

В.М. Поляков, к.т.н., доц.
 Д.Ю. Приходченко, аспір.
 Г.М. Борисенко, к.т.н., доц.
 М.І. Файчук, аспір.

Національний транспортний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА НА СТІЙКІСТЬ ЙОГО РУХУ

Представлено математичну модель руху триланкового автопоїзда з тривісним напівпричепом та одновісним підкатним візком. Наведено результати дослідження впливу геометричних параметрів ланок зазначеного автопоїзда на стійкість його руху.

Вступ. Постановка проблеми. Проблеми, що пов'язані з безпекою руху триланкових автопоїздів, не вирішуються тільки застосуванням електронних систем: автоматичного усунення блокування колеса (АБС), системи розподілу гальмівних зусиль (EBD), системи стабілізації руху (ESP) та ін. Такі системи дозволяють значно покращити гальмівні властивості автотранспортних засобів, підвищити стійкість та забезпечити збереження керованості автомобіля у граничних режимах руху.

Втрата стійкості хоча б однієї ланки автопоїзда може призвести до фатальних наслідків. Тому є необхідність дослідження впливу конформувальних та експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового автопоїзда.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню експлуатаційних властивостей автопоїздів присвячені роботи багатьох вітчизняних та закордонних вчених. Аналіз публікацій показує, що робіт, присвячених дослідженню експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів (насамперед триланкових), порівняно небагато. Так у [1, 2] розглянуто рух триланкових автопоїздів різних конформувальних схем у різних режимах руху. Робіт, присвячених дослідженню стійкості руху автопоїздів конформувальної схеми «автомобіль-тягач + одновісний підкатний візок + тривісний напівпричіп», не зустрічається.

Метою роботи є дослідження впливу параметрів конформувальної схеми ланок триланкового автопоїзда у складі «автомобіль-тягач + одновісний підкатний візок + тривісний напівпричіп» на стійкість його руху.

Основна частина. Матеріали і результати досліджень. Диференційні рівняння руху автопоїзда в загальному вигляді для триланкового автопоїзда були отримані раніше [3] й записані системою диференційних рівнянь (1):

$$\begin{cases} m_0(\dot{v}_0 - \omega_0 u_0) = F_{x0}; \\ m_0(\dot{u}_0 + \omega_0 v_0) = F_{y0}; \\ I_0 \dot{\omega}_0 = M_{c0}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\varphi}_1} - \frac{\delta T}{\delta \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\delta T}{\delta \varphi_1} + \frac{\delta T}{\delta \varphi_2} = M_{\varphi_1} - M_{\varphi_2}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\delta T}{\delta \dot{\varphi}_2} - \frac{\delta T}{\delta \varphi_2} = M_{\varphi_2}, \end{cases} \quad (1)$$

де F_{x0}, F_{y0} – проекція головного вектора зовнішніх сил, що діють на автомобіль-тягач, відповідно на його подовжню та поперечну осі; M_{c0} – головний момент зовнішніх сил відносно центра мас автомобіля-тягача; $M_{\varphi_1}, M_{\varphi_2}$ – узагальнені моменти по відповідних координатах.

Далі в роботі визначено показники стійкості триланкового автопоїзда обраної конформувальної схеми. Для цього розглянуто докладніше стаціонарні рухи автопоїзда, бо інтегрування рівнянь руху в загальному вигляді не є можливим через високий порядок систем диференційних рівнянь. Вихідна система диференційних рівнянь (1) може мати кілька стаціонарних станів при постійних керуючих параметрах, а саме подовжньої швидкості v_0 і кутів повороту керованих коліс тягача θ_0 і θ'_0 . Розглянуто докладніше прямолінійний рівномірний рух автопоїзда.

Стійкий рух за Ляпуновим [4] реалізується в заздалегідь невідомій області початкових збурювань, яку називають областю притягання незбуреного руху. Виникає задача визначення границь цієї області. Критичною швидкістю $V_{кр}$ називають 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 і вертикальної осей за відсутності керуючих впливів з боку водія [5].

