

Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М.
Луцький національний технічний університет

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЇЗДА ПРИ РОЗГОНІ ТА РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

Розвиток малого бізнесу та підприємництва країни призвели до збільшення потреби в причепах, що використовуються в зчипці з легковими автомобілями та автомобілями малої вантажопідйомності. Зазначена обставина ставить завдання збільшення обсягів виробництва причіпної техніки даного виду, скорочення термінів проектування та започаткування виробництва нових моделей. Разом з цим несуча конструкція кожного виробу повинна мати високу міцність, довговічність і забезпечувати безпечний рух малотоннажного автомобільного поїзда в цілому.

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.

Особливістю несучої конструкції причепів є наявність зчіпного пристрою, який сприймає частину ваги причіпної ланки з вантажем, що перевозиться, і забезпечує зв'язок між автомобілем-тягачем і причепом. У зв'язку з цим до зчіпного пристрою причепа висуваються високі вимоги щодо міцності, довговічності та забезпечення ефективної динамічної взаємодії ланок автопоїзда у різних режимах руху.

Істотний вплив на міцність та довговічність зчіпного пристрою надають навантажувальні режими, які визначаються рівністю дороги та швидкістю руху малотоннажного автомобільного поїзда. Сукупність нерівностей ділянки дороги і швидкостей руху задають безліч умов експлуатації малотоннажного автомобільного поїзда і, як наслідок, навантажувальних режимів.

Роботи в цій галузі нечисленні та спрямовані на вивчення та вдосконалення конкретних експлуатаційних властивостей, не торкаючись при цьому питання динамічної взаємодії ланок 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 цим, 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 його ланок.

Найбільш характерним, з погляду динамічної взаємодії ланок, є режими гальмування, розгін, включаючи рушання з місця, та рух автопоїзда по нерівностях дороги.

Ключові слова: малотоннажний автопоїзд, причіпна ланка, конструктивні параметри, експлуатаційні параметри, гальмівний режим, розгін, рух по нерівній дорозі, гальмівні сили, підресорені частини, невідресорені частини, моделювання, жорсткість, динамічна взаємодія.

ВСТУП

Автомобільний поїзд є складною технічною системою, безпека функціонування якої визначається експлуатаційними якостями окремих ланок та зв'язком між ними. Порушення зв'язку ланок спричиняє зниження безпеки руху і нерідко є причиною важких дорожньо-транспортних пригод. Підвищити безпеку автомобільного поїзда можливо за рахунок створення причіпної ланки раціональної конструкції, що забезпечить ефективну динамічну взаємодію ланок автопоїзда у різних режимах руху та покращить експлуатаційні властивості автопоїзда.

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. Питання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при гальмуванні детально розглянуто у роботі [1]. Тому нижче більше докладно зупинимося на моделюванні динамічної взаємодії ланок вказаного автопоїзда при розгоні та русі по нерівній дорозі.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Специфічні явища, що виникають у зчіпному пристрої та інерційному гальмівному приводі причепа, внаслідок циклічної зміни гальмівних моментів на осях тягача, обладнаного антиблокувальною системою вперше вивчені у роботі [2]. Встановлено їх вплив на гальмівні властивості автопоїзда.

Розрахунок плавності ходу вантажного одновісного причепа при нерегулярному впливі [3] ґрунтується на допущенні абсолютно жорсткої та безазорної зчипки з автомобілем-тягачем. Це припущення не відповідає дійсності, оскільки дослідженнями [4] показано, що в зчіпному пристрої

типу «гак-петля» нових автомобілів вже є зазор 10-12 мм. У процесі експлуатації його величина має тенденцію лише до збільшення і може досягати 25-40 мм [4]. Ця обставина негативно впливає на плавність ходу автомобільного поїзда, навантаженість деталей його ходової частини та несучої системи. Отже, наявність зазору в зчіпному пристрої має бути враховано в оцінці плавності ходу.

