначено стабілізуючий момент шини; [12] – визначення критичної швидкості прямолінійного руху автомобіля; [13] – вибір і обґрунтування показників для оцінки стійкості руху автомобіля при проведенні дорожніх випробувань; [14] – аналіз типу рисунка протектора на рівень шуму легкового автомобіля; [15] – вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля; [17] – визначення взаємодії стабілізуючого моменту та деформації шини в області контакту; [18] – методика визначення бічних сил на осях автомобіля в лекції з теорії автомобіля; [19] – визначення характеристик силової взаємодії шини з опорною поверхнею за сталого кута відведення; [22] – вибір вихідних даних до розробки математичної моделі монорейкового вагона системи Alweg.

**Апробація результатів роботи.** Результати роботи доповідались та обговорювались на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (Київ, НТУ 2010-2014рр. ); на міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобильный транспорт: «Проблемы и перспективы» (Севастополь СевНТУ, 2011, 2012, 2014 рр.); на міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця ВНТУ, 21–23 жовтня 2013 р. та 14-16 квітня 2015 р.); на міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення» (м. Харків ХНАДУ, 7–8 листопада 2013 р.); II міжнародній науково-практичній конференції «Управление высокоскоростными движущимися объектами и профессиональная подготовка операторов сложных систем» (м. Кіровоград КЛА НАУ, 27–28 листопада 2013 р. ); на науково-практичній студентській конференції «Розвиток науки і техніки на залізничному транспорті» (м. Київ ДЕТУТ, 15 травня 2015 р.); на XXI науково–технічній конференції з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчивое развитие» (м. Варна ТУ Варна, 14 – 16 травня 2015р.) та на всеукраїнській науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів» (м. Одеса МТУ «Миколаївська Політехніка», вересень 2015 р.).

**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.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота містить у собі вступ, основну частину, яка складається із п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел з 135 найменувань, викладеного на 14 сторінках. Повний обсяг дисертації складає 168 сторінок, з них 143 сторінки основного тексту, 86 рисунків, 13 таблиць та 4 додатки на 11 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі до дисертації обґрунтована актуальність теми, сформульовано мету та задачі дослідження, викладено наукову новизну результатів дослідження, показано практичне значення, надано відомості про апробацію та публікацію результатів досліджень.

У першому розділі виконано огляд сучасного стану розвитку швидкісних КТЗ що рухаються по спеціальному шляхопроводу. Детально розглянуто існуючі методики визначення показників стійкості руху моделі КТЗ та фактори, що впливають на неї.

Аналіз літературних джерел з питань стійкості та динаміки швидкісних КТЗ, вказує на вкрай обмежений інформаційний ресурс з цього питання. Переважна більшість робіт присвячені питанням вертикальної динаміки, а питання поперечної динаміки та поперечної силової взаємодії направляючого модуля зі шляхопроводом висвітлені недостатньо. Так само залишається мало висвітленим питання з використання тієї чи іншої моделі відведення шин при моделюванні руху пружного колеса та практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності від характеру та величини динамічних навантажень, що забезпечуватиме необхідний рівень безпеки та комфорту. Зважаючи на гостру потребу мегаполісів у вирішенні транспортних проблем та сучасний стан розвитку пасажирського транспорту в Україні, сформульована тема дисертаційної роботи є актуальною. На підставі проведеного аналізу сформульовано мету і задачі дослідження.

У другому розділі отримано нову математичну форму моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala, зокрема, для визначення стабілізуючого моменту (моменту відведення). Запропоновано зберегти всі базові характеристики моделі Fiala, а саме:  $\bar{k}_Y$  - коефіцієнт опору відведенню,  $\bar{k}_M$  - коефіцієнт стабілізуючого моменту,  $\bar{Y}_{\delta_{\max}}$ ,  $\bar{M}_{\max}$  - максимальне значення бічної сили та стабілізуючого моменту відповідно;  $\delta_Y^*$ ,  $\delta_M^*$  - кути відведення, що відповідають відповідно максимальній бічній силі та стабілізуючому моменту.

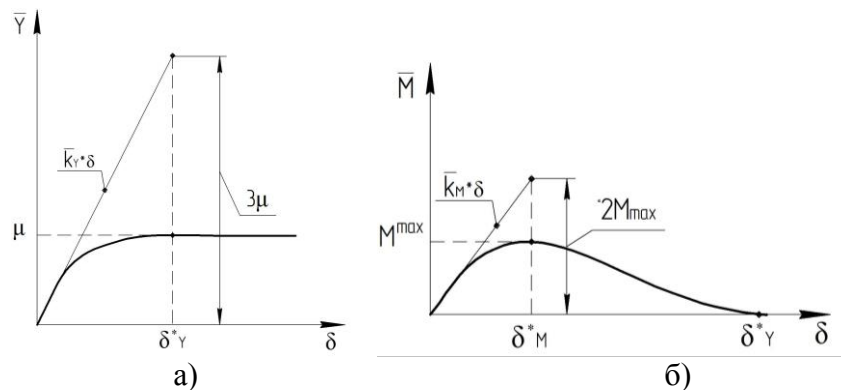


Рисунок 1 - Залежності бічної сили(а) та стабілізуючого моменту (б) як функції кута відведення (за моделлю Fiala)

У моделі Fiala базові характеристики сили та моменту відведення взаємопов'язані між собою співвідношеннями:

$$\bar{k}_M = \frac{2}{3} R_2 \bar{k}_Y, \quad \delta_M^* = \frac{1}{4} \delta_Y^*, \quad \delta_Y^* = \frac{3\mu}{k_Y}, \quad \bar{M}_{\max} = \frac{27}{128} R_2 \mu,$$

що дає можливість по залежності сили відведення відтворювати залежність моменту відведення ( $R_2$  – радіус поперечного перерізу тороїдальної шини).

