

ДО АНАЛІЗУ ВПЛИВУ ПЕРЕКОСУ ОСЕЙ НАПІВПРИЧЕПА НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА В ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

Сахно В. П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна
Прогній П. Б., Національний транспортний університет, Київ, Україна

TO THE ANALYSIS OF IMPACT OF AXLES DISTORTION OF TRAILER ON LORRY CONVOY STABILITY IN BRAKING MODE

Sakhno V. P., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Prohnyii P. B., National Transport University, Kyiv, Ukraine

К АНАЛИЗУ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕКОСА ОСЕЙ ПОЛУПРИЦЕПА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ

Сахно В.П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина
Прогной П.Б., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Вступ. Підвищення ефективності використання сучасних автопоїздів передбачає зростання швидкісних режимів їх руху та наближення рівня завантаження до максимального. Тому багато досліджень на сьогодні спрямовано на створення безпечних умов руху даних транспортних засобів та підвищення їх експлуатаційних показників. Поліпшення експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів потребує, насамперед, вивчення впливу всієї множини факторів, які виникають в реальних умовах їх руху. Особливу увагу слід відвести дослідженню змін, які виникають в різних системах автопоїзда в умовах експлуатації, зокрема порушенню геометрії ходової частини та відхиленням у роботі гальмівних систем ланок автопоїзда, оскільки вони можуть спричинити втрату стійкості руху транспортного засобу, зокрема у гальмівному режимі.

З огляду на те, що в Україні значний відсоток доріг із незадовільним станом дорожнього покриття, при експлуатації автопоїздів по таких дорогах можливе виникнення відхилень геометрії ходової частини, що негативно впливає на динаміку автопоїзда у різних режимах руху. Тому актуальним є питання врахування геометрії осей ланок автопоїзда при дослідженні стійкості його руху в гальмівному режимі.

Аналіз останніх досліджень. На сьогодні проведено ряд досліджень, щодо вивчення впливу порушень геометрії ходової частини ланок автопоїздів на їх тягово-швидкісні властивості та паливну економічність. Зокрема, на основі теоретичних досліджень [1] авторами з'ясовано, що при наявності перекоосу осей напівпричепа, витрати пального збільшуються на 26,4%. У роботі [2] авторами встановлено, що при русі автопоїзда з перекоосом задньої осі напівпричепа на 8 мм/м, витрати палива зростають на 3,4%.

Попри значний вплив на економічну складову, перекоос осей ланок автопоїзда впливає також на безпеку їх використання. Зокрема спричиняє підвищений та нерівномірний знос протектора шин, що може слугувати причиною їх передчасного виходу з ладу, а також призводить до суттєвого погіршення показників стійкості та маневреності руху через наявність додаткових бічних зусиль. Так, в процесі експериментальних досліджень впливу перекоосу задньої осі напівпричепа на відхилення траєкторії руху причіпної ланки авторами роботи [3] з'ясовано, що перекоос задньої осі напівпричепа, величиною 8 мм/м спричинив зміну відхилення траєкторії руху напівпричепа відносно траєкторії автомобіля-тягача на 42% у прямолінійному русі та на 5% при русі на повороті.

На основі експериментального дослідження маневреності дволанкового автопоїзда з перекоосом осей напівпричепа автори робіт [4, 5] з'ясували, що при перекоосі осей напівпричепа на (1,5-3,5°), у прямолінійному русі відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії автомобіля-тягача досягає 120 мм.

Отримані дослідниками результати обумовлюють необхідність вивчення впливу порушень геометрії ходової частини ланок автопоїзда на стійкість його руху в гальмівному режимі.

Мета роботи полягає у дослідженні стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа в гальмівному режимі.

Основна частина. Теоретичні дослідження показників стійкості руху автомобільного поїзда базуються на розв'язку системи диференціальних рівнянь його руху. Відповідно до підходів, запропонованих Лобасом Л. Г. [6], побудовано рівняння руху дволанкового сидельного автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей напівпричепа та характеру розподілу гальмівних сил по колесах його мостів:

$$e1 = -(m + m_1)v + m_1 a_1 \dot{\omega} \sin \varphi - m_1 a_1 \dot{\varphi} \sin \varphi + (m + m_1)\omega u - \\ - m_1 \omega^2 (c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \cos \varphi - \\ - X_1 k_{p1} \cos \theta - X_1' k_{p1}' \cos \theta' - Y_1 \sin \theta - Y_1' \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X_2' k_{p2}') \cos \beta_2 - \\ - (Y_2 + Y_2') \sin \beta_2 - X_{31} k_{p3} \cos(\beta_3 - \varphi) - X_{31}' k_{p3}' \cos(\beta_3 - \varphi) + \\ + Y_{31} \sin(\beta_3 + \varphi) + Y_{31}' \sin(\beta_3 + \varphi) - X_{32} k_{p4} \cos(\beta_4 - \varphi) - \\ + X_{32}' k_{p4}' \cos(\beta_4 - \varphi) + Y_{32} \sin(\beta_4 + \varphi) + Y_{32}' \sin(\beta_4 + \varphi) - \\ - X_{33} k_{p5} \cos(\beta_5 - \varphi) - X_{33}' k_{p5}' \cos(\beta_5 - \varphi) + Y_{33} \sin(\beta_5 + \varphi) + Y_{33}' \sin(\beta_5 + \varphi);$$

$$e2 = -(m + m_1)\dot{u} + m_1 \omega (c + a_1 \cos \varphi) - m_1 a_1 \dot{\varphi} \cos \varphi - (m + m_1)\omega v + \\ + m_1 a_1 \omega^2 \sin \varphi + m_1 a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - 2m_1 a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + Y_1 \cos \theta + Y_1' \cos \theta' - \\ - X_1 k_{p1} \sin \theta - X_1' k_{p1}' \sin \theta' - (X_2 k_{p2} + X_2' k_{p2}') \sin \beta_2 + (Y_2 + Y_2') \cos \beta_2 - \\ - X_{31} k_{p3} \sin(\beta_3 + \varphi) - X_{31}' k_{p3}' \sin(\beta_3 + \varphi) - Y_{31} \cos(\beta_3 - \varphi) - Y_{31}' \cos(\beta_3 - \varphi) - \\ - X_{32} k_{p4} \sin(\beta_4 + \varphi) - X_{32}' k_{p4}' \sin(\beta_4 + \varphi) - Y_{32} \cos(\beta_4 - \varphi) - Y_{32}' \cos(\beta_4 - \varphi) - \\ - X_{33} k_{p5} \sin(\beta_5 + \varphi) - X_{33}' k_{p5}' \sin(\beta_5 + \varphi) - Y_{33} \cos(\beta_5 - \varphi) - Y_{33}' \cos(\beta_5 - \varphi);$$

$$e3 = -[I + m_1 c (c + a_1 \cos \varphi)] \dot{\omega} + m_1 c \dot{u} + m_1 c a_1 \dot{\varphi} \cos \varphi + m_1 c v \omega - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - \\ - m_1 c a_1 \dot{\varphi}^2 \sin \varphi + 2m_1 c a_1 \omega \dot{\varphi} \sin \varphi + (-X_1 k_{p1} \sin \theta + Y_1 \cos \theta)(a - p \sin \theta) + \\ + (-X_1' k_{p1}' \sin \theta' + Y_1' \cos \theta')(a + p \sin \theta') + (X_1 k_{p1} \cos \theta + Y_1 \sin \theta)(n_1 + p \cos \theta) - \\ - (X_1' k_{p1}' \cos \theta' + Y_1' \sin \theta')(n_1 + p \cos \theta') - X_2 k_{p2} (n_2 - b \sin \beta_2) - \\ - X_2' k_{p2}' (n_2 + b \sin \beta_2) - (Y_2 + Y_2') b \cos \beta_2 - M_{c1} - c(X_{31} k_{p3} + X_{31}' k_{p3}') \times \\ \times (\sin(\beta_3 + \varphi)) - c(Y_{31} + Y_{31}')(\cos(\beta_3 - \varphi)) - c(X_{32} k_{p4} + X_{32}' k_{p4}') \times \\ \times (\sin(\beta_4 + \varphi)) - c(Y_{32} + Y_{32}')(\cos(\beta_4 - \varphi)) - c(X_{33} k_{p5} + X_{33}' k_{p5}')(\sin(\beta_5 + \varphi)) - \\ - c(Y_{33} + Y_{33}')(\cos(\beta_5 - \varphi));$$