Математична модель зчіпного пристрою типу «гак-петля», що враховує зазор, запропонована в роботі [5]. Вирішуючи аналітично систему рівнянь, що описують рух малотоннажного автомобільного поїзда, відносно деформації S пружного елемента, що виникає в процесі руху, автором отримана залежність поздовжньої сили в зчіпному гаку P_{KP} від компонувальних та масових параметрів ланок та характеристик зчіпного пристрою.

Автор [5] при побудові математичної моделі обмежується лише лінійною характеристикою пружного елемента зчіпного пристрою типу «гак-петля». Проте, експериментальні дані [6] показують, що попереднє стиснення пружного елемента і зменшення зазору призводить до суттєвої нелінійності характеристики зчіпного пристрою, яка повинна бути врахована під час проведення розрахунків.

Робочі процеси в зчепних пристроях при наявності в гальмівній системі автомобіля-тягача антиблокувальної системи та вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку і стійкість малотоннажного автопоїзда було досліджено у роботі [7].

Розглядаючи вплив конструктивних факторів, автор виділяє силове передавальне число інерційно-гідравлічної 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 .

Вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на роботу рекуперативної антиблокувальної системи на колесах причепа малотоннажного автопоїзда досліджено у роботі [8]. 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.

Гальмівні властивості малотоннажного автопоїзда та можливі методи їх покращення розглянуті у роботі [9]. 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 зчіпний пристрій; на причепі в залежності від навантаження на його вісь з урахуванням реального розподілу гальмівних сил між осями тягача.

Моделюванню роботи зчіпного пристрою з урахуванням зазору та попереднього стиснення пружного елемента при спектральному аналізі плавності ходу автомобільних поїздів присвячено працю [4]. Слід зазначити, що автором [4] враховувалися лише вертикальні коливання підресорених та непідресорених частин автомобільного поїзда.

Дослідженнями [10] встановлено, що нерівності дороги збуджують не лише вертикальні коливання, а й горизонтальні. Таким чином, використання моделі [4] при проведенні аналізу плавності ходу та розрахунків на міцність обмежене.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є встановлення закономірностей зміни показників динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при розгоні та русі по нерівній дорозі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

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. Розрахункові схеми коливальної моделі ланок автопоїзда зображені на рисунку 1.

При моделюванні динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда в режимі розгону за основу було прийнято математичну модель автопоїзда при гальмуванні [1]. Зміни торкнулися завдання сил тяги P_{Ti} , на колесах ведучих осей тягача, визначення вертикальної складової Z_0 зусилля в зчіпці, а також урахування напрямку дії сил.

Як приклад розглянемо випадок рухання автопоїзда з місця на рівній горизонтальній ділянці дороги. Приймемо, що у вихідному стані відстань між центрами мас ланок $l_0 = b + l_c + l_n - d$, а зазор у зчіпці $\xi_x = \xi_{max}$.

