



Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, М. М. Осташук

Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ РУХУ НА БОКОВІ КРЕНИ АВТОПОЇЗДА ПІД ЧАС ЗМІНИ СМУГИ АВТОМАГІСТРАЛІ

Розглянуто визначення бокового крену підресорених мас двовісного причепа з урахуванням поперечно-кутових коливань під дією відцентрових сил, що змінюються за часом, у процесі зміни смуги руху. Для цього застосовано принцип Лагранжа й розглянуто траєкторію зміни смуги руху автопоїзда КраЗ, у складі тривісного автомобіля й двовісного причепа вантажністю 12 тонн. Встановлено, що найбільш правильним за вибраною водієм траєкторією реалізується рух передньої частини автомобіля-тягача. Його задня частина, внаслідок відведення шин, має відносно передньої траєкторії деяке відхилення на початковому періоді руху, й при виході на пряму. Передня й задня частини причепа на першому періоді руху мають приблизно такий самий радіус повороту, що й задня частина тягача. Проте при виході автомобіля на прямолінійну траєкторію, задня й передня частини причепа значно відхиляються. Наведено криві залежності бокових кренів підресорених мас від шляху, який проходить автопоїзд з усталеною швидкістю. З'ясовано, що на відтинку 60 м у процесі руху причіп неодноразово змінював напрям крену й амплітуду. Найбільше значення його крену становило 15° , яке змінювалось зі збільшенням швидкості. Створено математичну модель функціональної залежності кренів причепа від пройденого шляху автопоїзда за усталеної швидкості руху. Розрахунок коефіцієнтів кореляції підтвердив параболічну залежність означених вище параметрів. Методом графічної побудови отримано криві бокових кренів причепа з урахуванням поперечно-кутових коливань його підресореної маси та з умови статичного навантаження відцентровою силою. Аналіз графіків дав змогу констатувати, що кут крену розглянутої транспортної системи під дією бокового збурення під час зміни смуги руху є доволі значним. Його максимальні значення спостерігаються при виході на прямолінійну траєкторію за часом 1,1-3,2 с й становлять відповідно $+8^\circ 15'$ та $8^\circ 12'$. Надалі бокові крени причепа поступово згасають. Встановлено, що власні поперечно-кутові коливання причепа істотно впливають на величину його бокових кренів від відцентрових сил за тривалістю зміни смуг руху.

Ключові слова: автомобіль-тягач; причіп; кут крену; поперечно-кутові коливання; математична модель; коефіцієнт кореляції.

Вступ / Introduction

Відомо [1], що рухливість автопоїзда істотно впливає на його продуктивність. Зміна смуги, за якої траєкторія руху автопоїзда більш-менш швидко змінюється, найчастіше спостерігається під час обгинування попутних транспортних засобів або об'їздах перепон, що раптово виникають на шляху. Зазначений маневр може виконуватись за різних швидкостей руху як на прямолінійних ділянках доріг, так й на їхніх поворотах.

Найбільшу небезпеку становить різко змінена смуга руху під час обмеження швидкості, пов'язана ще й з виїздом на зустрічну смугу автомагістралі. При цьому, в момент переходу з однієї прямолінійної траєкторії на іншу, радіуси повороту ланок автопоїзда можуть бути незначними, але навіть при цьому виникає значна відцентрова бокова сила [16]. Поперечна стійкість системи у цьому разі може оцінюватись за такими основними критеріями [11] – можливістю бокових заносів або за

величинами бокових кренів автомобіля-тягача чи причіпної ланки. Якщо уявити, що при цьому занос відсутній, то постає можливим виникнення аварійної ситуації з передумовою перекидання, особливо під час виїзду на зустрічну смугу руху дороги, з істотним поперечним ухилом її полотна, й за наявності на шляху нерівностей [4].

Об'єкт дослідження – стійкість автопоїзда у процесі зміни смуги руху.

Предмет дослідження – закономірності зміни кренів ланок автопоїзда від пройденого шляху під час зміни дорожньої смуги.

Мета роботи – оцінити вплив основних показників руху автопоїзда на крени його ланок під час зміни дорожньої смуги автомагістралі.