Далі бічну силу запропоновано визначати в параметричній формі (1):

$$\begin{cases} \bar{Y} = \frac{A \cdot t}{(t^2 + 1)} \\ \delta = \frac{t}{B \sqrt{1 - \left(\frac{t}{C}\right)^2}} \end{cases} \Rightarrow t = \frac{B\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{B\delta}{C}\right)^2}}, \quad (1)$$

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

Коефіцієнти  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , що входять у співвідношення (1), визначаються через базові характеристики залежності бічної сили  $\bar{Y}'|_{\delta=0}$ ,  $\bar{Y}_{\delta_{\max}}$ ,  $\delta_Y^*$ :

$$Y'|_{\delta=0} = \bar{k}_Y = AB, \quad \bar{Y}_{\delta_{\max}} = \mu = \frac{1}{2} A, \quad \delta_Y^* = \frac{1}{B \sqrt{1 - \frac{1}{C^2}}}. \quad (2)$$

Розглянемо запропоновану загальну залежність для стабілізуючого моменту

$$\bar{M}(\delta) = \frac{A_1 \delta}{(B_1 \delta^4 + C_1 \delta^2 + 1)}. \quad (3)$$

Параметри  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$ , що входять у залежність (3), визначаються через базові геометричні характеристики стабілізуючого моменту ( $\bar{k}_M$ ,  $\bar{M}_{\max}$ ,  $\delta_M^*$ ):

$$A_1 = \bar{k}_M = \frac{2}{3} R_2 \bar{k}_Y, \quad B_1 = -\frac{1}{2} \frac{A \cdot \delta_M^* - 2\bar{M}_{\max}}{\bar{M}_{\max} (\delta_M^*)^4}, \quad C_1 = \frac{1}{2} \frac{3A \cdot \delta_M^* - 4\bar{M}_{\max}}{\bar{M}_{\max} (\delta_M^*)^2}. \quad (4)$$

У подальших розрахунках доведено, що стабілізуючий момент шини сприяє збільшенню критичної швидкості на 20%, але при використанні нелінійної залежності стабілізуючий момент дещо звужує область стійких режимів.

У **третьому розділі** проведено порівняльний аналіз стійкості та динамічних властивостей моделі візка КТЗ на прогумованих колесах з візком, оснащеним пневматичними шинами (аналог Alweg).

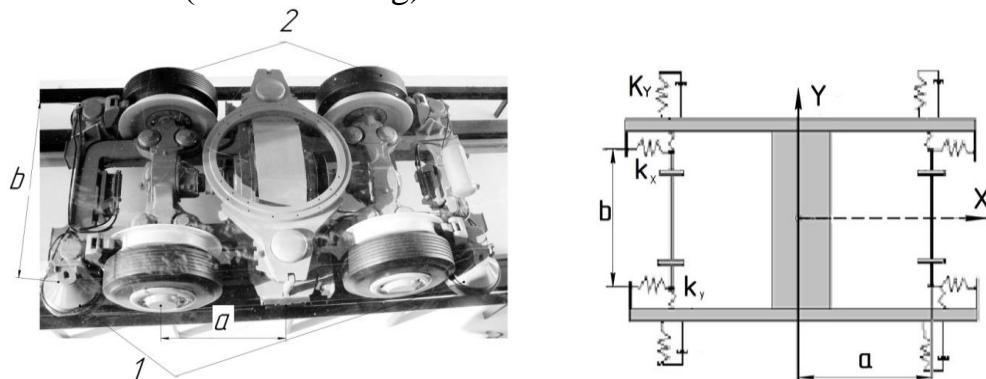


Рисунок 2 - Візок КТЗ на прогумованих колесах: 1 – направляючі колеса; 2 – несучі колеса

Рівняння руху плоскої моделі двовісного візка:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} Y \right) - 2k_y Y_2 - 2k_y Y_1 + 4k_y Y = 0 \\ J \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \Psi \right) - 2b^2 k_x \Psi_1 + (4b^2 k_x + 4a^2 k_y) \Psi + 2ak_y Y_2 - 2b^2 k_x \Psi_2 - 2ak_y Y_1 = 0 \\ m_1 \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} Y_1 \right) - 2ak_y \Psi + 2k_y Y_1 - 2k_y Y - Q_{Y_1} = 0 \\ J_1 \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \Psi_1 \right) + 2b^2 k_x \Psi_1 - 2b^2 k_x \Psi - Q_{\Psi_1} = 0 \\ m_1 \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} Y_2 \right) + 2ak_y \Psi + 2k_y Y_2 - 2k_y Y - Q_{Y_2} = 0 \\ J_1 \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} \Psi_2 \right) - 2b^2 k_x \Psi + 2b^2 k_x \Psi_2 - Q_{\Psi_2} = 0 \end{array} \right. , \quad (5)$$

де  $Y$  та  $Y_1, Y_2$  – бокове зміщення КТЗ та колісних пар відносно повздовжньої осі відповідно;

$\Psi$  та  $\Psi_1, \Psi_2$  – кут виліяння КТЗ та колісних пар відповідно;

$a$  – половина бази візка;  $b$  – відстань між осями пружин КТЗ;

$k_y, k_x$  – повздовжня й поперечна жорсткості підвіски КТЗ відповідно.

Перші два рівняння системи (5) відповідають руху рами візка, а останні дві пари рівнянь описують плоский рух колісних пар на прогумованих колесах.

Розглянуто умови стійкості моделі візка. Показано, що дана схема потребує впровадження додаткових горизонтальних пружних елементів, котрі забезпечать стійкість системи. Дане рішення було обґрунтовано за рахунок приведеного коефіцієнта жорсткості  $\tau = 2k_{y1} / m_1 = 10000 \text{ с}^{-2}$  ( $k_y = k_x = 595 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ ) в межах області стійкості в площині параметрів  $\tau = 5000..60000$  та  $V = 0..40 \text{ м/с}$ . Такі параметри гарантують стійкість прямолінійного руху моделі візка при швидкостях до 30 м/с (108 км/год).

При розгляді схеми візка КТЗ (аналог системи Alweg) (рис.3) постало питання визначення жорсткості, яка виникає від направляючих і несучих коліс, та аналізу дії попереднього притискання коліс до шляхопроводу.

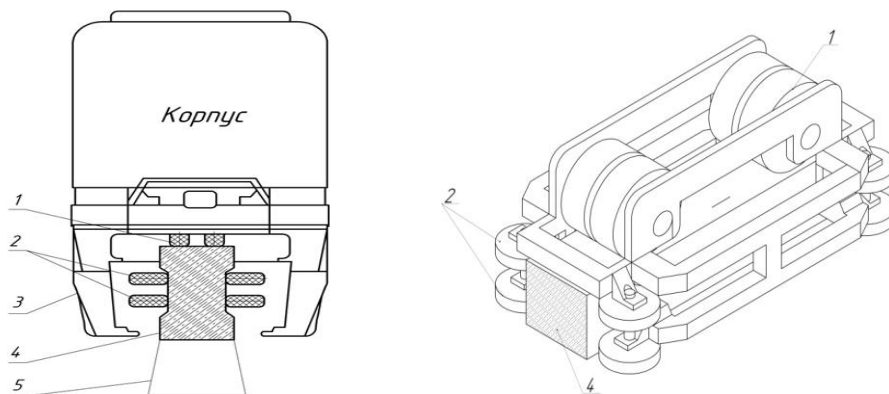


Рисунок 3 - Принципова схема КТЗ Alweg: 1 – несучі (опорні) колеса, 2 – стабілізуючі (направляючі) колеса, 3 – бічні сторони КТЗ, 4 – шляхопровід, 5 – підтримуюча колона.