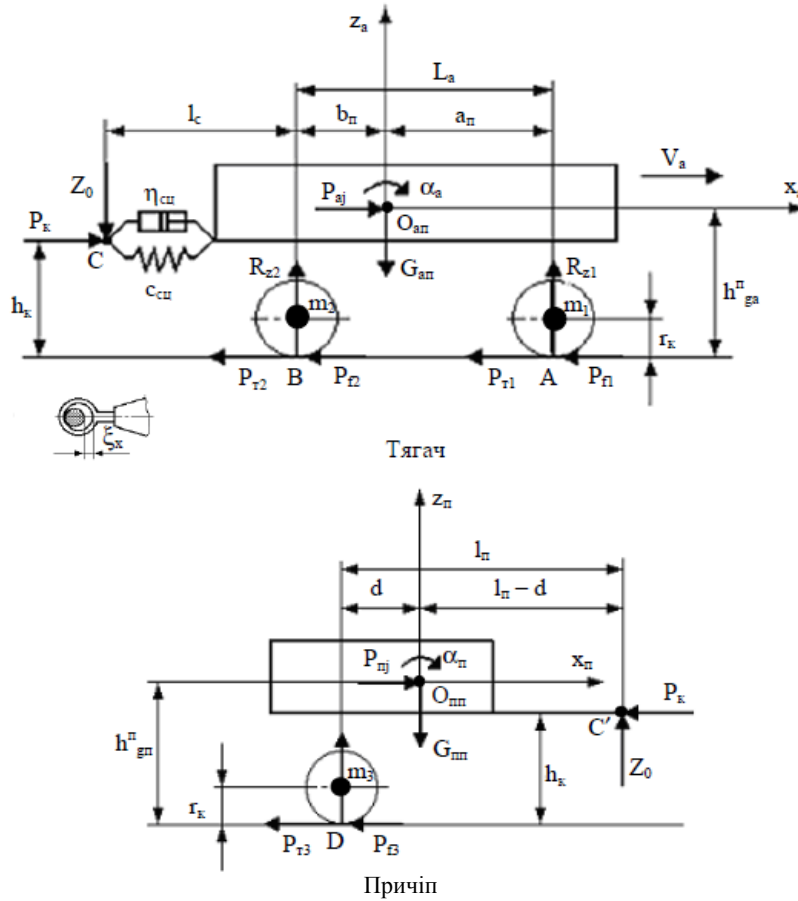


Рисунок 1 - Розрахункові схеми коливальної моделі ланок автопоїзда

Нехай у деякий момент часу до ведучих коліс тягача прикладається тягове зусилля, величину якого з достатньою для практичних розрахунків точністю можна визначити за формулою [11]

$$P_{Ti} = \frac{M_c i_{ki} i_0 \eta_{TP}}{r_k}, \quad (1)$$

де M_c - крутний момент, що передається зчепленням трансмісії тягача;

i_{ki} - передатне число коробки передач на i -й передачі (для легкових автомобілів та автопоїздів $i_{ki} = i_{k1}$);

i_0 - передатне число головної передачі;

η_{TP} - ККД трансмісії;

r_k - радіус ведучих коліс тягача.

Момент

$$M_c = \frac{k_d M_{emax}}{\tau}, \quad (2)$$

де M_{emax} - максимальний крутний момент двигуна;

k_d - коефіцієнт динамічності;

τ - час зростання моменту зчеплення від нуля до M_{emax} .

При різкому вмиканні зчеплення пікова величина моменту M_c може перевищити момент M_{emax} у 1,2 – 3 рази, залежно від потужності двигуна та конструкції трансмісії [12]. При плавному вмиканні зчеплення, що переважає в експлуатації, динамічні навантаження невеликі і помітного впливу на силу тяги, максимальна величина якої обмежена силою зчеплення ведучих коліс тягача з дорогою, не виявляють.

Введемо позначення:

$$n_p = \frac{k_d M k i_0 \eta_{TP} e_{max}}{\tau r_k}, \quad (3)$$

де n_p - приведений темп наростання сили тяги.

Тоді

$$P_{Ti} = n_p t. \quad (4)$$

З урахуванням буксування зчеплення процес рушення автопоїзда з місця можна умовно розбити на декілька етапів. Перший етап від моменту вмикання зчеплення ($t = 0$) до моменту рушення тягача. На цьому етапі тягач нерухомий, а робота двигуна повністю витрачається на буксування зчеплення. Момент рушення тягача відповідає умові:

$$P_{Ti} = P_{\psi a},$$

де $P_{\psi a} = (G_a + Z_{cm})\psi$ - сила опору руху тягача;

ψ - коефіцієнт опору руху при рушанні (для горизонтальної асфальтової дороги $\psi = 0,015 - 0,020$ [13]);

G_a - вага тягача.

