

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

**ОЦІНЮВАННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ
ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ**

Графічна частина

до магістерської кваліфікаційної роботи

зі спеціальності 8.07010601 – Автомобілі та автомобільне господарство
08-29.МКР.009.00.000

Керівник роботи к.т.н., доцент

Кашканов А.А.

Розробив студент гр. 1АТ-15м з/н

Полякова В.М.

Вінниця ВНТУ 2016

Метою дослідження є удосконалення методики, яка б дозволила швидко і ефективно оцінювати курсову стійкість легкового автомобіля при гальмуванні в дорожніх умовах та при аналізі дорожньо-транспортних пригод.

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

- розробити математичну модель та алгоритм для оцінювання курсової стійкості легкового автомобіля при гальмуванні;
- виконати експериментальну перевірку розроблених моделі та алгоритму;
- проілюструвати застосування розроблених моделі та алгоритму на прикладі розрахунку відхилення автомобіля від заданої траєкторії руху при гальмуванні.

Об'єкт дослідження – функціонування підсистеми «водій – автомобіль – дорога» при гальмуванні.

Предмет дослідження – питання забезпечення курсової стійкості автотранспортних засобів при гальмуванні, математичні моделі інженерного аналізу причинно-наслідкових зв'язків, які діють в процесі дорожньо-транспортної ситуації при русі автомобіля в гальмовому режимі.

Наукова новизна одержаних результатів

Отримали подальший розвиток теоретичні підходи та методи оцінювання курсової стійкості легкових автомобілів при гальмуванні, які дозволяють враховувати взаємозв'язки між характером руху автомобіля при гальмуванні та коефіцієнтами зчеплення і гальмовими моментами на кожному колесі з урахуванням поперечного зміщення центру мас автомобіля. В якості критерію використовувалось питоме сповільнення.

Практична значимість отриманих результатів

Удосконалено методику і розроблено алгоритм оцінювання траєкторії руху легкового автомобіля в дорожніх умовах при службовому та екстремому гальмуванні. Використання основних результатів магістерської кваліфікаційної роботи дозволяє оцінити експлуатаційні гальмові властивості легкових автомобілів шляхом моделювання.

Критерії ефективності гальмування АТЗ в Україні

Гальмування робочою гальмівною системою при стендових випробуваннях

ДТЗ	Категорія ДТЗ	Зусилля на органі керування $P_{пр}$, Н, не більше	Питома гальмівна сила γ_G , не менше
Пасажи́рські та вантажопа́сажи́рські автомобілі	M_1	490	0,59

Гальмування робочою гальмівною системою при випробуваннях в дорожніх умовах

ДТЗ	Категорія ДТЗ (тягача в складі автопоїзда)	Зусилля на органі керування $P_{пр}$, Н, не більше	Гальмівний шлях ДТЗ S_G , м, не більше значень обчислених за формулою
Пасажи́рські та вантажопа́сажи́рські автомобілі	M_1	490	$V_0 \times (0,10 + V_0 / 150)$

ДТЗ	Категорія ДТЗ	Зусилля на органі керування $P_{пр}$, Н, не більше	Усталене сповільнення $j_{уст}$, м/с ² , не менше	Час спрацьовування гальмівної системи $\tau_{сп}$, с, не більше
Пасажи́рські та вантажопа́сажи́рські автомобілі	M_1	490	5,8	0,6

**Характеристика існуючої методики
оцінювання гальмівних властивостей АТЗ в дорожніх умовах**

*Зупиночний шлях автомобіля в існуючій методиці експертного дослідження ДТП
розраховується за формулою*

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \frac{v_a}{3,6} + \frac{v_a^2}{26j} \quad (1)$$

де t_1 – час реакції водія, с; t_2 – час запізнення спрацьовування гальмової системи, с;
 t_3 – час наростання сповільнення, с; v_a – початкова швидкість гальмування, км/год;
 j – усталене сповільнення, м/с².