Математичні рівняння руху моделі візка КТЗ з направляючим колісним модулем, що надає курсову стабілізацію вздовж шляхопроводу, мають вигляд (6), де



у 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.

$$\begin{cases} m(\dot{u} + v\omega) = Y_1 \cos \theta + Y_2 + Y \\ J\dot{\omega} = aY_1 - bY_2 - M - M_1 - M_2 \end{cases}, \quad (6)$$

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

$a, b$  – відстані, відповідно, від передньої і задньої осей до центра мас візка;

$v, u$  – повздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка;

$\dot{u}$  – бічне прискорення візка;

$\omega, \dot{\omega}$  – кутова швидкість та кутове прискорення візка відносно його центральної вертикальної осі;

$Y_1, Y_2$  – сили відведення;

$M_1, M_2$  – моменти відведення, які визначаються на основі гіпотези відведення.

Сили відведення та моменти відведення визначаються на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення. 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. Розрахункова велосипедна схема візка КТЗ представлена на рис. 4.

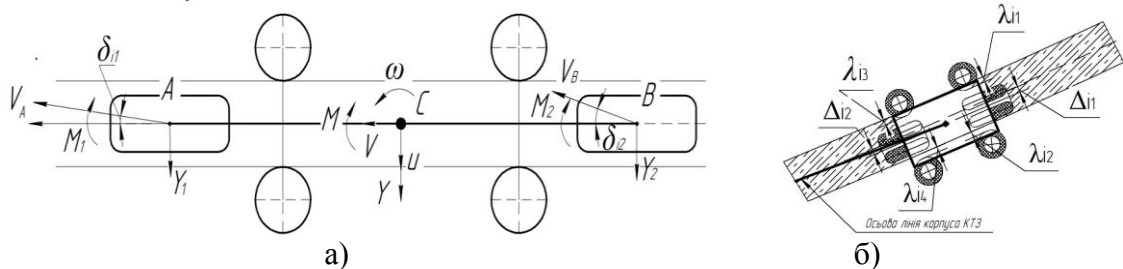


Рисунок 4 - Розрахункова велосипедна схема візка КТЗ (а) та візуалізація візка КТЗ (б)

Сили відведення (7) та моменти відведення (8) приведено нижче:

$$Y_i = k_i \cdot \delta_i / \sqrt{1 + (k_i \delta_i / (\psi_i N_i))^2}, \quad (7)$$

$$M_i = A_i \cdot \delta_i / (B_i \delta_i^4 + C_i \delta_i^2 + 1), \quad (8)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт опору відведенню;  $\delta_i$  – кут відведення  $i$ -того несучого колеса;

$\psi_i$  – коефіцієнт тертя колеса в поперечному напрямі;

$N_i$  – навантаження на приведенне колесо;

$A_i, B_i, C_i$  – коефіцієнти, що визначаються емпірично.

Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах:

$$\delta_1 = -\arctg \frac{u + a\omega}{v}, \quad \delta_2 = \arctg \frac{-u + b\omega}{v}. \quad (9)$$

Пружна сила та момент, що породжуються направляючим колісним модулем у прямій ділянці шляху (10) і в круговій (11)

$$Y = -C_y \cdot y_c, \quad (10)$$

$$M = -C_\psi \cdot \psi,$$

$$Y = C_y \left( l^2 K_r / 2 - \left( 1 / K_r - \sqrt{(y_c - 1 / K_r)^2 + x_c^2} \right) \right), \quad (11)$$

$$M = C_\psi (\psi - \phi),$$

де  $K_r$  – кривизна кругової траєкторії;

$l$  – база направляючого модуля;

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

В ході порівняння візків КТЗ було виявлено, що модель візка з пневматичними шинами має низку переваг в порівнянні з візком на прогумованих колесах: кращі показники стійкості та безпека від скочування колеса, простота конструювання, менша маса, ліпші характеристики повздовжньої взаємодії з дорожнім покриттям та плавність руху.

Розроблено математичну модель КТЗ (аналог Alweg), яка враховує поперечну та кутову жорсткість всього візка в залежності від його конструкції та основні нелінійні характеристики при коченні колеса з відведенням. Проведено аналіз стійкості та візуалізацію КТЗ в прямолінійному та круговому стаціонарних режимах руху. До складу КТЗ входять три складові: «ВІЗОК 1 –КОРПУС– ВІЗОК 2». Корпус КТЗ з'єднано з візками шарнірно в точках А та В (центрах мас візків) (рис.5, а).

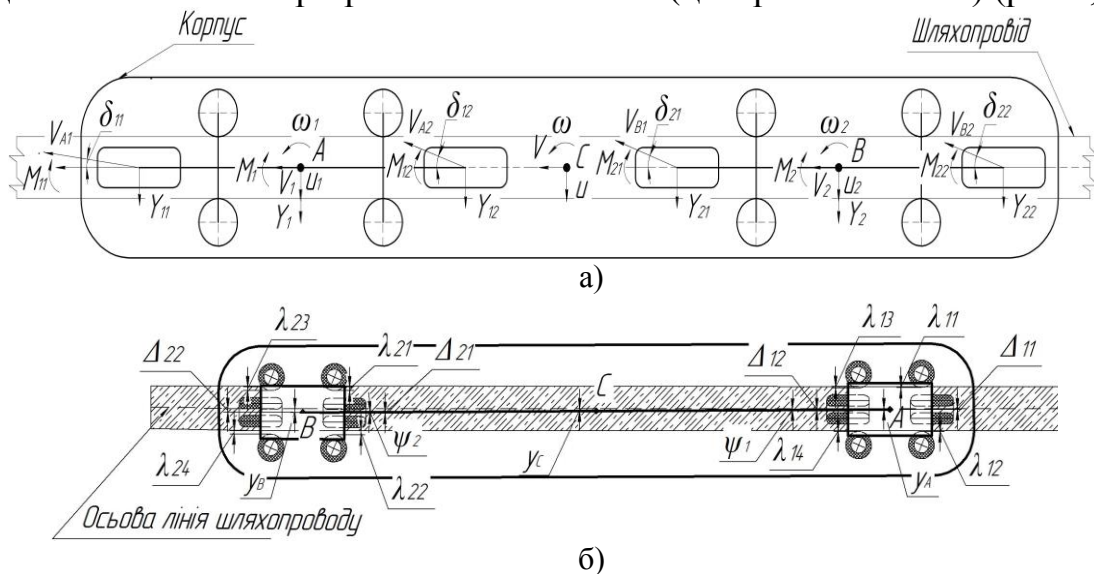


Рисунок 5 - Схема КТЗ з двома візками: розрахункова велосипедна (а); візуалізація монорейкового вагона (б)

Прийнято, що положення корпусу КТЗ (тіло носій) визначається положенням його центра мас ( $x_c, y_c$ ) та курсовим кутом  $\psi$ , положення візків визначається кутами повороту відносно осі корпусу транспортного засобу  $\psi_1$  та  $\psi_2$ . Динамічні рівняння плоскопаралельного руху корпусу описуються двома половинними ступенями вільності: поперечною складовою швидкості центра мас  $u$ ; кутовою швидкістю відносно вертикальної осі  $\omega$ . Зовнішні сили та моменти, що діють на КТЗ: приведена сила  $Y_i$  та момент пружності  $M_i$ , що діють на направляючий колісний модуль; сили  $Y_{ij}$  та моменти  $M_{ij}$  відведення несучих коліс;  $X_{ij}$  – повздовжні сили у плямі контакту несучих коліс. У шарнірних з'єднаннях (циліндричних шарнірах) візка з корпусом

КТЗ виникають внутрішні сили, які формально вилучаються при виведенні рівнянь руху всієї системи.

