

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.113

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.244-255](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.244-255)**В.П. Сахно**, проф., д-р техн. наук, **С.М. Шарай**, доц., канд. техн. наук*Національний транспортний університет, м. Київ, Україна***І.С. Мурований**, доц., канд. техн. наук, **В.П. Онищук**, доц., канд. техн. наук*Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна***І.В. Човча***Відокремлений структурний підрозділ “Київський транспортно-економічний фаховий коледж Національного транспортного університету”, м. Київ, Україна*

Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїзда з причепом категорії O1

Питання стійкості й керованості автомобілів і автопоїздів (АТЗ) у зв'язку з їх практичною важливістю вивчалися багатьма дослідниками. Якщо питання перевезення великогабаритних вантажів вивчені достатньо добре, то для перевезення малотонажних вантажів, для яких використовуються малотонажні автопоїзди з простими одно- або двовісними причепами, питання стійкості вивчені не в повній мірі. Рекомендації щодо зміни конструктивних параметрів для поліпшення того або іншого виду стійкості різні і часом знаходяться в суперечності з вимогами по забезпеченню інших експлуатаційних якостей автомобіля, зокрема, його плавності ходу і прохідності.

автопоїзд, стійкість руху автопоїзда, бічна та кутова швидкість, критична швидкість руху

Постановка проблеми. Розвиток малого і середнього бізнесу в Україні призвів до збільшення потреби в причепах, що використовуються в зчипці з легковими автомобілями. Це, перш за все, причепи категорій O1 і O2. Відповідно категорія причепів O1 – це, так звані, «легкі» причепи. Крім цього з автомобілями категорії M1 можуть використовуватися причепи категорії O2, які часто називають «важкими». Для цих причепів, що експлуатуються, як правило, приватними підприємцями і аматорами, дуже важливими є параметри щодо навантаження на тяговий автомобіль і причіп, зокрема розташування вантажу в причепі. Завантажувати причіп необхідно рівномірно по всій площі підлоги вантажного причепа або фургона, а поодинокі вантажі повинні бути розташовані і закріплені над віссю або спареними осями. Розташування центру мас над віссю причепа забезпечує нормальне навантаження на зчипну кулю [1]. Якщо питання перевезення великогабаритних вантажів вивчені достатньо добре, то для перевезення малотонажних вантажів, для яких використовуються малотонажні автопоїзди з простими одно- або двовісними причепами, питання стійкості вивчені не в повній мірі.

Для причепів категорії O₁, що експлуатуються, як правило, приватними підприємцями і аматорами, раціональні параметри щодо швидкісного режиму, навантаження на тяговий автомобіль і причіп, а також розміщення вантажу в кузові причепа не завжди виконуються. Цілком очевидно, що підвищення ефективності роботи автопоїздів шляхом збільшення швидкості руху не повинно завдавати шкоди безпеці руху. Тому дослідження стійкості руху автопоїздів з причепами категорії O1 є актуальною задачею.

Аналіз попередніх досліджень. Питання стійкості й керованості автомобілів і автопоїздів (АТЗ) у зв'язку з їх практичною важливістю вивчалися багатьма дослідниками. До теперішнього часу більш-менш повно розроблена теорія стійкості руху двовісних автомобілів. У чисельних роботах досліджуються окремі види стійкості таких автомобілів (курсова, траєкторна або поперечна) при дії одного - двох зовнішніх чинників. Різні зовнішні чинники у різній мірі впливають на показники цих видів стійкості. Рекомендації щодо зміни конструктивних параметрів для поліпшення того або іншого виду стійкості різні і часом знаходяться в суперечності з вимогами по забезпеченню інших експлуатаційних якостей автомобіля, зокрема, його плавності ходу і прохідності.

Якісна оцінка стійкості виконується на основі загальної теорії стійкості руху А. М. Ляпунова. При цьому встановлюється лише факт збільшення чи зменшення отриманих випадкових відхилень від заданого руху. Для кількісної оцінки стійкості в математичній теорії стійкості руху розроблені спеціальні методи. З цією метою також визначаються характеристики власних рухів АТЗ і зовнішніх збурень, граничні умови, що визначають можливість руху за умовами перекидання, заносу тощо [2]. Тому оціночними параметрами стійкості звичайно служать критичні параметри (наприклад, швидкість руху), що визначають граничні умови переходу від стійкого руху до нестійкого, а також характеристики, що визначають реакції АТЗ після припинення дії зовнішніх збурень. У роботі [3] показано, що практично всі параметри автомобіля і причіпних ланок впливають на керованість і стійкість руху автопоїзда. Цей вплив пов'язаний з геометричними параметрами й положенням центру мас автомобіля, характеристиками шин [4-8], числом осей і розміщенням їх по базі [4], прийнятою схемою системи управління автопоїзда [5].

Одиночний автомобіль, кваліфіковано керований у нормальних, неаварійних обставинах, здійснює цілком визначені, передбачені і контрольованими водієм, рухи. Автопоїзду навіть при самому кваліфікованому керуванні властива деяка нестійкість його руху, що характеризується наявністю горизонтальних коливань (вилянь) причіпної ланки при виконанні ним різних маневрів.

Успішне розв'язання питання про курсову стійкість руху АТЗ залежить від правильного вибору розрахункової схеми, яка б найбільш повно відображала найважливіші фактори, що впливають на цю експлуатаційну властивість, і від точності оцінки сил взаємодії пневматичної шини з дорогою [3].