Усталене сповільнення транспортних засобів

$$j = \varphi \cdot g \quad (2) \qquad j = \frac{\varphi \cdot g}{K_e} \quad (3)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою; g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 K_e – коефіцієнт ефективності гальмування.

Основні недоліки існуючої методики

- формула (1) сформована для випадку гальмування з блокуванням коліс;
- при визначенні j підставляють табличні значення φ та K_e (відтворені для випадку гальмування з блокуванням коліс; надаються у вигляді діапазону значень);
- не враховуються експлуатаційні умови гальмування;
- розрахунок за формулою (1) дає теоретично можливий гальмівний шлях, а не дійсний;

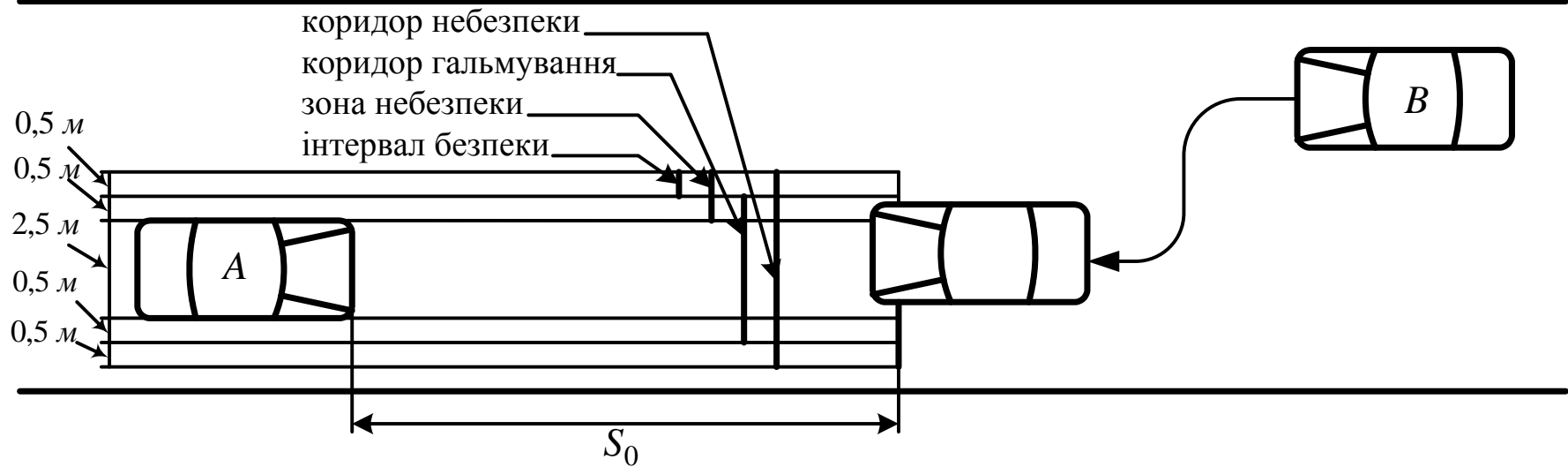
Виходячи із конструктивних і технологічних особливостей, ДСТУ 3649:2010 допускає певне відхилення величин гальмових сил між різними колесами в процесі гальмування, а також нерівномірність спрацювання гальм коліс однієї осі. Тому транспортний засіб під час гальмування може розвертатись навколо свого центра ваги, але в процесі розвороту він не повинен виходити за габарити коридору шириною 3,5 м

Умова гранично допустимого розвороту автомобіля

$$\frac{B\ddot{a}}{2} \leq y + \frac{L_a}{2} \sin \gamma + \frac{B_a}{2} \cos \gamma$$