Рівняння динаміки плоскопаралельного руху КТЗ з припущенням, що в системі підтримується постійна величина повздовжньої складової швидкості центру мас корпусу (параметр  $v$ ) і відсутні повздовжні сили  $X_{ij}$  ( $LA, LB$  – відстань від центру мас корпусу до шарнірів «А» і «В») має вигляд:

$$\begin{aligned}
 m(\ddot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \psi_1 + Y_{12} \cos \psi_1 + Y_2 \cos \psi_2 + Y_{21} \cos \psi_2 + \\
 &+ Y_{22} \cos \psi_2 + \sin \psi_2 X_{21} + \sin \psi_2 X_{22} + Y_{11} \cos \psi_1 + \sin \psi_1 X_{11} + \\
 &+ \sin \psi_1 X_{12} + m_2 LB \dot{\omega} - m_2 \omega v - m_1 LA \dot{\omega} - m_1 \omega v - m_1 \ddot{u} - m_2 \ddot{u} \\
 J \dot{\omega} &= -LA m_1 \omega v + LA Y_{11} \cos \psi_1 + LB m_2 \omega v + LA \sin \psi_1 X_{11} - \\
 &- LA m_1 \ddot{u} - m_1 LA^2 \dot{\omega} - m_2 LB^2 \dot{\omega} + LA Y_1 \cos \psi_1 + LA Y_{12} \cos \psi_1 + \\
 &+ LA \sin \psi_1 X_{12} - LB Y_2 \cos \psi_2 - LB Y_{21} \cos \psi_2 - LB Y_{22} \cos \psi_2 + \\
 &+ LB m_2 \ddot{u} - LB \sin \psi_2 X_{21} - LB \sin \psi_2 X_{22} \\
 J_1 \dot{\omega}_1 &= l \cdot Y_{11} - l \cdot Y_{12} - M_1, \quad (\omega_1 = \omega + \dot{\psi}_1), \\
 J_2 \dot{\omega}_2 &= l \cdot Y_{21} - l \cdot Y_{22} - M_2, \quad (\omega_2 = \omega + \dot{\psi}_2).
 \end{aligned} \tag{12}$$

Для визначення сили та моменту відведення використовувались залежності (7-8), які було наведено вище при дослідженні візків. Кути відведення на передніх та задніх несучих колесах визначаються через поперечні, повздовжні складові швидкості центрів мас візків та місцеві кутові швидкості відносно відповідних вертикальних осей (9). Пружні сили  $Y_i$  та пружні моменти  $M_i$  у прямолінійних ділянках мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 Y_1 &= -C_y \cdot y_A, & M_1 &= C\psi(\psi + \psi_1), \\
 Y_2 &= -C_y \cdot y_B, & M_2 &= C\psi(\psi + \psi_2).
 \end{aligned} \tag{13}$$

У кругових ділянках пружні сили  $Y_i$  та пружні моменти  $M_i$  лінійно залежать від радіального зсуву центра мас візка щодо програмної кругової траєкторії, різниці курсових кутів візка та програмної кривої відповідно:

$$\begin{aligned}
 Y_1 &= Cy \left( l^2 \cdot Kr / 2 - \left( 1 / Kr - \sqrt{(y_A - 1 / Kr)^2 + x_A^2} \right) \right), \\
 M_1 &= C\psi(\psi + \psi_1 - \varphi), \\
 Y_2 &= Cy \left( l^2 \cdot Kr / 2 - \left( 1 / Kr - \sqrt{(y_B - 1 / Kr)^2 + x_B^2} \right) \right), \\
 M_2 &= C\psi \left( \psi + \psi_2 - \varphi + 2 \left( \frac{\pi}{2} \right) - \arccos((LA + LB) / (2R)) \right),
 \end{aligned} \tag{14}$$

$$x_A = x_C + LA \cdot \cos \psi, \quad y_A = y_C + LA \cdot \sin \psi, \quad x_B = x_C - LB \cdot \cos \psi, \quad y_B = y_C - LB \cdot \sin \psi,$$

де  $x_A, y_A, x_B, y_B$  – координати центру мас візків КТЗ;

$\psi_1, \psi_2$  – курсові кути програмної траєкторії в точках А і В.

Отримані при чисельному моделюванні максимальні значення характеристик прямолінійного руху КТЗ, зведено в підсумкову таблицю 1.

Таблиця 1 - Максимальні значення кінематичних та силових характеристик прямолінійного руху транспортного засобу при фіксованих збуреннях ( $\psi_1=+0,1$  рад,  $\psi_2=-0,1$  рад)

V, м/с	maxRe( $\lambda$ )	$\nu$ , Гц	$\omega$ , рад/с	$a_y$ , м/с <sup>2</sup>	max $\delta_{ij}$ , рад	max $Y_{A,B}$ , М	max $\Delta_{i,M}$	max $Y_i$ , Н	max $M_i$ , Н·м
20	-1,9	0,8..1,6	0,1	2	0,03	0,091	0,13	24000	56300
25	-1,5	0,8..1,8	0,13	3,4	0,033	0,115	0,145	25000	56000
30	-1,3	0,8..1,79	0,15	4,6	0,035	0,118	0,15	26000	56000
35	-1,1	0,81..1,85	0,17	6	0,037	0,12	0,16	30000	56000

Для аналізу стійкості моделі КТЗ у стаціонарному круговому русі було проведено аналогічне дослідження. Отримано графіки залежностей при швидкості  $V = 15$  м/с. Доведено практичну можливість реалізації обраної розрахункової схеми КТЗ, що забезпечує безпеку транспортування пасажирів. Надано оцінку швидкості затухання збурень за всіма фазовими змінними при врахуванні нелінійних характеристик сил та моментів відведення. Визначено максимальні значення силової взаємодії направляючих колісних опор із шляхопроводом та шарнірних з'єднань корпус-візок при усталеному русі по колу в діапазоні експлуатаційних швидкостей та кути відведення першого та другого візка (рис. 6,7).