Теоретично модель автомобіля повинна якнайбільш повно відображати реальний АТЗ. Дослідження автомобіля як системи кількох тіл, що з'єднані голономними і неголономними в'язями, приводить до вивчення складної механічної системи з великою кількістю ступенів свободи, яка описується системою диференціальних рівнянь високого порядку. Наприклад, у роботах [9], [10], [11] автомобіль поданий у вигляді складної, багатомасової просторової математичної моделі, в якій враховані всі ступені свободи кузова і руху невіднесених мас щодо нього. В розрахункову схему були включені також кінематичні характеристики передньої і задньої підвісок, що визначають геометричні зв'язки, які накладаються на рух невіднесених мас відносно кузова; рульове керування розглядалося у вигляді трьохмасової системи (два керованих колеса і рульове колесо), з'єднаних між собою пружними зв'язками. Враховано також сухе тертя і зазори і рульовому приводі, а також вплив кутів установки коліс і нелінійності підвіски (обмежувачі ходу ресор, несиметричність характеристик амортизаторів, сухе тертя тощо). В результаті система була описана дуже складною системою диференціальних рівнянь сімнадцятого порядку. В даному випадку питання про дослідження курсової стійкості руху являється

дуже складним (якщо неможливим), навіть зважаючи на сучасний розвиток обчислювальної техніки та наявності великої кількості спеціальних математичних програм.

В роботі [12] відзначається, що ускладнення математичної моделі не завжди дає позитивний ефект, оскільки при визначенні масових розмірів (маси, моменти інерції) і характеристик зв'язків неминучі похибки, сполучення яких призводить до неточностей при визначенні кінцевих результатів. Крім того, практичне використання подібних розрахункових схем потребує попереднього аналітичного і, особливо, експериментального визначення великої кількості конструктивних параметрів автомобіля і шин. Тому при дослідженні стійкості руху АТЗ дедалі частіше використовують плоскі моделі з урахуванням нелінійного відведення коліс його осей. У зв'язку з цим

Постановка завдання. Метою є дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїзда з причепом категорії О1.

Виклад основного матеріалу. Для рішення задачі про стійкість автопоїзда у прямолінійному русі досить розглянути плоскопаралельний рух автопоїзда, рівняння якого отримані у роботі [8]. Для цього необхідно скласти систему рівнянь його збуреного руху. Ця система дозволяє визначити реакції ланок автопоїзда при одиночному збуренні (різкий поворот рульового колеса тягового автомобіля), а також критичну швидкість автопоїзда.

Стійкий рух за Ляпуновим, реалізується в заздалегідь невідомій області початкових збурювань, які називають областю притягання незбуреного руху. Виникає задача визначення границь цієї області. Критичною швидкістю (КШ) $v_{кр}$ будемо називати швидкість, за якої хоча б одна з ланок автопоїзда втрачає стійкість. Під стійкістю розуміється властивість ланки автопоїзда зберігати в заданих межах, незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх сил напрямком руху й орієнтацію подовжньої осі [2].

За лінійності сил бічного відведення у функції кута відведення отримаємо:

$$Y_{ij} = k_{ij} \delta_{ij}, \quad (2)$$

У свою чергу, кути відведення коліс осей автопоїзда визначаються як

$$\delta_1 = \theta_1 - \frac{U + a\omega}{V}; \quad \delta_2 = -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}b; \quad \delta_n = -\frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_1 + d) - \varphi_1$$

З урахуванням виразів, що визначають бічні сили і кути відведення осей автопоїзда, система рівнянь (1[3]) записана у вигляді:

$$\begin{cases} (m+m_1)\omega V = k_1\theta - \frac{U}{V}(k_1+k_2) - \frac{\omega}{V}[(k_1a-k_2b) - k_n(c+l_1+d) - \varphi_1 c k_n]; \\ \alpha(m+m_1)\omega V = -\frac{U}{V}(k_1a-k_2b - ck_n) - \frac{\omega}{V}[k_1a^2 + k_2b^2 + ck_n(c+l_1+d)] + \varphi_1 c k_n; \\ m_1d_1\omega V = -\frac{U}{V}l_1k_n + \frac{\omega}{V}[l_1k_n(c+l_1+d)] - \varphi_1 l_1k_n. \end{cases} \quad (3)$$

Розв'язками системи рівнянь (3) будуть значення змінних, що відповідають стаціонарним режимам, а саме [12]:

$$U = \frac{\Delta U}{\Delta}; \quad \omega = \frac{\Delta \omega}{\Delta}; \quad \varphi_1 = \frac{\Delta \varphi_1}{\Delta}. \quad (4)$$

Корені характеристичних рівнянь можна визначити чисельними методами. Необхідно також відзначити, що опис руху АТЗ, що реально є нелінійним об'єктом, лінійними рівняннями є заміною однієї задачі іншою, з яким перша може не мати нічого спільного (через неврахування нелінійності відведення і членів вище першого порядку рівнянь руху) [12].

Звідси виникає наступна задача: установити необхідні і достатні умови стійкості за першим наближенням. Відповідно до теореми Ляпунова про стійкість сталого руху за першим наближенням [12], якщо усі корені характеристичного рівняння системи першого наближення рівнянь збуреного руху мають від'ємні дійсні частини, то незбурений рух є стійким і притому асимптотично стійким, якими б не були члени вищих порядків у диференціальних рівняннях збуреного руху.

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Льенара-Шипара [12]: для того щоб характеристичне рівняння мало всі корені з від'ємними дійсними частинами, необхідно і достатньо, щоб:

- а) усі коефіцієнти характеристичного рівняння були позитивні;
- б) були позитивними головні діагональні мінори матриці Гурвіца, що складені для даного характеристичного рівняння. Ці умови виконуються у разі додатності знаменника ω у виразі (4), тобто додатності знаменника головного визначника системи, що має вигляд [12]

$$V < V_{kp} = \beta / (-\alpha). \quad (5)$$

Для визначення коефіцієнтів α і β розглянемо стовпчик a_{i2} ($i = \bar{1}, 3$) у табл. 1, в якому знаходяться коефіцієнти при кутовій швидкості ω .