Подальше розв'язання задачі про стійкість руху автопоїзда проведено як у [6], внаслідок чого одержано систему

$$\begin{cases} \dot{u}_0 = f(u_0, \omega_0, \varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2) \\ \dot{\omega}_0 = f(u_0, \omega_0, \varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2) \\ \dot{\varphi}_1 = f(u_0, \omega_0, \varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2) \\ \dot{\varphi}_2 = f(u_0, \omega_0, \varphi_1, \varphi_2, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2) \end{cases} \quad (2)$$

Сукупність функцій $u_0, \omega_0, \varphi_1, \varphi_2 = (a_1, a_2, a_3, a_4)e^{\lambda t}$ утворює частковий розв'язок системи, тільки якщо λ є коренем характеристичного рівняння

$$D(\lambda) = A_0\lambda^6 + A_1\lambda^5 + A_2\lambda^4 + A_3\lambda^3 + A_4\lambda^2 + A_5\lambda + A_6 = 0. \quad (3)$$

Вільний член A_6 характеристичного рівняння (3) є позитивним тоді і лише тоді, коли $v_0 < v_{кр}$. На підставі цього можна отримати вираз для критичної швидкості прямолінійного руху автопоїзда:

$$v_{кр} = f(m_i, k_i, a, b, c, d, e, f, g, h, l, m), \quad (4)$$

де m_i – маси відповідних ланок автопоїзда; k_i – коефіцієнти опору відведенню відповідних осей; $a, b, c, d, e, f, g, h, l, m$ – геометричні параметри ланок автопоїзда.

Аналіз (3) за умов забезпечення стійкості руху автопоїзда проведено за критеріями Раусом, як у [6].

Результати розрахунку впливу геометричних параметрів автомобіля-тягача на величину критичної швидкості автопоїзда обраної компоновальної схеми (рис. 1) та їх аналіз наведені в [6].

На рисунку 2 наведено результати розрахунку впливу геометричних параметрів підкатного візка автопоїзда (м) на величину критичної швидкості автопоїзда (м/с).