$$e4 = (I_1 + m_1 a_1^2) \dot{\varphi} - [I_1 + m_1 a_1 (a_1 + c \cos \varphi)] \omega + m_1 a_1 v \sin \varphi - m_1 a_1 \dot{u} \cos \varphi + \\ + m_1 a_1 \omega v \cos \varphi + m_1 a_1 \omega u \sin \varphi - m_1 c a_1 \omega^2 \sin \varphi - \\ - (X_{31} k_{p3} + X_{31}' k_{p3}')(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{31} + Y_{31}')(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\ - (X_{32} k_{p4} + X_{32}' k_{p4}')(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{32} + Y_{32}')(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\ - (X_{33} k_{p5} + X_{33}' k_{p5}')(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \sin \varphi) + (Y_{33} + Y_{33}')(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \sin \varphi) - \\ - (X_{31} k_{p3} + X_{31}' k_{p3}')(\sin(\beta_3 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{31} + Y_{31}')(\cos(\beta_3 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \\ - (X_{32} k_{p4} + X_{32}' k_{p4}')(\sin(\beta_4 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{32} + Y_{32}')(\cos(\beta_4 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) - \\ - (X_{33} k_{p5} + X_{33}' k_{p5}')(\sin(\beta_5 + \varphi))(a_1 \cos \varphi) - (Y_{33} + Y_{33}')(\cos(\beta_5 - \varphi))(a_1 \cos \varphi) + \\ + X_{31} k_{p3} (n_3 - b_1 \sin \beta_3) - X_{31}' k_{p3}' (n_3 + b_1 \sin \beta_3) - (Y_{31} + Y_{31}') b_1 \cos \beta_3 + \\ + X_{32} k_{p4} (n_4 - b_2 \sin \beta_4) - X_{32}' k_{p4}' (n_4 + b_2 \sin \beta_4) - (Y_{32} + Y_{32}') b_2 \cos \beta_4 + \\ + X_{33} k_{p5} (n_5 - b_3 \sin \beta_5) - X_{33}' k_{p5}' (n_5 + b_3 \sin \beta_5) - (Y_{33} + Y_{33}') b_3 \cos \beta_5 - M_{c2}. \quad (1)$$

Система рівнянь (1) дозволяє оцінювати стійкість руху автопоїзда під дією збурень. Із її використанням можна отримати значення u , v , ω , φ .

Одним із рішень системи диференціальних рівнянь (1) при $u = 0$, $M_c = 0$ є $v = const$, $u = 0$, $\omega = 0$, $\varphi = 0$, $\dot{\varphi} = 0$. Воно характеризує рух усіх точок автомобільного поїзда по прямій. Прийmemo це рішення за незбурене та проведемо дослідження його стійкості.

Рівняння, які визначають поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} v_1 &= v; \\ u_1 &= v\varphi + (u - \omega c) - (\omega - \dot{\varphi})a_1. \end{aligned} \quad (2)$$

Враховуючи залежності (2), запишемо рівняння для визначення середніх кутів відведення коліс осей автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа. Отримаємо:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= -\frac{u}{v} + \frac{a\omega}{v}; \\ \delta_2 &= -\frac{u}{v} + \frac{b\omega}{v}; \\ \delta_3 &= -\beta_3 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_1)\omega - \dot{\varphi}(L_1 + n_3 \sin \beta_3) + n_3 \sin \beta_3 (\omega + \dot{\beta}_3)}{v + n_3 \cos \beta_3 (\omega - \dot{\varphi} + \dot{\beta}_3)}; \\ \delta_4 &= -\beta_4 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_2)\omega - \dot{\varphi}(L_2 + n_4 \sin \beta_4) + n_4 \sin \beta_4 (\omega + \dot{\beta}_4)}{v + n_4 \cos \beta_4 (\omega - \dot{\varphi} + \dot{\beta}_4)}; \\ \delta_5 &= -\beta_5 - \varphi - \frac{u + (c + a_1 + b_3)\omega - \dot{\varphi}(L_3 + n_5 \sin \beta_5) + n_5 \sin \beta_5 (\omega + \dot{\beta}_5)}{v + n_5 \cos \beta_5 (\omega - \dot{\varphi} + \dot{\beta}_5)}. \end{aligned} \quad (3)$$