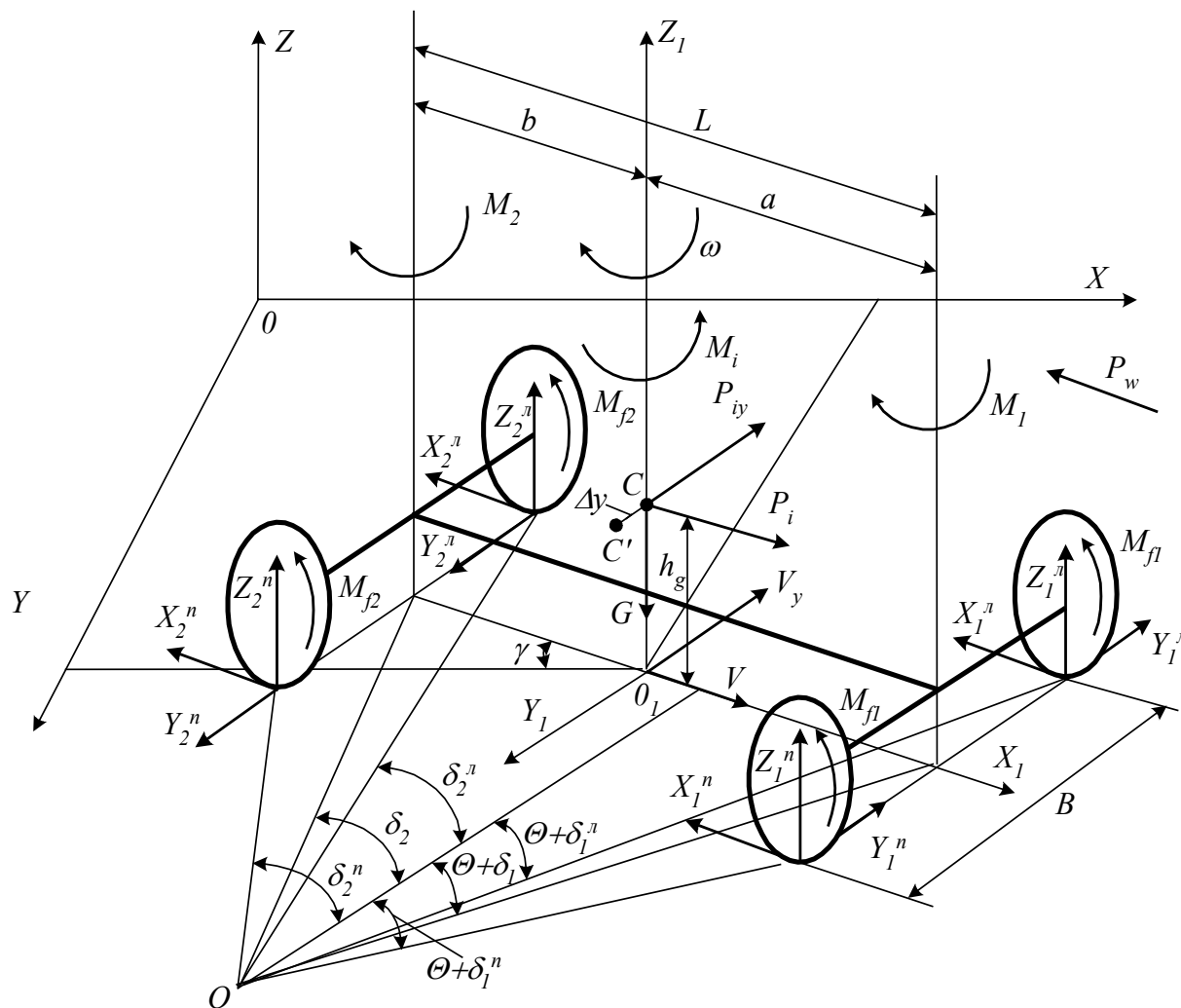
де B_δ – ширина смуги руху; y – поперечне відхилення центра мас;
 L_a та B_a – габарити автомобіля (довжина і ширина); γ – кут розвороту повздожньої осі автомобіля.

