

the influence of the established factors on the change in the concentration of  $PM_{10}$  and  $PM_{2.5}$  solid particles in emissions from car tire wear was determined. It was found that an aggressive driving style contributes to a significant increase (by 78 times) in the concentration of solid particles in emissions during tire wear. An increase in the level of emissions is also influenced by an increase in the load on the tires and an increase in the speed of movement. It was determined that new car tires are characterized by an increase in the concentration of particulate emissions, which is explained by a certain period of their running-in. An increase in the concentration of solid particles was also established when using studded winter tires compared to non-studded and summer ones. Possible steps for deepening research on the problem of solid particle emissions from tire wear and their impact on the environment are proposed. Among them: clear compliance with the load index when choosing tires, compliance with speed regimes, ensuring compliance of tire materials with wear resistance standards, taking into account the specifics of the impact of materials and the limit sizes of their components on the wear of automobile tires when designing coatings for new automobile roads and modernization of existing ones.

**automobile tire, tread abrasion, emissions from tire wear,  $PM_{10}$  and  $PM_{2.5}$  particulate matter**

Одержано (Received) 01.05.2024

Прорецензовано (Reviewed) 10.06.2024

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2024

УДК 629.113

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).2.136-145](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).2.136-145)

**П.Б. Прогній<sup>1</sup>**, ст. вик., канд. техн. наук, **Д.П. Попович<sup>2</sup>**, здобувач вищої освіти, **О.В. Чорна<sup>1</sup>**, доц., канд. екон. наук, **Р.І. Розум<sup>1</sup>**, доц., канд. техн. наук, **М.В. Буряк<sup>1</sup>**, доц., канд. техн. наук, **В.В. Бірючинський<sup>1</sup>**, асп., **М.Р. Башуцький<sup>1</sup>**, асп.

<sup>1</sup>Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, Україна

<sup>2</sup>Тернопільський національний медичний університет імені І.Я. Горбачевського, Тернопіль, Україна

e-mail: [rozoom\\_ruslan@ukr.net](mailto:rozoom_ruslan@ukr.net)

## Дослідження гальмівної динаміки автопоїзда

У статті проведено аналіз динамічних характеристик гальмівного процесу дволанкового сідельного автопоїзда під час прямолінійного та криволінійного руху. Одержано залежності для розрахунку значення нормальних реакцій, що діють на колесах транспортного засобу. Встановлено, що під час зміни величини маси напівпричепа відбувається найбільше довантаження на вісь напівпричепа, найменше – передньої осі автомобіля-тягача. Під час гальмування в процесі прямолінійного руху, при підвищенні інтенсивності гальмування здійснюється зменшення навантаження задньої осі тягача, а також осей напівпричепа за рахунок збільшення навантаження на передню вісь автомобіля-тягача. Необхідно відмітити, що одночасно із розвантаженням осей напівпричепа відбувається збільшення навантаження на опорно-зчпний пристрій транспортного засобу, результатом чого, в свою чергу, є підвищення навантаженості осей тягача. Гальмівна динаміка автопоїзда у криволінійному русі показує, що підвищення інтенсивності гальмування супроводжується перерозподілом величин нормальних опорних реакцій та довантаження передньої осі тягача. Разом з тим, більша величина нормальної реакції є характерною для коліс, що перебувають на зовнішньому колі відносно центру повороту. Даний ефект пояснюється впливом відцентрових сил. Максимальна величина бортового відхилення нормальних опорних реакцій спостерігається на задній осі тягача.

**стійкість, гальмування, дволанковий автопоїзд, нормальні реакції опорної поверхні, прямолінійний рух, криволінійний рух**

**Постановка проблеми.** Підвищення попиту на вантажні перевезення автомобільним транспортом безпосередньо впливає на тенденцію щодо зростання швидкісних режимів руху та збільшення рівня завантаження сучасних автопоїздів. Це в свою чергу вимагає підвищення безпеки їх використання та покращення експлуатаційних властивостей.

Однією із найважливіших техніко-експлуатаційних характеристик транспортних засобів, які характеризують безпеку руху останніх, на нашу думку, є стійкість, перш за все під час гальмівного режиму. Оскільки втрата стійкості автопоїздом може спричинити виникнення дорожньо-транспортної пригоди, що, в свою чергу, призводить до матеріальних і нематеріальних втрат.

Для поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів необхідне вивчення впливу всієї множини факторів, які виникають в реальних умовах їх руху. Автомобільний поїзд це складна механічна система, яка містить велику кількість елементів, що взаємодіють один з одним. В зв'язку з цим, проведення досліджень динамічних характеристик гальмівного процесу є складним і трудомістким.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Доведено [1-10], що найбільший показник ефективності гальмівного процесу автопоїзда спостерігається під час повного завантаження усіх осей, тобто, тоді коли усі колеса одночасно знаходяться на межі блокування. При цьому, стійкість руху автопоїзда в гальмівному режимі залежить від пропорційності гальмівних зусиль величині нормальних реакцій на кожному колесі та характеру взаємодії ланок в опорно-зчїпному пристрої. Адже відомо, що рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі може супроводжуватися виникненням додаткових реакцій в опорно-зчїпному пристрої та суттєвою зміною опорної реакції. Розвиток колісних транспортних засобів з їхньою трансформацією у складні мехатронні системи спричиняє те, що необхідним є перегляд базових підходів а також окремих положень відомої теорії експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів.

**Постановка завдання.** Визначити нормальні реакції на колесах осей автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням їх перерозподілу при прямолінійному та криволінійному русі, провести аналіз їх зміни залежно від завантаження автопоїзда та інтенсивності гальмування, дослідити характер взаємодії ланок автопоїзда в опорно-зчїпному пристрої.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Проведемо дослідження дволанкового сидельного автопоїзда, в який входить двовісний автомобіль-тягач і тривісний напівприцеп, під час процесу гальмування. З метою розрахунку величин нормальних опорних реакцій, аналогічно до [1], умовно розділимо автопоїзд на ланки та відобразимо сили їх дії на опорно-зчїпний пристрій по осі Z (рис. 1). Формуємо систему рівнянь рівноваги та моментів сил, які виникають у ланках автопоїзда по вертикальній осі. Отримаємо.

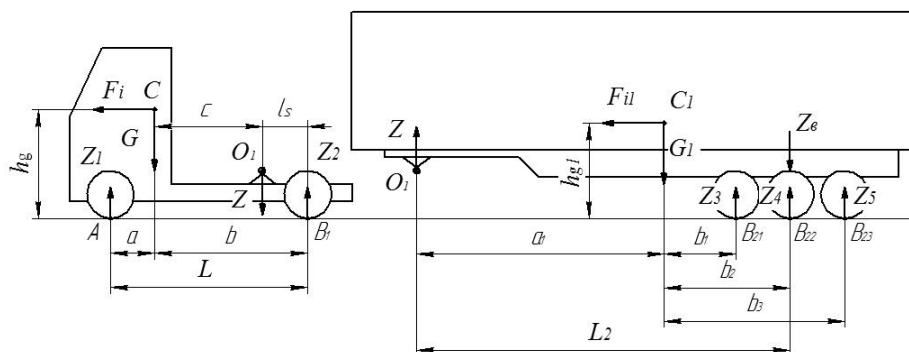


Рисунок 1 – Розрахункова схема автопоїзда під час режиму гальмування

Джерело: [10]

$$\begin{aligned}
 \sum F_{(Z)} &= Z_1 + Z_2 - G - Z = 0; \\
 \sum M_A &= Z_2 L - G a - Z(a + c) + F_i h_g = 0; \\
 \sum M_{B1} &= F_i h_g - Z_1 L + G b + Z(b - c) = 0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Для напівпричепа:

$$\begin{aligned}\sum F_{(Z)} &= Z_6 - G_1 + Z = 0; \\ \sum M_{B22} &= G_1 b_2 + F_{i1} h_{g1} - Z L_2 = 0; \\ \sum M_{O1} &= F_{i1} h_{g1} - G_1 a_1 + Z_6 L_2 = 0.\end{aligned}\quad (2)$$

де  $Z_1, Z_2$  – величини нормальних опорних реакцій на передню та задню вісь тягача, відповідно;

$Z_B$  – величина навантаження на осі напівпричепа;

$Z$  – значення вертикальної складової навантаження на опорно-зчіпний пристрій;

$G, G_1$  – сила тяжіння;

$F_i, F_{i1}$  – величини сил інерції під час гальмування автотягача й напівпричепа в процесі прямолінійного руху, відповідно;

$h_g, h_{g1}$  – висота розміщення центру мас автотягача й напівпричепа, відповідно.