Для досягнення зазначеної мети визначено таке основне завдання дослідження – створити математичну модель залежності величини кренів від пройденого шляху за усталеної швидкості під час зміни смуги авто-

Інформація про авторів:

Гудз Густав Степанович, д-р техн. наук, професор, кафедра автомобільного транспорту.

Email: hustav.s.hudz@lpnu.ua; <https://orcid.org/0000-0003-2283-4201>

Глобчак Михайло Васильович, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобільного транспорту.

Email: mykchailo.v.hlobchak@lpnu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-5734-9479>

Осташук Микола Михайлович, канд. техн. наук, доцент, кафедра транспортних технологій.

Email: mikola.ostashuk.m@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-5816-6818>

Цитування за ДСТУ: Гудз Г. С., Глобчак М. В., Осташук М. М. Вплив показників руху на бокові крени автопоїзда під час зміни смуги автомагістралі. Науковий вісник НЛТУ України. 2024, т. 34, № 4. С. 136–140.

Citation APA: Gudzy, G. S., Hlobchak, M. V., & Ostashuk, M. M. (2024). Influence of traffic indicators on the side rolls of a road train during a highway lane change. *Scientific Bulletin of UNFU*, 34(4), 136–140. <https://doi.org/10.36930/40340417>

магістралі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Інтенсивне використання автопоїздів пояснюють намаганнями підвищити продуктивність через збільшення їхньої загальної вантажності. У роботі [8] наведено статистичні дані стосовно осевих навантажень і повних мас автопоїздів, що діють у країнах Євросоюзу, а законодавчі обмеження щодо їхніх габаритів описані в роботі [3].

Зазначимо, що Приписами № 36 ЄЕК ООН регламентовано вписування будь-якого автопоїзда у поворот, обмежений радіусом 12,5 м й шириною коридору 5,3 м [8]. Врахування крену кузова може призвести до істотної зміни як показників маневреності, так і стійкості руху.

Як показано в роботі [12], сили взаємодії у тягловозчипному пристрої не впливають на розподіл навантажень за бортами ланок автопоїзда. Тому в роботі [9] триланковий сидельно-причіпний автопоїзд розглянуто як окремі три системи – тягач, напівпричіп та причіп, що кріпляться незалежно. Варто зазначити, що дослідження проводили для іномарок (Scania 114 та Krone SDP-27).

Вплив конструктивних параметрів на продуктивність автопоїзда розглянуто в роботі [20], але увагу зосереджено на автомобілі-тягачі. Поліпшенню поперечної стійкості сидельних автопоїздів присвячена робота [18]. Покращення маневреності автопоїздів-контейнеровозів досліджено в роботі [10], але воно стосується виключно іномарок. Незважаючи на наведене вище питання кількісного оцінювання величин кренів автопоїзда під час зміни дорожньої смуги, проблема його вирішення все ще залишається актуальною.

Матеріали та методи дослідження. Моделювання режиму руху дволанкового автопоїзда. Теорія коливальних процесів. Метод дотичних. Аналітичний розв'язок рівняння Лагранжа. Квадратична регресія для апроксимації результатів експерименту.

Результати дослідження та їх обговорення / Research results and their discussion

Як відзначено вище, найбільшу небезпеку становить різко змінена смуга руху автопоїзда. Чинники [4], що обмежують стійкість автотранспортних засобів, наведено на рис. 1.

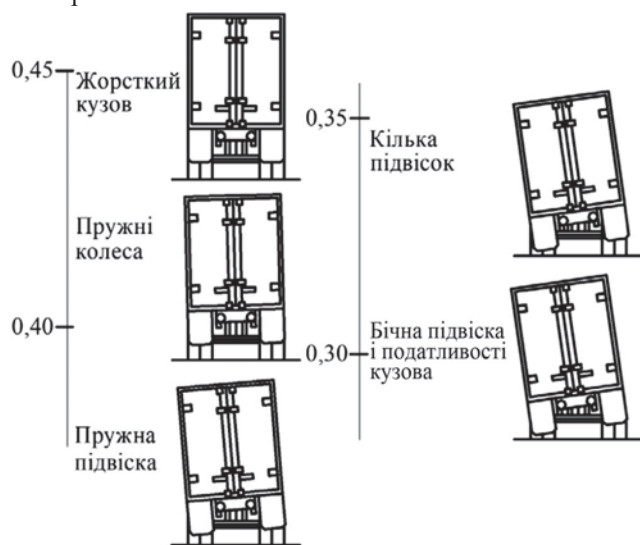


Рис. 1. Чинники, що обмежують стійкість автопоїзда під час зміни смуги руху / Factors, which impair road train stability while changing lane [4]

Для відтворення динамічної поведінки автопоїзда використовували програму Truck Sim, що враховує наявність здвоєних шин, осьову конфігурацію тощо.