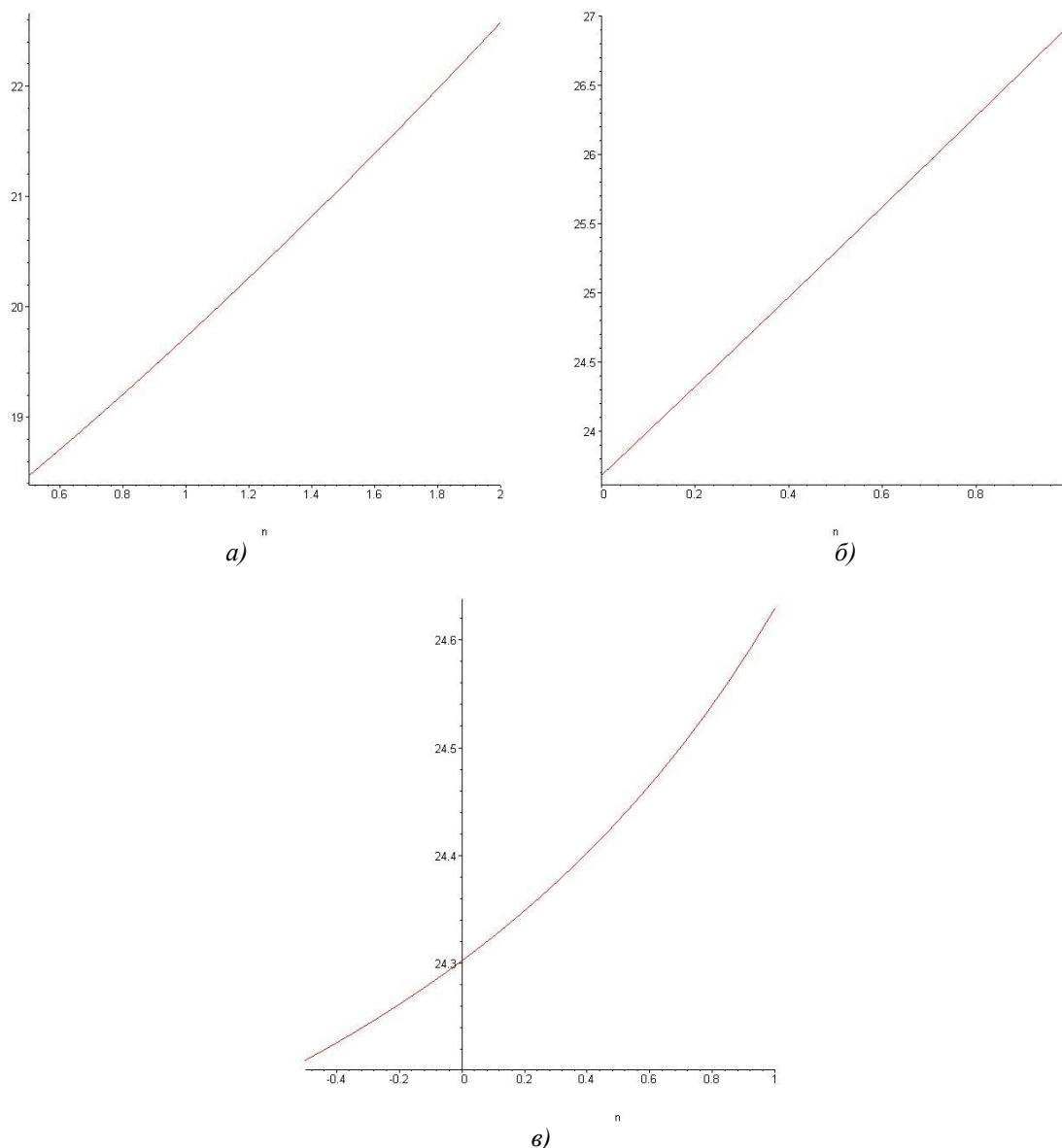


Рис. 2. Вплив на величину критичної швидкості автопоїзда (м/с) геометричних параметрів підкатного візка (м): а) відстані e від центра мас візка тягово-зчпного пристрою (рис. 1); б) відстані f від центра мас візка до осі; в) відстані g від сідельно-зчпного пристрою до осі візка

Найбільше впливає на критичну швидкість збільшення відстані від центра ваги підкатного візка до її осі f (рис. 2, б), однак, враховуючи особливості конструкції підкатних візків, можна стверджувати, що центр ваги візка в горизонтальній площині буде розташовано поблизу її осі.

На рисунку 3 наведено результати розрахунку впливу геометричних параметрів напівпричепа автопоїзда (м) на величину критичної швидкості автопоїзда (м/с).

Найбільше впливає на критичну швидкість автопоїзда зміщення h вперед центра ваги напівпричепа (рис. 3, а). База візка напівпричепа m несуттєво впливає на стійкість прямолінійного руху, але має чітко виражену оптимальну величину. Однак конструктивно виконати цю відстань між осями неможливо.

Величини h і l взаємозалежні і для більшості існуючих конструкцій напівприцепів загального призначення становлять $h = (0.33 \dots 0.45)(h + l)$, $l = (0.55 \dots 0.67)(h + l)$. Якщо прийняти середнє значення з вказаних діапазонів і, враховуючи, що величина $m = (1.32 \dots 2.05)$ дійсна для існуючих конструкцій напівприцепів і вона значно не впливає на критичну швидкість прямолінійного руху (рис. 3,

в), можна визначити вплив бази напівпричепа $h + l + \frac{m}{2}$ на критичну швидкість прямолінійного руху (рис. 3, з).