На другому етапі відбувається розгін тягача в межах вибору зазору ξ_x в зчіпці. Поки зазор не вибрано, зусилля $P_k = 0$, причіп нерухомий, а рух тягача описується рівнянням

$$M_a \delta_{o\delta 1} S_a = (k_{e1} P_{T1} + k_{e2} P_{T1}) - P_{\psi a}, \quad (5)$$

де $\delta_{o\delta 1}$ - коефіцієнт врахування інерції обертових мас на першій передачі;

$k_{e1,2}$ - коефіцієнти, що враховують колеса якої осі тягача є ведучими ($k_{e1,2} = 0,1$).

На третьому етапі між ланками автопоїзда встановлюється контакт і починається деформація $S_x = S_a - S_{\Pi} - l_0 - \xi_x$ пружного елемента зчіпки зі швидкістю $S_x = S_a - S_{\Pi}$, а зусилля P_k змінюється відповідно до виразу (20) [1]. При цьому причіп залишається нерухомим доти, доки зусилля в зчіпці не стане рівним опору його руху при рушанні, тобто $P_k = P_{\psi \Pi}$, де $P_{\psi \Pi} = R_{z3} \times \psi$.

Рух тягача на цьому етапі описується рівнянням

$$M_a \delta_{o\delta 1} S_a = \sum P_{Ti} k_{ei} - P_{\psi a} - P_k, \quad (6)$$

де $\sum P_{Ti} k_{ei} = (k_{e1} P_{T1} + k_{e2} P_{T1})$.

Зусилля P_k досягає максимального значення P_{kM} на момент рушення причепа.

Якщо опір $P_{\psi \Pi}$ буде досить великий, більший за P_{kM} , то тягач може зупинитись, але якщо тягові можливості тягача не обмежені ні потужністю двигуна, ні зчепленням ведучих коліс з дорогою, то при $P_k > P_{\psi \Pi}$ починається розгін причепа. Цей момент відповідає початку четвертого етапу, на якому рух ланок автопоїзда описується рівняннями

$$\begin{aligned} M_a \delta_{o\delta 1} S_a &= \sum P_{Ti} k_{ei} - P_{\psi a} - P_k; \\ M_{\Pi} S_{\Pi} &= P_k - P_{\psi \Pi}. \end{aligned} \quad (7)$$

Якщо автопоїзд обладнаний жорстким беззазорним зчіпним пристроєм, наприклад, «кульового типу», кількість етапів скорочується до двох.

На першому етапі, від моменту вмикання зчеплення до моменту рушення автопоїзда, він нерухомий, а робота двигуна витрачається на буксування зчеплення. Момент рушення відповідає умові:

$$P_{Ti} = P_{\psi a \Pi},$$

де $P_{\psi a \Pi} = (G_a + G_{\Pi})\psi$ - сила опору руху автопоїзда під час рушення з місця.

На другому етапі відбувається спільний розгін ланок автопоїзда, рух яких описується рівняннями (7) з урахуванням виразу (20) [1]. Крім того, враховуючи, що рушення автопоїзда з місця найчастіше утруднене внаслідок буксування ведучих коліс, максимальну величину сили тяги можна визначити з умови зчеплення ведучих коліс з дорогою, тобто $P_{Ti} = R_{zi} \varphi_x$.

Як оціночні показники динамічної взаємодії ланок автопоїзда при рушанні з місця доцільно прийняти ті ж показники, що і при гальмуванні: середнє P_k і максимальне P_{kM} зусилля в зчїпці, середнє квадратичне відхилення σ_p зусилля P_k , максимальна деформація S_{xM} пружного елемента і максимальна відносна швидкість $V_{віднМ}$ ланок а також деякий умовний показник $N_y = P_{kM} \cdot V_{віднМ}$.