За наявності ухилів і нерівностей дорожнього полотна сумарні кути бокового крену ланок автопоїзда можуть бути значними, які визначають за формулою [11]

$$\varphi_{\text{ц}} = \frac{F_{\text{ц}}(S) \cdot \rho_{\text{кр}}}{C_{\varphi}}, \quad (1)$$

де: $\rho_{\text{кр}}$ – радіус крену причепа; C_{φ} – приведена кутова жорсткість підвіски [17]; $F_{\text{ц}}(S)$ – бокова сила інерції причепа, яка залежить від шляху, пройденого автопоїздом.

У параметричній, зручнішій формі, з урахуванням, що рух усталений, рівняння (1) можна записати так:

$$\varphi_{\text{ц}} = \frac{Mv^2 \cdot \rho_{\text{кр}} (Cl^2 + Cb^2)}{R(S)CC_{\text{ш}}l^2b^2}, \quad (2)$$

де: M – маса причепа; v – швидкість руху; C , $C_{\text{ш}}$ – вертикальні жорсткості відповідно ресор і шин причепа; l , b – ресорна й колісна колії причепа; $R_{\text{ц}}(S)$ – змінна, яка залежить від траєкторії центру маси причепа під час зміни дорожньої смуги.

Функцію $R_{\text{ц}}(S)$ визначали методом дотичних [7] за траєкторією руху причепа під час зміни смуги.

Розглянемо визначення кута бокового крену піддресорених мас двовісного причепа або іншого транспортного засобу з урахуванням поперечно-кутових коливань під дією відцентрових сил, що змінюються за часом, у процесі зміни дорожньої смуги.

Отримане на підставі принципу Лагранжа, за умови лінійності характеристик підвіски, й без врахування не-піддресорених мас, рівняння поперечно-кутових коливань піддресорених мас причепа має такий вигляд [1]:

$$\varphi_{\text{ц}} + h\varphi_{\text{ц}} + n_{\varphi}^2 = M(t), \quad (3)$$

де h – відношення коефіцієнтів вертикальних опорів шин всіх коліс до моменту інерції піддресореної маси системи відносно осі крену, які визначають за такою формулою

$$h = \frac{R_{\text{ш},1}b_1^2 + R_{\text{ш},2}b_2^2}{J_{\text{х}}}, \quad (4)$$

де: $R_{\text{ш},1}$ та $R_{\text{ш},2}$ – коефіцієнти вертикальних опорів шин передньої та задньої осей системи; $J_{\text{х}}$ – момент інерції піддресореної маси системи відносно осі крену; n^2 – відношення різниці приведеної кутової жорсткості підвіски та моменту ваги причепа відносно осі крену до моменту інерції піддресореної маси системи відносно осі крену, яке визначають за формулою

$$n^2 = \frac{2(C_{\varphi} - Mg \cdot \rho_{\text{кр}})}{J_{\text{х}}}, \quad (5)$$

$M(t)$ – змінні у часі збурювальні сили, що зумовлюють боковий крен системи, які визначають за формулою

$$M(t) = \frac{F_{\text{ц}}(t) \cdot \rho_{\text{кр}}}{J_{\text{х}}}. \quad (6)$$

Розглянемо траєкторії зміни дорожньої смуги автопоїзда, який складається з тривісного автомобіля КраЗ-65053 й двовісного причепа ГКБ 8350 вантажністю 12 т (рис. 2,а) [11].

Найбільш правильним за вибраною водієм траєкторією проходить рух передньої частини автомобіля. Задня частина автомобіля через відвід шин має відносно попередньої траєкторії деяке відхилення у початковий період руху й при виході на пряму.

