

УДК 629.1-43: 629.3.017.2

М. С. Гречанюк¹**ПОПЕРЕЧНА СТІЙКІСТЬ СІДЛОВОГО АВТОПОЇЗДА
В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ**¹Вінницький національний технічний університет

Проведено оцінювання поперечної стійкості сідлового автопоїзда в режимі гальмування за уточненою математичною моделлю. Встановлено вплив режиму руху сідлового автопоїзда на величини показників його поперечної стійкості.

Ключові слова: стійкість, сідловий автопоїзд, поперечно-кутові коливання, центр мас.

Вступ та постановка задачі дослідження

Рух сідлового автопоїзда по нерівностях дорожнього покриття супроводжується поперечно-кутовими коливаннями його напівпричепа, зростання характеристик яких може спричинити втрату поперечної стійкості всього автопоїзда. В дослідженні динаміки руху сідлового автопоїзда необхідно враховувати зміну характеристик поперечно-кутових коливань напівпричепа сідлового автопоїзда, які постійно змінюються та залежать від зміни режиму руху (зміна швидкості — сповільнення та прискорення, маневрування на дорозі та ін.).

Питання моделювання динамічних явищ в процесі руху автотранспортних засобів досліджувалося багатьма вітчизняними та закордонними науковцями, зокрема Я. Х. Закіна, А. С. Літвінова, М. А. Подригало, В. П. Сахно, Г. А. Смірнова, К. В. Балакіна, А. А. Сілаєва, І. В. Балабіна, І. В. Ходеса, Я. Е. Фаробіна, I. Cech, R. J. Dorling, D. J. M. Sampson, D. Sebon.

Зокрема дослідження динамічних явищ під час руху триланкових автопоїздів розглядалися у роботах [1, 2], в яких показано зростання ефективності перевезень та поліпшення показників стійкості та керованості триланкових автопоїздів для окремих компоновальних схем.

В роботі [3] проводився аналіз показників стійкості та керованості двох компоновальних схем автопоїзда: «сідловий тягач–напівпричіп–напівпричіп» та «сідловий тягач–напівпричіп–причіп» в режимі прямолінійного руху та усталеного повороту. На основі запропонованих авторами цих робіт математичних моделей встановлено, що кращі показники стійкості має автопоїзд компоновальної схеми «сідловий тягач–напівпричіп–напівпричіп».

Удосконалення теорії руху колісних транспортних засобів, проведене в роботі [4], дозволило встановити межі значень бокових сил та коефіцієнтів зчеплення шини, за яких колесо, що гальмує, знаходиться в зонах стійкого, нестійкого та граничного руху.

Розробляються моделі та програмно-апаратні комплекси для виявлення впливу різноманітних груп факторів на резонансні явища в процесі руху сідлових автопоїздів [5, 6].

Однак зазначені роботи не дозволяють оцінити вплив поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда в режимі гальмування.

Метою роботи є врахування в математичній моделі [7] впливу динамічних явищ, що виникають в процесі гальмування, на поперечну стійкість сідлового автопоїзда.

Матеріали та результати дослідження

На основі результатів аналізу досліджень, проведених багатьма науковцями, визначено перелік динамічних явищ, що впливають на стійкість руху та їх взаємозв'язок із нею [8]:

- відведення коліс — безпосередній вплив на лінійне відхилення автомобіля від траєкторії руху;
- вертикальні й поздовжні коливання коліс — вплив внаслідок відриву коліс та через зміну величин вертикальних і поздовжніх реакцій опорної поверхні;
- відрив коліс — величина реакцій опорної поверхні в плямі контакту коліс із опорною поверхнею визначає параметри відведення й коливань керованих коліс;

– поздовжній і поперечний перерозподіл навантажень — нормальні реакції опорної поверхні впливають на: параметри відведення через довжину плями контакту колеса; явище відриву коліс; параметри коливань керованого колеса через величину моментів.

Для оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда в режимі гальмування запропоновано в математичній моделі [7], розробленій на основі схеми сил для визначення поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа сідлового автопоїзда (рис. 1), врахувати значення коефіцієнтів жорсткості шин, визначених під час експериментальних досліджень шин за максимально допустимого навантаження на них та за навантаження, що не відрізнялось від максимального не більше ніж на 25 % [4].

