

Гандзюк М.О., Бодак В.І.
*Луцький національний технічний університет***МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОННАЖНОГО
АВТОПОЇЗДА ПРИ ГАЛЬМУВАННІ**

Питанням удосконалення експлуатаційних властивостей вантажних автопоїздів, так само як і розробці конструкцій та вибору параметрів зчіпних пристроїв, присвячено чимало наукових праць.

Використання легкових автомобілів в якості тягача у складі автопоїзда, при всіх своїх позитивних ефектах, пов'язане з низкою технічних труднощів, пов'язаних, здебільшого, з властивими малотоннажним поїздам особливостями.

Малотоннажні автопоїзди фактично випали з поля зору вчених, особливо у нашій країні. Роботи в цій галузі нечисленні та спрямовані на вивчення та вдосконалення конкретних експлуатаційних властивостей, не торкаючись при цьому питання динамічної взаємодії ланок малотоннажних автопоїздів на всьому спектрі режимів руху та вибору параметрів зчіпних пристроїв. За кордоном накопичено певний досвід у проектуванні та виробництві причепів для легкових автомобілів, однак даних по методиці вибору параметрів, якими користуються іноземні виробники при проектуванні зчіпних пристроїв, у відкритому доступі не зустрічається. У зв'язку з чим, доцільно досліджувати вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда на різних режимах руху і визначити закономірності зміни показників динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда та на основі отриманих висновків, розробити практичні рекомендації щодо вибору параметрів зчіпних пристроїв для малотоннажних автопоїздів.

Найбільш характерним, з погляду динамічної взаємодії ланок, є режим гальмування. Тому нижче більше докладно зупинимося на моделюванні саме цього режиму.

Малотоннажний автопоїзд являє собою складну механічну систему, що складається з великої кількості елементів, з'єднаних різного роду зв'язками. Дослідження руху автопоїзда з урахуванням усіх зв'язків неможливо, тому в роботі реальний автопоїзд замінений на розрахункову модель.

Ключові слова: малотоннажний автопоїзд, причіпна ланка, конструктивні параметри, експлуатаційні параметри, гальмівний режим, гальмівні сили, підресорені частини, непідресорені частини, жорсткість, динамічна взаємодія.

ВСТУП

Як відомо динамічна взаємодія ланок автопоїзда найбільш виразно проявляється на неусталених режимах руху, таких як розгін, включаючи рушання з місця, та гальмування, а також під час руху автопоїзда по нерівностях дороги [1]. Причому найбільш характерним, з погляду динамічної взаємодії ланок, є режим гальмування. Тому нижче більше докладно зупинимося на моделюванні саме цього режиму, тим більше рівняння, що описують рух малотоннажного автопоїзда та динамічну взаємодію його ланок при гальмуванні, можуть бути використані, з деякими змінами та доповненнями, при дослідженні інших режимів руху.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У роботі [2] було досліджено робочі процеси в зчепних пристроях при наявності в гальмівній системі автомобіля-тягача антиблокувальної системи, так само було досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку та стійкість малотоннажного автопоїзда.

Розглядаючи вплив конструктивних факторів, автор виділяє силове передавальне число інерційно-гідролічної гальмівної системи i_n та поздовжню жорсткість зчіпного пристрою C_{cx} як найбільш значущі параметри. При дослідженні впливу експлуатаційних факторів, найбільш значущими прийняті коефіцієнт зчеплення поверхні дороги φ_0 і зазор у зчіпному пристрої ξ_x .

Загальна методика проведення дослідження ґрунтувалася на дослідженні впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на показники якості процесу гальмування малотоннажного автопоїзда. За показники якості процесу гальмування у роботі було прийнято: гальмівний шлях S_r , критерій стійкості η_a , математичне очікування величини зусилля в зчіпці та коефіцієнт її варіації v_u .

У роботі [3] досліджувався вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на роботу рекуперативної антиблокувальної системи на колесах причепа малотоннажного автопоїзда. Була розроблена програма формування оптимального алгоритму управління для рекуперативних антиблокувальних систем причіпних ланок малотоннажного автопоїзда і виявлені конструктивні та

експлуатаційні фактори, що впливають на показники якості гальмування з рекуперативною антиблокувальною системою та створений алгоритм керування.

У роботі [4] були досліджені гальмівні властивості малотоннажного автопоїзда та можливі методи їх покращення. Встановлені закономірності регулювання гальмівної сили на осі причепа, досліджено вплив зміни масово-геометричних параметрів тягача та причепа на процес гальмування автопоїзда при різному розподілі гальмівних сил між його осями. Оцінено вплив ступеня використання зчпної ваги задньої осі тягача малотоннажного автопоїзда на його стійкість при гальмуванні та можливість зниження нерівності гальмівних сил на осях автопоїзда.

В результаті дослідження, проведеного з використанням математичного моделювання та методів планування експерименту, була розроблена методика регулювання гальмівних сил на осях малотоннажного автопоїзда: на задній осі тягача в залежності від вертикального навантаження на зчпний пристрій; на причепі в залежності від навантаження на його вісь з урахуванням реального розподілу гальмівних сил між осями тягача.

У роботі [5] вперше вивчені специфічні явища, що виникають у зчпному пристрої та інерційному гальмівному приводі причепа, внаслідок циклічної зміни гальмівних моментів на осях тягача, обладнаного антиблокувальною системою, та встановлено їх вплив на гальмівні властивості автопоїзда.

Сформульовані теоретичні основи вибору допустимої маси одновісних причепів та оптимізації параметрів інерційної гальмівної системи. Розроблено теорію розподілу та регулювання гальмівних сил на осях малотоннажного автопоїзда, включаючи методики вибору параметрів регулюючих пристроїв. Розроблено теоретичні основи розрахунку та проектування інерційних гальмівних систем з електромагнітним керуванням.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є встановлення закономірностей зміни показників динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при гальмуванні.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Наявність у тягово-зчпному пристрої автопоїзда пружних, демпфуючих елементів і зазорів обумовлює появу в процесі руху відносних поздовжніх і поперечних коливань ланок, головним чином в горизонтальній площині. Поперечні коливання негативно впливають на стійкість автопоїзда, але практично не впливають на знос і деформацію деталей зчпного пристрою [1]. Поздовжні ж коливання ланок не тільки значно збільшують навантаження на зчпний пристрій та агрегати ходової частини автомобіля, але й шкідливо впливають на людський організм. Тому надалі обмежимося дослідженням поздовжніх коливань ланок і поздовжньої стійкості автопоїзда.