Таблиця 1 – Коефіцієнти системи рівнянь рівноваги, що розв'язані відносно змінних

Праві частини	Параметри			
	V	ω	φ_1	Вільний член
V^{-1}				
$k_1 + k_2$	$m + m_1$	$k_1 a - k_2 b - k_n (c + l_1 + d)$	$c_1 k_n$	$k_1 \theta$
$k_1 a - k_2 b - c k_n$	$c(m + m_1)$	$k_1 a^2 + k_2 b^2 + c k_n (c + l_1 + b_j)$	$c_1 k_n$	
$l_1 k_n$	$m_1 d_1$	$l_1 (c + l_1 + b_j) k_n$	$l_1 k_n$	

Джерело: розроблено авторами

Кожний із стовпчиків складається із двох доданків: в одному із них швидкість знаходиться у чисельнику, у другому – в знаменнику. Якщо представити головний визначник у вигляді суми двох визначників

$$\|a_{ij}\|_1^4 = V^2 \times \|\beta_{ij}\|_1^4 + \|\alpha_{ij}\|_1^4, \quad (6)$$

де $\beta_{ij} = \alpha_{ij} = a_{ij}$ ($i = \bar{1}, 2; j = \bar{1}, 2$).

Якщо $j=2$, то

$$\beta_{12} = m + m_{12}; \quad \beta_{22} = -c m_1;$$

$$\alpha_{12} = k_1 a - k_2 b - k_n (c + l_1 + d); \quad \alpha_{22} = k_1 a^2 + k_2 b^2 + c k_n (c + l_1 + d). \quad (7)$$

При цьому α і β у (6) будуть визначатися як

$$\beta = \|\beta_{ij}\|_1^4; \quad \alpha = \|\alpha_{ij}\|_1^4. \quad (8)$$

Розв'язок рівняння (5) виконано для автомобільного поїзда у складі тягового автомобіля ВАЗ і одновісного причепа. За результатами розрахунків критична швидкість такого автопоїзда склала 33,97 м/с.

Дослідимо стійкість стаціонарного рішення v^* , u^* , ω^* , φ_1^* (у випадку прямолінійного незбуреного руху всі ці значення, крім v , дорівнюють нулю). При постійній швидкості руху ($v=const$) покладемо [13]

$$v = v^* + v', \quad u = u^* + u', \quad \omega = \omega^* + \omega', \quad \varphi_1 = \varphi_1^* + \varphi_1'.$$

З огляду на те, що при $\dot{u}=0$, $\dot{\omega}=0$, $\dot{\varphi}_1=0$ одержимо

$$\sin\varphi_1 = 0, \quad \cos\varphi_1 = 1.$$

При цьому вирази для подовжньої і бічної швидкості запишуться у виді

$$v_1 = v; \\ u_1 = v\varphi_1 + (u - \omega(b + c_o)) - (\omega - \dot{\varphi}_1)(c + c_m). \quad (9)$$

При прямолінійному русі бічні швидкості набагато менше подовжніх. У цьому випадку середні кути відведення осей автопоїзда запишуться як

$$\delta_1 = -\frac{u + a\omega}{v}; \quad \delta_2 = \frac{-u + \omega b}{v}; \quad \delta_n = -\frac{\varphi_1 v - u + \omega(c_1 + l_1 + d)}{v}.$$

Для варіацій u^* , ω^* , φ_1 одержимо, опускаючи штрихи, рівняння розв'язані щодо старших похідних [13]

$$(m + m_1)(\dot{u} + \omega v) - m_1(B + C)\dot{\omega} + m_1 C \varphi_1^2 = 2Y_1 + 2Y_2 + 2Y_n; \\ -(m_1 B)\dot{u} + [(m_1(B^2 - 3BC) + I_n)]\dot{\omega} - BCm_1\ddot{\varphi}_1 - m_1 v \omega(B + C) + m_1 v \omega C = 2Y_1 a - 2Y_2 b; \\ -m_1 B \dot{u} + [m_1(B^2 - 3BC) + I_n]\dot{\omega} - BCm_1\ddot{\varphi}_1 - m_1 v \omega(B + C) + m_1 v \omega C 2Y_1 a - 2Y_2 b - 2Y_n(B + c_o); \\ m_1 C \dot{u} - [m_1 C(B + C) + I_n]\dot{\omega} + (m_1 C^2 + I_n)\ddot{\varphi}_1 + m_1 v \omega C = 2Y_n c_1, \quad (10)$$

де $B = b + c$, $C = c + c_1$ – геометричні параметри автопоїзда.

Підставимо в (10) значення бічних сил залежністю $Y_i = k_i \delta_i$, з урахуванням позначень отримаємо

$$\left(\frac{A2}{v} + (m + m_1)v\right)\omega + \frac{A1u}{v} + A3\varphi_1 + \frac{A4\dot{\varphi}_1}{v} + (m + m_1)\dot{u} - m_1(B + C)\dot{\omega} + m_1 C \ddot{\varphi}_1 = 0 \\ \left(\frac{B2}{v} - m_1(B + 2C)v\right)\omega + \frac{B1u}{v} + B3\varphi_1 + \frac{B4\dot{\varphi}_1}{v} - m_1 B \dot{u} - m_1[(B + C)B + I_n]\dot{\omega} - m_1 BC \ddot{\varphi}_1 = 0$$

$$\left(m_1 \nu C + \frac{C2}{\nu}\right) \omega + \frac{C1u}{\nu} + C1\varphi + \frac{C3\dot{\varphi}_1}{\nu} m_1 \dot{C} u - [I_n + m_1 (B+C)C] \dot{\omega} + (m_1 C^2 + I_n) \ddot{\varphi}_1 = 0, \quad (11)$$

де вирази для коефіцієнтів рівняння (11) запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned} A1 &= 2(k_1 + k_2 + k_n); \quad A2 = 2[k_1 a - k_2 b] - k_n(B + C - c); \quad A3 = 2k_n; \quad A4 = 2k_n c_1; \\ B1 &= 2[k_1 a - k_2 b] - k_n c_1 + B; \quad B2 = 2[k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_n(B + C - c)(c_1 + B)]; \quad B3 = -2k_n(c_1 + B); \\ B4 &= -2k_n c_1(c_1 + B); \\ C1 &= 2k_n c_1; \quad C2 = -2k_n c_1(B + C - c); \quad C3 = 2k_n c_1^2. \end{aligned}$$