За результатами експериментальних значень для різних шин, отриманих в роботі [4], апроксимовано залежність коефіцієнта радіальної жорсткості шин від максимально допустимого навантаження на неї та отримано:

$$C_{Ш_{Л_i, П_i}} = 0,59067 \cdot P_{Ш_{Л_i, П_i} \max}^{0,95}, \quad (1)$$

де $P_{Ш_{Л_i, П_i} \max}$ — максимально допустиме навантаження на шину, кг.

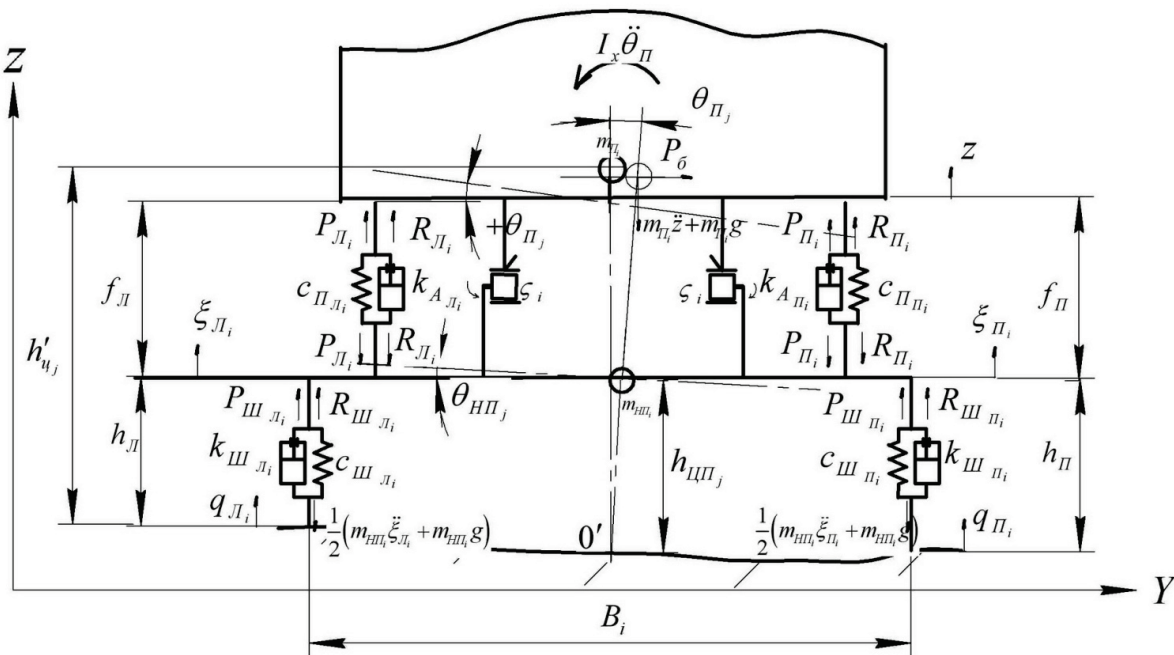


Рис. 1. Схема для визначення поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа сідлового автопоїзда:

$\theta_{нп_i}$, $\theta_{п_i}$ — поперечно-кутові переміщення не підресорених і підресорених мас напівпричепа сідлового автопоїзда, відповідно; $m_{нп}$, m_n — не підресорена і підресорена маса напівпричепа; $q_{Л_i(П_i)}$ — висота нерівностей дорожнього покриття під лівим (правим) колесом; $\xi_{Л_i(П_i)}$ — переміщення не підресореної маси лівої (правої) сторони напівпричепа; $h_{Л_i(П_i)}$ — відстань від осі лівого (правого) колеса до плями контакту з дорожнім покриттям (для врахування деформації шин під час руху сідлового автопоїзда по нерівностях дорожнього покриття); h'_0 — висоти центра маси при нахилі платформи напівпричепа; $h_{ЦП_i}$ — висота центра перекидання; $f_{Л_i(П_i)}$ — переміщення не підресореної маси лівої (правої) сторони відносно підресореної маси напівпричепа; z — переміщення підресореної маси; $I_x \ddot{\theta}_P$ — головний момент сили інерції; P_0 — відцентрована сила інерції; B_i — ширина колії i -ї осі; $P_{Л_i, П_i}$, $P_{Ш_{Л_i, П_i}}$ — сили, що діють з боку пружних елементів підвіски і шин i -ї осі, відповідно; $R_{Л_i, П_i}$, $R_{Ш_{Л_i, П_i}}$ — сили, що діють з боку демпфувальних елементів підвіски і шин i -ї осі, відповідно; $k_{А_{Л_i, П_i}}$, $k_{Ш_{Л_i, П_i}}$ — коефіцієнт амортизації і шин i -ї осі, відповідно; $C_{П_{Л_i, П_i}}$, $C_{Ш_{Л_i, П_i}}$ — коефіцієнт радіальної жорсткості підвіски і шин i -ї осі, відповідно