Для опису залежності бічної сили від кута відведення, при визначенні показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі, найбільш зручною є залежність, запропонована Д. А. Антоновим [7]:

$$Y_{ij} = qk_{y0e} \delta_{ij}. \quad (4)$$

Скористаємося нею при дослідженні стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа у гальмівному режимі. Із врахуванням прийнятих припущень, рівняння (1), що описують рух автопоїзда, приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} (m + m_1)\ddot{u} - m_1\dot{\omega}(c + a_1) + m_1a_1\dot{\varphi} &= qk_{y0e1}\delta_1 + qk_{y0e1}\delta'_1 - \\ &- (\varphi_x Z_2 k_{p2} + \varphi_x Z'_2 k'_{p2}) \sin \beta_2 + (qk_{y0e2}\delta_2 + qk_{y0e2}\delta'_2) \cos \beta_2 - \\ &- (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3}) \sin \beta_3 - (qk_{y0e3}\delta_3 + qk_{y0e3}\delta'_3) \cos \beta_3 - \\ &- (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4}) \sin \beta_4 - (qk_{y0e3}\delta_4 + qk_{y0e3}\delta'_4) \cos \beta_4 - \\ &- (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5}) \sin \beta_5 - (qk_{y0e3}\delta_5 + qk_{y0e3}\delta'_5) \cos \beta_5; \\ [I + m_1c(c + a_1)]\ddot{\omega} - m_1c\ddot{u} - m_1ca_1\dot{\varphi} &= -(qk_{y0e1}\delta_1 + qk_{y0e1}\delta'_1)a - \\ &- (\varphi_x Z_1 k_{p1} + \varphi_x Z'_1 k'_{p1})(n_1 + p) - \varphi_x Z_2 k_{p2}(n_2 - b \sin \beta_2) - \\ &- \varphi_x Z_2 k'_{p2}(n_2 + b \sin \beta_2) - (qk_{y0e2}\delta_2 + qk_{y0e2}\delta'_2)b \cos \beta_2 - \\ &- (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z'_3 k'_{p3})c \sin \beta_3 - (qk_{y0e3}\delta_3 + qk_{y0e3}\delta'_3)c \cos \beta_3 - \\ &- (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z'_4 k'_{p4})c \sin \beta_4 - (qk_{y0e3}\delta_4 + qk_{y0e3}\delta'_4)c \cos \beta_4 - \\ &- (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z'_5 k'_{p5})c \sin \beta_5 - (qk_{y0e3}\delta_5 + qk_{y0e3}\delta'_5)c \cos \beta_5; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (I_1 + m_1 a_1^2) \ddot{\varphi} - [I_1 + m_1 a_1 (a_1 + c)] \dot{\omega} + m_1 a_1 \dot{u} = \\
 & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z_3' k_{p3}') L_1 \sin \beta_3 - (qk_{\gamma_{0e3}} \delta_3 + qk_{\gamma_{0e3}}' \delta_3') L_1 \cos \beta_3 - \\
 & - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z_4' k_{p4}') L_2 \sin \beta_4 - (qk_{\gamma_{0e4}} \delta_4 + qk_{\gamma_{0e4}}' \delta_4') L_2 \cos \beta_4 - \\
 & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z_5' k_{p5}') L_3 \sin \beta_5 - (qk_{\gamma_{0e5}} \delta_5 + qk_{\gamma_{0e5}}' \delta_5') L_3 \cos \beta_5 - \\
 & - (\varphi_x Z_3 k_{p3} + \varphi_x Z_3' k_{p3}') n_3 - (\varphi_x Z_4 k_{p4} + \varphi_x Z_4' k_{p4}') n_4 - \\
 & - (\varphi_x Z_5 k_{p5} + \varphi_x Z_5' k_{p5}') n_5.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Використовуючи рівняння (5), проведемо дослідження показників стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа в гальмівному режимі. Через складність рівнянь (5), отримати аналітичні рішення для u , ω , φ неможливо, тому вирішимо їх чисельно у середовищі Maple.

В якості об'єкта дослідження оберемо автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE SDP 24, категорії N3+O4. Технічні характеристики ланок автопоїзда наведено у таблиці 1 і таблиці 2.