Для визначення особливостей моделювання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при русі по нерівній дорозі розглянемо процес усталеного руху малотоннажного автопоїзда по нерівній дорозі. Рівняння, що описують рух ланок автопоїзда, а також коливання його підресорених і непідресорених мас мають вигляд:

$$\begin{aligned} M_a \ddot{z}_a &= R_{x2} - R_{x1} + P_k; \\ M_{an} \ddot{z}_a + \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_2 z_2 &= -Z_0; \\ J_{ya}^n \ddot{\alpha}_a - \Sigma a_n k_1 \dot{z}_1 + \Sigma b_n k_2 \dot{z}_2 - \Sigma a_n c_1 z_1 + \Sigma b_n c_2 z_2 &= (R_{x1} - R_{x2}) h_{qa}^n + P_k (h_{qa}^n - h_k) - Z_0 (b_n + l_c); \\ m_1 \ddot{\xi}_1 - \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_{m1} (\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) - \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_{m1} (\xi_1 - q_1) &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 - \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma k_{m2} (\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) - \Sigma c_2 z_2 + \Sigma c_{m2} (\xi_2 - q_2) &= 0; \\ M_n \ddot{z}_n &= -P_k - R_{x3}; \\ M_{nn} \ddot{z}_n + \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma c_3 z_3 &= Z_0; \\ J_{yn}^n \ddot{\alpha}_n + \Sigma k_3 d \dot{z}_3 + \Sigma c_3 d z_3 &= R_{x3} h_{qn}^n - P_k (h_{qn}^n - h_k) - Z_0 (l_n - d); \\ m_3 \ddot{\xi}_3 - \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma k_{m3} (\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3) - \Sigma c_3 z_3 + \Sigma c_{m3} (\xi_3 - q_3) &= 0, \quad (8) \end{aligned}$$

де R_{xi} - дотичні реакції на колесах і-ої осі автопоїзда;

q_i - висота нерівностей мікропрофілю дороги під колесами і-го моста.

Дотичні реакції на ведених R_{x1} та ведучих R_{x2} колесах тягача та колесах причепа R_{x3}

$$\begin{aligned} R_{x1} &= R_{z1} (f + \dot{q}_1/V); \\ R_{x2} &= G_{aП} k_{za} f - R_{z2} (f + \dot{q}_2/V); \\ R_{x3} &= R_{z3} (f + \dot{q}_3/V), \quad (9) \end{aligned}$$

де R_{zi} - нормальні реакції, що діють на колеса відповідної осі автопоїзда;

$G_{aП}$ - повна вага автопоїзда;

f - коефіцієнт опору коченню коліс;

k_{za} - коефіцієнт динамічності, що враховує вертикальну деформацію шин ведучих коліс тягача.

Нормальні реакції на колесах автопоїзда

$$\begin{aligned} R_{z1} &= R_{z1ст} + k_{m1} \xi_{10} + k_{m1} \xi_{10}; \\ R_{z2} &= R_{z2ст} + k_{m2} \xi_{20} + k_{m2} \xi_{20}; \\ R_{z3} &= R_{z3ст} + k_{m3} \xi_{30} + k_{m3} \xi_{30}, \quad (10) \end{aligned}$$

де $R_{zicст}$ - нормальні реакції на колесах тягача та причепа у статичному стані;

$\xi_{i0} = (\xi_i - q_i)$ - відносні деформації шин ланок автопоїзда.

Реакції $R_{zicст}$ визначаються з рівнянь статички (19) [1], а величини поздовжньої P_k та вертикальної Z_0 складових зусилля у зчїпці – за формулами (20) та (24) [1].

Для визначення деформації S_x процес динамічної взаємодії ланок автопоїзда розділимо на три етапи.

Приймемо, що на першому етапі сила тяги на ведучих колесах тягача перевищує сумарний опір руху автопоїзда і в зчїпному пристрої діє зусилля розтягу. Відмінною ознакою цього етапу є співвідношення $S_a - S_{п} > l_0 + \xi_x$. Тоді величина деформації зчїпки $S_x = S_a - S_{п} - l_0 - \xi_x$.