Запропонована математична модель

$$\left\{ \begin{aligned} & I_x \ddot{\theta}_{\Pi} + \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n \left[c_{\Pi_i} \left(-z + \theta_{\Pi} \frac{B_i}{2} + \xi_{\text{Л}i} + z + \theta_{\Pi} \frac{B_i}{2} - \xi_{\text{П}i} \right) \right] + \\ & + \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n \left[k_{A_i} \left(-\dot{z} + \dot{\theta}_{\Pi} \frac{B_i}{2} + \dot{\xi}_{\text{Л}i} + \dot{z} + \dot{\theta}_{\Pi} \frac{B_i}{2} - \dot{\xi}_{\text{П}i} \right) \right] - \\ & - P_{\sigma} (h'_{\text{ц}} - h_{\text{цП}}) - m_n g (h'_{\text{ц}} - h_{\text{цП}}) \theta_{\Pi} = 0; \\ & I_x \ddot{\theta}_{\Pi} + \theta_{\Pi} \frac{B^2}{2} \sum_{i=1}^n c_{\Pi_i} + \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n \left[c_{\Pi_i} (\xi_{\text{Л}i} - \xi_{\text{П}i}) \right] + \dot{\theta}_{\Pi} \frac{B^2}{2} \sum_{i=1}^n k_{A_i} + \\ & + \frac{B}{2} \sum_{i=1}^n \left[k_{A_i} (\dot{\xi}_{\text{Л}i} - \dot{\xi}_{\text{П}i}) \right] - P_{\sigma} (h'_{\text{ц}} - h_{\text{цП}}) - m_n g (h'_{\text{ц}} - h_{\text{цП}}) \theta_{\Pi} = 0. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Розв'язання системи рівнянь (2) проводилось операційним методом з урахуванням рівняння (1).

Таким чином, амплітуда поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа сідлового автопоїзда в прямолінійному русі сідлового автопоїзда по нерівностях дорожнього покриття в режимі гальмування визначається як

$$\theta_{\Pi}(\omega) = \Delta q |W_q(i\omega)|,$$

де Δq — різниця висот мікропрофіля нерівностей дорожнього покриття між лівим і правим колесом осі напівпричепа сідлового автопоїзда; ω — частота впливу; $i = \sqrt{-1}$; $W_q(i\omega) = W_q(p) \Big|_{p=i\omega}$ — амплітудно-частотна характеристика поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа сідлового автопоїзда.

Амплітуда поперечно-кутових прискорень платформи напівпричепа сідлового автопоїзда визначається як [7]:

$$\ddot{\theta}_{\Pi}(\omega) = \Delta q \omega^2 |W_q(i\omega)|. \quad (3)$$

Як об'єкт дослідження вибрано сідловий автопоїзд з розділеною системою регулювання тиску в пневмоелементах підвіски лівого і правого бортів напівпричепа у складі сідлового тягача IVECO EuroStar Cursor 430 в з'єднанні з тривісним напівприцепом Schmitz Cargobull S.CF FX з шинами 385/65 R22,5 160L Titan Matador, амортизаторами WABCO 4386010400 та пневматичними балонами GOODYEAR 1R11-710 в системі пневматичної підвіски [9—15]. Початкова швидкість сідлового автопоїзда (АП) $V = 17,5$ м/с, а частота впливу нерівностей дорожнього покриття $\omega = 12,49$ Гц. За результатами розрахунків отримано графік (рис. 2).