Після розв'язку цих рівнянь відносно старших похідних, одержимо [13]

$$\begin{aligned} \dot{u} &= -\frac{B \times m_1 \times I_n \times B0 - m_1 \times C \times C0 \times I + A0 \times m_1 \times C^2 \times I + m_1 \times I_n \times B^2 \times A0 + A0 \times I \times I_n}{m_1 \times C^2 \times m \times I + m_1 \times I_n \times B^2 \times m + m_1 \times I \times I_n + m \times I \times I_n} \\ \dot{\omega} &= -\frac{m \times m_1 \times C^2 \times B0 + m_1 \times I_n \times B0 + m_1 \times I_n \times A0 + m_1 \times C \times B \times m \times C0 + I_n \times m \times B0}{m_1 \times C^2 \times m \times I + m_1 \times I_n \times B^2 \times m + m \times m_1 \times I_n \times B^2 + m_1 \times I \times I_n + m \times I \times I_n} \\ \ddot{\varphi}_1 &= -\frac{(N1 + N2)}{m_1 \times C^2 \times m \times I + m_1 \times I_n \times B^2 \times m + m_1 \times I \times I_n + m \times I \times I_n}, \end{aligned} \quad (12)$$

де $N1 = m \times m_1 (B \times C \times B0 + B^2 \times C0 + C^2 \times B0 + C \times B \times C0) + m_1 (I_n \times B0 + I_n \times A0)$;

$$N2 = m_1 [I_n \times B0 + I \times A0 + (m + m_1) \times I \times C0 - m_1 \times A0 \times C \times I],$$

$$A0 = \left(\frac{A2}{\nu} + (m + m_1)\nu\right) \omega_0 + \frac{A1 \times u}{\nu} + A3 \times \varphi_1 - \frac{A4 \dot{\varphi}_1}{\nu};$$

$$B0 = \left(\frac{B2}{\nu} - (B + 2C)\nu\right) \omega_0 + \frac{B1 \times u}{\nu} + B3 \times \varphi_1 - \frac{B4 \dot{\varphi}_1}{\nu};$$

$$C0 = \left(m_1 \nu C + \frac{C2}{\nu}\right) \omega_0 + \frac{C1 \times u}{\nu} + C1 \times \varphi_1 - \frac{C3 \dot{\varphi}_1}{\nu}.$$

Система рівнянь у векторно-матричній формі

$$\|a_{ij}\|_1^3 \times \begin{vmatrix} \dot{u} \\ \dot{\omega} \\ \ddot{\varphi}_1 \end{vmatrix} + \|b_{ij}\|_{3,4} \times \begin{vmatrix} u \\ \omega \\ \varphi_1 \\ \dot{\varphi}_1 \end{vmatrix} = 0 \quad (13)$$

Сукупність функцій $u, \omega, \varphi_1 = (a_1, a_2, a_3) \exp(\lambda t)$ утворює часткове рішення системи, якщо і тільки якщо λ є коренем характеристичного рівняння

$$D(\lambda) = A_0 \lambda^4 + A_1 \lambda^3 + A_2 \lambda^2 + A_3 \lambda + A_4 = 0. \quad (14)$$

Матриця характеристичного рівняння

$$\begin{vmatrix} a_{11} \lambda + b_{11} & a_{12} \lambda + b_{12} & a_{13} \lambda^2 + b_{13} \lambda + b_{14} \\ a_{21} \lambda + b_{21} & a_{22} \lambda + b_{22} & a_{23} \lambda^2 + b_{23} \lambda + b_{24} \\ a_{31} \lambda + b_{31} & a_{32} \lambda + b_{32} & a_{33} \lambda^2 + b_{33} \lambda + b_{34} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^{n=4} A_i \lambda^{n-i} = 0; \quad (15)$$

$$\begin{aligned}
& \text{де } a_{11} = m + m_1; a_{12} = -m_1(B + C); a_{13} = m_1C; a_{21} = -m_1B; \\
& a_{22} = m_1(B^2 - 3BC) + I_n; a_{23} = -m_1BC \\
& b_{11} = \frac{A1}{v}; b_{12} = \frac{A2}{v} + (m + m_1)v; b_{13}\lambda + b_{14} = A3 + \frac{\lambda}{v}A4; \\
& a_{21} = -m_1B; a_{22} = m_1(B^2 - 3BC) + I_n; a_{23} = -m_1BC; \\
& b_{21} = \frac{B1}{v}; b_{22} = -m_1v(B + 2C) + \frac{B2}{v}; b_{23}\lambda + b_{24} = B3 + \frac{\lambda}{v}B4; \\
& a_{31} = m_1C; a_{32} = -I_n - m_1(B + C)C; a_{33} = I_n + m_1C; \\
& b_{31} = \frac{C1}{v}; b_{32} = m_1vC - \frac{C2}{v}; b_{33}\lambda + b_{34} = C1 + \frac{\lambda}{v}C3. \tag{16}
\end{aligned}$$

За Раусом, необхідна, але недостатня умова стійкості полягає у тому, щоб усі коефіцієнти A_i були позитивні. Система буде стійкою, якщо визначник і його мінори позитивні. Аналіз коренів характеристичного рівняння може характеризувати стан системи. У загальному випадку можливі наступні значення коренів характеристичного рівняння: λ є дійсна і позитивна величина – система нестійка, рух буде нестійким; λ – дійсна і від’ємна величина – система з часом повертається до стійкого положення. Якщо коефіцієнт λ являє собою комплексне число, то його позитивна дійсна частина свідчить про наявність наростаючих коливань, а негативна дійсна частина про наявність загасаючих коливань [13].

Визначники Гурвіца характеристичного рівняння (14) перший Δ_1 – відповідає за наявність позитивних дійсних коренів, а третій Δ_3 – за наявність позитивної дійсної частини уявних комплексно сполучених коренів.

Аналіз коефіцієнтів рівняння (14) показує, що критична швидкість автопоїзда залежить від масових і конформувальних параметрів, а також коефіцієнтів опору відведення коліс тягового автомобіля і причепа.

Запишемо у загальному вигляді рівняння, що визначає собою критичну швидкість [13]

$$v_{\text{крит}} = f(m, m_1, a, L, c, c_1, L_2, k_1, k_2, k_n). \tag{17}$$

За формулою (17) можливо провести аналіз рівномірного прямолінійного руху, а саме, визначити величину швидкості прямолінійного руху автопоїзда за умови коливальної нестійкості і виявити характер впливу різних факторів.

Як приклад, у табл. 2 наведені значення коренів характеристичного рівняння, за якими можна визначити вид стійкості, або нестійкості автопоїзда.

Таблиця 2 – Корені характеристичного рівняння

v_a , м/с	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4
30,8	-14.23794453	-7.634298566	-0.07216824934- 3.01720161*I	-0.0721682497 +3.01720112*I
31,5	-13.15294984	-6.886257589	+0.0002637404- 3.077087466*I	-0.0002637404 +3.077087466*I
32,1	-12.24609371	-6.197548471	+0.0548309854- 3.108271945*I	-0.0548309854 +3.108271945*I

Джерело: розроблено авторами

Аналіз розрахунків показує, що при виникненні збурення за швидкості до 31 м/с (30,8 м/с) характер зміни бічної та кутової швидкостей тягового автомобіля під час перехідного процесу згасаючий. За тих же умов при зростанні швидкості понад 31 м/с (31,5 м/с) характер зміни бічної та кутової швидкостей також згасаючий, але мають місце коливання. При збільшенні швидкості до 32 м/с коливання параметрів руху будуть розбіжними що призведе до втрати стійкості і неможливості подальшого руху. Цей рух слід вважати не стійким, якого слід уникати.

Критична швидкість прямолінійного руху як і швидкість появи коливальної нестійкості залежать від кута повороту керованих коліс тягового автомобіля, компоновальних і масових параметрів як тягового автомобіля, так і причепа. На рис. 1 наведена залежність критичної швидкості руху автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягового автомобіля, з якої слідує. Що зі збільшенням цього кута критична швидкість прогресивно зменшується, що слід враховувати при експлуатації автопоїзда.

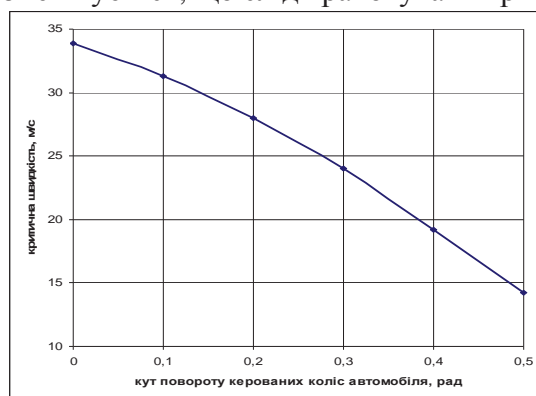
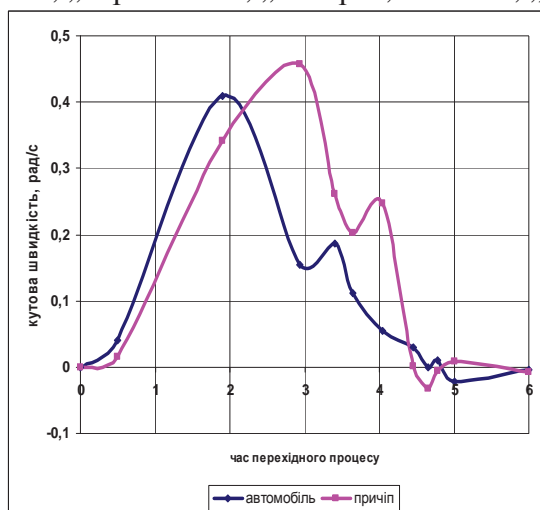


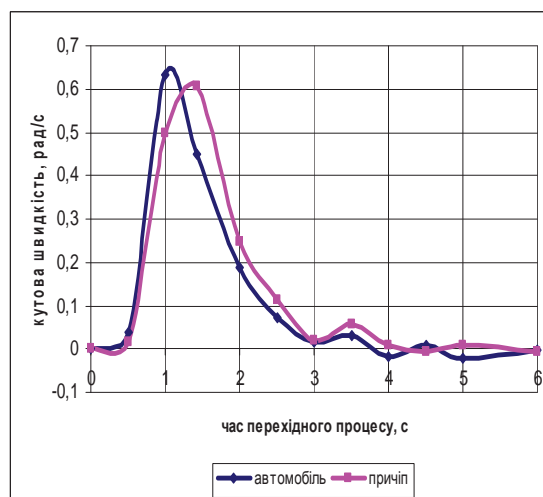
Рисунок 1 – Залежність критичної швидкості автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягового автомобіля

Джерело: розроблено авторами

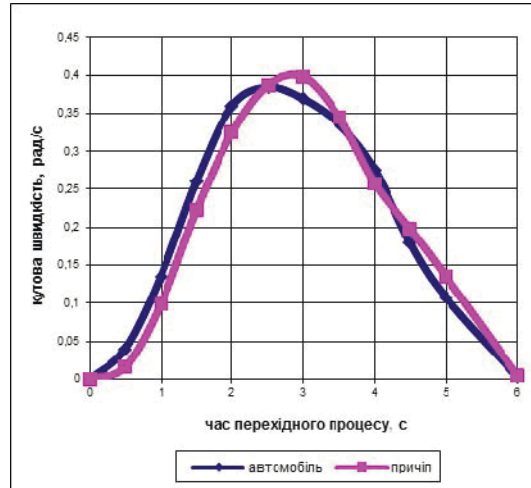
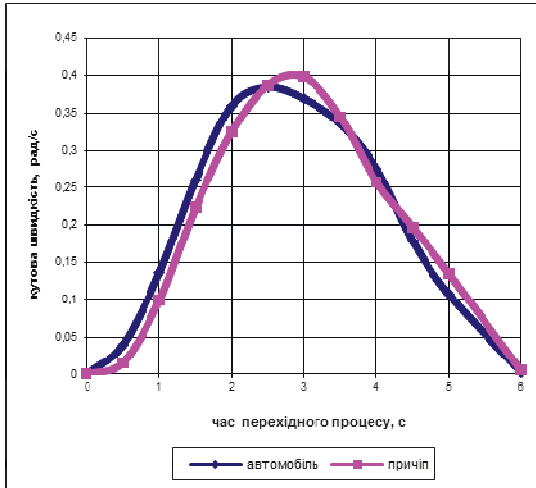
На рис. 2 – 4 представлені результати розрахунку кутової швидкості рискання і бічного прискорення ланок автопоїзда при виконанні маневру „ривок рульового колеса”, „переставка”, „поворот, $R=25$ м”, „поворот, $R=35$ м” за швидкості 10 м/с.



а)



б)



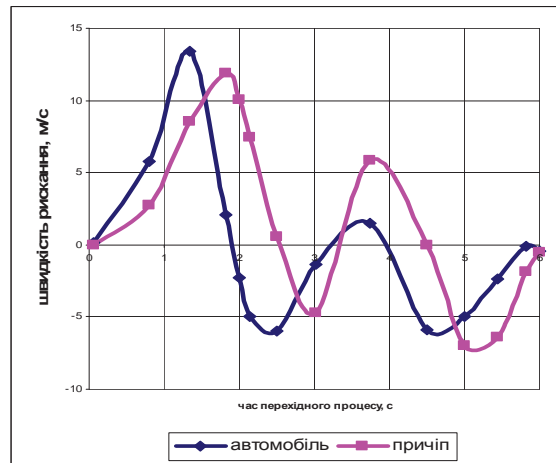
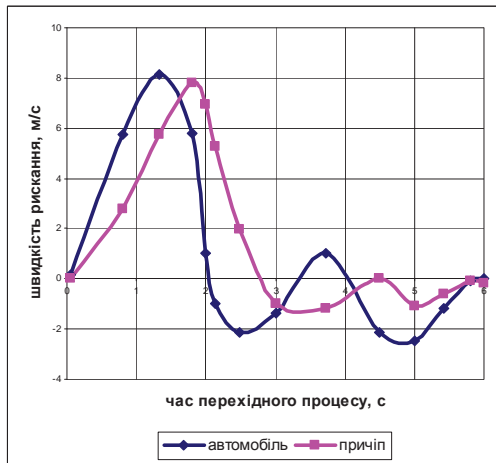
в)

г)

Рисунок 2 – Кутова швидкість ланок автопоїзда при виконанні маневрів:

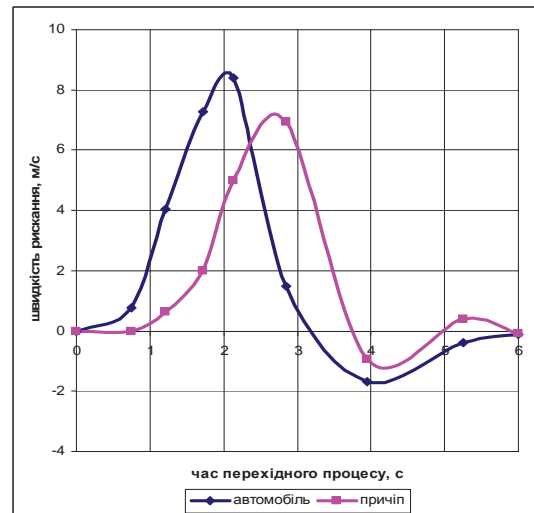
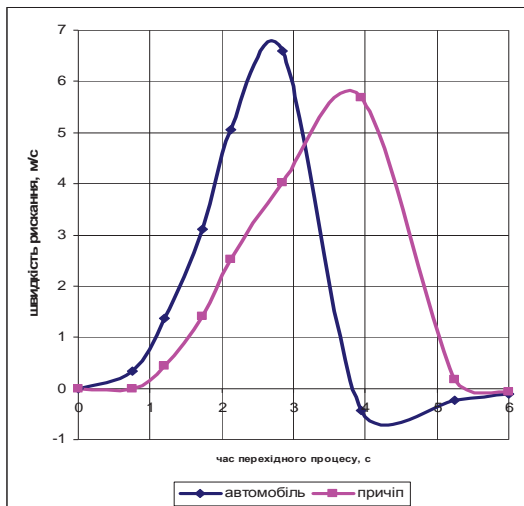
а) «переставка», б) «ривок рульового колеса», в) рух по колу, R=35 м, г) рух по колу, R=25 м

Джерело: розроблено авторами



а)

б)



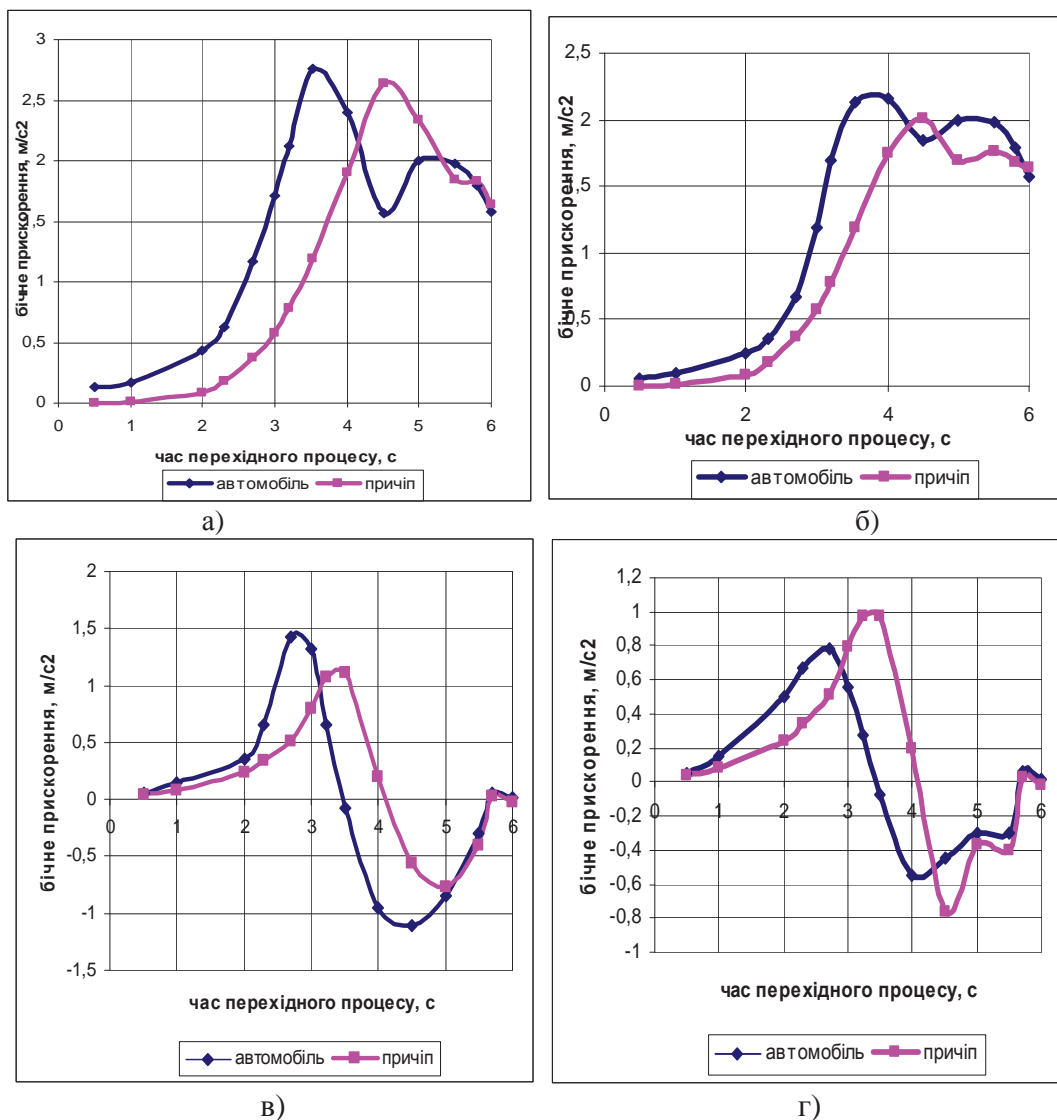
в)

г)

Рисунок 3 – Швидкість рискання ланок автопоїзда при виконанні маневрів:

а) «переставка», б) «ривок рульового колеса», в) рух по колу, R=35 м, г) рух по колу, R=25 м

Джерело: розроблено авторами



а) рух по колу, $R=25$ м; б) рух по колу, $R=35$ м; в) «ривок рульового колеса»; г) «переставка»

Рисунок 4 – Бічне прискорення ланок автопоїзда при виконанні маневрів

Джерело: розроблено авторами

Про стійкий характер руху ланок автопоїзда при виконанні цих маневрів свідчить загасаючий характер коливань кутової швидкості і швидкості ривання ланок автопоїзда, рис. 2-3. Про стійкість руху у більшому ступені можна судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас окремих ланок, рис. 4. Стійкість руху можна вважати задовільною, якщо поперечні прискорення у центрі мас ланки не перевищують $0,45g$. Цій умові відповідає автопоїзд, що розглядається.

Висновки. Встановлено, що для автопоїзда, що розглядається, за номінальних параметрів навантаженості, тиску повітря в шинах усіх коліс, симетричного завантаження причепа, навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н стійкість руху забезпечується, зокрема критична швидкість прямолінійного руху склала 33,97 м/с., швидкість появи коливальної нестійкості 31,5 м/с), що значно більше нормованого значення максимальної швидкості для автопоїздів з причепами категорії О1 (25 м/с), максимальні бічні прискорення при виконанні таких маневрів як рух по колу, ривок рульового колеса і «переставка» не перевищили максимально допустимих $0,45g$.

Список літератури

1. Волгин В.В. Прицепы к легковым автомобилям. М.: Астрель, 2005. 89 с.
2. До визначення показників стійкості автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху /В.П.Сахно, Р.М.Кузнецов, В.В.Стельмашук, Л.С.Козачук . *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: наук. журнал*. Луцьк: Луцький НТУ. 2014. №2. С.123-128.
3. Сахно В.П., Стельмашук В.В., Пазін Р.В. Визначення параметрів стійкості автопоїзда з причепом категорії О2 . *Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia*. Monografia nrx, Seria: Transport. Rzeszow, 2018 . С. 93–102.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей . М.: Машиностроение, 1984. 164 с.
5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили . М.: Машиностроение, 1989. 279с.
6. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда . М.: Транспорт, 1970. 57 с.
7. Рокар И. Неустойчивость в механике . М.: изд-во иностр. лит., 1959. 317 с.
8. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 . *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки*. 2014. № 2. С. 121-128 С.
9. Добрин А.С. Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории . *Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей* . 1968. Вып. 2. С. 27 – 39.
10. Люст В.Я. Разработка методов расчета параметров устойчивости прямолинейного движения трехосных автомобилей: автореф. дис на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. М., 1969. 23 с.
11. Автомобили. Устойчивость: монография / В.Г.Вербицкий, В.П.Сахно, А.П. Кравченко, А.В.Костенко, А.Э.Даниленко. Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. 176 с.
12. Кузнецов Р. М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Національний транспортний ун-т. Київ, 2007 . 176 с.
13. Тімков О.М.. Поліпшення показників маневреності та стійкості автопоїздів з наближеними осями причепа : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Національний транспортний ун-т . Київ, 2005 . 175 с.