На другому етапі співвідношення сил на колесах автопоїзда змінюється, і причіп починає накочуватися на тягач. Якщо в зчїпці є зазор ξ_x , він почне зменшуватися, а ланки автопоїзда деякий час рухатимуться, не взаємодіючи між собою ($P_k = 0$). Ознакою цього етапу є співвідношення $l_0 < S_a - S_{п} \leq l_0 + \xi_x$, а $S_x = 0$.

Третій етап взаємодії ланок автопоїзда настане у той час, коли зазор у зчїпці обраний ($\xi_x = 0$) і з'явиться деформація пружного елемента. Зазначена умова настане за $S_a - S_{п} < l_0$, а величина деформації $S_x = S_{п} - S_a + l_0$.

Умови закінчення третього етапу

$$S_{п} \geq S_{пк},$$

де $S_{пк} = 100L_q$;

L_q - довжина нерівності.

За результатами розрахунків визначаються максимальне P_{kM} та середнє \bar{P}_k значення зусилля у зчїпці, а також середнє квадратичне відхилення σ_p .

Моделювання мікропрофілю дороги можна здійснювати двома способами: детермінантно та статистично, через кореляційну функцію.

У першому випадку профіль нерівностей задається хвилеподібною кривою

$$q_i = q_0(1 - \cos 2\pi S_{a,\Pi}/L_q). \quad (11)$$

Завдання мікропрофілю за допомогою гармонійної функції загальноприйняте і дозволяє з достатньою для практики точністю оцінити вплив нерівностей дороги на коливання автомобіля або автопоїзда.

У другому випадку профіль нерівностей задається за допомогою кореляційної функції

$$R_q(t) = A_1\sigma^2 e^{-\alpha_1|\tau|} + A_2\sigma^2 e^{-\alpha_2|\tau|} \cos \beta \tau. \quad (12)$$

де $A_{1,2}$ - безрозмірні коефіцієнти;

$\alpha_{1,2}, \beta$ - коефіцієнти кореляційного зв'язку;

τ - крок дискретизації;

σ^2 - дисперсія ординат мікронерівностей.

Спільний розв'язок рівнянь (8-12) дозволить визначити динамічні і кінематичні параметри руху та оцінити вплив конструктивних і експлуатаційних факторів і характеристик зчїпного пристрою на поздовжню стійкість автопоїзда при русі по нерівних дорогах.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Гальмування, розгін та рух по нерівній дорозі є одними із основних розрахункових режимів при визначенні параметрів зчїпного пристрою малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа. З метою оцінки впливу деяких конструктивних та експлуатаційних факторів на величину навантажень у зчїпному пристрої малотоннажного автопоїзда встановлено закономірності зміни показників динамічної взаємодії його ланок та розроблена математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при при розгоні та русі по нерівній дорозі.

Вирішення рівнянь моделі дозволяє проводити перевірку вибору етапу розгону чи руху по нерівній дорозі і, в залежності від цього, за відповідними рівняннями та формулами визначати значення силових та кінематичних параметрів у вказаних розрахункових режимах для забезпечення ефективної динамічної взаємодії ланок автопоїзда та покращення його експлуатаційних властивостей.

ВИСНОВОК

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що питання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда вивчено недостатньо повно, а існуючі методики вибору параметрів зчїпних 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 зчїпки (обмеження максимальної деформації пружного елемента).

Досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчїпного пристрою на динамічну взаємодію ланок при розгоні та русі по нерівній дорозі малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа, обладнаного гальмівною системою.

Встановлено закономірності зміни показників та особливості моделювання динамічної взаємодії ланок вказаного автопоїзда при розгоні та русі по нерівній дорозі.