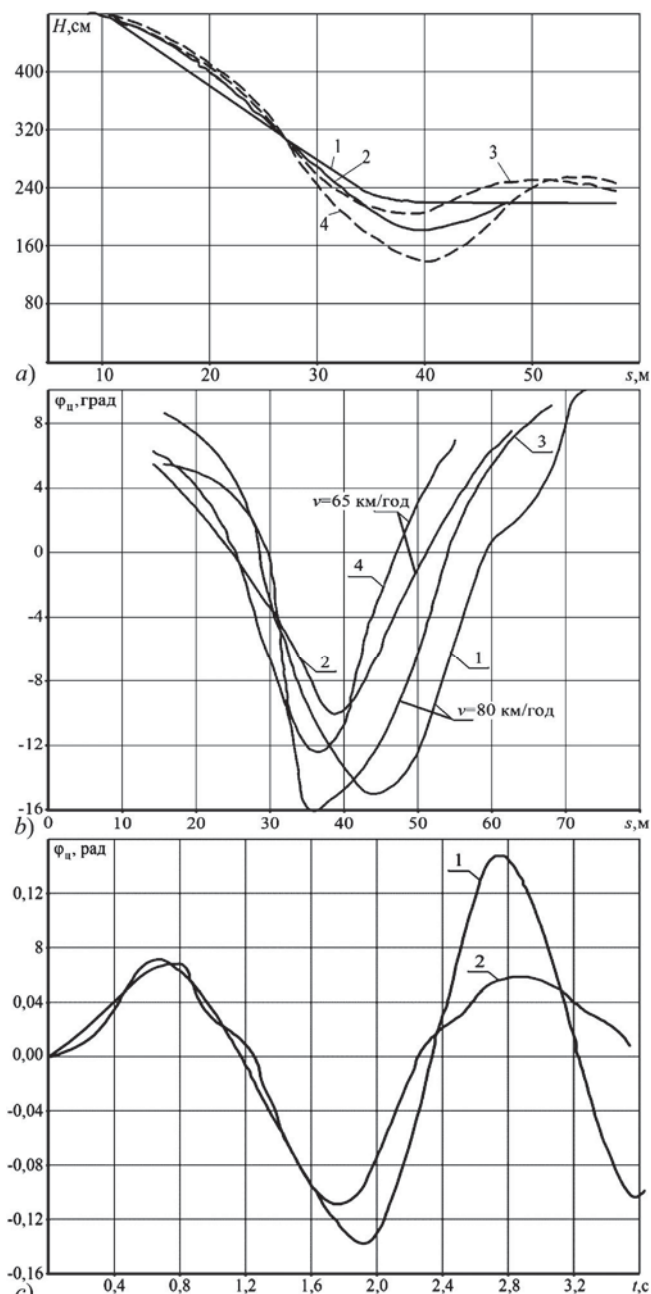


Рис. 2. Траєкторії руху ланок автопоїзда під час зміни дорожньої смуги (рух усталений, $v = 60$ км/год) / Trajectories of road train links movement while changing lane (movement is steady, $v = 60$ km/h): 1, 2 – відповідно передня і задня частини автомобіля / front and back parts of the vehicle respectively; 3, 4 – відповідно передня і задня частини причепа / front and back parts of the trailer (a); залежність бокових кренів причепа від шляху руху автопоїзда з різними швидкостями / Dependency of side rolls of the trailer upon the road train path with different velocities [11] (b); залежність бокових кренів двовісного причепа від часу руху автопоїзда під час зміни смуги / Dependency of side roll of two-axel trailer while changing the lane: 1 – з урахуванням поперечно-кутових коливань / considering transversely angular oscillations; 2 – із умови статичного навантаження / due to static load condition (c)

Передня і задня частини причепа мають у перший період руху приблизно такий самий радіус повороту, що й задня частина тягача. Однак у місці, що відповідає виходу автомобіля на прямолінійну траєкторію, задня й передня частини причепа значно відхиляються.