Коридор безпеки



Закони зміни реакцій на колесах автомобіля при гальмуванні

Сили, що діють на автомобіль при гальмуванні



Реакції на колесах автомобіля

Нормальні

$$Z = f(P_f, P_h, P_\omega, P_j, \Delta y)$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h_g - \frac{G}{g} \delta_i \cdot j \cdot h_g + G \cdot \cos \alpha \cdot f \cdot r_k}{L}$$

$$Z_1 = G - Z_2$$

$$Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right);$$

$$Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right).$$

Поздовжні

$$X = \frac{M}{r_k}; \quad X = Z \cdot \varphi \cdot \cos \delta.$$

Бокові

$$Y = k_y \operatorname{tg} \delta, \quad Y = X \cdot \operatorname{tg} \delta.$$

Математична модель оцінювання курсової стійкості легкового автомобіля при гальмуванні

Диференціальні рівняння руху

$$m_a \dot{j}_x = -X_1 - X_2;$$

$$m_a \dot{j}_y = -Y_1 + Y_2;$$

$$I_z \dot{\omega} = M_1 + M_2 - Y_1 a - Y_2 b,$$

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_1^n + X_1^n \\ X_2 &= X_2^n + X_2^n \end{aligned} \right\} \text{- поздовжні реакції, діючі на осі автомобіля}$$

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= Y_1^n + Y_1^n \\ Y_2 &= Y_2^n + Y_2^n \end{aligned} \right\} \text{- бокові реакції, діючі на осі автомобіля}$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_1^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_1^n \\ M_2 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_2^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_2^n \end{aligned} \right\} \text{- моменти, що намагаються повернути автомобіль}$$

$$\left. \begin{aligned} j_x &= \dot{V} + V_y \omega \\ j_y &= -\dot{V}_y + V \omega \end{aligned} \right\} \text{- прискорення центру мас автомобіля відповідно в напрямку осей } x \text{ та } y$$

Етапи розв'язування

1. Приведення системи диференціальних рівнянь до виду

$$\begin{cases} \dot{V} = f_V(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{V}_y = f_{V_y}(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_\omega(V, V_y, \omega, \text{const}). \end{cases}$$