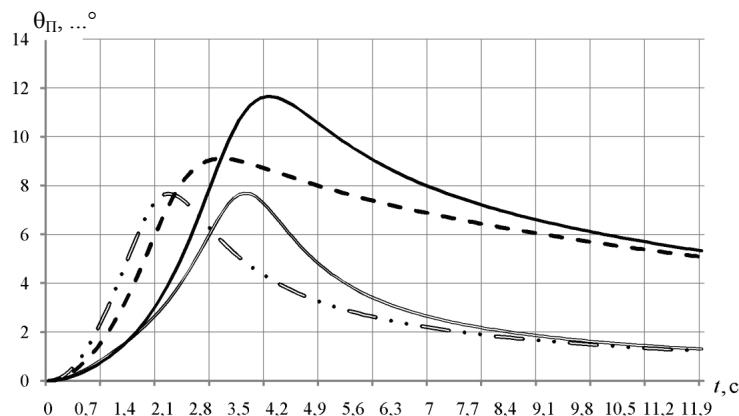


Рис. 2. Зміна амплітуди поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа Schmitz Cargobull S.CF FX: $\ddot{\theta}_{\Pi}$ — амплітуда поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа; t — час руху сідлового автопоїзда по нерівностях дорожнього покриття; зміна амплітуди поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа Schmitz Cargobull S.CF FX; в режимі руху з постійною швидкістю: — для порожнього; —•— з вантажем 20000 кг; в режимі гальмування АП: — — для порожнього; —•— з вантажем 20000 кг

Значення максимальних амплітуд поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа показано в табл. 1.

Таблиця 1

Амплітуди поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа Schmitz Cargobull S.CF FX залежно від його завантаженості

Величина завантаження, кг	Амплітуда поперечно-кутових коливань $\theta_{п, \dots}^{\circ}$	
	в режимі гальмування	в режимі руху з постійною швидкістю
0	8,89	6,97
20000	7,61	3,55

Так, амплітуда поперечно-кутових коливань платформи напівпричепа в момент гальмування збільшується в 1,27...2,14 рази (відповідно до збільшення ваги вантажу) у порівнянні з режимом руху сідлового автопоїзда з постійною швидкістю.

Визначення коефіцієнта поперечної стійкості сідлового автопоїзда проведено з використанням методу визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля за рівнянням [16—18]:

$$\eta = \frac{l}{h'_{ц}} = \frac{B - (h_{цj} - 0,636) \sin 2\theta_{пj} - 0,636 \sin 2\theta_{НПj}}{2 \left[(h_{цj} - 0,636) \cos \theta_{пj} + 0,636 \cos \theta_{НПj} \right]}$$

де l — плече відновлювального моменту.

Результати розрахунків показано в табл. 2.

Таблиця 2

Значення коефіцієнта поперечної стійкості сідлового автопоїзда η

Величина завантаження, кг	В режимі гальмування			В режимі руху з постійною швидкістю		
	l , м	$h'_{ц}$, м	η	l , м	$h'_{ц}$, м	η
0	0,911	0,946	0,963	0,931	0,947	0,983
20000	0,804	1,283	0,626	0,914	1,27	0,719

Таким чином, в режимі гальмування відбувається погіршення поперечної стійкості сідлового автопоїзда, значення коефіцієнта поперечної стійкості сідлового автопоїзда зменшується в 1,14 рази при завантаженні 20000 кг.

Висновки

Уточнена математична модель дозволяє оцінювати вплив поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда в режимі гальмування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сахно В. Порівняльна оцінка показників стійкості три ланкових автопоїздів у неусталених режимах руху / В. П. Сахно, В. М. Поляков, В. М. Глінчук // Вісник НТУ «ХПІ». — 2014. — № 8 (1051). — С. 40—46.
2. Порівняльна оцінка показників стійкості прямолінійного руху автопоїздів різних компоновальних схем / [В. П. Сахно, В. М. Поляков, В. М. Глінчук, В. М. Босенко] // Управління проектами, системний аналіз і логістика : наук. журнал. — К. : НТУ. — 2012. — Вип. 10. — С. 220—225.
3. Aoki Akira. Directional stability and controllability of multi-articulated vehicles / Akira Aoki, Yoshitaka Marumo, Ichiro Kageyama // Journal of Environment and Engineering. — 2011. — Vol. 6, No. 1. — P. 150—164.
4. Балакіна Е. В. Система колесо-підвеска и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения : моногр. / Е. В. Балакіна, А. А. Ревин. — Волгоград : РПК «Политехник», 2004. — 306 с.
5. Anders Huss. Rollover prediction for ro-ro cargo trailers : degree project in engineering physics / Anders Huss. — Stockholm, Sweden, 2013. — 40 p. — References: p. 38.
6. Bouteldja Mohamed. Stability analysis and rollover scenario prediction for tractor semi-trailer/ Mohamed Bouteldja, Nacer K. M'Sirdi, Sebastien Glaser, Victor Dolcemasclo // International conference on advances in vehicle control safety. — Italy, 2004. — 6 p.