Таке явище особливо підсилюється для ланок причепа, схильних до виляння, коли вже при виході автомобіля з повороту на прямолінійну траєкторію ланка

причепа продовжує здійснювати рух упродовж певного часу за криволінійною траєкторією. Уважно вивчаючи елементи траєкторії під час зміни дорожньої смуги, виділяють окремі їхні ділянки, що мають малі радіуси заокруглень. Бокові сили інерції, що виникають при цьому, а відповідно, й бокові крени елементів автопоїзда, особливо причепів, можуть бути значними.

На рис. 2, b наведено експериментальні криві залежності бокових кренів φ_u підресореної маси причепа від шляху S , який проходить автопоїзд з усталеними швидкостями [11]. З цього рисунку видно, що протягом 60 м причеп неодноразово змінював напрям крену, причому найбільший боковий крен спостерігається на цій ділянці шляху, де передня вісь автомобіля уже виходить або вийшла із повороту (див. рис. 2, a). Потім напрям крену змінюється, й амплітуда його має менше значення. Із рис. 2, b видно, що найбільше значення бокових кренів причепа становить 15° й більше (крива 1). Як і варто було очікувати, величини φ_u зростають зі збільшенням швидкості руху. Тому крива 2, що відповідає меншій швидкості (65 км/год), дає змогу визначити кут крену $\varphi_u = 10,2^\circ$.

Візуальний аналіз функціональної залежності 2, наведеної на рис. 2, b, дає змогу припустити, що це параболічна залежність, тобто математична модель має вигляд $\varphi_u = aS^2 + bS + c$ [7].

Для отримання коефіцієнтів a , b та c складаємо систему лінійних рівнянь:

$$\begin{cases} 1444a + 38b + c = -10 \\ 289a + 17b + c = 4 \\ 3600a + 60b + c = 6 \end{cases} \quad (7)$$

Тому $a = 0,0324$, $b = -2,449$, $c = 36,275$ й математична модель матиме такий вигляд:

$$\Delta = 0,0324S^2 - 2,449S + 36,275.$$

Для перевірки правильності прийнятої гіпотези про функціональну залежність розраховуємо коефіцієнт кореляції [2]. Необхідні для розрахунку коефіцієнта кореляції початкові дані наведено у таблиці.

Таблиця. Початкові дані для розрахунку коефіцієнтів кореляції / Initial data for correlation coefficients calculation

S	φ_u	$\bar{\varphi}_u$	$\varphi_u - \bar{\varphi}_u$	$(\varphi_u - \bar{\varphi}_u)^2$	$\varphi_u - \bar{\varphi}_u$	$(\varphi_u - \bar{\varphi}_u)^2$
20	0,249	0,250	-0,001	0,000	1,496	1,554
28,5	-7,208	-7,200	-0,008	0,00007	8,954	261,217
36	-9,899	-9,900	0,001	0,000	11,644	464,091
58	3,249	4,570	-1,321	1,746	-1,503	22,580
Разом	$\bar{\varphi}_u = -1,075$			1,746		749,442

Для оцінювання моделі використовуємо загальну дисперсію $\sigma_{\varphi_u}^2 = 749,442 / 4 = 187,461$; залишкову дисперсію $\sigma_0^2 = 1,746 / 4 = 0,463$; факторну дисперсію $\sigma_{\varphi}^2 = 187,461 - 0,463 = 186,924$; $\bar{\varphi}_u = -4,30 / 4 = -1,075$.

Отже, коефіцієнт детермінації

$$K_D = \sigma_{\varphi}^2 / \sigma_{\varphi_u}^2 = 186,924 / 187,461 = 0,997671.$$

Фізично він характеризує частку впливу змінної S (99 %) у загальній дисперсії. Коефіцієнт кореляції $R = \sqrt{K_D} = \sqrt{0,997671} = 0,998835$. Оскільки $R > 0,7$ [6], то гіпотеза про параболічний зв'язок між змінними S і φ_u підтверджується і ця модель дає змогу визначити боковий крен причепа залежно від шляху.

Окрім цього, розрахуємо, розв'язуючи рівняння (3) переміщення φ_u для двовісного причепа ГКБ 8350, який

має такі основні параметри: $M = 12,2$ кгс.с²/см; $\rho_{\kappa p} = 40$; $b = 197$ см; $l = 108$ см; $C\varphi_1 = C\varphi_2 = 157 \cdot 10^4$ кгс. см/рад; $R_{\varphi_1} = R_{\varphi_2} = 43,6 \cdot 10$ кгс. см с/рад; $n^2 = 30$ 1/с²; $h = 6,22$ 1/с.

На рис. 2,с показано, отриману методом графічної побудови [15], криву бокових кренів причепа з урахуванням поперечно-кутових коливань його підресорених мас. На цьому самому рисунку показано криву 2, побудовану за описаною вище методикою з умови статичного навантаження відцентровою силою.

Як видно, кут крену розглянутої системи під дією бокового збурення під час зміни дорожньої смуги є значним. Його максимальні значення спостерігаються при виході на прямолінійну траєкторію ($t = 1,1-3,2$ с) й становлять $+0,144$ і $-0,143$ рад ($+8^\circ 15'$ і $-8^\circ 12'$). У подальшому русі бокові крени причепа поступово згасають. У перший період маневрування максимальний кут крену значно менший, становить -4° .

Унаслідок порівняння кривих 1 і 2 видно, що власні поперечно-кутові коливання причепа істотно впливають на величини максимальних значень кута бокового крену.

Аналіз різниці за максимумами кривих 1 і 2 для цього та інших випадків маневрування вказує на необхідність врахування власних форм поперечно-кутових коливань транспортних систем, й особливо причепів, при розрахунку їхніх бокових кренів від відцентрових сил за часом зміни смуг руху.

Значення різниці кривих 1 і 2 істотно залежить від частоти власних поперечно-кутових коливань причепа. Максимальна різниця буде спостерігатись у разі близького збігу частоти власних поперечно-кутових коливань підресореної маси причепа й частоти зміни збурювальної сили $F_y = f(t)$.

Найнебезпечнішим є випадок, за якого причіп схильний до коливань у поперечній горизонтальній площині. При цьому близька відповідність частоти впливу з частотою поперечно-кутових у вертикальній площині коливань причепа може бути причиною появи аварійної ситуації.

Отримані залежності бокових кренів підресореної маси причепа від пройденого шляху автопоїздом з усталеною швидкістю (див. рис. 2,б), які стали підставою для створення математичної моделі. Дослідження останньої дала змогу констатувати про параболічну залежність згаданих вище показників руху автопоїзда.

З'ясовано, що власні поперечно-кутові коливання причепа істотно впливають (див. рис. 2,с) на величини максимальних значень кутів бокового крену порівняно зі статичним навантаженням.

Обговорення результатів дослідження. Про актуальність питання забезпечення стійкості транспортних засобів засвідчують останні наукові праці. Зокрема, у роботі [5] наведено результати моделювання стійкості АТЗ (автомобільний транспортний засіб), на підставі яких запропоновано бар'єрну функцію (CDBF) й алгоритм її контролю. А в роботі [6] запропоновано метод контролю бокової стійкості, що дає змогу підтримувати АТЗ у зонах стабільності під час здійснення поворотів з великою швидкістю. У роботі [14] запропоновано математичну модель для аналізу стабільності "транспортний засіб-водій", підкреслюючи вирішальний вплив дій водія на стабільність руху за різних ситуацій. У роботі [19] описано контролер, який покращує маневреність та

бокову стійкість транспортного засобу з дротовим керуванням, незважаючи на невизначеність та зовнішні перешкоди. У роботі [13] наведено багаторежимний алгоритм розподілу крутного моменту, що ефективно збалансовує маневреність та стабільність під час керування електроавтомобілями.

Результати перелічених вище робіт значно покращили стійкість автотранспортних засобів, проте питанням кількісного оцінювання величин кренів автопоїзда під час зміни дорожньої смуги не було надано належної уваги.

Отже, за результатами виконаної роботи можна сформулювати такі наукову новизну та практичну значущість результатів дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження – удосконалено метод визначення величини кренів автопоїзда залежно від показників руху під час зміни смуги автомагістралі.

Практична значущість результатів дослідження – отримані закономірності дадуть змогу конструкторам автомобілів отримати початкову інформацію для розроблення алгоритму системи ESC (Електронний контроль стійкості), що сприятиме підвищенню стійкості ланок автопоїзда.

Висновки / Conclusions

Відповідно до мети роботи оцінено вплив показників руху автопоїзда на крени ланок під час зміни дорожньої смуги, що дало змогу сформулювати такі висновки:

1. Встановлено, що в момент переходу з однієї прямолінійної траєкторії на іншу радіуси повороту ланок автопоїзда можуть бути невеликими, а спричинена цим бокова відцентрова сила – значною.
2. Констатовано, що доцільно оцінювати поперечну стійкість автопоїзда за величинами бокових кренів автомобіля або причіпної ланки.
3. Виявлено параболічну залежність між боковими кренами причепа від пройденого шляху автопоїзда за усталеної швидкості руху.
4. З'ясовано, що врахування поперечно-кутових коливань підресорених мас причепа призводить до збільшення майже удвічі максимальних кренів порівняно зі статичним навантаженням під час зміни автопоїздом дорожньої смуги.

References

1. Bylyuk, N. I. (2004). *Forest vehicles: theory*. Textbook. Lviv: Publishing house "Panorama", 456 p. [In Ukrainian].
2. Dragomiretska, Ch. T., Rybytska, O. M., et al. (2012). *Probability theory and mathematical statistics*. Tutorial. Lviv: Lviv Polytechnic Publishing House, 396 p. [In Ukrainian].
3. Farobyn, Y. E. (1995). *Main road trains*. Moscow: Transport, 232. [In Russian].
4. Gary, R. Toth, Gregory, A. Radja, Kristin, K. Thiriez, & Joseph, S. Carra (2003). *Analysis of Fatal Large Truck Crashes*, U. S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, 252 p. URL: <https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/18esv-000252.pdf>
5. Huang, V., Yong, S. Z., & Chen, Y. (2021). Stability Control of Autonomous Ground Vehicles Using Control-Dependent Barrier Functions. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 6, 699–710. <https://doi.org/10.1109/TIV.2021.3058064>
6. Huang, Y., & Chen, Y. (2020). Vehicle Lateral Stability Control Based on Shiftable Stability Regions and Dynamic Margins. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69, 14727–14738. <https://doi.org/10.1109/TVT.2020.3036780>

7. Korn, H., & Korn, T. (1984). *Handbook of mathematics for scientists and engineers*. (5th ed. add. and revised). Moscow: Science, 835 p. [In Russian]. URL: <https://coollib.net/b/614432>
8. Koval, P. M., Fedorenko, L. I., et al. (2005). On the development of a new regulatory document of the State Technical University "Road vehicles. Masses and dimensions". Highway of Ukraine, 3, 4–7. [In Ukrainian].
9. Lotysh, V. A., Stelmashchuk, V. V., et al. (2007). The influence of the body roll of the train links on the indicators of stability of its movement. *Bulletin of the Eastern Ukrainian National University named after V. Dalya*, 6(112), 182–185. [In Ukrainian].
10. Prydyuk, V. M. (2012). Improving the maneuverability of the long-base container train. *Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences* (22.05.02 – Cars and tractors). Lviv: NU "Lviv Polytechnic", 20 p. [In Ukrainian]. <https://ena.lpnu.ua/items/a01b7833-7a01-45cc-9b65-3621d87e74c7/full>
11. Sakhno, V. P., Kravchenko, A. P., et al. (2013). *Cars. Persistence*. Monograph. Luhansk: "Naulyj" publishing house, 176 p. [In Ukrainian].
12. Sakhno, V. P., Kuznetsov, R. M., & Murovaniy, I. S. (2007). Mathematical model of a three-link semi-trailer truck train for the study of the influence of body roll of its links and indicators of movement stability. Highway of Ukraine. Installment. *Bulletin of PNC TAU*, 10, 76–85. [In Ukrainian].
13. Shen, T., Yin, G.-D., Ren, Y., Wang, F., Feng, B., & Liang, J. (2022). Stability and Maneuverability Guaranteed Torque Distribution Strategy of DDEV in Handling Limit: A Novel LSTM-LMI Approach. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 27, 5647–5658. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2022.3183200>
14. Trotea, M., Simniceanu, R. E., Constantinescu, A., & Ciunel, S. (2019). Mathematical Model for Stability Analysis of Vehicle-Driver System. *The 30th SIAR International Congress of Automotive and Transport Engineering*. https://doi.org/10.1007/978-3-030-32564-0_7
15. Vasylenko, M. V., & Oleksiichuk, O. M. (2004). *Theory of oscillations and stability of motion*. Textbook. Kyiv: Higher School, 525. [In Ukrainian]. URL: <https://science.kpi.ua/konk-pidr-2006/pidruchnik-teoriya-kolivan-i-stijkosti-ruhu-avtor-i-vasilenko-m-v-aleksejchuk-o-m/>
16. Wang, J., & Council, F. M. (1999). *Estimating Truck Rollover Crashes on Ramps by Using a Multi-state Databasel*. Transportation Research Record. <https://doi.org/10.3141/1686-05>
17. Yatsenko, N. N. (1984). *Force testing of cargo vehicles*. Moscow: Mashinostroenie, 328 p. [In Russian].
18. Yefimenko, A. M. (2016). Improving the transverse stability of a wheeled vehicle by choosing the elastic characteristics of wheel supports. *Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences* (22.05.02 – Cars and tractors). Kyiv: National Technical University, 20 p. [In Ukrainian]. URL: http://diser.ntu.edu.ua/Yefimenko_aref.pdf
19. Zhang, J., Wang, H., Zheng, J., Cao, Z., Man, Z., Yu, M., & Chen, L. (2020). Adaptive Sliding Mode-Based Lateral Stability Control of Steer-by-Wire Vehicles With Experimental Validations. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69, 9589–9600. <https://doi.org/10.1109/TVT.2020.3003326>
20. Zharov, K. S. (2014). Selection and justification of the type of truck-tractor of a large-capacity train. *Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences* (22.05.02 – Cars and tractors). Kyiv: National Technical University, 20 p. [In Ukrainian].

G. S. Gudz, M. V. Hlobchak, M. M. Ostashuk

Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

INFLUENCE OF TRAFFIC INDICATORS ON THE SIDE ROLLS OF A ROAD TRAIN DURING A HIGHWAY LANE CHANGE

The paper presents some results of determination of the side roll of the sprung masses of a two-axle trailer, taking into account transverse angular oscillations under the action of centrifugal forces that change with time, in the process of changing the traffic lane. In this respect, the Lagrange principle was applied and the lane change trajectory of the KrAZ road train, consisting of a three-axle car and a two-axle trailer with a load of 12 tons, was considered as well. In the course of research, it was established that the most correct path chosen by the driver is the movement of the front part of the road train. Its rear part, due to the deviation of the tires, has a certain deviation relative to the front trajectory in the initial period of movement and when entering the straight line. The front and rear parts of the trailer in the first period of movement are revealed to have approximately the same turning radius as the rear part of the road train. However, when the vehicle moves along a straight path, the rear and front parts of the trailer deviate significantly. Curves of dependence of side rolls of sprung masses on the path travelled by a road train at a constant speed are shown. It was found that on a stretch of 60 m, the trailer repeatedly changed the roll direction and amplitude during the movement. The largest value of its roll was 15°, which changed as the speed increased. A mathematical model of the functional dependence of the roll of the trailer on the distance travelled by the road train at a constant speed has been created. The calculation of correlation coefficients confirmed the parabolic dependence of the above-mentioned parameters. The side roll curves of the trailer were obtained by the method of graphic construction, taking into account the transverse angular oscillations of its sprung mass and the condition of static load by centrifugal force. The analysis of the graphs allowed stating that the roll angle of the considered transport system under the influence of lateral disturbance during the change of the traffic lane is quite significant. Its maximum values are observed when entering a rectilinear trajectory at a time of 1.1–3.2 s and are +8°15 and 8°12, respectively. In the future, the side rolls of the trailer gradually fade away. It was established that the trailer own transverse angular oscillations significantly affect the magnitude of its side rolls from centrifugal forces during the lane change.

Keywords: road train; trailer; roll angle; cross-angular oscillations; mathematical model; correlation coefficient.

ДЛЯ НОТАТОК