Приймаємо, що навантаження, яке діє на напівприцеп  $Z_B$  є рівномірно розподіленим по його осях. Звідси:

$$Z_3 = Z_4 = Z_5 = \frac{1}{3} Z_B. \quad (3)$$

Із рівнянь (1) та (2), з урахуванням (3) одержуємо рівняння для розрахунку величини нормальних опорних реакцій, що діють на осі автопоїзда:

$$\begin{aligned}Z_1 &= \frac{Gb + Z(b - c) - G \frac{V}{g} h_g}{L}; \\ Z_2 &= \frac{Ga + Z(a + c) + G \frac{V}{g} h_g}{L}; \\ Z_3 = Z_4 = Z_5 &= \frac{1}{3} \frac{G_1(a_1 + \frac{V_1}{g} h_{g1})}{L_2}.\end{aligned}\quad (4)$$

Величину вертикальної складової навантаження, що діє на опорно-зчіпний пристрій розраховуємо наступним чином:

$$Z = \frac{G_1(b_2 - \frac{V_1}{g} h_{g1})}{L_2}. \quad (5)$$

В процесі зміни завантаженості транспортного засобу, відповідно, відбувається зміна величин сил, які діють як на опорно-зчіпний пристрій так і на його осі, що, в свою чергу, зумовлює перерозподіл нормальних опорних реакцій по кожній із осей. Графічна залежність величини навантаженості осей та опорно-зчіпного пристрою при різній завантаженості транспортного засобу показана на рисунку 2. З даної залежності ми бачимо, що в процесі зміни величини маси напівпричепа відбувається найменше довантаження передньої осі транспортного засобу, а максимальне – осі напівпричепа.

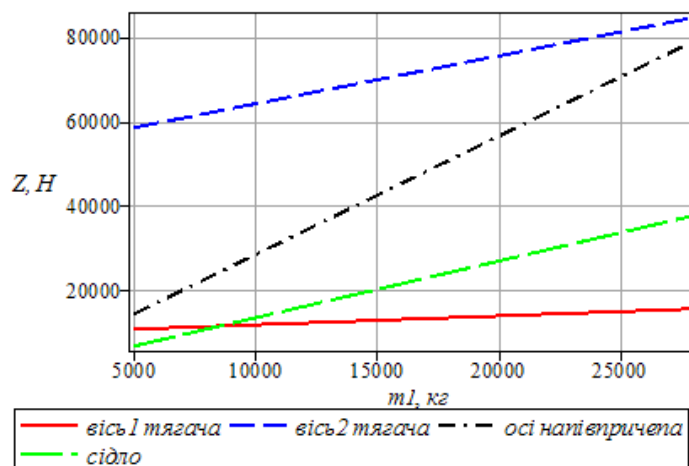


Рисунок 2 – Графік зміни величини навантаженості осей та опорно-зчіпного пристрою при різній завантаженості транспортного засобу

Джерело: розроблено авторами

В процесі руху автотранспортного засобу відбувається зміна величини нормальних реакцій у колесах. Такого роду зміни зумовлені низкою зовнішніх чинників, до яких відносяться: стан дорожнього полотна, режими руху транспортного засобу, його конструктивні особливості тощо. Відомим є факт, що під час розгону, гальмування або криволінійного руху, проходить перерозподіл величини вертикальних навантажень між осями та бортами елементів автопоїзда. Так для прикладу, в процесі руху по круговій траєкторії, у зв'язку із впливом сил інерції з'являються відцентрові сили, точка прикладання яких знаходиться в центрі мас кожної ланки транспортного засобу та направлені в сторону від центра повороту [1-7]. Наслідком чого стає перерозподіл величин нормальних опорних реакцій. Що, в свою чергу зумовлює те, що зовнішні, відносно центру кругового руху, колеса отримують додаткове вертикальне навантаження, а внутрішні – розвантажуються.

Відповідно до [6] проведемо розрахунок додаткових зусиль по осях транспортного засобу, зумовлені дією відцентрових сил:

$$\begin{aligned} P_1 &= m_1 v \omega; & P_2 &= m_2 v \omega; \\ P_3 &= m_3 v_1 \omega_1; & P_4 &= m_4 v_1 \omega_1; & P_5 &= m_5 v_1 \omega_1, \end{aligned} \quad (6)$$

де  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$  – значення мас, що діють на відповідну вісь.

Значення бічних зусиль, зумовлених дією відцентрових сил розраховуємо наступним чином:

$$\begin{aligned} P_{j1y} &= P_1 \cos\left(\frac{(\theta - \delta_1) + (\theta' - \delta_1')}{2}\right); & P_{j2y} &= P_2 \cos\left(\frac{(\beta_2 + \delta_2) + (\beta_2 + \delta_2')}{2}\right); \\ P_{j3y} &= P_3 \cos\left(\frac{(\beta_3 + \delta_3) + (\beta_3 + \delta_3')}{2}\right); & P_{j4y} &= P_4 \cos\left(\frac{(\beta_4 + \delta_4) + (\beta_4 + \delta_4')}{2}\right); \\ P_{j5y} &= P_5 \cos\left(\frac{(\beta_5 + \delta_5) + (\beta_5 + \delta_5')}{2}\right). \end{aligned} \quad (7)$$

Враховуючи умову статичної рівноваги транспортного засобу, та користуючись динамічними залежностями, отримуємо рівняння для розрахунку величин нормальних опорних реакцій, що діють на колесах.

Проведемо розгляд руху транспортного засобу у режимі гальмування враховуючи діючі сили інерції під час поступального й колового рухів. По аналогії з [3, 6, 7, 10] в процесі опису руху ігноруємо силами опору повітря, так як в процесі експлуатації моменти від даних сил є надзвичайно малими у порівнянні із іншими моментами сил, що діють на транспортний засіб. Також ігноруємо моментами, що виникають від сил опору кочення.

Враховуючи прийняті припущення одержимо наступну систему рівнянь: для тягача (рис. 3):

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0 &: Z_1 + Z_1' + Z_2 + Z_2' - G - Z = 0; \\ \sum \text{mom}_{ox} F_i = 0 &: (Z_2 + Z_2')L - Ga - Z(a + c) + P_{jx}h_g = 0; \\ P_{jx}h_g + Z(b - c) + Gb - (Z_1 + Z_1')L &= 0; \\ \sum \text{mom}_{oy} F_i = 0 &: 2Z_1'H_1 - GH_1 - P_{j1y}h_g = 0; \\ 2Z_2'H_2 - GH_2 - P_{j2y}h_g &= 0, \end{aligned} \tag{8}$$

для напівпричепа (рис. 4):

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0 &: Z_3 + Z_3' + Z_4 + Z_4' + Z_5 + Z_5' - G_1 + Z = 0; \\ \sum \text{mom}_{ox} F_i = 0 &: G_1b_2 + P_{j1x}h_{g1} - ZL_2 - (Z_3 + Z_3')(b_2 - b_1) + (Z_5 + Z_5')(b_3 - b_2) = 0; \\ P_{j1x}h_{g1} - G_1a_1 + (Z_4 + Z_4')L_2 &= 0; \\ \sum \text{mom}_{oy} F_i = 0 &: 2Z_3'H_3 - G_1H_3 - P_{j3y}h_{g1} = 0. \end{aligned} \tag{9}$$

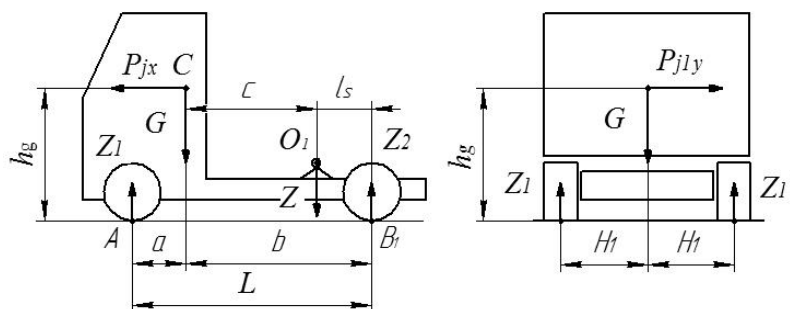


Рисунок 3 – Схема сил, що діють на тягач

Джерело: [10]

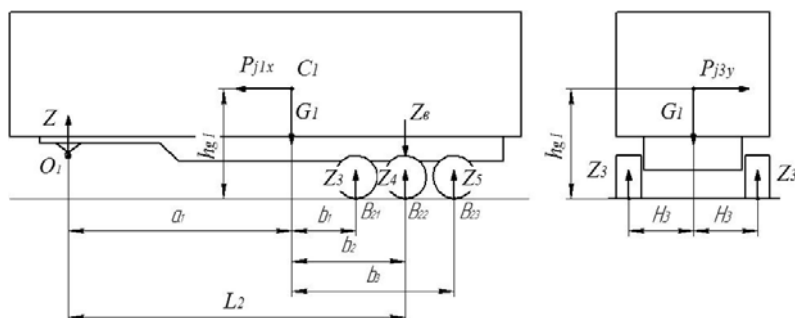


Рисунок 4 – Схема сил, що діють на напівпричіп

Джерело: [10]

Після проведення обчислення та перетворени систем рівнянь (8) і (9) одержуємо систему рівнянь для розрахунку величини нормальних реакцій по кожній з осей транспортного засобу:

$$\begin{aligned}
 Z_1 &= G \frac{b}{2L} + G_1 \frac{b_2(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{jx} \frac{h_g}{2L} - P_{j1y} \frac{h_g}{2H_1}; \\
 Z_1' &= G \frac{b}{2L} + G_1 \frac{b_2(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(b-c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{jx} \frac{h_g}{2L} + P_{j1y} \frac{h_g}{2H_1}; \\
 Z_2 &= G \frac{a}{2L} + G_1 \frac{b_2(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} - P_{jx} \frac{h_g}{2L} - P_{j2y} \frac{h_g}{2H_2}; \\
 Z_2' &= G \frac{a}{2L} + G_1 \frac{b_2(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}(a+c)}{2 \cdot L \cdot L_2} - P_{jx} \frac{h_g}{2L} + P_{j2y} \frac{h_g}{2H_2}; \\
 Z_3 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j3y} \frac{h_{g1}}{2H_3}; \\
 Z_3' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j3y} \frac{h_{g1}}{2H_3}; \\
 Z_4 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j4y} \frac{h_{g1}}{2H_4}; \\
 Z_4' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j4y} \frac{h_{g1}}{2H_4}; \\
 Z_5 &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} - P_{j5y} \frac{h_{g1}}{2H_5}; \\
 Z_5' &= G_1 \frac{a_1}{6L_2} - P_{j1x} \frac{h_{g1}}{6L_2} + P_{j5y} \frac{h_{g1}}{2H_5}. \tag{10}
 \end{aligned}$$

Величину навантаження, що діє на опорно-зчпний пристрій транспортного засобу визначимо за допомогою рівняння:

$$Z = G_1 \frac{b_2}{L_2} + P_{j1x} \frac{h_{g1}}{L_2}. \tag{11}$$

Використовуючи систему рівнянь (10), беручи до уваги залежності (6), (7) проводимо розрахунок величин нормальних опорних реакцій по кожній з осей транспортного засобу (табл. 1) в процесі гальмування під час прямолінійного руху та будуюмо графічні залежності величин нормальних реакцій, що діють на колеса осей, від величини сповільнення. В процесі розрахунку користуємося технічними характеристиками транспортного засобу, що складається із тягача DAF XF 95.430 і напівпричепа KRONE SDP 24. Значення маси автопоїзда приймаємо рівною спорядженому стану (14390 кг).

Таблиця 1 – Розрахунок нормальних реакцій

j, м/с <sup>2</sup>	Нормальна реакція, Н										Σ, Н
	1		2		3		4		5		
	Z <sub>1</sub>	Z <sub>1</sub> '	Z <sub>2</sub>	Z <sub>2</sub> '	Z <sub>3</sub>	Z <sub>3</sub> '	Z <sub>4</sub>	Z <sub>4</sub> '	Z <sub>5</sub>	Z <sub>5</sub> '	
0	14390	14390	27393	27393	9600	9600	9600	9600	9600	9600	141166
Σ	28780		54786		19200		19200		19200		141166
1	17517	17517	26219	26219	8949	8949	8949	8949	8949	8949	141166
Σ	35034		52438		17898		17898		17898		141166
3	23771	23771	23871	23871	7647	7647	7647	7647	7647	7647	141166
Σ	47542		47742		15294		15294		15294		141166
6	33152	33152	20346	20346	5695	5695	5695	5695	5695	5695	141166
Σ	66304		40692		11390		11390		11390		141166

Джерело: розроблено авторами

На рис. 5 відображено графічні залежності зміни величини нормальних реакцій по осях транспортного засобу в процесі гальмування під час прямолінійного руху. З даних залежностей бачимо, що при підвищенні інтенсивності гальмування здійснюється довантаження на передню вісь тягача та розвантаження його задньої осі й осей напівпричепа.

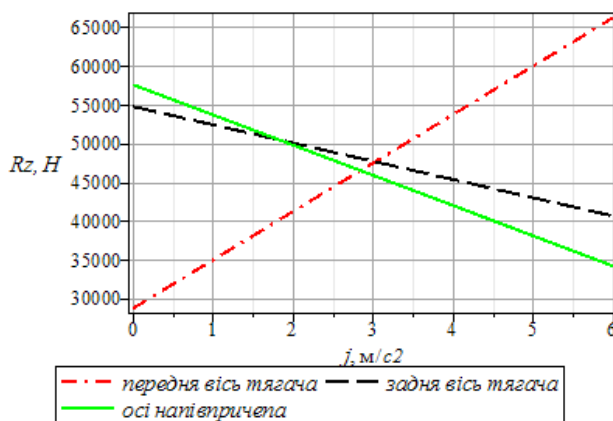


Рисунок 5 – Залежність нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда від сповільнення у прямолінійному русі

Джерело: розроблено авторами

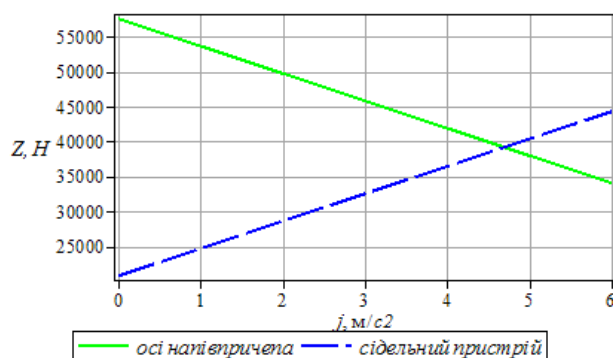


Рисунок 6 – Графічні залежності зміни навантаження на осі напівпричепа та опорно-зчпний пристрій під час гальмування транспортного засобу

Джерело: розроблено авторами

На рис. 6 показано графічні залежності зміни навантаження на осі напівпричепа та опорно-зчпний пристрій під час гальмування транспортного засобу. Звідси бачимо, що зменшення навантаження на осі напівпричепа забезпечується з рахунок підвищення навантаженості опорно-зчпного пристрою, наслідком чого є підвищення навантаження осей тягача.

З метою проведення дослідження бортового розподілу нормальних опорних реакцій на кожній із осей транспортного засобу в процесі гальмування під час прямолінійного руху, використаємо графічні залежності, відображені на рисунку 7. На даному рисунку по горизонталі відображено осі транспортного засобу, починаючи із передньої осі автомобіля-тягача, індекс  $r$  вказує на колеса правого борту. Прийнято, що маса транспортного засобу є рівна спорядженій масі (14390 кг). Із залежностей ми бачимо, що в процесі гальмування транспортного засобу під час прямолінійного руху відбувається рівномірне навантаження коліс як правого так і лівого бортів.

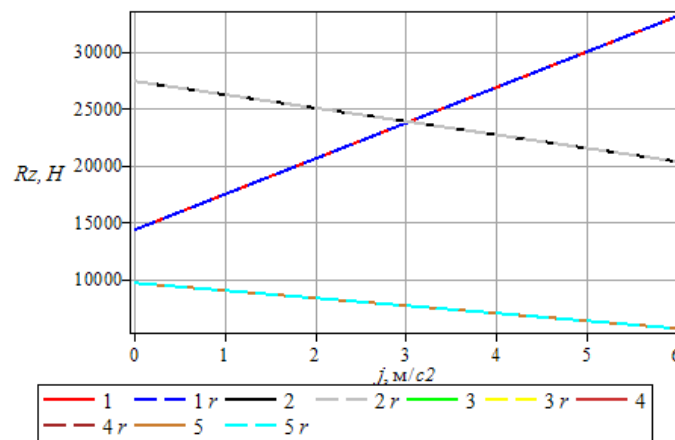


Рисунок 7 – Графічні залежності зміни нормальних опорних реакцій на кожній із осей транспортного засобу в процесі гальмування під час прямолінійного руху

Джерело: розроблено авторами

На рисунку 8 відображено величину зміни нормальних реакцій, які діють на колеса осей транспортного засобу, в процесі гальмування під час криволінійного руху. На даному рисунку по горизонталі відображено осі транспортного засобу, починаючи із передньої осі автомобіля-тягача, індекс  $r$  вказує на колеса правого борту. Прийнято, що маса транспортного засобу є рівна спорядженій масі (14390 кг).

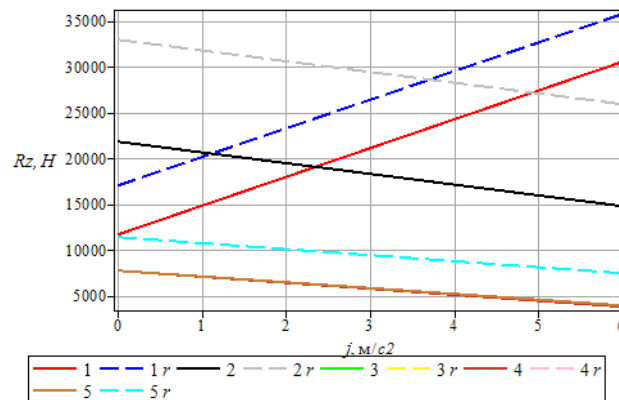


Рисунок 8 – Графічні залежності зміни нормальних опорних реакцій на кожній із осей транспортного засобу в процесі гальмування під час криволінійного руху

Джерело: розроблено авторами



Як бачимо, із одержаних даних (рис. 8), у випадку підвищення інтенсивності гальмування проходить перерозподіл нормальних опорних реакцій між осями та бортами транспортного засобу. Відбувається довантаження передньої осі тягача, що, в свою чергу, зумовлює збільшення відповідних опорних реакцій. Разом з тим, вище значення нормальної реакції є характерним для зовнішніх коліс (відносно центра повороту). Нормальна опорна реакція на передньому внутрішньому колесі є трохи меншою, при порівнянні із режимом гальмуванням під час прямолінійного руху, що можна пояснити його розвантаженням за рахунок впливу відцентрової сили. Найбільшим бортовим відхиленням нормальних опорних реакцій є на задній осі тягача. У зв'язку із впливом відцентрової сили, здійснюється зміщення навантаження із внутрішнього колеса на зовнішнє. Подібні процеси відбуваються між колесами осей напівпричепа.

**Висновки.** На основі проведеного дослідження отримано аналітичні рівняння, які описують гальмівну динаміку дволанкового сидельного автопоїзда. Отримані рівняння дозволяють визначити величину нормальних опорних реакцій на колесах автопоїзда з урахуванням їх перерозподілу в процесі гальмування під час прямолінійного та криволінійного руху, а також з'ясувати характер взаємодії ланок автопоїзда в опорно-зчипному пристрої при різній інтенсивності гальмування та зміні завантаження транспортного засобу. Результати проведеного дослідження дозволять в майбутньому здійснити оцінку впливу зміни нормальних реакцій опорної поверхні на колесах автопоїзда та характеру їх розподілу по осях та бортах транспортного засобу на його стійкість у гальмівному режимі.

## Список літератури

1. Прикладна теорія руху автопоїзда / Сахно В. П., Поляков В. М., Шарай С. М., Босенко В. М. К. : НТУ, 2016. 232 с.
2. До визначення показників стійкості автопоїзда / Сахно В. П., Тімков О. М., Гуменюк П. О., Файчук М. І. *Вісник Національного транспортного університету*. 2013. Вип. 27. С. 31-39.
3. Кравчук П. М., Нілов Р. Ю., Бабін Ю. В. Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні. *Науково-виробничий журнал Автомобільний транспорт: У реаліях міжнародного права*. 2014. № 2(238). С. 8-10.
4. Сахно В. П., Поляков В. М., Тімков О. М. Стійкість сидельних автопоїздів з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа: монографія. К. : LAMBERT Academic Publishing, 2018. 156 с.
5. Heavy Truck Axle Alignment Evolution – From the Truck Manufacturer to the User. URL: <http://papers.sae.org/933046>.
6. Маневреність і гальмівні властивості колісних машин / Подригало М. А. та ін.; за ред. М. А. Подригало. Харків : ХНАДУ, 2003. 403 с.
7. Підвищення стійкості та керованості колісних машин в гальмівних режимах : монографія / Олександров Е. Е., Волков В. П., Волонцевич Д. О. та ін.; за ред. Д. О. Волонцевича. Харків : НТУ «ХП», 2007. 320 с.
8. Подригало М. А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів : монографія. Харків. 2013. 220 с.
9. Прогній П. Б. До аналізу процесу гальмування сидельного автопоїзда без блокування коліс. *Управління проектами, системний аналіз і логістика*. 2014. Вип. 13. С. 139-146.
10. Прогній П. Б. Поліпшення стійкості автомобільного поїзда у гальмівному режимі : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Київ, 2016. 176 с.

## References

1. Sakhno, V. P., Poliakov, V. M., Sharaj, S. M. & Bosenko, V. M. (2016). *Prykladna teoriia rukhu avtopoizda [Applied theory of road train movement]*. Kyiv [in Ukrainian].
2. Sakhno, V. P., Timkov, O. M., Humeniuk, P. O. & Fajchuk M. I. (2013). Do vyznachennia pokaznykiv stijkosti avtopoizda [To determine the stability indicators of the road train]. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu - Bulletin of the National Transport University* 27, 31-39 [in Ukrainian].

3. Kravchuk, P. M., Nilov, R. Yu. & Babin, Yu. V. (2014). Normuvannia hal'mivnykh vlastyvoestej kolisnykh transportnykh zasobiv v Ukraini [Standardization of braking properties of wheeled vehicles in Ukraine]. *Naukovo-vyrobnychyj zhurnal Avtomobil'nyj transport: U realiiakh mizhnarodnoho prava - Scientific and industrial journal Automotive transport: In the realities of international law*, 2(238), 8-10 [in Ukrainian].
4. Sakhno, V. P., Poliakov, V. M. & Timkov O. M. (2018). *Stijkist' sidel'nykh avtopoizdiv z urakhuvanniam kutiv vstanovlennia osey napivprychepa [Stability of semi-trailer trucks taking into account the installation angles of semi-trailer axles]*. Kyiv: LAMBERT Academic Publishing [in Ukrainian]
5. Fred Wheeler, Ellis Johnson Heavy (1993) *Truck Axle Alignment Evolution – From the Truck Manufacturer to the User* URL: <http://papers.sae.org/933046> [in English].
6. Podryhalo, M. A. et al. (2003). *Maneuverability and braking properties of wheeled vehicles*. Podryhalo M. A. (Ed). Kh.:KhNADU [in Ukrainian].
7. Oleksandrov, E. E., Volkov, V. P. & Volontsevych, D. O. et al. (2007). *Pidvyschennia stijkosti ta kerovanosti kolisnykh mashyn v hal'mivnykh rezhymakh [Increasing the stability and controllability of wheeled vehicles in braking modes]*. Volontsevych D. O. (Ed.). Kharkiv : NTU «KhPI» [in Ukrainian] .
8. Podryhalo, M. A. (2013). *Nove v teorii ekspluatatsijnykh vlastyvoestej avtomobiliv i traktoriv [New in the theory of operational properties of cars and tractors]*. Kharkiv [in Ukrainian].
9. Prohnij, P. B. (2014). Do analizu protsesu hal'muvannia sidel'noho avtopoizda bez blokuвання kolis [To the analysis of the braking process of a semi-trailer truck without locking the wheels]. *Upravlinnia proektamy, systemnyj analiz i lohistyka - Project management, system analysis and logistics*, 13, 139-146 [in Ukrainian]
10. Prohnij, P. B. (2016). Polipshennia stijkosti avtomobil'noho poizda u hal'mivnomu rezhymi [Improvement of lorry convoy stability in braking mode]. *Candidate's thesis*. Kyiv [in Ukrainian].

**Pavlo Prohni<sup>1</sup>**, Senior Lecturer, PhD tech. sci., **Danylo Popovych<sup>2</sup>**, student of higher education, **Olha Chorna<sup>1</sup>**, Assoc. Prof., Ph.D of Economic sciences, **Ruslan Rozum<sup>1</sup>**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Mykola Buriak<sup>1</sup>**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Vitalii Biriuchynskyi<sup>1</sup>**, post-graduate, **Mykhailo Bashutskyi<sup>1</sup>**, post-graduate

<sup>1</sup>Western Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine

<sup>2</sup>Ternopil National Medical University named after I.Ya. Gorbachevskii, Ternopil, Ukraine

### Research of braking dynamics of a road train

The article analyzes the dynamic characteristics of the braking process of a two-link road train during straight and curvilinear movement. It has been proven that the greatest indicator of the efficiency of the braking process of a road train is observed during full loading of all axles, that is, when all wheels are on the verge of blocking at the same time, and the stability of the movement of the road train in the braking mode depends on the proportionality of the braking forces to the value of the normal reactions on each wheel and the nature of the interaction of the links in the support-coupling device. Dependencies for calculating the value of the normal reactions acting on the wheels of the vehicle have been obtained. It was established that when the weight of the semi-trailer changes, the largest additional load occurs on the axle of the semi-trailer, the smallest - on the front axle of the tractor. During braking in the process of straight-line movement, with increased braking intensity, the load on the rear axle of the tractor, as well as the axles of the semi-trailer, is reduced by increasing the load on the front axle of the tractor. It should be noted that simultaneously with the unloading of the axles of the semi-trailer, there is an increase in the load on the support-coupling device of the vehicle, which, in turn, results in an increase in the load on the axles of the tractor. Braking dynamics of a road train in curvilinear movement shows that an increase in the intensity of braking is accompanied by a redistribution of the values of normal support reactions and additional loading of the front axle of the tractor. At the same time, a larger value of the normal reaction is characteristic of the wheels located on the outer circle relative to the center of rotation. This effect is explained by the influence of centrifugal forces. The maximum value of lateral deviation of normal support reactions is observed on the rear axle of the tractor.

**stability, braking, two-link road train, normal reactions of the bearing surface, straight-line motion, curved motion**

Одержано (Received) 03.05.2024

Прорецензовано (Reviewed) 03.06.2024

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2024