Розроблена в роботі математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при розгоні та русі по нерівній дорозі, дозволить визначити динамічні і кінематичні параметри руху та оцінювати вплив конструктивних і експлуатаційних факторів і характеристик зчїпного пристрою на поздовжню стійкість автопоїзда у зазначених режимах руху. Рівняння, що описують рух малотоннажного автопоїзда та динамічну взаємодію його ланок при розгоні та русі по нерівній дорозі, можуть бути використані, з деякими змінами та доповненнями, при дослідженні інших режимів руху.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гандзюк, М.О. Моделювання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при гальмуванні / М.О. Гандзюк, В.І. Бодак // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2022. – №1 (18) – С 41-55. <https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.759>
2. Железнов, Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении: дис. ... докт. тех. наук: 05.05.03 / Е.И. Железнов. – Волгоград, 2001. – 415 с.
3. Светлицкий, В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий, С.Д. Пономарев, Н.А. Алфутов, В.Л. Бидерман, В.П. Когаев, Н.Н. Малинин. – М.: «Машиностроение». – 1976. – 216 с.
4. Сичко, А.Е. Нагруженность трансмиссии и тягово-цепного устройства автомобиля типа 4×2 при движении с прицепом: дис. канд. техн. наук / А.Е. Сичко. – Киев, 1987. – 217 с.
5. Шукин, М.М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Конструкция, теория и расчет: монография / М.М. Шукин. – М.: МАШГИЗ, 1931. – 205 с.
6. Черкунов, В.Б. Снижение уровня колебаний звеньев автопоезда гистерезисом сцепных устройств: дис. канд. техн. наук / В.Б. Черкунов. – М., 1991. – 217 с.
7. Ревин, А.А. Исследование динамики торможения автомобиля с антиблокировочной системой: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / А.А. Ревин. – Волгоград, 1973. – 167 с.
8. 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.
9. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. В 5 томах / Б.В. Кисуленко, И.А. Венгер, Ю.В. Дементьев. – М.: ИПЦ Финпол 2004. – 667 с.
10. Ahmad D. Modelling of motion resistance ratios of pneumatic and rigid bicycle wheels. - *Pertanika Journal of Science & Technology*. – Vol. 21, No. 1, 2013. – pp. 59-74.
11. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля : монография / Р.В. Ротенберг. – изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 1972. – 392 с.
12. Бухарин, Н. А. Автомобили: Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля: учебник для студентов вузов / Н. А. Бухарин, В.С. Прозоров, М. М. Шукин. – М.: Машиностроение, 1965. – 484с.
13. Осепчугов, В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов / В. В. Осепчугов, А. К. Фумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
14. 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. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.386>
15. Засоби транспортні дорожні. Каравани и легкі причепи. 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).
16. 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. Gandzyuk, M.O., & Bodak, V.I. (2022) Modeliuvannia dynamichnoi vzaiedodii lanok malotonnazhnoho avtopoizda pry halmuvanni [Simulation of dynamic interaction of low-level train links under braking]. *Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 1 (18), 41-55 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.759>
2. 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].
3. Svetlitsky, V.A. (1976). Sluchainie kolebaniya mehanicheskikh sistem [Random oscillations of mechanical systems]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].
4. Sichko, A.E. (1987). Nagruzhennost transmissii i tyagovo-scepnogo ustroystva avtomobilya tipa 4×2 pri dvizhenii s pricepom [Loading of the transmission and towing device of a 4 × 2 car when driving with a trailer]. *Candidate's thesis. Kyiv* [in Ukrainian].