2. Розв'язування системи і отримання залежностей

$$V = f_1(t); V_y = f_2(t); \omega = f_3(t).$$

3. Інтегрування залежностей відповідно виразам

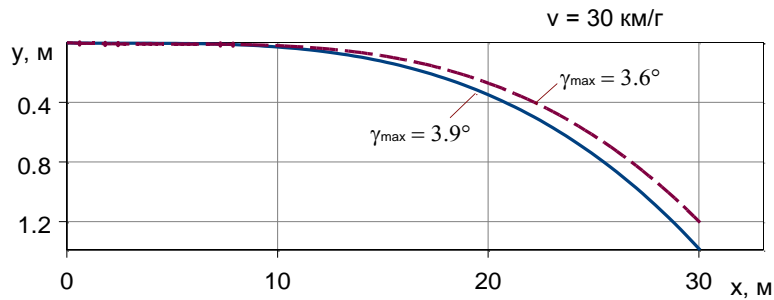
$$\gamma = \int_0^t \omega dt;$$

$$x = \int_0^t (V \cos \gamma + V_y \sin \gamma) dt;$$

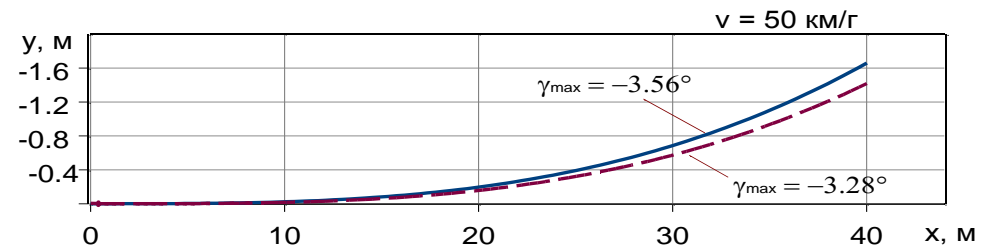
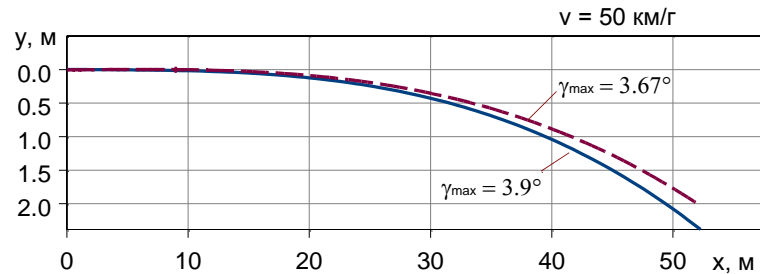
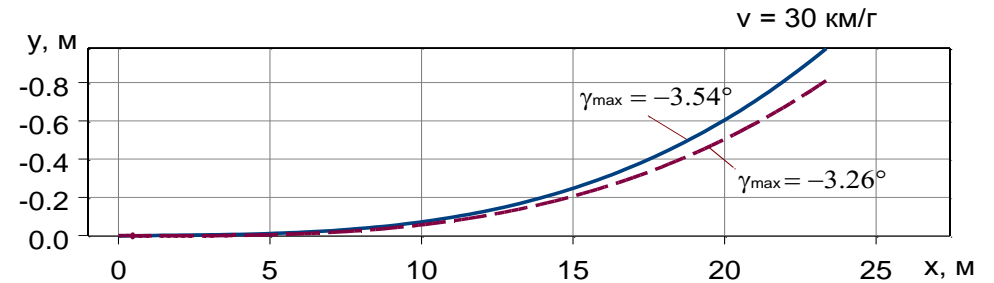
$$y = \int_0^t (V \sin \gamma - V_y \cos \gamma) dt.$$

Результати експериментальної перевірки адекватності математичної моделі

Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при бічному зміщенні центра мас



Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при нерівномірній дії гальмових моментів



— — — — експериментальна;

— — — — модельна;

від'ємні значення курсового кута та бічного зміщення вказують на зміщення автомобіля вліво;

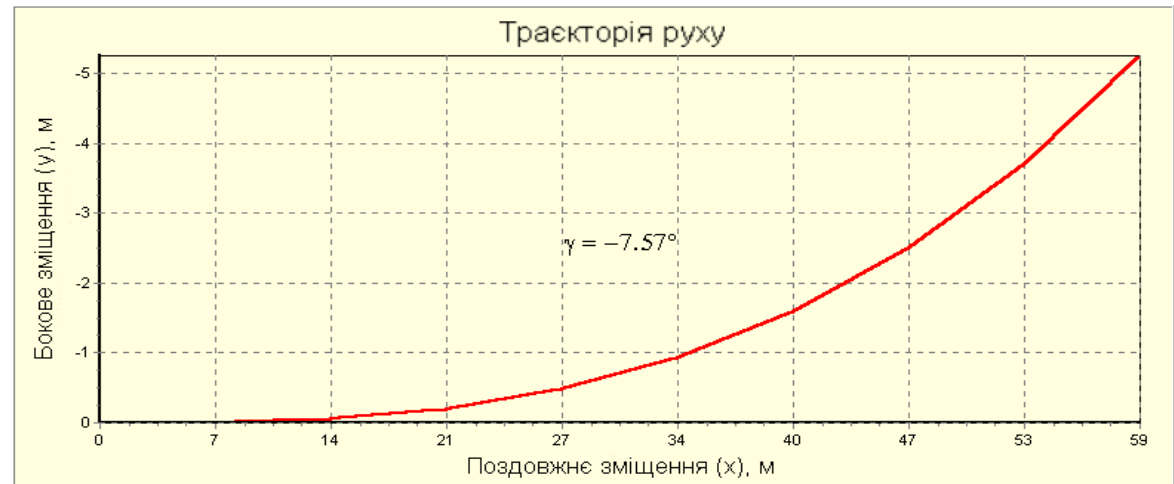
додатні значення курсового кута та бокового зміщення вказують на зміщення автомобіля вправо.

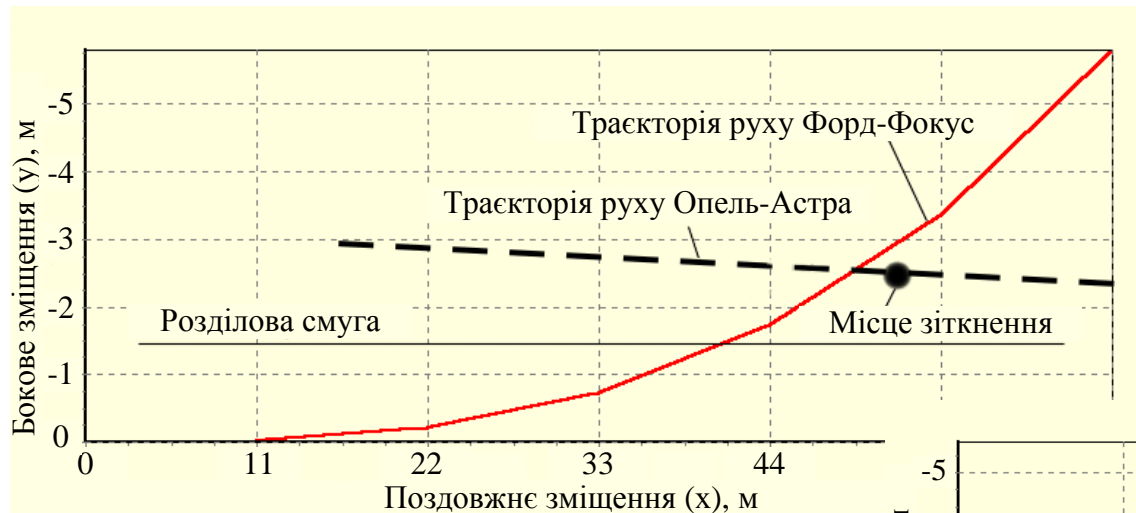
Приклади оцінювання курсової стійкості легкового автомобіля при гальмуванні

Вихідні дані:

- база автомобіля $L = 2.4$ м;
- колія автомобіля $B = 1.232$ м;
- відстань від центра мас до передньої осі автомобіля $a = 1.287$ м;
- висота центра мас автомобіля $h = 0.562$ м;
- маса автомобіля $m_a = 1350$ кг;
- бокове зміщення центра мас автомобіля $\Delta y = 0.02$ м;
- передаточне число коробки передач $i_k = 1.33$;
- передаточне число додаткової передачі $i_o = 1$;
- радіус колеса $r_k = 0.26$ м;
- внутрішній тиск в шинах $p_w = 0.2$ МПа;
- ширина профілю недеформованої шини $B_{ш} = 0.165$ м;
- вільний діаметр шини $D_0 = 0,67$ м;
- кут поздовжнього нахилу проїзної частини $\alpha = 0^\circ$;
- коефіцієнт опору коченню $f = 0.017$;
- коефіцієнт зчеплення для кожного колеса $\varphi = 0.51$;
- гальмові моменти на колесах автомобіля:
 - 1-ліве і 1-праве: $M_z = 339$ Н·м,
 - 2-ліве: $M_z = 297.2$ Н·м,
 - 2-праве: $M_z = 271.4$ Н·м;
- коефіцієнт ефективності гальмування $K_e = 1$;
- швидкість автомобіля перед гальмуванням $V = 50$ км/г.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V} = \frac{-M_{z1}^n - M_{z1}^n - M_{z2}^n - M_{z2}^n}{r_k \cdot G} - V_y \cdot \omega; \\ \dot{V}_y = - \left[\frac{(k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{G} + V \cdot \omega \right]; \\ \dot{\omega} = \frac{\left(\frac{B}{2} - \Delta y\right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k}\right) - \left(\frac{B}{2} + \Delta y\right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k}\right) - a \cdot (k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - b \cdot (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{I_z} \end{array} \right.$$





Результати комплексного оцінювання курсової стійкості легкових автомобілів при гальмуванні на основі аналізу реальних ДТП