Автопоїзд являє собою складну механічну систему, що складається з великої кількості елементів, з'єднаних різного роду зв'язками. Дослідження руху автопоїзда з урахуванням усіх зв'язків неможливо, тому реальний автопоїзд замінюється на розрахункову модель. Складність моделі визначається завданнями дослідження та можливістю визначення кількісних показників, що адекватно відтворюють реальний процес. У той же час модель повинна бути достатньо простою і доступною для дослідження, що передбачає прийняття деяких припущень.

Розглянемо процес гальмування малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа, обладнаного гальмівною системою. Надалі, причіп, до коліс якого прикладаються гальмівні або тягові зусилля, називатимемо «активним», в іншому випадку - «пасивним».

Розрахункова схема автопоїзда показана на рисунку 1.

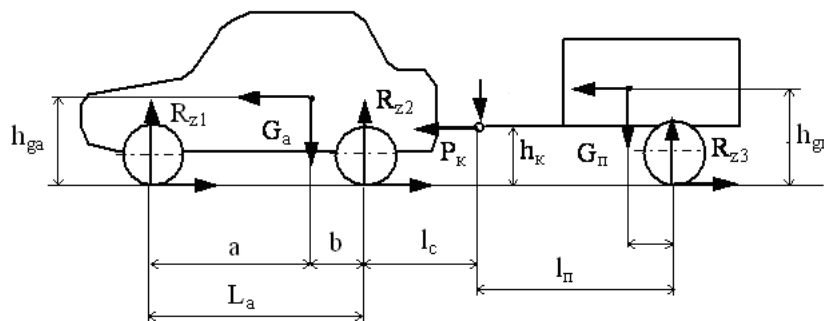


Рисунок 1 - Розрахункова схема малотоннажного автопоїзда для аналізу поздовжньої взаємодії його ланок при гальмуванні

Прийmemo такі припущення:

- рух автопоїзда відбувається по рівній горизонтальній поверхні;
- відриви коліс від дорожньої поверхні відсутні;
- зчіпні властивості дорожньої поверхні постійні по довжині дороги;
- підресорені маси ланок автопоїзда - тверді тіла, що мають поздовжню площину симетрії;
- непідресорені маси тягача і причепа рухаються в площині поздовжньої симетрії відповідних ланок автопоїзда;
- у системі діють сили опору, пропорційні першій похідній від відповідних переміщень;
- кутові переміщення підресорених мас ланок автопоїзда відбуваються відносно відповідних центрів мас;
- колеса однієї осі мають однакові радіуси та моменти інерції.

Складемо диференціальні рівняння руху автопоїзда, використовуючи рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} = Q(T), \quad (1)$$

де $T = 0,5a\dot{q}^2$ - кінетична енергія системи;

$\Pi = 0,5cq^2$ - потенційна енергія системи;

$\Phi = 0,5\beta\dot{q}^2$ - дисипативна функція;

a, c, β - позитивні постійні коефіцієнти;

q_i - узагальнені координати;

$Q(t)$ - узагальнена сила, що відповідає координаті q_i .

Як узагальнені координати приймаємо:

S_a, S_n - шляхи, що проходять центрами мас тягача та причепа від деякого вихідного положення (початок відліку);

z_a, z_n, ξ_i - вертикальні переміщення центрів мас підресорених і непідресорених частин ланок автопоїзда;

α_a, α_n - кути диференту підресорених частин тягача та причепа.

Замінімо зв'язок між ланками автопоїзда дією відповідних реакцій зв'язку. Тоді розрахункові схеми автомобіля-тягача та причепа можна подати у вигляді рисунка 2.

Складемо диференціальні рівняння руху ланок автопоїзда та запишемо вирази для визначення T_a, Π_a, Φ_a та $Q(t)$.

Відлік вертикальних деформацій пружних елементів підвіски та шин будемо вести від стану статичної рівноваги відповідних частин ланок автопоїзда. Тоді

$$\begin{aligned} z_1 &= z_a + a_n \alpha_a - \xi_1; \\ z_1 &= z_a - b_n \alpha_a - \xi_2, \end{aligned} \quad (4)$$

де a_n, b_n - відстані від центру мас підресорених частин тягача до передньої та задньої осей.

Величина коефіцієнтів $c_{1,2}$ залежить від типу підвіски та виду коливань (вертикальні або кутові), тому розрізнятимемо вертикальну c_z і кутові c_α жорсткості підвіски, а також жорсткість пружного елемента c_p , значення яких можна визначити за відомими формулами [6].

Дисипативна функція Φ_a , з урахуванням прийнятих вище припущень

$$\Phi_a = 0,5(\Sigma k_1 \dot{z}_1^2 + \Sigma k_2 \dot{z}_2^2 + \Sigma k_{u1} \dot{\xi}_1^2 + \Sigma k_{u2} \dot{\xi}_2^2), \quad (5)$$

де $\Sigma k_i, \Sigma k_{ui}$ - приведені коефіцієнти непружного опору в підвісці та шинах тягача;

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{z}_a + a_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_1; \\ \dot{z}_1 &= \dot{z}_a - b_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_2, \end{aligned} \quad (6)$$