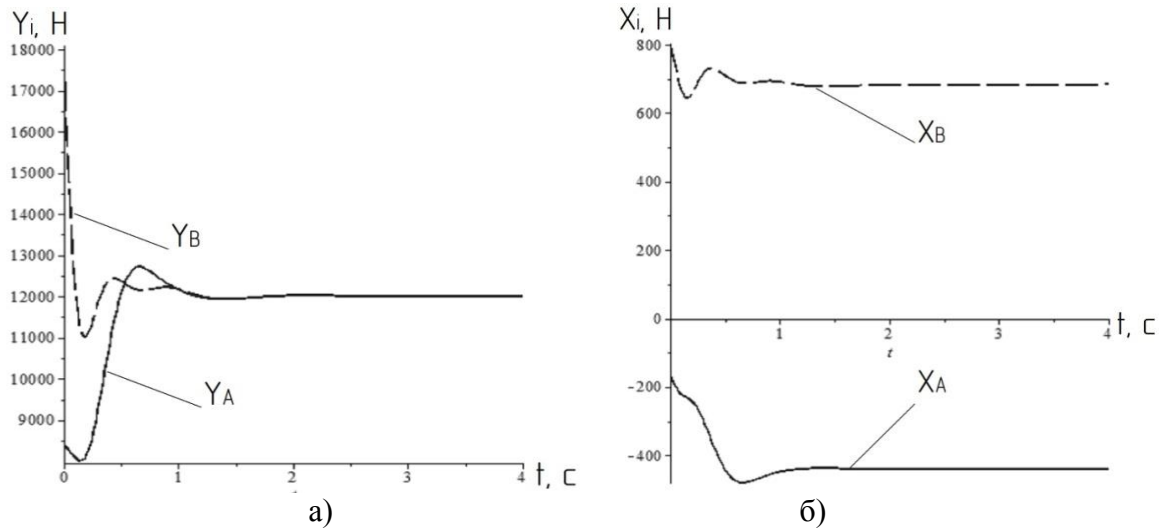


Рисунок 6 – Поперечна  $Y_i$  (а) та повздовжня  $X_i$  (б) сили першого та другого візків КТЗ

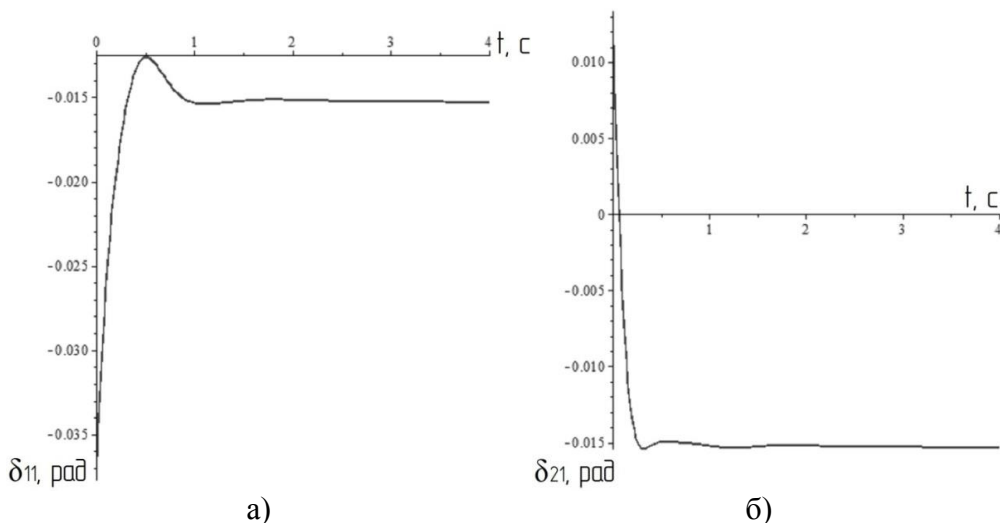


Рисунок 7 - Залежність кутів відведення  $\delta_{11}$  та  $\delta_{21}$  першого та другого візка КТЗ відповідно (а) та (б)

Значення характеристик сталого руху по колу КТЗ при  $V=15...25$  м/с, отриманих при чисельному моделюванні, зведено в підсумкову таблицю 2.

Таблиця 2 - Значення кінематичних та силових характеристик сталого руху по колу при швидкості  $V=15...25$  м/с

V, м/с	$\omega$ , рад/с	$a_y$ , м/с <sup>2</sup>	$\delta_{ij}$ , рад	$y_A$ , м	$\Delta_1$ , м	$\Delta_2$ , м	$Y_i$ , Н	$M_i$ , Н·м	$Y_{A,B}$ Н	$X_A$ , Н	$X_B$ , Н
15	0,1	1,5	0,015	0,072	0,084	0,067	20000	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

У четвертому розділі проведено чисельне моделювання розробленої математичної моделі КТЗ у неусталених режимах руху (вздовж перехідних ділянок шляхопроводу), обґрунтовано вибір вертикальної жорсткості несучих колісних опор. Криволінійні ділянки шляхопроводу відповідають повороту на  $90^\circ$  та складаються з двох прямолінійних ділянок і чверті кола, радіус кривизни якого  $R=150$  м. Для перехідних кривих вступають в силу обмеження, пов'язані з реалізацією екстремальних значень характерних параметрів системи - поперечних прискорень, зсувів несучих коліс, кутів крену, вертикальних і поперечних реакцій колісних опор, забезпечення яких можливо лише на основі методів чисельного моделювання і за умови обґрунтованого вибору характерних визначальних параметрів.

Моделювання проводилось у два етапи. Перший етап складався з двох стадій, перша - перехід коліс переднього візка за межу стику між прямолінійною та круговою ділянками шляху, при цьому початковими умовами є параметри системи, що відповідають незбуреному руху (рис. 8, а). Друга стадія відповідала переходу другого візка на кругову ділянку шляху, при цьому початкові умови є кінцевим результатом моделювання на першому етапі (рис. 8, б).

На другій стадії першого етапу визначались збурення фазових змінних під час руху по колу, при цьому було зафіксовано максимальні відхилення фазових змінних від їх значень у стаціонарному круговому режимі. Для виявлених екстремальних відхилень фазових змінних проводилась візуалізація відносної конфігурації КТЗ та частини шляхопроводу з позначенням характерних бокових зазорів. Аналізувались максимальні показники: бокові реакції коліс (сили відведення), поперечні прискорення, пружні деформації опорних коліс тощо.

Другий етап чисельного моделювання також складався з двох стадій. Початок першої стадії відповідав переходу коліс першого візка з кривої на прямолінійну ділянку, а початок другої стадії відповідав переходу другого візка з кругової на прямолінійну. Було використано числові значення конструктивних параметрів, які наводились у 3 розділі. Визначено максимальну швидкість, яка забезпечує безпеку руху та достатній рівень комфорту пасажирів ( $V=20$  м/с в радіусі 150 м).

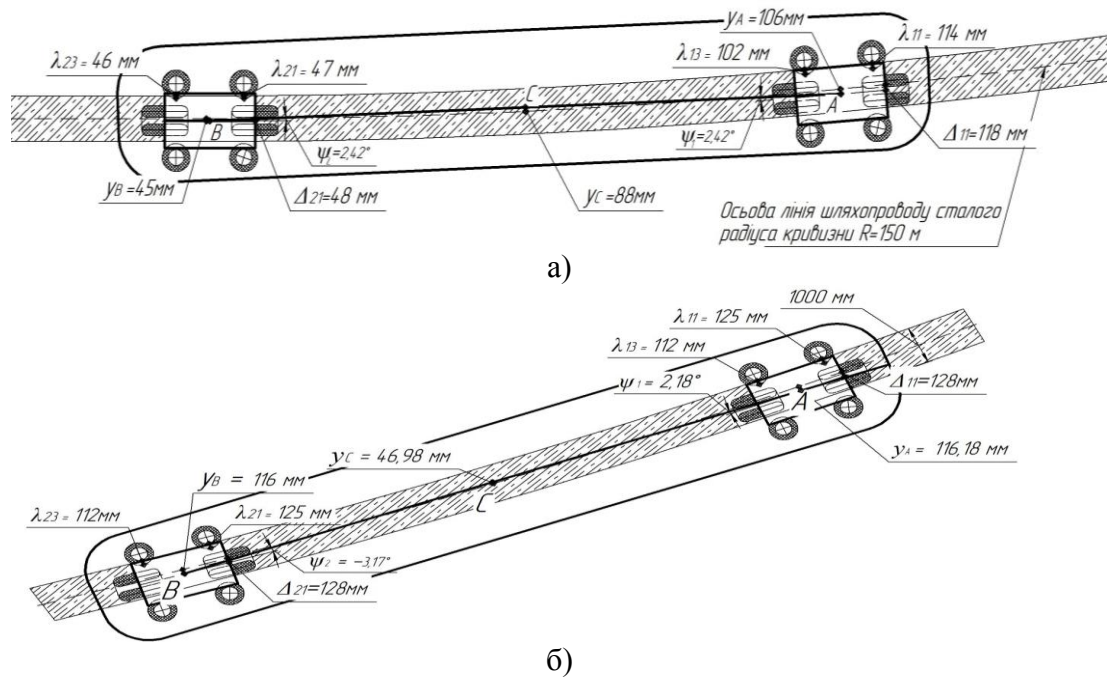


Рисунок 8 - Моделювання руху моделі КТЗ, перший етап:  
а – перша стадія; б – друга стадія

Результати дослідження було зведено в підсумковій таблиці 3 та 4.

Таблиця 3 – Чисельні значення фазових змінних та характерні значення параметрів руху КТЗ в різних конфігураціях

Етап I Стадія I											
$\Psi$ , рад	$\psi_1$ , рад	$\psi_2$ , рад	$x_c$ , м	$u_c$ , м	$y_1$ , мм	$y$ , мм	$y_2$ , мм	$\lambda_{11}$ , мм	$\lambda_{13}$ , мм	$\Delta_{11}$ , мм	$\Delta_{12}$ , мм
0,0423	0,0423	-0,042	6,996	0,2516	106	88	45	114	102	118	102
Етап I Стадія II											
0,3668	0,0381	-0,055	53,776	10,021	116,2	46,98	116,5	125	112	128	113
Етап II Стадія I											
1,5244	0,03782	-0,0555	149,8	143,05	125	39	125	130	133	133	119
Етап II Стадія II											
1,5757	-0,0046	-0,0134	150,004	157,00	10	44	78	10	23	9	10

Таблиця 4 – Чисельні значення кінематичних та силових характеристик КТЗ

Етап I Стадія I							
$\omega$ , рад/с	$a_y$ , м/с <sup>2</sup>	$\delta_{11}$ , рад	$\delta_{21}$ , рад	$Y_1$ , Н	$Y_2$ , Н	$M_1$ , Н·м	$M_2$ , Н·м
0,14	2,7	0,016	0,0065	29000	11000	7700	0
Етап I Стадія II							
0,133	2,66	0,015	0,0153	31000	31000	4730	4730
Етап II Стадія I							
0,127	2,62	0,018	0,022	31000	31200	4500	4730

Розглянуто питання перерозподілу вертикальних реакцій шляхопроводу на несучих колесах і горизонтальних реакцій на направляючих колесах. Розрахунок відповідає квазістатичним умовам рівноваги КТЗ в кривих ділянках шляху. Деформація направляючих коліс буде визначатися двома чинниками: поперечним зсувом всього корпусу КТЗ  $\Delta_y$  та кутом крену  $\phi$  (рис. 9).

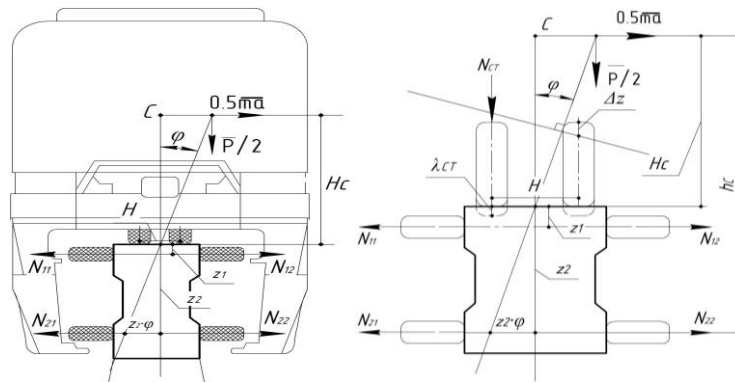


Рисунок 9 – Схема КТЗ у вертикальній площині

При цьому реакції дорівнюватимуть нулю, якщо відповідні деформації менше нуля, або дорівнюють нулю.

$$\begin{aligned} N_{11} &= K_{Z2} \cdot (\Delta_y - z_1 \cdot \varphi), & N_{12} &= K_{Z2} \cdot (\Delta_y - z_2 \cdot \varphi), \\ N_{21} &= K_{Z2} \cdot (z_1 \cdot \varphi - \Delta_y), & N_{22} &= K_{Z2} \cdot (z_2 \cdot \varphi - \Delta_y). \end{aligned} \quad (15)$$

Перерозподіл між вертикальними реакціями несучих коліс позначимо  $\Delta N_{Z1}$ :

$$\Delta N_{Z1} = K_{Z1} \cdot H \cdot \varphi / 2. \quad (16)$$

Тоді з двох умов рівноваги можемо знайти невідомі значення параметрів  $\Delta_y$ ,  $\varphi$ :

$$\begin{aligned} \Delta N_{Z1} \cdot H + N_{21} \cdot z_1 + N_{22} \cdot z_2 &= m \cdot a \cdot H_c + m \cdot g \cdot H_c \cdot \varphi + N_{11} \cdot z_1 + N_{12} \cdot z_2, \\ N_{21} + N_{22} + m \cdot a &= N_{11} + N_{12}. \end{aligned} \quad (17)$$

При послідовному збільшенні нормального прискорення, наприклад, за рахунок збільшення величини повздовжньої швидкості, буде зростати перерозподіл навантажень  $\Delta N_{Z1}$ . Коли  $\Delta N_{Z1} = P/2$ , може відбутися стрибкоподібна зміна кута крену за рахунок наявності зазору між боковою зовнішньою поверхнею шляхопроводу та зовнішніми направляючими колесами, що звичайно вкрай небажано. Виникнення такого ефекту можливо, якщо в момент повного розвантаження зовнішніх несучих коліс параметри  $\Delta_y$ ,  $\varphi$  пов'язані співвідношенням  $\Delta_y > \varphi \cdot z_2$ . Тому бажано, щоб пружні параметри колісних опор вибиралися з урахуванням цих обставин (тобто в момент повного розвантаження внутрішніх опорних коліс повинна виконуватись умова)  $\Delta N_{Z1} = P/2$ ;  $\Delta_y \leq \varphi \cdot z_2$ . Альтернативою такому конструкторському рішенню може бути попереднє примусове притискання направляючих коліс до боковин шляхопроводу  $\Delta_0$ , яке може бути оцінено, виходячи з екстремальних значень сил інерції, що можуть реалізовуватися в експлуатації.

Запропоновано інтервал зміни параметра 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:  $\Delta N_{Z1} = 914$  Н (5%),  $\varphi = 0,5^\circ$ ;  $\Delta N_{Z1} = 3655$  Н (19%),  $\varphi = 2^\circ$ ;  $\Delta N_{Z1} = 8223$  Н (42%),  $\varphi = 5^\circ$ ,  $\Delta N_{Z1} = 14619$  Н (75%),  $\varphi = 8^\circ$  відповідно при швидкостях 5 м/с; 10 м/с; 15 м/с та 20 м/с. Такий вибір жорсткості приводить 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  $0,5 \cdot N_{11} = 1548$  Н,

$0,5 \cdot N_{22} = 881 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{11} = 6191 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{22} = 3524 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{11} = 13929 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{22} = 7929 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{11} = 24762 \text{ Н}$ ,  $0,5 \cdot N_{22} = 14096 \text{ Н}$  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 напрямного колеса) складає від 250000 Н/м до 320000 Н/м. Визначено допустимі інтервали для величин радіальної жорсткості несучих та направляючих коліс, перерозподіл вертикальних та поперечних реакцій колісних опор та характеристики силової взаємодії при проходженні криволінійних ділянок шляхопроводу.

**У п'ятому розділі** наведено результати експериментальних досліджень, якими було доведено адекватність запропонованої моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею за моделлю Fiala. 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 локальний характер - в околі екстремуму. Надано рекомендації щодо вибору можливого типорозміру колісних опор та спрощеного профілю криволінійних ділянок шляхопроводу, який утворюється з прямолінійних та криволінійних елементів сталої кривизни.

Рекомендовано у якості шин несучих коліс використовувати радіальну шину, індекс вантажопідйомності якої повинен бути не менше 140 ( $N_{CT}=2500 \text{ кг}$ ) та індекс швидкості - J (100 км/год).

**У додатках** наведені програми Maple для визначення основних показників та інформацію про впровадження дисертаційної роботи.

## **ВИСНОВКИ**

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення поперечної стійкості та динаміки КТЗ, що рухається по спеціальному шляхопроводу, шляхом вибору пружних характеристик колісних опор.

Основні результати проведеного наукового дослідження:

1. Аналіз літературних джерел з питань стійкості та динаміки нового виду транспорту показав на недостатність вивчення силової взаємодії направляючого модуля КТЗ зі шляхопроводом та розробки практичних рекомендацій щодо вибору типорозміру несучих та направляючих коліс в залежності від характеру та величини динамічних навантажень, що 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 мнговиду 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 приведенного 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  $a_y = 2 \dots 6$  м/с<sup>2</sup> при  $V = 20 \dots 35$  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  $M_i = 56000$  Н·м; максимальні зміщення несучих коліс від осьової лінії першого візка знаходяться в межах  $\Delta_i = 130 \dots 160$  мм при  $V = 20 \dots 35$  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  $a_{y,max} = 2,7$  м/с<sup>2</sup>). Максимальні значення бокової реакції не перевищують 11 % від 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 ( $a_y$ ,  $\Delta$ ), 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 компоновальних 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.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Статті в наукових фахових виданнях

1. 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.
2. Вербицький В.Г. Вплив повздовжньої 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.
3. 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.
4. Єфименко А.М. Вибір раціональних конструктивних параметрів швидкісного монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2014. - №2-3. - С. 37 - 41.
5. Єфименко А.М. До моделювання динаміки візка монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 25. – К.:ДЕТУТ, 2014. - С. 51 - 55.
6. 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.
7. Вербицький В.Г. До визначення нової математичної форми моделі Fiala пружного 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.
8. Вербицький 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.

### Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних науко-метричних баз

9. 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.
10. 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.

### Праці апробаційного характеру

11. 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 професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2011. – С.43.

12. 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 професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2010. – С.56.

13. Писанець О.О. Вимірювання показників експлуатаційних властивостей автомобіля в дорожніх умовах /О.О. Писанець, А.Є. Бондаренко, А.М. Єфименко //Тези доповідей LXVIII наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2012. – С.48.

14. 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.

15. 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 професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та працівників відокремлених структурних підрозділів університету. – К. : НТУ, 2014. – С.40.

16. 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.

17. 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 науково-практичної конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” 21-23 жовтня 2013р : Збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2013. - С. 24-25

18. 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.

19. Вербицкий В.Г. 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.

20. Єфименко А.М. Аналіз динаміки монорейкового вагона / А.М. Єфименко // Матеріали III-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «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.

21. Єфименко А.М. До питання аналізу монорейкового транспорту / А.М. Єфименко // Тези доповідей 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. 43.

22. Вербицкий В.Г. До визначення математичної моделі монорейкового вагона системи Alweg в кругових ділянках траєкторії / В.Г. Вербицкий, 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.

## АНОТАЦІЯ

**Єфименко А.М. Поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний транспортний університет. – Київ, 2016.

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача поліпшення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор, котрі забезпечать підвищення показників стійкості руху та безпеку переміщення пасажирів.