Таблиця 1 – Технічні характеристики сідельного тягача DAF XF 95.430

№ п/п	Критерій	Значення
1	Габаритна довжина, м	6,015
2	Габаритна ширина, м	2,450
3	Габаритна висота, м	3,160
4	Колісна формула	4x2
5	Колісна база, м	3,590
6	Відстань від передньої осі до центру мас, м	2,130
7	Відстань від задньої осі до центру мас, м	1,460
8	Відстань від точки зчипки до задньої осі, м	0,565
9	Споряджена маса тягача, кг	6390
10	Повна маса тягача, кг	18500
11	Максимальна повна маса автопоїзда, кг	40000
12	Максимальне навантаження на передню вісь, кг	7500
13	Максимальне навантаження на задню вісь, кг	11000
14	Розмірність шин	315/80R22,5

Таблиця 2 – Технічні характеристики напівпричепа KRONE SDP 24

№ п/п	Критерій	Значення
1	Максимальне навантаження на сидло, кг	11000
2	Максимально допустиме навантаження на осі, кг	24000
3	Максимальна повна маса напівпричепа, кг	33610
4	Споряджена маса, кг	8000
5	Відстань між осями, м	1,310
6	Висота сидла, м	1,050-1,170
7	Габаритна довжина, м	13,485
8	Габаритна ширина, м	2,440
9	Габаритна висота, м	4,000
10	Розмірність шин	385/65R22,5

Прийmemo, що автопоїзд рухається рівною сухою горизонтальною поверхнею з асфальтобетонним покриттям. Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою у поздовжньому напрямку $\varphi_x = 0,7$ у поперечному – $\varphi_y = 0,9$; моменти інерції ланок: $I = 5089 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_1 = 24023 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J = 0,35 \cdot m \cdot a \cdot b \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_1 = 0,8 \cdot m_1 \cdot a_1 \cdot b_2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; коефіцієнти опору бічному відведенню шин: $k_1 = 185000 \text{ Н/рад}$; $k_2 = 245000 \text{ Н/рад}$; $k_3 = k_4 = k_5 = 265000 \text{ Н/рад}$.

Для оцінки гальмівної динаміки автопоїзда проаналізуємо його сповільнення, гальмівний шлях, бічні відхилення траєкторії напівпричепи щодо траєкторії тягача.

Прямолінійний рух автопоїзда у гальмівному режимі вважатимемо практично стійким, якщо він залишається в межах допустимої смуги руху, тобто бічне відхилення його ланок не перевищуватиме $\pm 3\%V_r$, що для досліджуваного автопоїзда становить $0,075 \text{ м}$.

Відповідно до вимог Правил ЄЕК ООН №13 [8], в процесі досліджень початкову швидкість гальмування автомобільного поїзда v_0 приймаємо рівною 60 км/год , або $16,67 \text{ м/с}$.

Маса автопоїзда відповідає спорядженому стану (14390 кг).

При дослідженні стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепи проаналізуємо типові схеми встановлення мостів напівпричепи (рис. 1), зокрема: схему без перекоосу осей (рис. 1, а), схему з різнобічним перекосом двох мостів (рис. 1, б) та схему з однобічним перекосом всіх мостів напівпричепи (рис. 1, в).

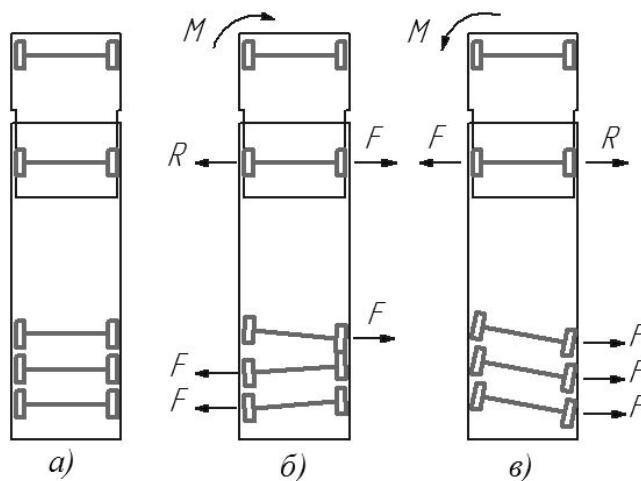


Рисунок 1 – Схеми перекоосу мостів напівпричепи

Величину перекоосу осей змінюватимемо в межах від 0° до 3° ліворуч та праворуч. При перекосі моста на 3° праворуч, величина перекоосу буде зі знаком “+1”, при перекосі на 3° ліворуч – зі знаком “-1”, за відсутності перекоосу моста – зі знаком “0”. План проведення досліджень наведено у таблиці 3.

На початку дослідження проаналізуємо рух автопоїзда у гальмівному режимі без перекоосу осей, отримані результати прийmemo в якості базового рівня показників стійкості руху автопоїзда.

Таблиця 3 – План дослідження стійкості руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепи

Схема перекоосу осей напівпричепи	Номер осі		
	X1	X2	X3
Схема 1	0	0	0
Схема 2	-1	0	0
Схема 3	0	+1	0
Схема 4	0	0	-1
Схема 5	-1	0	+1
Схема 6	-1	0	-1
Схема 7	0	+1	-1
Схема 8	0	-1	+1
Схема 9	-1	+1	+1
Схема 10	+1	-1	-1
Схема 11	-1	-1	-1
Схема 12	+1	+1	+1

Результати проведених досліджень наведено у таблиці 4.

Таблиця 4 – Результати досліджень стійкості руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа у гальмівному режимі

Схема перекосу осей напівпричепа	Показники гальмівної динаміки автопоїзда			
	Шлях гальмування, м	Зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача, м	Час гальмування, с	Сповільнення при гальмуванні, м/с ²
Схема 1	35,45	0,012	3,32	5,02
Схема 2	35,33	0,065	3,30	5,05
Схема 3	35,33	-0,067	3,30	5,05
Схема 4	35,34	0,069	3,30	5,05
Схема 5	35,17	0,034	3,28	5,08
Схема 6	35,33	0,185	3,30	5,05
Схема 7	35,17	-0,032	3,28	5,08
Схема 8	35,19	0,033	3,28	5,08
Схема 9	35,08	-0,140	3,27	5,10
Схема 10	35,05	0,150	3,27	5,10
Схема 11	35,41	0,275	3,31	5,04
Схема 12	35,42	-0,275	3,31	5,04

Отримані дані (табл. 4) свідчать, що перекоос осей напівпричепа значно погіршує стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Для більшості схем перекоосу, зміщення траєкторії напівпричепа відносно траєкторії тягача перевищує граничні норми ($\pm 3\%B_r=0,075$ м) і автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Лише за схем № 2-5, 7, 8 перекоосу осей напівпричепа автопоїзд залишається стійким (зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищує граничних норм 0,075 м). Найбільше зміщення характерне при гальмуванні автопоїзда з одностороннім перекосом усіх осей напівпричепа (схеми № 11, 12). Такий перекоос є найбільш небезпечним, відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми у понад 3,6 рази. Дещо меншими є відхилення напівпричепа з одностороннім перекосом двох осей (схема № 6). Проте, за такого перекоосу автопоїзд також залишає допустиму смугу руху. За різностороннього перекоосу двох осей напівпричепа (схеми № 5, 7, 8) автопоїзд залишається стійким (не покидає допустимої смуги руху).

Результати дослідження показують, що перекоос осей напівпричепа не погіршує ефективності гальмування автопоїзда. Адже для кожної зі схем перекоосу характерне деяке зменшення гальмівного шляху та часу гальмування. Це пояснюється виникненням додаткових зусиль в контактні коліс з опорною поверхнею та зростанням значення коефіцієнту опору кочення коліс, що зумовлює підвищення сили опору руху автопоїзда. Проте, ці явища підвищують знос протектора шин та спричиняють їх передчасне спрацювання, погіршують тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

Сповільнення автомобільного поїзда перебуває на рівні 5,02 – 5,10 м/с², що відповідає вимогам нормативних документів.

Висновки. За результатами проведеного дослідження встановлено, що перекоос осей напівпричепа погіршує стійкість руху автопоїзда у гальмівному режимі. Лише за схем №2- 5, 7, 8 перекоосу осей напівпричепа автопоїзд залишається стійким (зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищує граничних норм $\pm 3\%B_r$). Для решти схем перекоосу автопоїзд залишає допустиму смугу руху. Найбільш небезпечним є односторонній перекоос всіх осей напівпричепа. Відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми в понад 3,6 рази.

Отримані результати обумовлюють необхідність контролю та регулювання положення осей причіпних ланок в процесі експлуатації для створення безпечних умов руху автопоїздів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники експлуатаційних властивостей автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, М. І. Файчук, Г. О. Ковальчук // Військова академія: Збірник наукових праць. – Одеса, 2014. – № 2 (2). – С. 55-61.
2. Save fuel, tires and mush more with the correct axle and wheel alignment [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.josam.se/wp-content/uploads/2014/04/fueltires_gb.pdf. – Title from the screen.
3. Управление роботоспособностью автомобильных поездов / [В. Н. Варфоломеев, В. П. Волков, А. П. Кравченко, Н. Н. Алекса]. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2007. – 397 с.
4. Поляков В. М. Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда з порушенням установки осей напівпричепа / В. М. Поляков, Г. М. Борисенко, М. І. Файчук // Вісник ЖДТУ. – 2011. – № 3(58). – С. 86-90.
5. Файчук М. І. Експериментальне дослідження показників керованості, стійкості та маневреності автопоїзда з наближеними некерованими мостами, що мають перекося / М. І. Файчук // Науково-виробничий збірник: Вісті Автомобільно-дорожного інституту. – Донецьк : ДААТ, 2011. – № 1 (12). – С. 59-63.
6. Лобас Л. Г. Механика многосвязных систем с качением / Л. Г. Лобас. – К. : Наукова думка, 2000. – 270 с.
7. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1984. – 164 с.
8. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. - [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.

REFERENCES

1. Sakhno V. P., Polyakov V. M., Faychuk M. I., Kovalchuk H. O. Influence of the distortion of bridges of hook-on links on indicators of operational properties of the road train. Viyskova academia. Zbirnyk naykovykh prac. Odesa. 2014. No. 2(2). P. 55-61. (Ukr)
2. Save fuel, tires and mush more with the correct axle and wheel alignment [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.josam.se/wp-content/uploads/2014/04/fueltires_gb.pdf. – Title from the screen. (Eng)
3. Varfolomeev V. N., Volkov V. P., Kravchenko A. P., Aleksa N. N. Management of working capacity of lorry convoys. Kharkov. Ed. of KhNADU. 2007. 397 p. (Rus)
4. Polyakov V. M., Borysenko G. M., Faychuk M. I. Experimental studies of maneuverability of lorry convoy with violation of the semi-trailer axles settings. Visnyk GDTU. 2011. No. 3(58). P. 86-90. (Ukr)
5. Faychuk M. I. Experimental study of controllability, stability and maneuverability of lorry convoy with approximate unmanageable bridges with distortions. Naykovo-vyrobnychuy zbirnyk: Visti avtomobilno-dorozhnoho instutyty. Donetsk: DAAAT. 2011. No. 1(12). P. 59-63. (Ukr)
6. Lobas L. G. Mechanics of multilink systems with rolling. Kyiv : Naykova dymka, 2000. 270 p. (Rus)
7. Antonov D. A. Calculation of the stability of motion of multi-axles cars. Moskva : Mashynostroenie, 1984. 164 p. (Rus)
8. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Uniform technical prescriptions concerning the type approval of vehicles of categories M N and O with regard to braking: Pravyla UEK OON No. 13. Zheneva: European Economic Commission of Organization of United Nations. 2008. 276 p. (Ukr)

РЕФЕРАТ

Сахно В. П. До аналізу впливу перекося осей напівпричепа на стійкість руху автопоїзда в гальмівному режимі / В. П. Сахно, П. Б. Прогній // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2016. – Вип. 1 (34).

У статті проаналізовано динаміку гальмування дволанкового сидельного автопоїзда з перекосом осей напівпричепа. Дослідження проведено із використанням математичної моделі автопоїзда. В процесі дослідження проаналізовано стійкість руху автопоїзда з різними схемами перекосу осей напівпричепа.

Об'єкт дослідження – стійкість руху автопоїзда в гальмівному режимі.

Мета дослідження – провести дослідження стійкості руху автопоїзда з перекосом осей напівпричепа в гальмівному режимі.

Метод дослідження – чисельне моделювання.

На основі чисельного моделювання встановлено, що для більшості схем перекосу осей напівпричепа погіршується стійкість руху автопоїзда в гальмівному режимі. Лише за схем перекосу № 2-5, 7, 8 зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищує граничних норм ($\pm 3\%Br$) і автопоїзд залишається стійким. За результатами дослідження встановлено, що найбільш небезпечним є односторонній перекоп всіх осей напівпричепа. Відхилення траєкторії напівпричепа від траєкторії тягача в даному випадку перевищують граничні норми в понад 3,6 рази.

Отримані результати обумовлюють необхідність контролю та регулювання положення осей причіпних ланок в процесі експлуатації.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОПОЇЗД, ПЕРЕКОС ОСЕЙ, ГАЛЬМУВАННЯ, СТІЙКІСТЬ РУХУ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.

ABSTRACT

Sakhno V. P., Prohniy P. B. To the analysis of impact of axles distortion of trailer on lorry convoy stability in braking mode. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2016. – Issue 1 (34).

The article contains an analysis of braking dynamic of articulated motor vehicle train with distortion of axles of semitrailer. The study was conducted using a mathematical model of lorry convoy. The stability of lorry convoy movement with different schemas of axle's distortion is analyzed in research.

Research object – the lorry convoy stability in braking mode.

Purpose of the study – to implement the investigation of stability of movement of lorry convoy in braking mode with axles distortion of trailer.

Research method – numerical simulation.

On the base of numerical simulation we found that for the majority schemes of distortion of axles of semitrailer the lorry convoy stability in braking mode is getting worse. Only for schemes number 2-5, 7, 8 of axles distortion, the displacement of semitrailer trajectory relative of tractor trajectory does not exceed the limits ($\pm 3\%Br$) and lorry convoy remains steady. The study found that the most dangerous is one-sided distortion of all axles of semitrailer. In this case the deviation of semitrailer trajectory from the trajectory of tractor exceeds the limits in more than 3.6 times.

The results determine the necessity of control and adjustment of the axles of trailer units during exploitation.

KEYWORDS: LORRY CONVOY, AXLES DISTORTION, BRAKING, STABILITY OF MOTION, MATHEMATICAL MODEL.

РЕФЕРАТ

Сахно В. П. К анализу влияния перекоса осей полуприцепа на устойчивость движения автопоезда в тормозном режиме / В.П. Сахно, П.Б. Прогний // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К. : НТУ, 2016. – Вып. 1 (34).

В статье проанализирована динамика торможения двухзвенного седельного автопоезда с перекосом осей полуприцепа. Исследование проведено с использованием математической модели автопоезда. В процессе исследования проанализирована устойчивость движения автопоезда с различными схемами перекоса осей полуприцепа.

Объект исследования – устойчивость движения автопоезда в тормозном режиме.

Цель исследования – провести исследования устойчивости движения автопоезда с перекосом осей полуприцепа в тормозном режиме.

Метод исследования – численное моделирование.

На основе численного моделирования установлено, что для большинства схем перекоса осей полуприцепа ухудшается устойчивость движения автопоезда в тормозном режиме. Только для схем перекоса № 2-5, 7, 8, смещение траектории полуприцепа относительно траектории тягача не превышает предельных норм ($\pm 3\%Br$) и автопоезд остается устойчивым. По результатам исследования установлено, что наиболее опасен односторонний перекоп всех осей полуприцепа. Отклонения траектории полуприцепа от траектории тягача в данном случае превышают предельные нормы более чем 3,6 раза.

Полученные результаты обуславливают необходимость контроля и регулирования положения осей прицепных звеньев в процессе эксплуатации.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОПОЕЗД, ПЕРЕКОС ОСЕЙ, ТОРМОЖЕНИЕ, УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ.

АВТОРИ:

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», e-mail: sakhno@i.ua, тел.(044)280-42-52, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 301.

Прогній Павло Богданович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Автомобілі», e-mail: pavlo_pro@ukr.net, тел. (044)280-42-52, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

AUTHOR:

Sakhno Volodymyr P., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, head of department of automobile, e-mail: sakhno@i.ua, tel. (044)280-42-52, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 301.

Prohnyii Pavlo B., National Transport University, postgraduate, department of automobile, e-mail: pavlo_pro@ukr.net, tel. (044)280-42-52, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 306.

АВТОРЫ:

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», e-mail: sakhno@i.ua, тел. (044)280-42-52, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 301.

Прогний Павел Богданович, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры «Автомобили», e-mail: pavlo_pro@ukr.net, тел. (044)280-42-52, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 306.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедрою двигуни і теплотехніка, Київ, Україна.

Кравченко О.П., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілів і автомобільного господарства, Житомир, Україна.

REVIEWERS:

Gutarevych Y.F., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, head of department of engines and heating engineering, Kyiv, Ukraine.

Kravchenko O.P., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, Zhytomyr State Technological University, professor, department of automobiles and automobile sector, Zhytomyr, Ukraine.