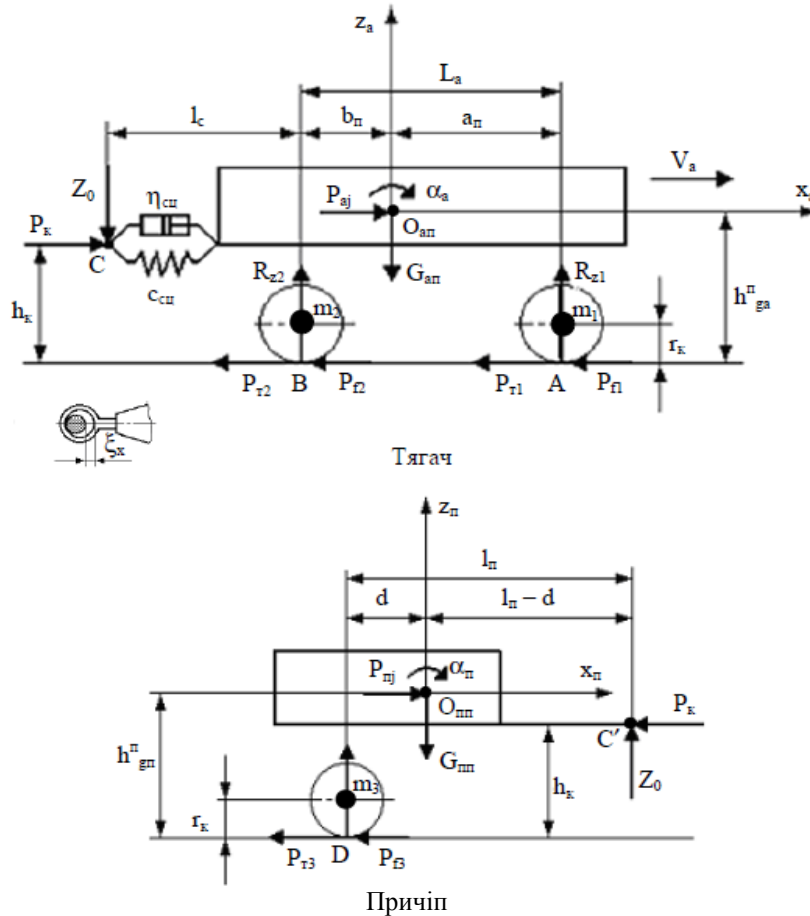


Рисунок 2 - Розрахункові схеми коливальної моделі ланок автопоїзда

Знайдемо часткові похідні від T_a , Π_a та Φ_a за відповідними узагальненими координатам та їх похідним. Для кінетичної енергії:

$$\frac{\partial T_a}{\partial S_a} = \frac{\partial T_a}{\partial Z_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_1} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_2} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k1}} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k2}} = 0.$$

Для потенційної енергії:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_a}{\partial z_a} &= \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_2 z_2; & \frac{\partial \Pi_a}{\partial \alpha_a} &= -\Sigma c_1 a_n z_1 + \Sigma c_2 b_n z_2; \\ \frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_1} &= -\Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_{ш1} \xi_1; & \frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_2} &= -\Sigma c_2 z_2 + \Sigma c_{ш2} \xi_2. \end{aligned}$$

Для дисипативної функції:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{z}_a} &= \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_2 \dot{z}_2; & \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\alpha}_a} &= -\Sigma k_1 a_n \dot{z}_1 + \Sigma k_2 b_n \dot{z}_2; \\ \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\xi}_1} &= -\Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_{ш1} \dot{\xi}_1; & \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\xi}_2} &= -\Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma k_{ш2} \dot{\xi}_2. \end{aligned}$$

Продиференціюємо вирази за часом:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{S}_a} \right) &= M_a \ddot{S}_a; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{z}_a} \right) &= M_{an} \ddot{z}_a; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\alpha}_a} \right) &= J_{ya} \ddot{\alpha}_a; \\ \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\xi}_1} \right) &= m_1 \ddot{\xi}_1; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\xi}_2} \right) &= m_2 \ddot{\xi}_2. \end{aligned}$$

Збурюючі сили $Q_i(t)$ для відповідних узагальнених координат

$$\begin{aligned} Q_{S_a} &= -P_{T1} - P_{T2} - P_{f1} - P_{f2} + P_k; \\ Q_{a_a} &= (P_{T1} + P_{T2})h_{ga}^n - P_k(h_{ga}^n - h_k) - Z_0(b_n + l_c); \\ Q_{Z_a} &= -Z_0; \\ Q_{\xi_1} &= Q_{\xi_2} = 0, \end{aligned}$$

де $P_{T1,2}$ - гальмівні сили, що діють на колесах відповідних осей тягача;

$P_{f1,2} = R_{z1,2}f$ - сили опору коченню;

$R_{z1,2}$ - нормальні реакції дороги, що діють на колеса відповідної осі тягача;

f - коефіцієнт опору коченню;

P_k, Z_0 - поздовжня та вертикальна складові зусилля в зчїпному пристрої автопоїзда;

h_{ga}^n, h_k - відстані від центру мас підресорених частин тягача та від зчїпного пристрою до поверхні дороги.

Підставивши значення всіх складових в рівняння (1) з урахуванням перетворень отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух центру мас тягача і коливання його підресорених та непідресорених частин

$$\begin{aligned} M_a \ddot{S}_a &= -R_{x1} - R_{x2} + P_k; \\ M_{an} \ddot{z}_a + \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_2 z_2 &= Z_0; \\ J_{ya}^n \ddot{\alpha}_a + \Sigma k_1 a_n \dot{z}_1 - \Sigma k_2 b_n \dot{z}_2 + \Sigma c_1 a_n z_1 - \Sigma c_2 b_n z_2 &= P_{Ta} h_{ga}^n - P_k(h_{ga}^n - h_k) - Z_0(b_n + l_c); \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + \Sigma k_{u1} \dot{\xi}_1 - \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma c_{u1} \xi_1 - \Sigma c_1 z_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + \Sigma k_{u2} \dot{\xi}_2 - \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma c_{u2} \xi_2 - \Sigma c_2 z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де $R_{x1} = P_{T1} + P_{f1}$; $R_{x2} = P_{T2} + P_{f2}$ - сумарні дотичні реакції, що діють на колесах відповідних осей тягача.

Складемо диференціальні рівняння руху причепа. Вирази для визначення кінетичної T_n , потенційної Π_n енергії причепа та дисипативної функції Φ_n запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} T_n &= 0,5(M_n \dot{S}_n^2 + M_{mn} \dot{z}_n^2 + J_{yn}^n \dot{\alpha}_n^2 + m_3 \dot{\xi}_3^2); \\ \Pi_n &= 0,5(\Sigma c_3 z_n^2 + \Sigma c_{u3} \xi_3^2); \\ \Phi_n &= 0,5(\Sigma k_3 z_n^2 + \Sigma k_{u3} \xi_3^2), \end{aligned} \quad (8)$$

де M_n, M_{mn}, m_3 - маси причепа, його підресорених та непідресорених частин;

J_{yn}^n - момент інерції підресорених частин причепа;

$\Sigma c_3, \Sigma c_{u3}$ - коефіцієнти жорсткості підвіски та шин причепа;

$\Sigma k_3, \Sigma k_{u3}$ - коефіцієнти демпфування у підвісці та шинах.

Зусилля $Q_i(t)$ для відповідних координат q_i причепа

$$\begin{aligned} Q_{S_n} &= -P_{T3} - P_{f3} - P_k; \\ Q_{Z_n} &= -Z_0; \\ Q_{a_n} &= P_{T3} h_{gn}^n + P_k(h_{gn}^n - h_k) - Z_0(l_n - d), \end{aligned}$$

де P_{T3}, P_{f3} - гальмівні сили та сили опору коченню, що діють на колесах осі причепа;

h_{gn}^n, h_k, l_n, d - конструктивні параметри причепа.

Продиференціювавши рівняння (8) за відповідними узагальненими координатами та їх похідними і підставивши ці вирази в рівняння Лагранжа, після перетворень отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь, що описують рух причепа:

$$\begin{aligned} M_n \ddot{S}_n &= -R_{x3} - P_k; \\ M_{nn} \ddot{z}_n + \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma c_3 z_3 &= -Z_0; \\ J_{yn}^n \ddot{\alpha}_n + \Sigma k_3 d \dot{z}_3 + \Sigma c_3 d z_3 &= P_{T3} h_{gn}^n + P_k (h_{gn}^n - h_k) - Z_0 (l_n - d); \\ m_3 \ddot{\xi}_3 + \Sigma k_{u3} \dot{\xi}_3 - \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma c_{u3} \xi_3 - \Sigma c_3 z_3 &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де $R_{x3} = P_{T3} + P_{f3}$ - сумарна дотична реакція, що діє колесах осі причепа.

Визначимо динамічні та кінематичні параметри руху ланок автопоїзда. Гальмівні сили на колесах тягача виразимо у функції коефіцієнта зчеплення та нормального навантаження на колесо

$$R_{Ti} = P_{zi} \varphi_{xi}(S_{xi}), \quad (10)$$

де φ_{xi} - поточне значення коефіцієнта зчеплення.

Величина φ_{xi} моделюється за методикою [2], в основу якої покладено опис залежності коефіцієнта зчеплення від проковзування за допомогою гладких функцій $F(S_x)$ та корекції його за швидкістю з використанням наступних виразів

$$\begin{aligned} \varphi_{xi} &= \varphi_0 F(S_{xi})(1 - k_\varphi V_a); \\ F(S_{xi}) &= \frac{S_{xi}}{a_\varphi S_{xi}^2 + b_\varphi S_{xi} + c_\varphi}, \end{aligned} \quad (11)$$

де φ_0 - коефіцієнт зчеплення під час руху колеса юзом;

k_φ - коефіцієнт корекції за швидкістю;

S_x - відносне проковзування колеса;

a_φ , b_φ , c_φ - коефіцієнти апроксимації, що визначають тип поверхні.

Проковзування колеса

$$S_{xi} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0}}{V_a}, \quad (12)$$

де ω_k - кутова швидкість колеса;

r_{k0} - вільний радіус колеса.

Кутову швидкість колеса знайдемо, проінтегрувавши вираз

$$\dot{\omega}_{ki} = \frac{R_{zi} \varphi_x r_{Д} - M_{Ti}}{J_k}; \quad (13)$$

за формулою

$$0 \leq \omega_{ki} = \omega_{kc} + \int_0^t \dot{\omega}_{ki} dt \leq \frac{V_a}{r_{Д}}, \quad (14)$$

де J_{ki} - момент інерції колеса;

M_{Ti} - гальмівний момент на відповідному колесі;

$\dot{\omega}_{ki}$ - кутове прискорення колеса.

Величина гальмівного моменту, що прикладається до колеса, залежить від тиску в колісних гальмівних циліндрах та конструктивних параметрів гальмівних механізмів. Для автомобілів з гідравлічним гальмівним приводом, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна прийняти

$$M_{Ti} = A_0 F_K (p_{ai} - p_0), \quad (15)$$

де A_0 - геометричний фактор гальмівного механізму;

F_K - площа поршня колісного гальмівного циліндра;

p_{ai} - поточне значення тиску у відповідному контурі гальмівної системи тягача;

p_0 - тиск, що витрачається на подолання опору стяжних пружин.

На сучасних автомобілях для запобігання блокуванню коліс задньої осі в її гальмівному контурі встановлюють регулятор гальмівних сил, який змінює співвідношення між тисками p_{a1} і p_{a2} при досягненні деякого тиску p_{10} з урахуванням вагового стану автомобіля. Тому до моменту включення регулятора можна прийняти, що тиск гальмівної рідини в обох контурах однаковий і змінюється пропорційно до часу гальмування

$$p_{a1} = p_{a2} = p_a = n_p t_p, \quad (16)$$

де p_a - тиск після головного гальмівного циліндра;

$n_p = \partial p / \partial t$ - темп зміни тиску в гальмівному приводі тягача;

t_p - час від початку гальмування до моменту спрацьовування робочої гальмівної системи.

Коли тиск у гальмівному приводі досягне величини p_{10} , включається регулятор і подальша зміна тисків в гальмівних контурах буде відбуватися за різними законами. Динамічні регулятори із пропорційним клапаном, які застосовуються на сучасних легкових автомобілях, задають наступні закони зміни тисків

$$\begin{aligned} p_{a1} &= n_p (t_d - t_p); \\ p_{a2} &= p_{10} + k_p (p_{a1} - p_{10}), \end{aligned} \quad (17)$$

де t_d - час динамічної стадії процесу гальмування;

k_p - коефіцієнт передачі регулятора [8].

Тривалість динамічної стадії для автомобілів із гідравлічним гальмівним приводом становить 03 - 05 с. Після досягнення максимального тиску в гальмівному приводі настає статична стадія гальмування, протягом якої тиск p_{a1} залишається незмінним, рівним $p_{a \max}$.

Визначимо нормальні реакції та зусилля у зчпному пристрої автопоїзда.

Нормальні реакції на осях ланок автопоїзда з урахуванням перерозподілу вертикальних навантажень у процесі гальмування визначимо за формулами

$$\begin{aligned} R_{z1} &= R_{z1cm} + k_{u1} \dot{\xi}_1 + k_{u1} \xi_1; \\ R_{z2} &= R_{z2cm} + k_{u2} \dot{\xi}_2 + k_{u2} \xi_2; \\ R_{z3} &= R_{z3cm} + k_{u3} \dot{\xi}_3 + k_{u3} \xi_3, \end{aligned} \quad (18)$$

де R_{zicm} - нормальні реакції на колесах тягача та причепа у статичному стані.

Реакції R_{zicm} визначаються з рівнянь суми моментів сил відносно точок (A, B, D) контакту коліс із дорогою (рисунок 1)

$$\begin{aligned} R_{z1cm} &= M_{an} g b / L_a + m_1 g - M_{mn} g l_c d / l_n L_a; \\ R_{z2cm} &= M_{an} g a / L_a + m_2 g + M_{mn} g (L_a + l_c) d / l_n L_a; \\ R_{z3cm} &= M_{mn} g (l_n - d) / l_n + m_3 g, \end{aligned} \quad (19)$$

Величину поздовжньої складової P_k зусилля в зчїпці виразимо через характеристики зчїпного пристрою та деформацію S_x пружного елемента

$$P_k = c_{зч} S_x + \eta_{зч} \dot{S}_x + F_{TP} \text{sign} \dot{S}_x, \quad (20)$$

де $c_{зч}$, $\eta_{зч}$, F_{TP} - коефіцієнти жорсткості, демпфування та сухе тертя в зчїпному пристрої.

Пружна характеристика зчїпних пристроїв багатьох сучасних автомобілів має суттєву нелінійність і може бути, з достатньою для практики точністю, апроксимована поліномом виду [9]

$$c_{зч} = c_{зч0} \pm \Sigma \beta S_x^n \quad (21)$$

де $c_{зч0}$ - коефіцієнт жорсткості пружного елемента зчїпки при малих деформаціях ($S_x \leq 0,02 S_{x \max}$);

β , n - емпіричні коефіцієнти, що характеризують нелінійність пружної характеристики.

У разі «пробою» зчеплення або застосування на автопоїзді жорсткої зчепки, наприклад «кульової», величина коефіцієнта $c_{зч}$ буде визначатися поздовжньою жорсткістю шасі ланок автопоїзда.

Для визначення динамічної складової Z_0 вертикального зусилля Z_e в зчїпному пристрої можна використовувати одне з рівнянь систем рівнянь (7) або (9). Так, якщо виразити кут диферента α_n підресореної маси причепа через відповідні переміщення підресореної маси тягача

$$\alpha_n = \frac{1}{(l_n - d)} [z_n - z_a - \alpha_a (b_n + l_c)], \quad (22)$$

то, використовуючи третє рівняння системи (9), отримаємо

$$Z_0 = \frac{1}{(l_n - d)} [(P_{T3} + R_{f3}) h_{gn}^n + P_k (h_{gn}^n - h_k) - J_{yn}^n \ddot{\alpha}_n - k_{n\alpha} \dot{\alpha}_n - k_{nz} \dot{z}_n - c_{n\alpha} \alpha_n - c_{nz} z_n + k_3 d \dot{\xi}_3 + c_3 d \xi_3]. \quad (23)$$

Тоді сумарна вертикальна реакція

$$Z_e = Z_{cm} + Z_0, \quad (24)$$

де $Z_{cm} = M_n g d / l_n$ - вертикальна складова зусилля у зчїпці у статиці.

Перейдемо до гальмівних сил на колесах причепа.

Як уже зазначалося раніше, на одноосьових причепах до легкових та малотоннажних вантажних автомобілів найбільше застосування отримала інерційна гальмівна система, принцип дії якої заснований на перетворенні зусилля нахату причепа на тягач в гальмівні сили на колесах причепа. Інерційна гальмівна система включає три групи пристроїв: пристрій управління, гальмівний привод та колісні гальма. З огляду на те, що на причепах застосовуються стандартні гальмівні механізми, робота яких описується тими самими рівняннями, що й у тягача, докладніше зупинимося лише на моделюванні роботи двох перших пристроїв.

Пристрій управління служить для передачі зусилля нахату від зчїпного пристрою на привод гальмівної системи причепа. Він включає в себе порогові і демпфуючі пристрої. Пороговий пристрій призначений для запобігання мимовільним спрацьовуванням інерційної гальмівної системи при русі автопоїзда по нерівних дорогах, а демпфуючий - для гасіння коливань у пристрої керування та гальмівному приводі причепа. В даний час застосовується декілька типів порогових пристроїв, що відрізняються конструктивно та мають різні вихідні характеристики. На рисунку 3 показана розрахункова схема пристрою управління, яка дозволяє, за рахунок зміни розмірних та силових параметрів елементів схеми, моделювати роботу порогових пристроїв різного типу [7].

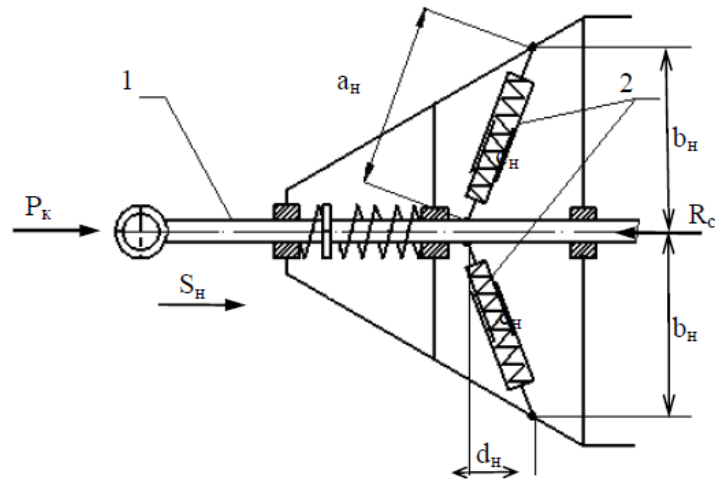


Рисунок 3 - Розрахункова схема пристрою управління інерційною гальмівною системою
1 - рухомий шток; 2 - пороговий пристрій

Запишемо рівняння рівноваги сил, що діють на шток 1 пристрою управління

$$P_k - F(S_H) - \eta_{H1,2} \dot{S}_H - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - m_y \ddot{S}_H - R_c = 0, \quad (25)$$

де $F(S_H)$ - функція жорсткості порогового пристрою;

S_H - переміщення штока 1;

$\eta_{H1,2}$ - коефіцієнти опору демпфера при ході стиснення та віддачі;

m_y - маса рухомих частин пристрою керування;

R_c - реакція гальмівного приводу на шток 1;

c_y - коефіцієнт жорсткості поворотної пружини;

δ_x - вільний хід штока;

μ - коефіцієнт тертя.

Вид функції жорсткості залежить від прийнятої розрахункової схеми та значень конструктивних параметрів порогового пристрою [5]

$$F(S_H) = F_{n0} \gamma_H + [2(a_H - \sqrt{b_H^2 + A_n^2}) c_H] \frac{A_n}{\sqrt{b_H^2 + A_n^2}}, \quad (26)$$

де $F_{n0} = (0,02 - 0,05) G_n$ - початковий поріг спрацьовування інерційної гальмівної системи;

γ_H - схемний коефіцієнт ($\gamma_H = 0; 1$);

a_H, b_H, d_H - конструктивні параметри порогового пристрою;

$A_n = d_H - S_H$;

c_H - коефіцієнт жорсткості пружного елемента.

Коефіцієнт γ_H враховує структурну схему граничного пристрою.

Вираз (26) дозволяє моделювати порогові пристрої різних типів. Наприклад, якщо прийняти: $\gamma_H = 1$, $a_H = d_H$, $b_H = 0$ та $c_H = 0,5 c_{H0}$, то отримана функція $F(S_H)$ відповідатиме пружній характеристиці порогового пристрою з центральною попередньо стиснутою пружиною $F_n = F_{H0} + c_H S_H$.

Розв'язавши рівняння (25) відносно \ddot{S}_H , отримаємо вираз, що описує роботу пристрою управління інерційною гальмівною системою

$$\ddot{S}_H = \frac{1}{m_y} [P_k - \eta_{1,2} \dot{S}_H - F_n(S_H) - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - R_c]. \quad (27)$$

В основу моделі гідравлічного гальмівного приводу причепа покладено динамічну схему гідравлічної системи (рисунок 4) з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини» [7].

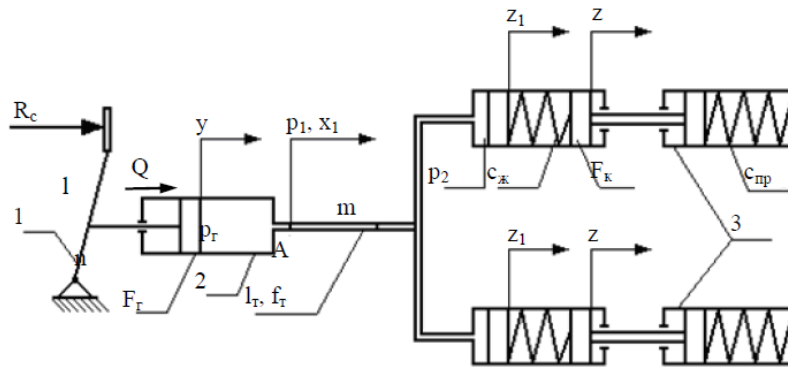


Рисунок 4 - Динамічна схема гідравлічної системи гальмівного приводу причепа

1 - маятниковий важіль;
2 і 3 - головний та колісні гальмівні циліндри

При складанні рівнянь, що описують роботу гальмівного гідравлічного приводу причепа були прийняті припущення: параметри робочої рідини за час гальмування залишаються постійними; місцеві гідравлічні опори враховуються додатковою довжиною магістралі $l_e = (\zeta d_T) / \lambda_T$,

де ζ - коефіцієнт місцевого опору;

d_T - внутрішній діаметр трубопроводу;

λ_T - безрозмірний коефіцієнт опору тертя;

коефіцієнт податливості гідравлічної системи приймається постійним, рівним середньому значенню залежності $\psi(p) = f(p_n)$;

силова характеристика об'єкта керування лінійна $P(z) = c_{np}z$,

де c_{np} - коефіцієнт жорсткості гальмівних механізмів;

z - переміщення поршня виконавчого циліндра.

З урахуванням цих припущень рівняння руху рідини у магістралі між головним та колісними гальмівними циліндрами має вигляд

$$\frac{n\rho l_{mp} F_k}{f_{mp}} \ddot{z}_1 + \frac{27,5n\rho v l_{mp} F_k}{f_{mp}^2} \dot{z}_1 + p_n = p_G, \quad (28)$$

де ρ, v - густина та кінематична в'язкість гальмівної рідини;

l_{mp}, f_{mp} - приведена довжина та площа перерізу гальмівної магістралі ($l_{mp} = l_0 + l_e$);

l_0 - конструктивна довжина магістралі;

F_k - площа поршня колісного гальмівного циліндра;

n - кількість колісних гальмівних циліндрів;

z_1 - переміщення рідини поблизу торцевих стінок колісного гальмівного циліндра;

p_G, p_n - тиск рідини в головному гальмівному циліндрі та колісному гальмівному циліндрі.

Виразимо переміщення z_1 в функції переміщення z поршня колісного гальмівного циліндра. Для цього скористаємось рівнянням балансу сил, що діють на поршень

$$m_n \ddot{z} + k_B \dot{z} + P(z) + P_T \operatorname{sgn} \dot{z} - \Sigma P = 0, \quad (29)$$

де m_n - маса рухомих частин, приведена до поршня;

k_B - коефіцієнт в'язкого тертя поршня об стінки циліндра;

P_T - сила сухого тертя;

$P(z)$ - силова характеристика гальмівного механізму;

ΣP - сума активних сил, що діють на поршень колісного гальмівного циліндра.

Для гідравлічної системи з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини» суму активних сил можна виразити через пружну деформацію умовної пружини, введеної в колісний гальмівний циліндр

$$\Sigma P = c_{жс}(z_1 - z), \quad (30)$$

де $c_{жс} = F_k^2 / (V_p \psi(p))$ - сумарна жорсткість гальмівної рідини та інших елементів гідравлічної системи, приведена до поршня;

V_p - початковий обсяг рідини у гідросистемі;

$\psi(p)$ - коефіцієнт податливості гідравлічної системи.

Якщо знехтувати силами інерції рухомих частин колісного гальмівного циліндра, силами сухого та в'язкого тертя, то рівняння (29) набуде вигляду

$$c_{np}z = (z_1 - z) \frac{F_k^2}{V_p \psi(p)}, \quad (31)$$

де c_{np} - жорсткість елементів гальмівного механізму (колодок з накладками і гальмівного барабана).

Розв'язавши рівняння (31) щодо z_1 , отримаємо

$$z_1 = k_\psi z, \quad (32)$$

де $k_\psi = \frac{1 + c_{np} V_p \psi(p)}{F_k^2}$ - коефіцієнт податливості гідроприводу інерційної гальмівної системи.

Якщо не зважати на податливість гідравлічної системи, то $k_\psi = 1$, а $z_1 = z$.

Виразимо переміщення поршня z в функції тиску рідини в колісному гальмівному циліндрі

$$z = \frac{F_k p_n}{c_{np}}, \quad (33)$$

Тоді

$$z_1 = \frac{k_\psi F_k p_n}{c_{np}}. \quad (34)$$

Продиференціюємо (32) і підставимо отримані вирази в рівняння (28)

$$\ddot{p}_n + B_1 \dot{p}_n + B_2 p_n - B_3 Q = 0, \quad (35)$$

де $B_1 = \frac{27,5\nu}{f_{np}}$; $B_2 = \frac{f_{np} c_{np}}{n \rho l_n k_\psi F_k^2}$; $B_3 = \frac{B_2}{F_\Gamma}$;

F_Γ - площа поршня головного гальмівного циліндра;

Q - зусилля, що діє на шток головного гальмівного циліндра з боку пристрою управління.

Зусилля

$$Q = R_c i_n = (P_k - P_c) i_n, \quad (36)$$

де P_c - опір порогового та демпфуючого пристроїв;

i_n - передатне число гальмівного приводу інерційної гальмівної системи.

Зусилля P_c знайдемо з рівняння рівноваги сил, прикладених до штока пристрою управління

$$P_c = m_y \ddot{S}_H + \eta_{1,2} \dot{S}_H + F_n(S_H) + c_y S_H + \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H, \quad (37)$$

де $S_H = (\delta_H + y i_n)$ - переміщення штока пристрою управління;

δ_H - сумарний зазор в елементах гальмівного приводу та гальмівних механізмах, умовно приведений до штока пристрою керування;

y - переміщення поршня головного гальмівного циліндра.

Величину y знайдемо, використовуючи рівняння балансу миттєвих об'ємних витрат рідини в гальмівній системі

$$y = \frac{n F_k^2 k_{\psi}}{F_1 c_{np}} P_n. \quad (38)$$

Тоді

$$S_H = \Delta_H + k_H P_n; \quad \dot{S}_H = k_H \dot{P}_n; \quad \ddot{S}_H = k_H \ddot{P}_n. \quad (39)$$

де $k_n = (n F_k^2 k_{\psi} i_n) / (F_1 c_{np})$.

Підставивши (39) до рівняння (37), отримаємо

$$P = m_y k_H \ddot{P}_n + \eta_{1,2} k_H \dot{P}_n + F_n(S_H) + c_y (\Delta_H + k_H P_n - \delta_H) + \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{P}_n. \quad (40)$$

Визначивши P_k та P_c , за формулою (36) знайдемо зусилля Q та з рівняння (35) тиск p_n , а потім - гальмівний момент та гальмівні сили на колесах причепа

$$\begin{aligned} M_{Ti} &= A_0 F_k (p_n - P_0); \\ P_{T3} &= k_{Tn} R_{z3} \varphi_X (S_X), \end{aligned} \quad (41)$$

де k_{Tn} - коефіцієнт, що враховує наявність гальм на причепі;

A_0 - геометричний фактор гальмівних механізмів;

R_{zi} - нормальні реакції, що діють на колеса осі причепа.

На закінчення розглянемо особливості взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда у процесі гальмування. Вважатимемо, що спочатку автопоїзд рухався у вільному режимі зі швидкістю V_0 , а його ланки перебували у розтягнутому стані, у якому відстань між центрами мас ланок

$$S_a - S_H = l_0 + \xi_X,$$

де $l_0 = (b + l_c + l_p - d)$;

ξ_X - зазор у зчпному пристрої автопоїзда.

Нехай у певний момент часу ($t = 0$) тягач починає гальмувати і на його колесах з'являються гальмівні сили P_{Ti} . Цей момент відповідає початку першого етапу, протягом якого відбувається вибір зазору в зчпці. При цьому S_X та P_k рівні нулю, гальмівна система причепа не працює, а він продовжує рухатися незалежно від тягача під дією сили інерції. Умова закінчення першого етапу має вигляд: $S_a - S_n = l_0$.

На другому етапі між ланками автопоїзда встановлюється контакт, який здійснюється через пружний зв'язок. При цьому величина P_k визначається за формулою (20), а $S_X = S_a - S_n - l_0$. На другому етапі переміщення штока пристрою керування $S_H = 0$, оскільки, згідно з алгоритмом дії інерційної гальмівної системи, пристрій керування спрацьовує тільки в тому випадку, якщо зусилля P_k перевищить величину порога F_{n0} . Другий етап закінчується, коли P_k стає рівним F_{n0} .

На третьому етапі $P_k > F_{n0}$, тому починає рухатися шток пристрою управління і відбувається вибір зазорів у пристрої управління, гальмівному приводі та гальмівних механізмах. При цьому гальмівні сили на колесах причепа $P_{T3} = 0$. На цьому етапі P_k визначається за формулою (20), а $S_X = S_a - S_n - l_0 - l_H$. Закінчується етап, коли $S_X = \delta_H$, де δ_H - сумарний зазор в елементах інерційної гальмівної системи, умовно приведений до штока пристрою керування [5].

Четвертий етап відповідає періоду активного гальмування причепа. При цьому: $S_a - S_n < l_0$; $P_k > F_{n0}$; $S_H > \delta_H$; $S_x = S_a - S_n - l_0 - l_H$. Закінчення етапу завершує процес гальмування автопоїзда.

Якщо причіп не обладнаний робочою гальмівною системою (пасивний), то процес гальмування автопоїзда включає два перших етапи і закінчується, коли виконується умова $v_a = \dot{s}_a = 0$.

Вирішення диференціальних рівнянь математичної моделі автопоїзда може виконуватись методом чисельного інтегрування Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку в залежності від точності визначення того чи іншого параметра.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Гальмування є одним із основних розрахункових режимів при визначенні параметрів зчіпного пристрою малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа. З метою оцінки впливу деяких конструктивних та експлуатаційних факторів на величину навантажень у зчіпному пристрої малотоннажного автопоїзда встановлено закономірності зміни показників динамічної взаємодії його ланок та розроблена математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при гальмуванні.

Вирішення рівнянь моделі дозволяє проводити перевірку вибору етапу гальмування і, в залежності від цього, за відповідними рівняннями та формулами визначати значення силових та кінематичних параметрів процесу гальмування автопоїзда та його ланок.

ВИСНОВОК

Досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок при гальмуванні малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа, обладнаного гальмівною системою.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що питання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда вивчено недостатньо повно, а існуючі методики вибору параметрів зчіпних пристроїв розроблялися для вантажних автопоїздів, з коефіцієнтом навантаження $\Gamma_{ап} = 1,6 \div 1,8$ (для малотоннажних автопоїздів $\Gamma_{ап} = 1,2 \div 1,35$). Разом з тим існуючі методики не враховують особливості, властиві малотоннажним автопоїздам, а також можливість пробою зчіпки (обмеження максимальної деформації пружного елемента).

Розроблена в роботі математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при гальмуванні, дозволяє проводити дослідження експлуатаційних властивостей автопоїзда у зазначеному режимі руху. Рівняння, що описують рух малотоннажного автопоїзда та динамічну взаємодію його ланок при гальмуванні, можуть бути використані, з деякими змінами та доповненнями, при дослідженні інших режимів руху.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Закин, Я.Х. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1968. – 329с.
2. Ревин, А.А. Исследование динамики торможения автомобиля с антиблокировочной системой: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / А.А. Ревин. – Волгоград, 1973. - 167 с.
3. Аль-Дахмаши, Абдуль-Нассер. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работу рекуперативной АБС на колесах прицепа малотоннажного автопоезда: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / Аль-Дахмаши Абдуль-Нассер. – Волгоград, 2003. – 134 с.
4. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. В 5 томах / Б.В. Кисуленко, И.А. Венгеров, Ю.В. Дементьев. – М.: ИПЦ Финпол 2004. – 667 с.
5. Железнов, Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении: дис. ... докт. тех. наук: 05.05.03 / Е.И. Железнов. – Волгоград, 2001. – 415 с.
6. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля : монография / Р.В. Ротенберг. - изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение. - 1972. - 392 с.
7. Железнов, Е.И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов / Е.И. Железнов. – Волгоград, изд-во РПК «Политехник», 2000. – 144 с.
8. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов / В.В. Осепчугов, А.К. Фумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Проскурин А.Н. Исследование тягово-сцепного устройства с нелинейной упругой характеристикой: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / А. Н. Проскурин. – Днепропетровск, 1970. – 164 с.

10. Гандзюк, М.О. Фактори, що впливають на стійкість руху автомобілів і автопоїздів у гальмівному режимі та критерії її оцінки / М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2020. – №2 (15) – С 5-10.

11. Гандзюк, М.О. Вплив експлуатаційних факторів та конструктивних параметрів малотонажних автомобільних поїздів на міцність і надійність рам одновісних причепів / М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2021. – №1 (16) – С 36-45.

12. Засоби транспортні дорожні. Каравани и легкі причепа. Розрахунок механічної міцності сталевого дишла: ДСТУ ISO 7641-1-93. - [чинний від 2009-02-16]. - Офіц. вид. - К. : Держстандарт України, 2009. - 9 с. - (Державний стандарт України).

13. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. - [Чинний від 2011-07-01]. - Офіц. вид. - К.: Держспоживстандарт України, 2011. - 28 с. - (Національний стандарт України).

REFERENCES

1. Zakin, Ya.X. (1968). Konstruktsiya i raschet avtomobilnyih poezdov [Design and calculation of automobile trains]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

2. Revin, A.A. (1973). Issledovanie dinamiki tormozheniya avtomobilya s antiblokirovочноy sistemoy [Study of the braking dynamics of a car with an anti-lock braking system]. *Candidate's thesis. Volgograd* [in Russian].

3. Al-Dahmashi, Abdul-Nasser (2003). Vliyanie konstruktivnyih i ekspluatatsionnyih faktorov na rabotu rekuperativnoy ABS na kolesah pritsepa malotonnazhnogo avtopoezda [Influence of design and operational factors on the operation of a regenerative ABS on the wheels of a trailer for a low-tonnage road train]. *Candidate's thesis. Volgograd* [in Russian].

4. Kisulenko, B.V., & Vengerov, I.A., & Dementiev, Yu.V. (2004). Kratkiy avtomobilnyiy spravochnik [Brief automobile guide]. *Moscow: IPTs Finpol* [in Russian].

5. Zheleznov, E.I. (2001). Povyishenie aktivnoy bezopasnosti malotonnazhnyih avtopoezdov pri tormozhenii [Improving the active safety of low-tonnage road trains during braking] *Doctor's thesis. Volgograd* [in Russian].

6. Rothenberg, R.V. (1972). Podveska avtomobilya [Car suspension]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

7. Zheleznov, E.I. (2000). Povyishenie tormoznyih svoystv malotonnazhnyih avtopoezdov [Improving the braking properties of low-tonnage road trains]. *Volgograd: publishing house of the RPK "Polytechnic"* [in Russian].

8. Osepchugov, V.V. (1989). Avtomobil: Analiz konstruktsiy, elementy rascheta [Car: Structural Analysis, Calculation Elements]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

9. Proskurin A.N. (1970). Issledovanie tyagovo-stsepnogo ustroystva s nelineynoy uprugoy karakteristikoy [Research of a traction-coupling device with a non-linear elastic characteristic]. *Candidate's thesis. Dnepropetrovsk* [in Ukrainian].

10. Gandzyuk, M.O., & Gandzyuk, D.M. (2020). Faktori, scho vplivayut na stiykist ruhu avtomobiliv i avtopoyizdiv u galmivnomu rezhimi ta kriteriyi yiyi otsinki [Factors influencing the stability of cars and road trains in braking mode and the criteria for its evaluation]. *Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal, 2 (15), 5-10* [in Ukrainian].

11. Gandzyuk, M.O., & Gandzyuk, D.M. (2021) Vpliv ekspluatatsiynih faktoriv ta konstruktivnih parametriv malotonazhnyih avtomobilnyih poyizdiv na mitsnist i nadiynist ram odnovisnyih prichepiv [Influence of operational factors and design parameters of low-tonnage road trains on the strength and reliability of single-axle trailer frames]. *Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal, 1 (16), 36-45* [in Ukrainian].

12. Zasoby transportni dorozhni. Karavany y lehki prychepy. Rozrakhunok mekhanichnoyi mitsnosti stalevoho dyshla [Road vehicles. Caravans and light trailers. Calculation of mechanical strength of steel drawbar] (2009). *DSTU ISO 7641-1-93 from 16th February 2009*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

13. Kolisni transportni zasoby. Vimogi schodo bezpechnosti tehnlchnogo stanu ta metodi kontrolyuvannya [Wheeled vehicles. Requirements for safety of technical condition and control methods] (2011). *DSTU 3649:2010 from 01th July 2011*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

M. Handziuk, V. Bodak. Simulation of dynamic interaction of low-level train links under braking

Much scientific work has been devoted to improving the performance of freight trains, as well as the development of designs and selection of parameters of couplings.

The use of cars as a tractor in a road train, for all its positive effects, is associated with a number of technical difficulties, mostly related to the peculiarities of light trains.

Low-tonnage trains have actually fallen out of sight of scientists, especially in our country. Work in this area is small and aimed at studying and improving specific performance properties, without touching on the issue of dynamic interaction of low-tonnage trains on the full range of modes of operation and the choice of parameters of couplings. Some experience in the design and manufacture of trailers for passenger cars has been gained abroad, but data on the method of selecting parameters used by foreign manufacturers in the design of couplings are not publicly available. In this regard, it is advisable to study the influence of design and operational parameters of the coupling device on the dynamic interaction of low-tonnage train links in different modes and determine the patterns of changes in the dynamic interaction of low-tonnage train units and on the basis of conclusions for light-duty road trains.

The most characteristic, in terms of dynamic interaction of the links, is the braking mode. Therefore, below we will dwell in more detail on the simulation of this mode.

Low-capacity road train is a complex mechanical system consisting of a large number of elements connected by various connections. It is impossible to study the movement of a road train taking into account all the connections, so the real road train is replaced by a calculation model.

Keywords: low-capacity road train, trailer link, design parameters, operational parameters, braking mode, braking forces, sprung parts, unsprung parts, rigidity, dynamic interaction.

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

БОДАК Володимир Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

Mykola HANDZIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

Volodymyr BODAK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

DOI 10.36910/automash.v1i18.759