7. Поляков А. Математична модель поперечно-кутових коливань напівпричепа сидельного автопоїзда / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. — 2012. — № 9 (180). — Частина 1. — С. 217—222.
8. Поляков А. Аналіз шляхів підвищення стійкості та керованості вантажних автомобілів з напівпричепами / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2010. — Вип. 5. — С. 90—95.
9. Современные грузовые автотранспортные средства : справ. / [В. В. Пойченко и др.]. — М. : агентство «Доринформсервис», 2004. — 592 с. — ISBN 5-88283-085-0.
10. Shock absorbers for commercial vehicles [Електронний ресурс]. WABCO. — Режим доступу до ресурсу : http://gruzavto.ru/files/files/katalogi_postov/wabco/wb_katalog_amortizatory.pdf.
11. Пневмобаллоны для транспортных средств [Электронный ресурс]. WABCO. — Режим доступа к ресурсу : <http://inform.wabco-auto.com/intl/scripts/download.php?from=/intl/ru/informpm.php&lang=&keywords=&file=../intl/pdf/815/00/49/8150800493.pdf>.
12. Креслення пневмобалона 951 811 710 0 [Електронний ресурс] : WABCO : каталог : Номер продукта. — Режим доступу до ресурсу : <http://inform.wabco-auto.com/intl/ru/index.html>.
13. Truck tyres: грузовые шины 2014 [Электронный ресурс]. Matador. — Режим доступа к ресурсу : <http://www.matador.su/uploadsRU/file/LKW-2014.pdf>.
14. Технічні характеристики напівпричепа Schmitz Cargobull S.CF FX [Електронний ресурс] : «BC-КАРС» — Режим доступу до ресурсу : <http://vs-cars.ru/Polupritsepy—Schmitz/S.CF/FX.html>.
15. Каталог продуктів WABCO. Режим доступу до ресурсу : <http://www.wabco.info/intl/ru/index.html>.
16. Поляков А. Критерії стійкості вантажних автомобілів з напівпричепами / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. — 2010. — Вип. 7(149). — С. 24—28.
17. Пат. 63957 Україна, МПК G01M 17/00. Спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля / А. П. Поляков, М. С. Гречанюк ; Заявник і патентовласник: Вінницький національний технічний університет, Київ ; заявл. 29.03.2011 ; опубл. 25.10.2011 ; Бюл. № 20/2011. — 6 с. :іл.
18. Поляков А. Метод визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. — 2011. — Вип. 1(12). — С. 35—38.

Рекомендована кафедрою комп'ютерного еколого-економічного моніторингу та інженерної графіки ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 4.09.2014

Гречанюк Микола Сергійович — канд. техн. наук, старший викладач кафедри комп'ютерного еколого-економічного моніторингу та інженерної графіки, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

M. S. Grechaniuk¹

Transversal stability of the road-train in braking mode

¹Vinnitsia National Technical University

The evaluation of transversal stability of the road-train in braking mode was conducted with the help of the specified mathematical models. The influence of the motion mode of the road-train on values of its lateral stability indexes is adjusted.

Keywords: stability, road-train, transverse angular oscillation, center of mass.

Grechaniuk Mykola S. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer of the Chair of Computer-Aided Ecological and Economic Monitoring and Engineering Graphics, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru

Н. С. Гречанюк¹

Поперечная устойчивость седельного автопоезда в режиме торможения

¹Винницкий национальный технический университет

Проведена оцінка поперечної устойчивості седельного автопоезда в режимі торможения з допомогою уточненої математическої моделі. Установлено вплив режиму руху седельного автопоезда на величини його показателів поперечної устойчивості.

Ключевые слова: устойчивость, седельный автопоезд, поперечно-угловые колебания, центр масс.

Гречанюк Николай Сергеевич — канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры компьютерного эколого-экономического мониторинга и инженерной графики, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru