

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ БОРТОВОЇ НЕРІВНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ МОМЕНТІВ

Дем'янюк В.А., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна,
vademianiuk@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2458-5712

ANALYSIS OF THE PROCESS OF BRAKING OF WHEELED VEHICLES IN THE CONDITIONS OF ONBOARD INEQUALITY OF BRAKING MOMENTS

Demianiuk V.A., Doctor of Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine,
vademianiuk@ukr.net, orcid.org/0000-0003-2458-5712

Постановка проблеми. Колісні транспортні засоби (КТЗ) поділяються на багато категорій та класів [1]. Статистичні дані показують, що біля 50% всіх дорожньо-транспортних пригод за участю колісних транспортних засобів стається під час гальмування. Це обґрунтовує актуальність подальших досліджень щодо аналізу причин виникнення таких ситуацій та розробки рекомендацій, скерованих на вдосконалення гальмівних систем КТЗ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Під час екстреного гальмування КТЗ нерідко спостерігається його відхилення від прямолінійної траєкторії руху, яке супроводжується поворотом та боковим зміщенням КТЗ. Розробкою математичних моделей для дослідження динаміки криволінійного руху КТЗ, у тому числі і під час гальмування, займалися багато дослідників [2,3,4 та ін.]. Для визначення поперечної реакції в контакті колеса з дорогою при малих кутах відведення колеса та відсутності його проковзування дослідники часто використовують лінійну чи нелінійну теорію відведення колеса [2,5 та ін.]. Під час гальмування КТЗ на його колеса діють значні поздовжні та поперечні реакції, які викликають суттєві проковзування коліс у відповідних напрямках. Обґрунтованого критерію щодо поділу поперечного переміщення колеса на компоненти “відведення” і “ковзання” не існує [6], тому в даному дослідженні віддаємо перевагу концепції про спільну природу та ідентичні закономірності взаємодії колеса з дорогою як у поздовжньому, так і у поперечному напрямках [6,7,8 та ін.].

Метою дослідження є розроблення методів моделювання та аналізу процесу гальмування КТЗ в умовах бортової нерівності гальмівних моментів.

Основна частина.

Аналіз показав, що на виникнення криволінійного руху (заносу) КТЗ при гальмуванні суттєво впливає бортова нерівність гальмівних моментів. До причин її виникнення можна віднести: неоднакові значення коефіцієнтів тертя у фрикційних парах гальмівних механізмів лівих та правих коліс, викликані різними значеннями температур фрикційних пар гальмівних механізмів, попаданням в зону тертя мастила, бруду чи води; різні значення зазорів між фрикційними накладками і гальмівними барабанами чи дисками лівих та правих гальмівних механізмів. Кількісний прояв впливу бортової нерівності гальмівних моментів на параметри криволінійного руху КТЗ при гальмуванні залежить від початкової швидкості КТЗ та величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

Зміна в часі параметрів криволінійного руху КТЗ в умовах бортової нерівності гальмівних моментів досліджувалася шляхом математичного моделювання.

Для виведення диференціальних рівнянь руху КТЗ при гальмуванні використовувалася схема (рис.1), на якій наведені сили і моменти, що діють на КТЗ при криволінійному русі під час гальмування (разом з векторами швидкостей). На цьому рисунку: O_x – нерухома система координат, поєднана з поверхнею дороги; $S_{x_1}y_1$ – рухома система координат, поєднана з КТЗ; A і B – центри мас відповідно переднього і заднього мостів КТЗ; C – центр мас КТЗ; O_1 – миттєвий центр повороту КТЗ; a і b – відстані від центра мас КТЗ відповідно до переднього та заднього мостів; B_1 та B_2 – колії відповідно передніх та задніх коліс; γ – кут повороту поздовжньої осі КТЗ відносно дороги (курсовий кут); ω_z – кутова швидкість повороту КТЗ; X_{ij} , Y_{ij} та R_{ij} – відповідно поздовжні, поперечні та результуючі реакції в контакті гальмуючих коліс з дорогою (тут і надалі подвійний індекс “ ij ” свідчить про наступне: $i=1$ – переднє колесо або передній міст КТЗ; $i=2$ – заднє колесо або задній міст КТЗ; $j=1$ – ліве колесо; $j=2$ – праве колесо); V_{xij} , V_{yij} та V_{ij} – відповідно поздовжні і

поперечні складові та результуючі вектори швидкостей центрів коліс КТЗ; V_{xi}, V_{yi} та V_i – відповідно поздовжні і поперечні складові та результуючі вектори швидкостей центрів мостів КТЗ (точок перетину поздовжньої осі КТЗ з осями передніх та задніх коліс); V_x, V_y та V – відповідно поздовжні і поперечні складові та результуючий вектор швидкості центра мас КТЗ.

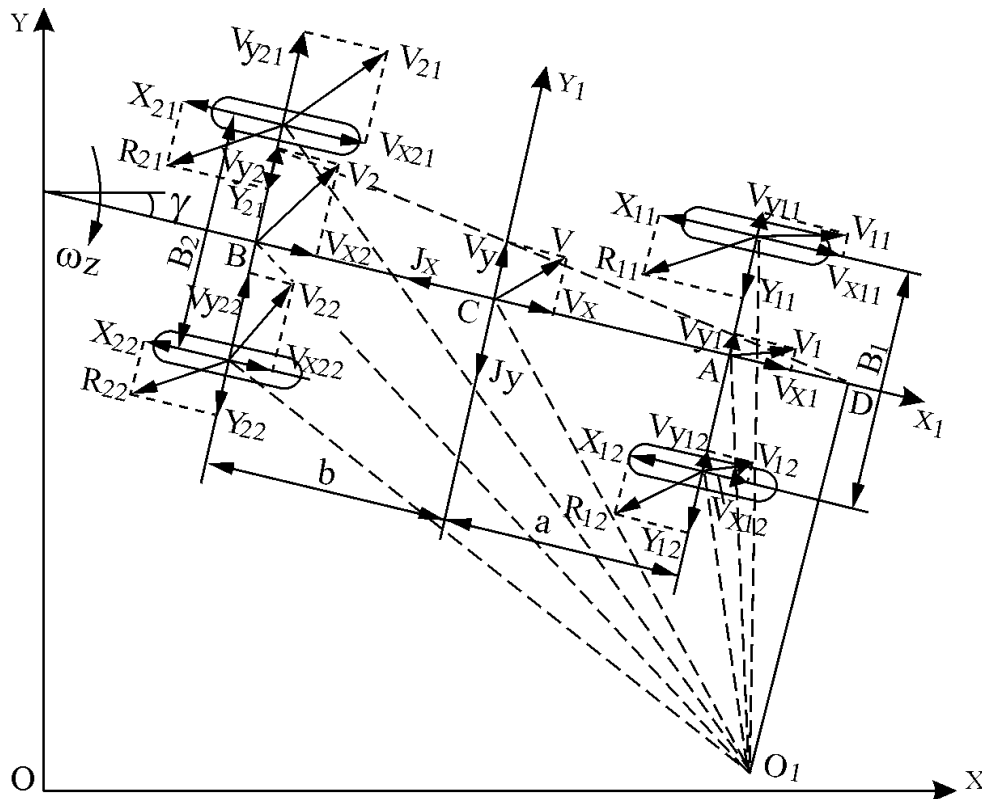


Рисунок 1 – Схема криволінійного руху колісного транспортного засобу під час гальмування
Figure 1 – Scheme of curvilinear movement of a wheeled vehicle during braking

На підставі схеми, наведеної на рис. 1, можна записати три рівняння руху

$$M \cdot J_x = -(X_{11} + X_{12} + X_{21} + X_{22}); \quad (1)$$

$$M \cdot J_y = -(Y_{11} + Y_{12} + Y_{21} + Y_{22}); \quad (2)$$

$$J_{zz} \dot{\omega}_z = (Y_{11} + Y_{12})a - (Y_{21} + Y_{22})b + 0,5B_1(X_{12} - X_{11}) + 0,5B_2(X_{22} - X_{21}); \quad (3)$$

та наступні кінематичні співвідношення

$$J_x = \dot{V}_x + V_y \cdot \omega_z; \quad (4)$$

$$J_y = \dot{V}_y - V_x \cdot \omega_z; \quad (5)$$

$$\dot{x} = V_x \cdot \cos \gamma + V_y \cdot \sin \gamma; \quad (6)$$

$$\dot{y} = V_y \cdot \cos \gamma - V_x \cdot \sin \gamma; \quad (7)$$

$$\dot{\gamma} = \omega_z. \quad (8)$$

У цих рівняннях: M – маса КТЗ; J_x, J_y – проекції пришвидшень центра мас КТЗ на осі рухомої системи координат; J_{zz} – момент інерції КТЗ відносно вертикальної осі, що проходить через його центр мас; x і y – відповідно поздовжнє та поперечне переміщення центра мас КТЗ відносно дороги.

На підставі рис. 1 одержуємо вирази для складових векторів швидкостей коліс:

$$V_{x11} = V_x + 0,5B_1\omega_z;$$

$$\begin{aligned}
V_{x21} &= V_x + 0,5B_2\omega_z; \\
V_{x12} &= V_x - 0,5B_1\omega_z; \\
V_{x22} &= V_x - 0,5B_2\omega_z; \\
V_{y11} &= V_{y12} = V_y - \omega_z a; \\
V_{y21} &= V_{y22} = V_y + \omega_z b; \\
V_{ij} &= \sqrt{V_{xij}^2 + V_{yij}^2}.
\end{aligned}$$

Залежності для нормальних реакцій Z_{ij} , одержані з врахуванням припущення, що бокова сила, яка діє на КТЗ, розподіляється між передніми та задніми колесами обернено пропорційно віддалям відповідних колісних осей до центру мас КТЗ:

$$Z_{11} = \frac{M}{L} \left(\frac{gb}{2} - \frac{hJ_x}{2} - \frac{bhJ_y}{B_1} \right); \quad (9)$$

$$Z_{12} = \frac{M}{L} \left(\frac{gb}{2} - \frac{hJ_x}{2} + \frac{bhJ_y}{B_1} \right); \quad (10)$$

$$Z_{21} = \frac{M}{L} \left(\frac{ga}{2} + \frac{hJ_x}{2} - \frac{ahJ_y}{B_2} \right); \quad (11)$$

$$Z_{22} = \frac{M}{L} \left(\frac{ga}{2} + \frac{hJ_x}{2} + \frac{ahJ_y}{B_2} \right), \quad (12)$$

де $L = a + b$ – база машини; h – віддаль від центру мас КТЗ до поверхні дороги; g – пришвидшення вільного падіння.

Вище була обґрунтовано, що при моделюванні руху гальмуючого КТЗ по криволінійній траєкторії і визначенні поздовжньої та поперечної реакцій у контакті гальмівних коліс з дорогою доцільно користуватись концепцією про спільну природу та ідентичні закономірності взаємодії колеса з дорогою як у поздовжньому, так і у поперечному напрямках.

Коефіцієнт сумарного проковзування колеса S зв'язаний з коефіцієнтами поздовжнього S_x та поперечного S_y проковзувань залежністю

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2}, \quad (13)$$

$$\text{де} \quad S_x = \frac{V_x - \omega r_k}{V}; \quad (14)$$

$$S_y = V_y / V. \quad (15)$$

Тут r_k – радіус кочення колеса; ω – кутова швидкість колеса.

Поздовжня X , поперечна Y та результуюча R реакції, що діють на колесо:

$$X = Z\phi_x = Z\phi S_x / S; \quad (16)$$

$$Y = Z\phi_y = Z\phi S_y / S; \quad (17)$$

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2}, \quad (18)$$

де Z – нормальна реакція, що діє на колесо; ϕ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою; ϕ_x та ϕ_y – поздовжня та поперечна складові коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою.

Співвідношення між складовими S_x і S_y вектору S , складовими V_x і V_y вектору V та складовими X і Y вектору R можна визначити через відповідні кути:

$$\delta_S = \arctg \frac{S_y}{S_x}; \quad (19)$$

$$\delta_V = \arctg \frac{V_y}{V_x}; \quad (20)$$

$$\delta_R = \arctg \frac{Y}{X}. \quad (21)$$

Реакції X_{ij} та Y_{ij} визначаються за формулами:

$$X_{ij} = Z_{ij} \phi_{ij} \frac{S_{xij}}{S_{ij}}; \quad (22)$$

$$Y_{ij} = Z_{ij} \phi_{ij} \frac{S_{yij}}{S_{ij}}. \quad (23)$$

У нашій роботі [9] одержана аналітична залежність для функції $\phi(S)$ у вигляді

$$\phi = \frac{\phi_k}{1 + \left(\frac{\phi_k}{\phi_1} - 1 \right) \frac{(S - S_k)^2}{(1 - S_k)^2 S}}, \quad (24)$$

де ϕ_k – максимальне значення коефіцієнта ϕ , яке досягається при критичному проковзуванні колеса S_k ; ϕ_1 – значення коефіцієнта ϕ при $S=1$.

Нижче будуть наведені графіки згаданих функціональних залежностей, одержані в результаті моделювання.

Для одержання математичної моделі гальмуючого КТЗ були перетворені наведені вище залежності і на їх підставі одержана система диференціальних рівнянь (25) – (34), зведена до форми Коші:

$$\dot{V}_x = J_x - V_y \cdot \omega_z; \quad (25)$$

$$\dot{V}_y = J_y + V_x \cdot \omega_z; \quad (26)$$

$$\dot{\omega}_z = H_1 \cdot J_x + R_1 \cdot J_y + S_1; \quad (27)$$

$$\dot{\omega}_{11} = (X_{11} \cdot r_d - M_{r11}) / J_{y11}; \quad (28)$$

$$\dot{\omega}_{12} = (X_{12} \cdot r_d - M_{r12}) / J_{y12}; \quad (29)$$

$$\dot{\omega}_{21} = (X_{21} \cdot r_d - M_{r21}) / J_{y21}; \quad (30)$$

$$\dot{\omega}_{22} = (X_{22} \cdot r_d - M_{r22}) / J_{y22}; \quad (31)$$

$$\dot{x} = V_x \cdot \cos \gamma + V_y \cdot \sin \gamma; \quad (32)$$

$$\dot{y} = V_y \cdot \cos \gamma - V_x \cdot \sin \gamma; \quad (33)$$

$$\dot{\gamma} = \omega_z, \quad (34)$$

де

$$J_x = \frac{F_1 E_2 - E_1 F_2}{D_1 E_2 - E_1 D_2};$$

$$J_y = \frac{D_1 F_2 - F_1 D_2}{D_1 E_2 - E_1 D_2};$$

$$D_1 = L + \frac{h}{2} (-m_1 + m_2);$$

$$E_1 = -h \left(\frac{b}{B_1} m_3 + \frac{a}{B_2} m_4 \right);$$

$$F_1 = -\frac{g}{2} (b m_1 + a m_2);$$

$$D_2 = \frac{h}{2} (-n_1 + n_2);$$

$$E_2 = L - h \left(\frac{b}{B_1} n_3 + \frac{a}{B_2} n_4 \right);$$

$$F_2 = -\frac{g}{2} (b n_1 + a n_2).$$

Залежності для коефіцієнтів $m_1 \dots m_4$ та $n_1 \dots n_4$ наведені в таблиці

Таблиця 1 – Формули для коефіцієнтів $m_1 \dots m_4$ та $n_1 \dots n_4$

Table 1 – Formulas for coefficients $m_1 \dots m_4$ and $n_1 \dots n_4$

Коефіцієнт	m_1	m_2	m_3	m_4	n_1	n_2	n_3	n_4
Формула	$\varphi_{x11} + \varphi_{x12}$	$\varphi_{x21} + \varphi_{x22}$	$\varphi_{x11} - \varphi_{x12}$	$\varphi_{x21} - \varphi_{x22}$	$\varphi_{y11} + \varphi_{y12}$	$\varphi_{y21} + \varphi_{y22}$	$\varphi_{y11} - \varphi_{y12}$	$\varphi_{y21} - \varphi_{y22}$

$$H_1 = \frac{Mh}{2LJ_z} (-m_5 - m_6 + n_5 + n_6);$$

$$R_1 = \frac{Mh}{LJ_z} \left[\frac{b}{B_1} (-m_5 + m_6) + \frac{a}{B_2} (-n_5 + n_6) \right];$$

$$S_1 = \frac{Mg}{2LJ_z} [b(m_5 + m_6) + a(n_5 + n_6)];$$

$$m_5 = \frac{\varphi_{11}}{S_{11}} (-aS_{y11} + \frac{B_1}{2} S_{x11});$$

$$m_6 = \frac{\varphi_{12}}{S_{12}} (-aS_{y12} - \frac{B_1}{2} S_{x12});$$

$$n_5 = \frac{\varphi_{21}}{S_{21}} (bS_{y21} + \frac{B_2}{2} S_{x21});$$

$$n_6 = \frac{\varphi_{22}}{S_{22}} (bS_{y22} - \frac{B_2}{2} S_{x22}).$$

У математичну модель введені рівняння динаміки гальмуючих коліс (28) – (31), в яких ω_{ij} – кутові швидкості коліс; M_{r12} – гальмівні моменти, що створюються колісними гальмівними механізмами; r_d – динамічний радіус колеса; J_{yij} – моменти інерції коліс відносно їх осей обертання.

Система рівнянь математичної моделі інтегрувалася методом Рунге – Кутта 4-го порядку за допомогою розробленої комп'ютерної програми.

Розрахункові дослідження проводилися для КТЗ з наступними параметрами: $M=2553\text{кг}$; $L=2,63\text{м}$; $a=1,39\text{м}$; $b=1,24\text{м}$; $h=0,77\text{м}$; $B_1=B_2=1,474\text{м}$; $r_k=r_d=0,31\text{м}$; $g=9,81\text{м/с}^2$; $J_z=2521,2\text{ кгм}^2$; $J_{yij}=1,472\text{ кгм}^2$. Величина гальмівних моментів на колесах приймалась достатньою для доведення їх до блокування (юз) у процесі гальмування.

На рис. 2 і 3 наведені деякі результати моделювання (з використанням залежностей (13)-(24)) руху гальмівного колеса з поздовжньо-поперечним переміщенням.

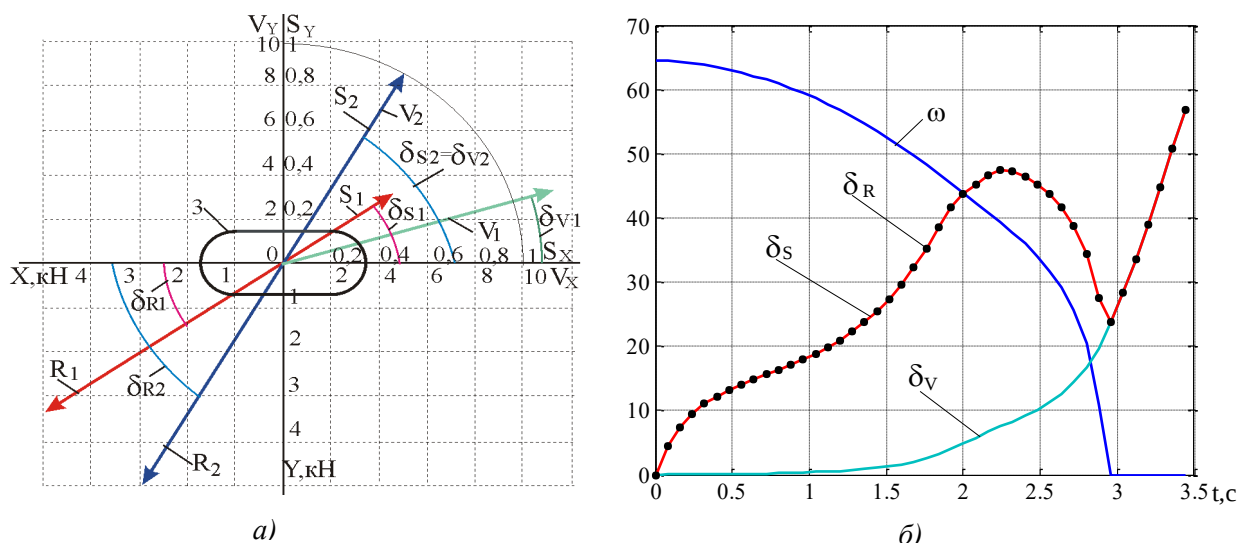


Рисунок 2 – Параметри гальмівного колеса: а) – S, V (м/с), R (Н); б) – ω (1/с); $\delta_S, \delta_V, \delta_R$ (град)

Figure 2 – Brake wheel parameters: а) – S, V (m/s), R (N); б) – ω (1/s); $\delta_S, \delta_V, \delta_R$ (degree)

Графіки на рис. 2 ілюструють зміну в часі модулів та кутових положень векторів V , S та R під час одного гальмування колеса (поз. 3 – контур контакту колеса з дорогою). До тих пір, поки колесо котиться з проковзуванням, тобто $\omega > 0$ (до $t < 2,9$ с, рис. 2б), коефіцієнт проковзування $S < 1$ (модуль вектора $S_1 < 1$ на рис. 2а). При $t \geq 2,9$ с (рис. 2б) колесо заблоковане і рухається без обертання, тобто $\omega = 0$ і коефіцієнт проковзування $S = 1$ (на рис. 2а модуль вектора $S_2 = 1$). Індеси 1, 2 при параметрах відповідають таким значенням часу: 1 – ($t = 2,8$ с); 2 – ($t = 3,4$ с). Щодо векторів результуючих реакцій R , то вони завжди будуть колінеарними векторам S , тобто вектори R і S (рис. 2а) утворюють однакові кути з віссю абсцис ($\delta_{S1} = \delta_{R1}$ та $\delta_{S2} = \delta_{R2}$), а на рис. 2б криві δ_S і δ_R співпадають. Важливо відмітити (рис. 2а), що при $S < 1$ вектори V не колінеарні векторам R ($\delta_{V1} \neq \delta_{R1}$), але при блокуванні колеса ($S = 1$), що має місце при $t \geq 2,9$ с, вектор V_2 стає колінеарним вектору R_2 ($\delta_{V2} = \delta_{R2}$). Це підтверджується і рис. 2б, а саме – до $t < 2,9$ с (тобто, коли $\omega > 0$ і $S < 1$) крива δ_V не співпадає з кривими δ_S і δ_R , а при $t \geq 2,9$ с (тобто, коли $\omega = 0$ і $S = 1$) три згадані криві співпадають.

Запропонована математична модель дозволяє дослідити, як при гальмуванні колеса з його поперечним переміщенням змінюються коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою ϕ , а також його поздовжня ϕ_x та поперечна ϕ_y складові зі зміною коефіцієнта проковзування S (рис. 3а). Моделювання процесу гальмування відбувалося на дорозі з такими параметрами кривої коефіцієнта зчеплення (формула (24)): $\phi_k = 0,6$; $S_k = 0,2$; $\phi_1 = 0,5$.

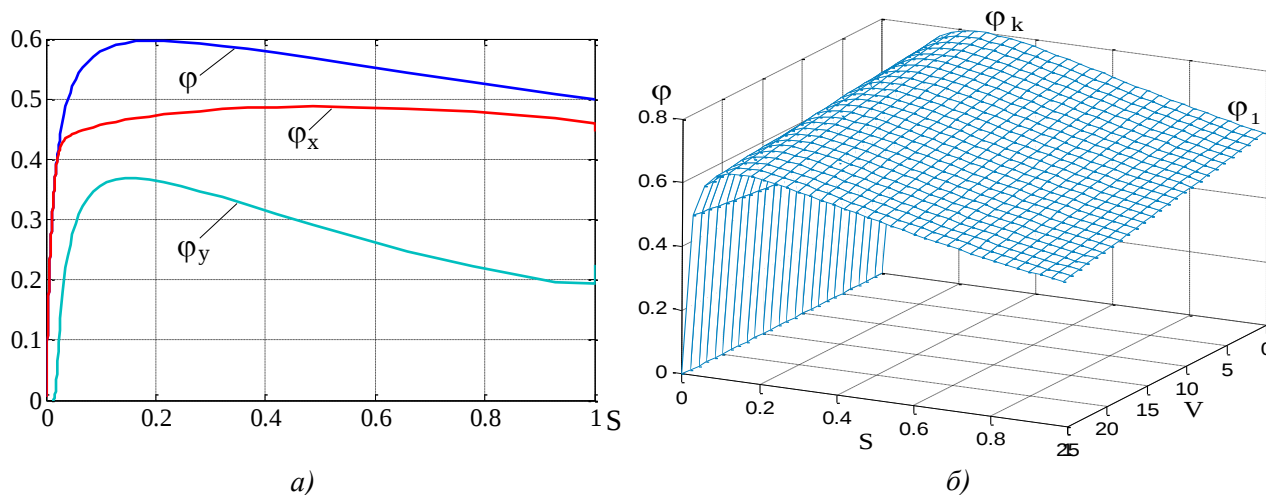


Рисунок 3 – Графіки коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою: а) $\phi(S)$, $\phi_x(S)$, $\phi_y(S)$; б) $\phi(S, V)$
 Figure 3 – Graphs of the coefficient of adhesion of the wheel to the road: а) $\phi(S)$, $\phi_x(S)$, $\phi_y(S)$; б) $\phi(S, V)$

Використовуючи формулу (24), можна дослідити вплив на коефіцієнт зчеплення ϕ не тільки проковзування S , але і швидкості V (м/с), якщо врахувати статистичні дані щодо впливу швидкості на основні параметри цієї формули, скориставшись лінійними залежностями: $\phi_k = \phi_{k0} - C_k V$; $\phi_1 = \phi_{10} - C_1 V$; $S_k = S_{k0} - C_s V$, де ϕ_{k0} , ϕ_{10} і S_{k0} - значення параметрів ϕ_k , ϕ_1 і S_k при швидкості, близькій до нуля. На рис. 3б наведена залежність $\phi(S, V)$, одержана для таких параметрів: $\phi_{k0} = 0,8$; $\phi_{10} = 0,6$; $S_{k0} = 0,25$; $C_k = 0,006$; $C_1 = 0,006$; $C_s = 0,004$.

Розроблена математична модель дає можливість дослідити перебіг в часі кількох десятків параметрів процесу гальмування КТЗ. У рамках даної статті зроблено акцент на дослідженні впливу бортової нерівності гальмівних моментів на такий важливий параметр стійкості криволінійного руху як кут повороту поздовжньої осі КТЗ відносно дороги (курсовий кут). При цьому, згідно засад технічної стійкості [10], здійснювалася не якісна, а кількісна оцінка значень досліджуваного параметра та характер його зміни в часі.

Аналіз показав, що на характер зміни в часі курсового кута впливає низка факторів, зокрема, бортова нерівність гальмівних моментів на передніх та задніх колесах, тип і стан дорожнього покриття і, відповідно, коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, послідовність блокування коліс, темп наростання гальмівних сил тощо.

Нижче проаналізовані можливі варіанти зміни в часі курсового кута при гальмуванні з бортовою нерівністю гальмівних моментів – від знакопостійного і до, мало вивчених, знакозмінного та коливального характеру зміни згаданого кута.

Прийнятий підхід щодо закономірностей взаємодії колеса з дорогою у поперечному напрямку і характеру зміни коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою дає змогу дослідити поведінку КТЗ як при не заблокованих, так і при заблокованих колесах, що особливо важливо при дослідженні процесів гальмування на мокрих та слизьких дорогах.

У всіх розглянутих нижче випадках гальмувань приймалося, що бортова нерівність гальмівних моментів створювалася за рахунок того, що гальмівні моменти на правих колесах були більшими, ніж на лівих, тобто додатне значення курсового кута відповідає повороту КТЗ за годинниковою стрілкою згідно з рис. 1.

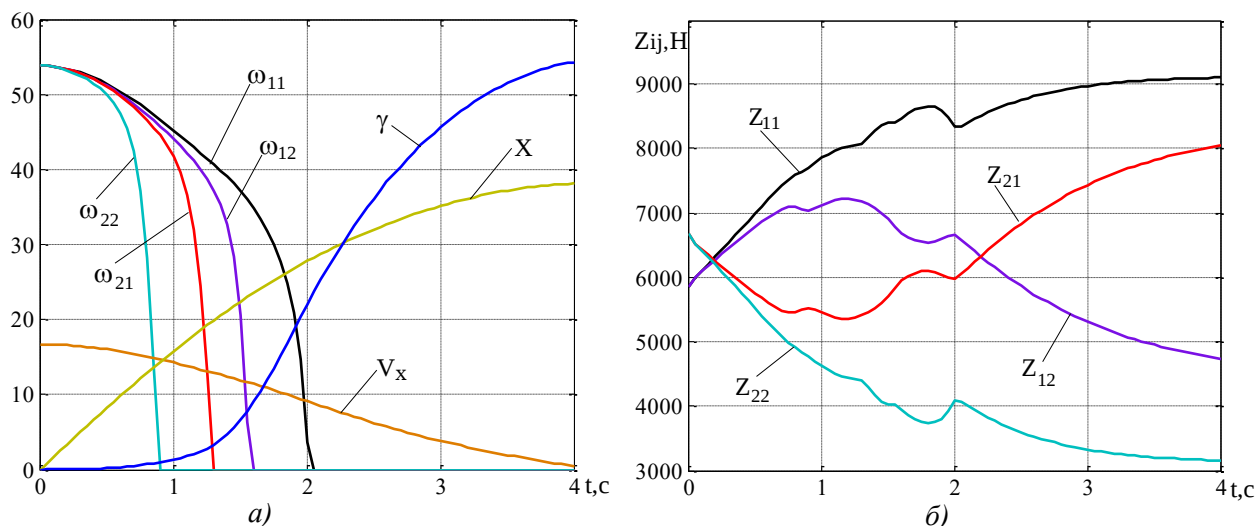


Рисунок 4 – Гальмування колісного транспортного засобу на мокрій дорозі при знакопостійному характері зміни в часі курсового кута: а) γ (градус), x (м), V_x (м/с), ω_{ij} (1/с); б) Z_{ij} (Н)

Figure 4 – Braking of a wheeled vehicle on a wet road with a sign-constant nature of the change in time of the course angle: а) γ (degree), x (m), V_x (m/s), ω_{ij} (1/s); б) Z_{ij} (N)

Графіки зміни в часі деяких параметрів процесу гальмування на мокрій дорозі з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою $\phi = 0,6$ з початкової швидкості 60 км/год наведені на рис. 4а. Гальмівні моменти на лівих колесах склали 80% від гальмівних моментів на правих колесах. Це викликало суттєве знакопостійне зростання курсового кута до 54° . З рис. 4а також видно, як змінюються в часі переміщення X (або гальмівний шлях), який склав 38м за час гальмування 4с. З цього ж рисунка чітко видно, як при гальмуванні з бортовою нерівністю гальмівних моментів відбувається різночасне блокування (юз) кожного з чотирьох коліс КТЗ, тобто кутові швидкості гальмуючих коліс стають рівними нулю у такій послідовності з плином часу: ω_{22} , ω_{21} , ω_{12} , ω_{11} .

Під час гальмувань, які відбуваються без бортової нерівності гальмівних моментів (прямолінійний рух), має місце традиційна ситуація, при якій нормальні реакції на передні колеса Z_{11} і Z_{12} зростають, а нормальні реакції на задні колеса Z_{21} і Z_{22} зменшуються. При наявності бортової нерівності гальмівних моментів ситуація змінюється (рис. 4б): згідно з формулами (9) – (12), як і при прямолінійному русі, нормальна реакція на передньому лівому колесі Z_{11} зростає, а на задньому правому колесі Z_{22} зменшується, але характер зміни інших нормальних реакцій суттєво відрізняється: нормальна реакція на передньому правому колесі Z_{12} спочатку зростає, а потім різко зменшується, а нормальна реакція на задньому лівому колесі Z_{21} спочатку зменшується, а потім різко зростає.

Дослідження, проведені з використанням запропонованої математичної моделі, дали змогу встановити, що за певних умов, при гальмуванні КТЗ з бортовою нерівністю гальмівних моментів може виникати знакозмінний характер перебігу в часі курсового кута. Здебільшого, це явище виникає при гальмуваннях на мокрих та слизьких дорогах. На рис. 5а наведені параметри процесу гальмування КТЗ на мокрій дорозі з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою $\phi = 0,6$ з початкової швидкості 60 км/год при суттєвій бортовій нерівності гальмівних моментів. Як видно з рисунку, колеса блокуються у такій послідовності з плином часу: ω_{22} , ω_{12} , ω_{11} , ω_{21} . Час, що пройшов після

закінчення блокування задніх коліс до початку блокування передніх коліс, склав 0,75с. Але найважливіше – це характер зміни у часі курсового кута γ : спочатку він зростає (КТЗ повертається за годинниковою стрілкою) і, після досягнення максимуму, починає зменшуватися, а при $t \geq 1,8$ с КТЗ повертається у протилежному напрямку (проти годинникової стрілки).

З'ясуємо механізм виникнення знакозмінного характеру перебігу в часі курсового кута. Повертаючий момент, що діє на КТЗ, описується рівнянням (3), поздовжні X та поперечні Y реакції в якому, згідно з (16) і (17), пропорційні нормальним реакціям на колесах Z_{ij} . З рис. 5б видно, як змінюються в часі реакції Z_{ij} . Оскільки гальмівні сили на правих колесах більші, ніж на лівих, то на першій стадії процесу гальмування КТЗ повертається за годинниковою стрілкою (кут $\gamma > 0$) і під дією виникаючої при цьому відцентрової сили нормальні реакції на лівих колесах збільшуються у порівнянні з правими ($Z_{11} > Z_{12}$ і $Z_{21} > Z_{22}$), що видно з рис. 5б при $t < 1,2$ с. Через більші гальмівні сили на правих колесах і менші нормальні реакції на них, праві колеса швидко блокуються і гальмівні сили на них зменшуються, стаючи рівними силам зчеплення заблокованих коліс з дорогою. У той же час гальмівні сили на лівих колесах стають більшими, оскільки нормальні реакції на них більші і вони не заблоковані. У цих умовах повертаючий момент змінює напрям дії і КТЗ повертається проти годинникової стрілки (кут $\gamma < 0$). Одночасно з цим змінюється і напрям дії відцентрової сили, внаслідок чого нормальні реакції на правих колесах збільшуються у порівнянні з лівими ($Z_{12} > Z_{11}$ і $Z_{22} > Z_{21}$), що видно з рис. 5б при $t > 1,2$ с.