В ході дослідження питань стійкості та динаміки колісного транспортного засобу встановлено, що не достатньо досліджено питання поперечної динаміки та поперечної силової взаємодії направляючого модуля зі шляхопроводом. Питання пропонується вирішувати за рахунок вибору пружних характеристик колісних опор. Проведено аналіз стійкості та динамічних властивостей моделі візка КТЗ системи Alweg з візком на прогумованих колесах. Розроблено математичну модель КТЗ та програмне забезпечення для візуалізації його руху. Проведено чисельне моделювання та візуалізація конфігурації КТЗ в криволінійних (перехідних) ділянках шляхопроводу, обґрунтовано вибір вертикальної жорсткості несучих колісних опор та визначено характеристики перерозподілу реакцій на колісних опорах. Запропоновано можливий інтервал параметра вертикальної жорсткості, що відповідає нормативним показникам ( $a_y$ ,  $\Delta$ ) несучих коліс від 377700 Н/м до 477700 Н/м (відповідає жорсткості одного колеса) та інтервал для параметра поперечної жорсткості напрямних коліс (відноситься до одного колеса) складає

250 000 Н/м до 320 000 Н/м. Надано рекомендації щодо вибору типорозміру колісних опор та спрощеного профілю криволінійних ділянок шляхопроводу.

**Ключові слова:** колісний транспортний засіб, поперечна стійкість, візок, пневматичні колеса, математична модель, сила відведення, стабілізуючий момент, кут відведення, траєкторія, дослідження.

## АННОТАЦІЯ

**Ефименко А.Н. Улучшение поперечной устойчивости колесного транспортного средства путем выбора упругих характеристик колесных опор. - Рукопись.**

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Национальный транспортный университет. – Киев, 2016.

В диссертационной работе решена научно-практическая задача, связанная с улучшением поперечной динамики транспортного средства путем выбора упругих характеристик колесных опор, которые обеспечат повышение показателей устойчивости движения и безопасность перемещения пассажиров.

В ходе исследования устойчивости и динамики транспортного средства установлено, что недостаточно исследованы вопросы поперечной динамики и силового взаимодействия направляющего модуля с путепроводом. Данную задачу предлагается решать за счет выбора упругих характеристик колесных опор.

Разработана математическая модель транспортного средства (аналог системы Alweg), которая учитывает поперечную и угловую жесткость всей тележки в зависимости от её конструкции и учитывает основные нелинейные характеристики при качении колеса с уводом. При этом поперечные колебания транспортного средства и тележек определяются поперечным сдвигом и курсовым углом, а реакции шарнирных соединений изымаются методом сечений.

Выполнен анализ устойчивости и динамических свойств модели тележки транспортного средства с прорезиненными цилиндрическими колесами и пневматическими колесами (система Alweg). Доказана структурная устойчивость стационарных режимов движения модели симметричной тележки на пневматических колесах и её преимущества в сравнении с тележкой на прорезиненных колесных парах. Проанализирован характер и скорость затухания возмущений в окрестности стационарных состояний при учете нелинейных характеристик сил и моментов увода.

Доказано практическую возможность реализации выбранной расчетной схемы транспортного средства, которая обеспечивает безопасность эксплуатации; определены характеристики силового взаимодействия направляющих колесных опор с путепроводом и шарнирных соединений «корпуса ТС – тележка» в установившемся движении по кругу в диапазоне эксплуатационных скоростей.

Проведено численное моделирование и визуализация конфигурации транспортного средства в криволинейных (переходных) участках путепровода, состоящие из прямолинейных и криволинейных элементов постоянной кривизны (не менее 150 м), обоснован выбор вертикальной жесткости несущих колесных опор и определены характеристики перераспределения реакций на колесных опорах.

Выполнен рациональный выбор упругих характеристик опор, который обеспечивает комфортный уровень бокового ускорения (при переходе с прямолинейного участка на круговой участок пути локальный максимум составляет  $a_{y\max}=2,7 \text{ м/с}^2$ ). Максимальные значения боковой реакции не превышают 11% от значения боковой реакции в кривой постоянной кривизны (абсолютное значение пиковой боковой реакции составляет 35 кН). Результатами экспериментальных исследований доказана адекватность предложенной модели взаимодействия колеса с опорной поверхностью по модели Fiala. Максимальная погрешность по боковой силе не превышает 5% и реализуется при углах увода больше 10 градусов, а по стабилизирующему моменту не превышает 18%, и носит локальный характер.

Рекомендовано в качестве несущих колес использовать радиальную шину, индекс грузоподъемности которой должен быть не менее 140 ( $N_{CT}=2500 \text{ кг}$ ), а индекс скорости J (100 км/ч).

**Ключевые слова:** колесное транспортное средство, поперечная устойчивость, тележка, пневматические колеса, математическая модель, сила увода, стабилизирующий момент, угол увода, траектория, исследование.

## SUMMARY

**Yefimenko A. N. Improved lateral stability of the wheeled vehicles by selecting the elastic characteristics of the wheel supports.** - The manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical sciences, specialty 05.22.02 - automobiles and tractors. - National Transport University. - Kyiv, 2016.

In this dissertation solved scientific and practical task of improving the transverse dynamics of the wheeled vehicles on by selecting the elastic characteristics of the wheel supports which will improve the sustainability and safety of traffic movement passengers.

The study of questions of stability and dynamics of the wheeled vehicles found that not enough questions are examined lateral dynamics and lateral force interaction the interaction of the guide module with the road. The question proposed to solve by improving the transverse dynamics of the wheeled vehicles by selecting the elastic characteristics of the wheel supports. The analysis of stability and dynamic properties of the model truck of the wheeled vehicles system Alweg with a trolley on rubber wheels. The mathematical model of the wheeled vehicles and the software to visualize its movement is developed. Numerical modelling and visualization of the configuration of the wheeled vehicles in curved (transitional) sections of the overpass, the choice of vertical stiffness of the wheels and the characteristics of redistribution reactions on the tires. A possible interval of the parameter vertical stiffness, which corresponds to standard settings ( $a_y, \Delta$ ) - carrying wheels from 377700 N/m to 477700 N/m (corresponding to the stiffness of a single wheel) and the interval for setting the transverse rigidity of the guide wheels (a single wheel) is 250000 N/m up to 320000 N/m. Provided recommendations on the possible size of the wheels and the simplified profile of the curved sections of the overpass.

**Keywords:** wheeled vehicle, lateral stability, carriage, pneumatic wheels, the mathematical model, force of drift, stabilizing moment, the slip angle, the trajectory, the study.

Підписано до друку 06.05.2016.  
Папір офсетний № 1. Гарнітура Times.  
Формат 60x84/16 Тираж 100. Зам. 4421

---

Редакційно-видавничий відділ НТУ.  
01103, м. Київ, вул. Кіквідзе, 39, тел.: +38 (044) 284 2626