References

1. Volgin, V. (2005). *Pritsepy k legkovym avtomobilyam [Trailers for cars]*. Moscow: Astrel' [in Russian].
2. Sakhno, V., Kuznyetsov, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). Do vyznachennya pokaznykiv stiykosti avtopoyizda katehoriyi M1 u perekhidnykh rezhymakh rukhu [To determine the stability of the M1 category train in transient modes of movement] . *Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni i transporti: nauk. zhurnal – Advances in Mechanical Engineering and Transport, Vol.2*, 123-128 [in Ukrainian].
3. Sakhno, V., Stelmashchuk, V. & Pazyn, R. (2018). *Vyznachennya parametriv stiykosti avtopoyizda z prychemom katehoriyi [Determination of stability parameters of a road train with a category trailer]* . *Systemy i srodki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia, Seria: Transport*. Rzeszow, pp. 93–102 [in Ukrainian].
4. Antonov, D. (1984). *Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley [Calculation of motion stability of multi-axle vehicles]* . Moscow: Mashinostroyeniye [in Russian].
5. Aksenov, P. (1989). *Mnogoosnyye avtomobili [Multi-axle vehicles]* . Moscow: Mashinostroyeniye [in Russian].
6. Vlasko, Yu. & Khachaturov, A. (1970). *Issledovaniye upravlyayemosti av-topoyezda [Investigation of controllability of a car-top train]* . Moscow: Transport [in Russian].
7. Rokar, I. (1959). *Neustoychivost' v mekhanike [Instability in Mechanics Automobiles]*. Airplanes. Suspension Bridges (Moscow: IL) [in Russian].
8. Kozachuk, L. (2014). Do vyznachennya stiykosti rukhu avtopoyizda katehoriyi M1 [Before determining the stability of the M1 category train]. *Visnyk ZHDTU. Seriya "Tekhnichni nauky" – The Journal of ZSTU / Engineering, (2(69))*, 121–128. Retrieved from [https://doi.org/10.26642/tn-2014-2\(69\)-121-128](https://doi.org/10.26642/tn-2014-2(69)-121-128) [in Ukrainian].
9. Dobrin, A. & Dul'tsev, V. (1968). Ob ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley otnositel'no zadannoy trayektorii [On the stability of motion of multi-axle vehicles relative to a given trajectory] . *Trudy seminarov po ustoychivosti i upravlyayemosti avtomobiley – Proceedings of the seminar on the stability and handling of vehicles, Vol. 2*, 27 – 39. [in Russian].
10. Lyust, V. (1969). *Razrabotka metodov rascheta parametrov ustoychivosti pryamolineynogo dvizheniya trekhosnykh avtomobiley [Development of methods for calculating the stability parameters of rectilinear motion of three-axle vehicles]*. *Extended abstract of Doctor's thesis*. Moscow [in Russian].

11. Verbitskiy, V., Sakhno, V., Kravchenko, A., Kostenko A. & Danilenko, A. (2013). *Avtomobili. Ustoychivost'* [Cars. Stability] . Lugansk: Izd-vo «Noulidzh» [in Russian].
12. Kuznyetsov, R. (2007). Pokrashchannya pokaznykiv stiykosti trylankovykh avtopoyizdiv u hranychnykh rezhymakh rukhu [Improvement of indicators of stability of three-link road trains in boundary modes of movement] . *Candidate's thesis*. Kiev [in Ukrainian].
13. Timkov, O. (2005). Polipshennya pokaznykiv manevrenosti ta stiykosti avtopoyizdiv z nablyzhenymy osyamy prychepa [Improving the maneuverability and stability of road trains with approximate axles of the trailer] . *Candidate's thesis*. Kiev [in Ukrainian].

Volodymyr Sakhno, Prof., DSc., **Svitlana Sharay**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

National Transport University, Kyiv, Ukraine

Igor Murovany, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Vasyl Onyshchuk**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Igor Chovcha, teacher

Separate structural subdivision "Kyiv Transport and Economic Vocational College of the National Transport University", Kyiv, Ukraine

Influence of Constructive and Operational Factors on Stability of Movement of a Road Train with the Trailer of the O1 Category

The issues of stability and controllability of cars and road trains (ATZ) in connection with their practical importance have been studied by many researchers. If the issues of transportation of bulky goods are studied well enough, then for the transportation of light cargo, which uses low-capacity road trains with simple single- or two-axle trailers, the issues of stability are not fully studied. Recommendations for changing the design parameters to improve a particular type of stability are different and sometimes contradict the requirements for other performance of the car, in particular, its smoothness and passability.

Qualitative assessment of stability is performed on the basis of the general theory of stability of motion AM Lyapunov. Steady motion according to Lyapunov is realized in a previously unknown region of initial perturbations, which are called the region of attraction of undisturbed motion. There is a problem of defining the boundaries of this area. To solve it, the system of equations of plane-parallel motion of a road train with a trailer of category O1 was improved, from which the critical speed of rectilinear motion and the rate of oscillation instability were determined, and the factors influencing its numerical value were analyzed.

The analysis of calculations showed that in the event of perturbation at speeds up to 31 m / s (30.8 m / s) the nature of changes in the lateral and angular velocities of the traction vehicle during the transient process is extinguished. Under the same conditions, when the velocity increases above 31 m / s (31.5 m / s), the nature of the change in lateral and angular velocities also fades, but there are fluctuations. At increase in speed to 32 m / s fluctuations of parameters of movement will be divergent that will lead to loss of stability and impossibility of the further movement. This movement should be considered unstable, which should be avoided.

The stability of motion can be judged to a greater extent by the magnitude of the lateral accelerations acting in the center of mass of the individual links. The stability of the road train under consideration at nominal parameters of loading, air pressure in tires of all wheels, symmetrical loading of the trailer, loading on the traction coupling device within 500 N is provided, in particular critical speed of rectilinear movement made 33,97 m / s. oscillating instability 31.5 m / s), which is much higher than the normalized value of the maximum speed for road trains with trailers of category O1 (25 m / s), the maximum lateral acceleration when performing maneuvers such as circular motion, steering wheel jerk and "shift" is not exceeded the maximum allowable 0.45g.

road train, stability of road train, lateral and angular speed, critical speed

Одержано (Received) 17.02.2022

Прорецензовано (Reviewed) 04.03.2022

Прийнято до друку (Approved) 31.03.2022