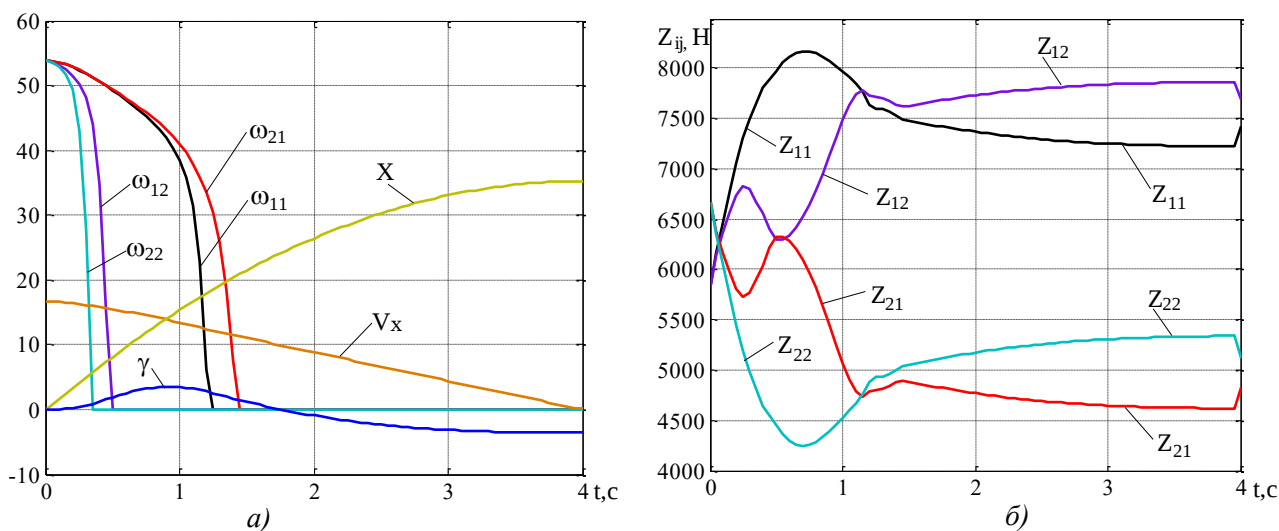


Рисунок 5 – Гальмування колісного транспортного засобу на мокрій дорозі при знакозмінному характері зміни в часі курсового кута: а) γ (градус), x (м), V_x (м/с), ω_{ij} (1/с); б) Z_{ij} (Н)

Figure 5 – Braking of a wheeled vehicle on a wet road with the alternating nature of the change in time of the course angle: а) γ (degree), x (m), V_x (m/s), ω_{ij} (1/s); б) Z_{ij} (N)

Слід відмітити, що зі зменшенням коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою згаданий знакозмінний характер перебігу в часі курсового кута має кількісно більший прояв (рис. 6а). Параметри, наведені на цьому рисунку, отримані при гальмуванні КТЗ на слизькій дорозі з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою $\phi = 0,2$ з початкової швидкості 60 км/год. Послідовність блокування коліс з плином часу не змінилася у порівнянні з попереднім випадком, але додатне значення курсового кута склало 42° , а від'ємне -28° . З рис. 6б видно, що при додатньому значенні курсового кута (до $t < 8$ с) нормальні реакції на правих колесах більші ніж на лівих ($Z_{11} > Z_{12}$ і $Z_{21} > Z_{22}$), а при від'ємному значенні курсового кута (при $t > 8$ с) – навпаки: $Z_{12} > Z_{11}$ і $Z_{22} > Z_{21}$.

Поряд з цим, моделювання процесу гальмування КТЗ з використанням запропонованої математичної моделі, виявило можливість виникнення коливального характеру зміни в часі курсового кута (рис. 7).

Згаданий характер процесу гальмування відбувався, коли гальмівний момент на одному з коліс (у даному випадку на задньому лівому колесі) був суттєво меншим від гальмівного моменту на парному (задньому правому) колесі. Аналіз показав, що оскільки колесо з малим гальмівним моментом не блокувалось до кінця процесу гальмування, то воно сприяло періодичній зміні величини коефіцієнта проковзування і коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою, а також бокових реакцій на колесах та курсового кута КТЗ.

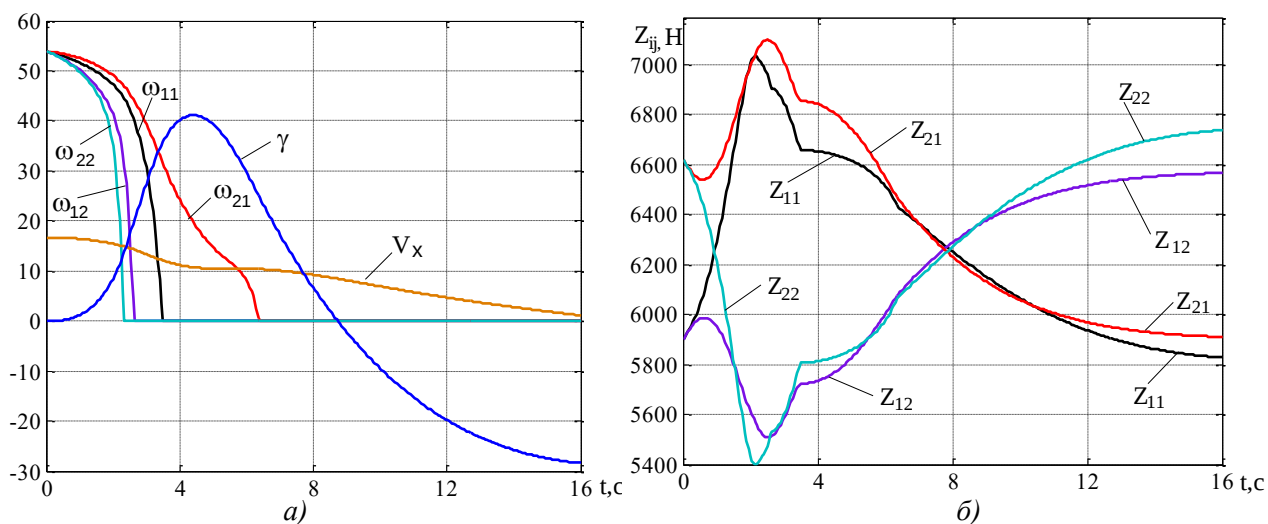


Рисунок 6 – Гальмування колісного транспортного засобу на слизькій дорозі при знакозмінному характері зміни в часі курсового кута: а) γ (градус), x (м), V_x (м/с), ω_{ij} (1/с); б) Z_{ij} (Н)

Figure 6 – Braking of a wheeled vehicle on a slippery road with the alternating nature of the change in time of the course angle: а) γ (degree), x (m), V_x (m/s), ω_{ij} (1/s); б) Z_{ij} (N)

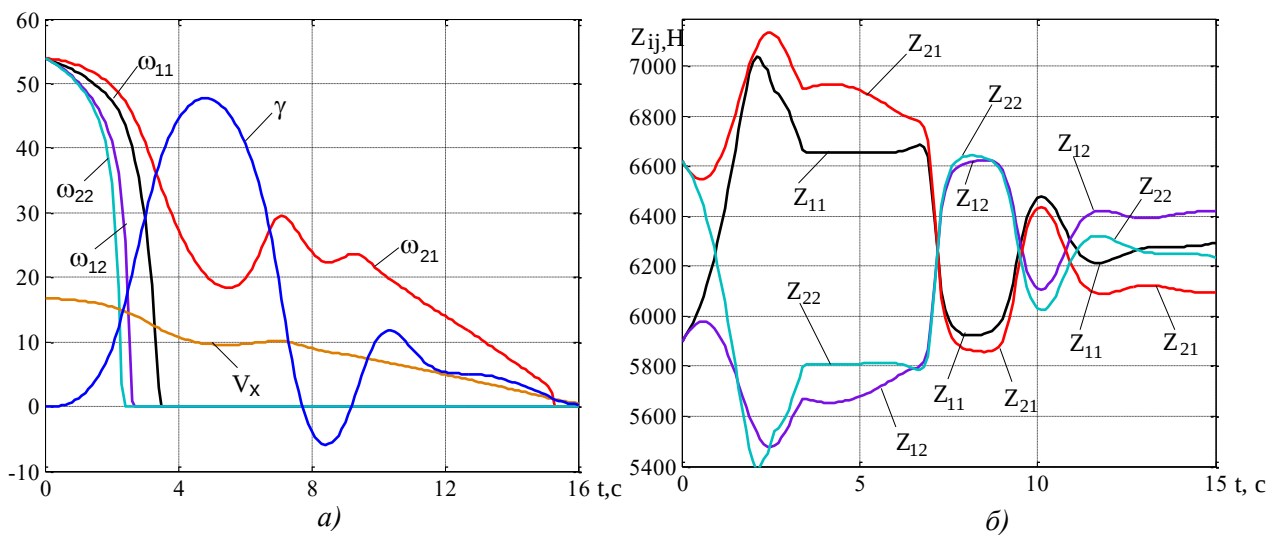


Рисунок 7 – Гальмування колісного транспортного засобу на слизькій дорозі при коливальному характері зміни в часі курсового кута: а) γ (градус), x (м), V_x (м/с), ω_{ij} (1/с); б) Z_{ij} (Н)

Figure 7 – Braking of a wheeled vehicle on a slippery road with the oscillating nature of the change in time of the course angle: а) γ (degree), x (m), V_x (m/s), ω_{ij} (1/s); б) Z_{ij} (N)

Як видно з рис. 7б, характер зміни нормальних реакцій на колесах має такий же коливальний характер. Під дією змінної за напрямком відцентрової сили відбувається періодична зміна циклів – збільшення нормальних реакцій на лівих колесах при їх зменшенні на правих і навпаки.

Виявлені явища знакозмінного та коливального характеру зміни в часі курсового кута КТЗ при гальмуванні ускладнюють водію здійснювати процес керування КТЗ, а тому необхідно запобігати виникненню згаданих явищ через мінімізацію бортової нерівності гальмівних моментів на колесах КТЗ.

Аналіз впливу бортової нерівності гальмівних моментів на інші параметри процесу гальмування КТЗ з використанням запропонованої математичної моделі може бути предметом подальших досліджень.

Висновки

1. Запропоновано уточнену математичну модель для дослідження процесу гальмування КТЗ в умовах бортової нерівності гальмівних моментів та наведена її апробація при дослідженні перебігу в часі основних параметрів процесу гальмування.

2. Кількісними дослідженнями з використанням запропонованої математичної моделі з'ясовані фізичні процеси, які відбуваються при взаємодії гальмівного колеса з дорогою на підставі концепції про спільну природу та ідентичні закономірності взаємодії колеса з дорогою як у поздовжньому, так і у поперечному напрямках.

3. Досліджено вплив бортової нерівності гальмівних моментів на курсовий кут КТЗ. З'ясовано механізм виникнення знакозмінного та коливального характеру зміни в часі курсового кута КТЗ при гальмуванні, що ускладнює водію здійснювати процес керування КТЗ і актуалізує питання застосування гальм зі стабільними характеристиками (барабанних без самопідсилення або дискових), застосування автоматичних регуляторів зазору у фрикційних парах та проведення регулярного контролю гальмівних моментів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Державний стандарт України ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання; надано чинності 2011-07-01. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.

2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля /А.С.Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

3. Косолапов Г.М. Исследование процесса торможения многоосных автомобилей/ Г.М. Косолапов, Е.Н.Сидоров, Н.К. Клепик // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 7. – С. 23 – 25.

4. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый // – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

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

6. Иларионов В.А. О траектории движения тормозящего колеса / В.А.Иларионов, М.А.Петров, Ю.А. Сергеев //Автомобильная промышленность. – 1976. – № 8. – С. 14 – 16.

7. Zazanski P. Das Zusammenwirken vom Brems und Seitenschlupf am Pahrzeugreifen / P.Zazanski // Kraftfahrzeugtechnik. – 1973. – № 4. – S. 8 – 11.

8. Петров М.А. Расчетное определение продольных и боковых реакций при движении тормозящего колеса с уводом / М.А.Петров, В.Д.Балакин, Ю.В.Тюнев // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 2. – С. 26 – 28.

9. Дем'янюк В.А. Визначення дотичних реакцій та кінематичних параметрів гальмового колеса в загальному випадку його руху / В.А. Дем'янюк // Проектування, виробництво та експлуатація автотransпортних засобів і поїздів. – 2000. – Вип. 3. – С. 61 – 70.

10. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк, А.М.Кизман, В.Н.Кобылянский. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.

REFERENCES

1. DSTU 3649:2010. Kolisni transportni zasoby. Vymohy shchodo bezpechnosti tekhnichnoho stanu ta metody kontroliuvannia. [State Standard 3649:2010. Wheeled vehicles. Technical condition safety requirements and control methods]. Kyiv, Derzhspozhyvstandart Ukrainy Publ., 2011. 28 p.

2. Litvinov A.S. Upravlyayemost i ustoychivost avtomobilya [Vehicle handling and stability]. M., Mashinostroyeniye Publ., 1971. 416 p.

3. Kosolapov G.M., Sidorov Ye.N., Klepik N.K. Issledovaniye protsessa tormozheniya mnogoosnykh avtomobiley [Research of the braking process of multi-axle vehicles]. Avtomobilnaya promyshlennost – Automotive industry, 1978, no 7, pp. 23 – 25.

4. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyy V.I. Ustoychivost kolesnykh mashin pri tormozhenii [Stability of wheeled vehicles when braking]. Kharkov, Izd-vo KHGADTU Publ., 1999. 93 p.

5. Antonov D.A. Teoriya ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley [The theory of stability of motion of multi-axle vehicles]. M., Mashinostroyeniye Publ., 1978. 216 p.

6. Ilarionov V.A., Petrov M.A., Sergeyev YU.A. O trayektorii dvizheniya tormozyashchego kola [About the trajectory of the braking wheel]. Avtomobilnaya promyshlennost – Automotive industry, 1976, no 8, pp. 14 – 16.

7. Zazanski P. Das Zusammenwirken vom Brems und Seitenschlupf am Pahrzeugreifen. Kraftfahrzeugtechnik, 1973, no 4, pp. 8 – 11.

8. Petrov M.A., Balakin V.D., Tyuney YU.V. Raschetnoye opredeleniye prodolnykh i bokovykh reaktsiy pri dvizhenii tormozyashchego koleasa s uvodom [Calculated determination of the longitudinal and lateral reactions during the movement of the braking wheel with withdrawal]. *Avtomobilnaya promyshlennost – Automotive industry*, 1978, no 2, pp. 26 – 28.

9. Demianiuk V.A. Vyznachennia dotychnykh reaktsii ta kinematychnykh parametriv halmovoho koleasa v zahalnomu vypadku yoho rukhu [Determination of tangential reactions and kinematic parameters of the brake wheel in the general case of its motion]. *Proektuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya avtotransportnykh zasobiv i poizdiv – Design, manufacture and operation of vehicles and trains*, 2000, issue 3, pp. 61 – 70.

10. Genbom B.B., Gudzh G.S., Demianiuk V.A., Kizman A.M., Kobylyanskiy V.N. *Voprosy dinamiki tormozheniya i teorii rabochikh protsessov tormoznykh sistem avtomobiley* [Questions of the dynamics of braking and the theory of working processes of braking systems of cars]. Lvov, Vishcha shkola Publ., 1974. 234 p.

РЕФЕРАТ

Дем'янюк В.А. Аналіз процесу гальмування колісних транспортних засобів в умовах бортової нерівності гальмівних моментів / В.А. Дем'янюк // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 1 (51).

Стаття присвячена дослідженню динаміки криволінійного руху і курсової стійкості колісних транспортних засобів під час гальмування в умовах бортової нерівності гальмівних моментів.

Об'єкт дослідження – колісний транспортний засіб, гальмування якого досліджується на сухій, мокрій та слизькій дорогах.

Мета роботи – розробити методи моделювання та аналізу процесу гальмування колісного транспортного засобу в умовах бортової нерівності гальмівних моментів.

Метод дослідження – математичне та комп'ютерне моделювання динамічної системи.

Запропоновано математичну модель, яка дозволяє дослідити виникнення криволінійного руху (заносу) колісного транспортного засобу під час гальмування та проаналізувати, як нерівність гальмівних моментів на лівих та правих колесах колісного транспортного засобу впливає на параметри його руху. Під час гальмування виникають значні поздовжні та поперечні реакції в контактні коліс з дорогою, які спричиняють суттєві проковзування коліс у відповідних напрямках. Тому під час визначення поперечної реакції, що виникає в контактні коліс з дорогою, перевага в математичній моделі надається не класичній теорії відведення колеса, а концепції про спільну природу та ідентичні закономірності взаємодії колеса з дорогою як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках. У рамках згаданої концепції кількісними дослідженнями з'ясовані фізичні процеси, які відбуваються при взаємодії гальмівного колеса з дорогою.

У статті досліджено вплив бортової нерівності гальмівних моментів на курсовий кут під час гальмування колісного транспортного засобу. Дослідження виявили причини виникнення знакозмінного та коливального характеру зміни в часі курсового кута колісного транспортного засобу під час гальмування, що ускладнює водієві процес керування.

Результати, отримані в статті, актуалізують перед проектувальниками колісних транспортних засобів питання про підвищення стабільності характеристик гальмівних механізмів та широкого застосування автоматичних регуляторів зазору у фрикційних парах гальм.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження – розроблення баз даних для уточнення регламентуючих документів щодо допустимих значень бортової нерівності гальмівних моментів для різних категорій колісних транспортних засобів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: КОЛІСНІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ, ПРОЦЕС ГАЛЬМУВАННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, КУРСОВА СТІЙКІСТЬ,

ABSTRACT

Demianiuk V.A. Analysis of the process of braking of wheeled vehicles in the conditions of onboard inequality of braking moments. *Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences»*. Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 1 (51).

The article is devoted to the study of the dynamics of curvilinear motion and course stability of wheeled vehicles during braking in conditions of onboard uneven braking torques.

The object of the study – wheeled vehicle, the braking of which is investigated on dry, wet and slippery roads.

The purpose of the work is to develop methods of modeling and analysis of the braking process of the wheeled vehicle in the conditions of onboard inequality of braking moments.

Research method – mathematical and computer modeling of a dynamic system.

A mathematical model is proposed, which allows to investigate the occurrence of curvilinear motion (skid) of wheeled vehicle during braking and to analyze how the inequality of braking moments on the left and right wheels of wheeled vehicle affects the parameters of its movement. During braking, significant longitudinal and transverse reactions occur in the contact of the wheels with the road, which cause significant slippage of the wheels in the appropriate directions. Therefore, when determining the transverse reaction that occurs in the contact of wheels with the road, preference in the mathematical model is given not to the classical theory of wheel deflection, but to the concept of the common nature and identical patterns of interaction of the wheel with the road in both longitudinal and transverse directions. Within the framework of the mentioned concept, quantitative research has clarified the physical processes that occur when the brake wheel interacts with the road.

The article investigates the influence of the onboard inequality of braking moments on the course angle during braking of a wheeled vehicle. Studies have identified the causes of the variable by the sign and the oscillating nature of the change in time of the course angle of the vehicle during braking, which complicates the driver to carry out the driving process.

The results obtained in the article actualize before the designers of wheeled vehicles the question of increasing the stability of the characteristics of the brake mechanisms and the widespread use of automatic gap regulators in the friction pairs of brakes.

Predictive assumptions about the development of the object of study – the development of databases to clarify the regulatory documents on the allowable values of on-board inequality of braking torques for different categories of wheeled vehicles.

KEY WORDS: WHEELED VEHICLES, BRAKING PROCESS, MATHEMATICAL MODEL, COMPUTER SIMULATION, COURSE STABILITY.

АВТОР:

Дем'янюк Володимир Андрійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри дорожніх машин, e-mail: vademianiuk@ukr.net, тел. +380677023247, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 226, orcid.org/0000-0003-2458-5712

AUTHOR:

Demianiuk Volodimir A., Ph.D. Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor department of road machines, e-mail: vademianiuk@ukr.net, тел. +380677023247, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelyanovich-Pavlenko str. 1, of. 226, orcid.org/0000-0003-2458-5712

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Подригало М.А. доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харків, Україна.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

REVIEWER:

Podrigalo M.A., Doctor of Technical Sciences, Professor, Kharkiv National Automobile and Road University, Head of Department of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology, Kharkiv, Ukraine.

Sakhno V. P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.