5. Shchukin, M.M. (1931). Scephnie ustroistva avtomobilei i tyagachei. Konstrukciya, teoriya i raschet [Coupling devices of cars and tractors. Design, theory and calculation]. *Moscow: Mashgiz* [in Russian].
6. Cherkunov, V.B. (1991). Snizhenie urovnya kolebanii zvener avtopoezda gisteresisom scephnih ustroistv [Reducing the level of vibrations of the links of the road train by the hysteresis of coupling devices]. *Candidate's thesis. Moscow* [in Russian].
7. Revin, A.A. (1973). Issledovanie dinamiki tormozheniya avtomobilya s antiblokirovochnoy sistemoy [Study of the braking dynamics of a car with an anti-lock braking system]. *Candidate's thesis. Volgograd* [in Russian].
8. Al-Dahmashi, Abdul-Nasser (2003). Vliyanie konstruktivnyh i ekspluatatsionnyh 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].
9. Kisulenko, B.V., & Vengerov, I.A., & Dementiev, Yu.V. (2004). Kratkiy avtomobilniy spravochnik [Brief automobile guide]. *Moscow: IPTs Finpol* [in Russian].
10. Ahmad D. Modelling of motion resistance ratios of pneumatic and rigid bicycle wheels. - *Pertanika Journal of Science & Technology*. – Vol. 21, No. 1, 2013. – pp. 59-74.
11. Rothenberg, R.V. (1972). Podveska avtomobilya [Car suspension]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].
12. Bukharin, N.A. (1965). Avtomobili: Teoriya rabochih processov, teoriya prochnosti agregatov i sistem avtomobilya [Cars: The theory of work processes, the theory of strength of aggregates and vehicle systems]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].
13. Osepchugov, V.V. (1989). Avtomobil: Analiz konstruktsiy, elementy rascheta [Car: Structural Analysis, Calculation Elements]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].
14. Gandzyuk, M.O., & Gandzyuk, D.M. (2021) Vpliv ekspluatatsiynih faktoriv ta konstruktivnih parametriv malotonazhnikh avtomobilnikh poyizdiv na mitsnist i nadiynist ram odnovisnikh 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]. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.386>
15. 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].
16. Kolisni transportni zasoby. Vimogi schodo bezpechnosti tehnikhnogo 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, D. Handziuk Features of the simulation of the dynamic interaction of the links of a light-tonn vehicle during acceleration and driving on a rough road

The development of small businesses and entrepreneurship in the country has led to an increase in the need for trailers used in coupling with passenger cars and light-duty vehicles. The specified circumstance poses the task of increasing the volume of production of trailed machinery of this type, shortening the design period and starting the production of new models. At the same time, the supporting structure of each product must have high strength, durability and ensure the safe movement of the low-tonnage car train as a whole.

The use of passenger cars as a tractor as part of a road train, despite all its positive effects, is associated with a number of technical difficulties, mostly related to the characteristics of low-tonnage trains.

A feature of the load-bearing structure of trailers is the presence of a coupling device, which accepts part of the weight of the trailer link with the transported cargo and ensures the connection between the tractor and the trailer. In this regard, high demands are placed on the coupling device of the trailer in terms of strength, durability and ensuring effective dynamic interaction of the links of the road train in various driving modes.

The loading regimes, which are determined by the flatness of the road and the speed of the low-tonnage automobile train, have a significant impact on the strength and durability of the coupling device. The set of unevenness of the road section and the speed of movement determine many operating conditions of a low-tonnage car train and, as a result, loading modes.

Works in this field are few and aimed at the study and improvement of specific operational properties, without touching the issue of dynamic interaction of links on the entire range of motion modes and the selection of coupling device parameters.

Some experience has been accumulated abroad in the design and production of trailers for passenger cars, but there is no publicly available data on the method of selecting parameters used by foreign manufacturers when designing towing devices. In this regard, it is advisable to investigate the influence of the design and operational parameters of the coupling device on the dynamic interaction of the links of a light-duty road train in different modes of movement and to determine the patterns of changes in the indicators of the dynamic interaction of its links.

The most characteristic, from the point of view of the dynamic interaction of the links, are the modes of braking, acceleration, including starting from a standstill, and the movement of the road train over road irregularities.

Key words: low-tonnage road train, towing link, structural parameters, operational parameters, braking mode, acceleration, movement on a rough road, braking forces, sprung parts, non-sprung parts, modeling, stiffness, 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>.

ГАНДЗЮК Дмитро Миколайович, магістр із спеціальності «Автомобілі і автомобільне господарство», e-mail: Gandzyukd@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>.

Dmitriy HANDZIUK, Magistr of Transport, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

DOI 10.36910/automash.v2i19.903