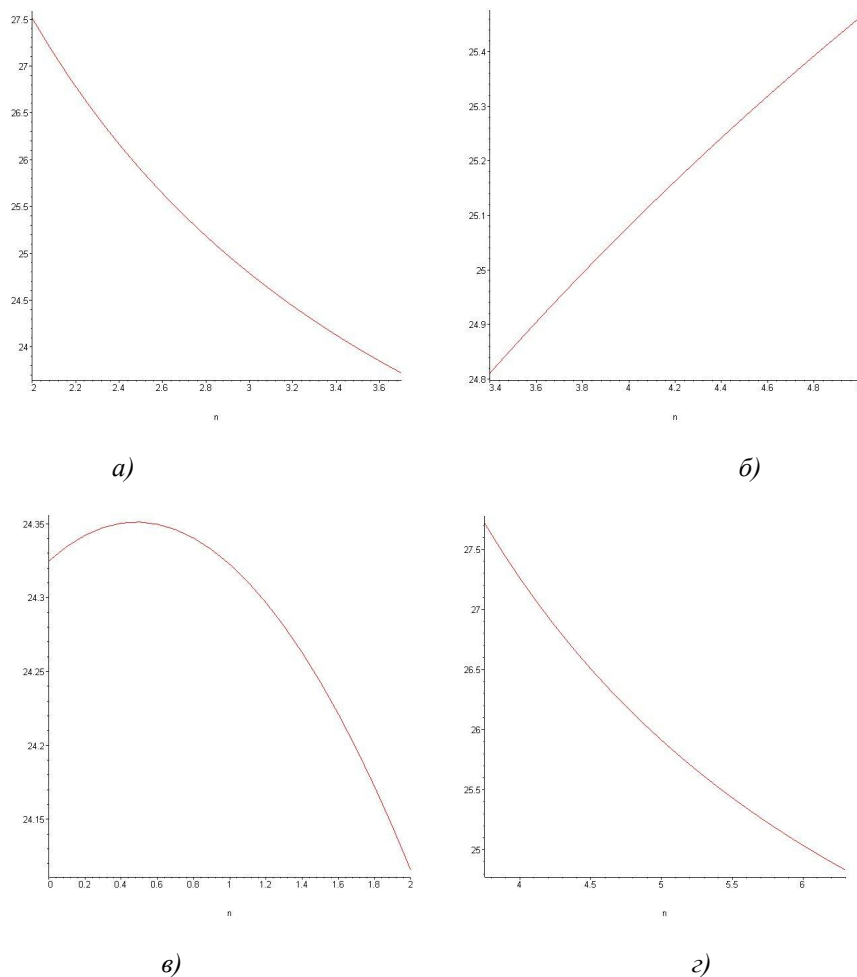


Рис. 3. Вплив на величину критичної швидкості автопоїзда (м/с) геометричних параметрів напівпричепа (м): а) параметра h (рис. 1); б) параметра l ; в) параметра m ; з) параметра $h + l$

Висновки. Аналіз результатів розрахунків дозволяє сформулювати такі висновки.

1. Зміщення сидельно-зчіпного пристрою значно не впливає на стійкість прямолінійного руху триланкового автопоїзда.

2. Найбільший вплив на критичну швидкість автопоїзда має зміщення h до передньої осі центра ваги напівпричепа (рис. 3, а).

3. База візка напівпричепа m несуттєво впливає на стійкість прямолінійного руху автопоїзда.

Подальша робота буде присвячена проведенню теоретичних досліджень впливу геометричних параметрів автопоїзда зазначеної вище компоновальної схеми та експлуатаційних факторів на стійкість криволінійного руху.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності триланкових автопоїздів / В.П. Сахно, І.Ф. Вороніна, В.В. Стельмащук, В.М. Поляков // Автошляховик України. Окремий випуск. – 2003. – Жовтень. – С. 98–101.
2. До визначення показників маневреності і стійкості руху триланкових автопоїздів / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, І.Ф. Вороніна, В.В. Стельмащук // Системні методи керування, технологія та

- організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. – К. : НТУ, 2003. – № 17. – С. 141–146.
3. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів / *В.М. Поляков, О.М. Тімков, Д.Ю. Приходченко, М.І. Файчук* // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля : науковий журнал. – 2009. – № 11(141). – С. 145–151.
 4. *Ляпунов А.М.* Собрание сочинений / *А.М. Ляпунов*. – Т. 2. – М.–Л. : Изд-во АН СССР, 1956. – 475 с.
 5. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин : учеб. / *Г.А. Смирнов*. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
 6. *Поляков В.М.* Теоретичні дослідження стійкості руху триланкових автопоїздів / *В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, С.М. Шарпай, М.І. Файчук* // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля : науковий журнал. – 2010. – № 6 (148). – С. 238–242.

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– проблеми поліпшення керованості та стійкості автопоїздів.

Тел.: 280-59-93; 280-42-52.

E-mail: poljakov_2006@ukr.net

ПРИХОДЧЕНКО Дмитро Юрійович – аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– дослідження маневреності та стійкості триланкових автопоїздів.

Тел.: 280-59-93; 280-42-52.

БОРИСЕНКО Геннадій Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– проблеми поліпшення експлуатаційних властивостей армійських автомобілів.

Тел.: 280-42-52.

ФАЙЧУК Микола Іванович – аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– дослідження маневреності та стійкості триланкових автопоїздів.

Тел.: 280-59-93; 280-42-52.

Подано 24.05.2010

Поляков В.М., Приходченко Д.Ю., Борисенко Г.М., Файчук М.І. Дослідження впливу геометричних параметрів три ланкового автопоїзда на стійкість його руху

Поляков В.М., Приходченко Д.Ю., Борисенко Г.М., Файчук М.І. Исследование влияния геометрических параметров трёхзвенного автопоезда на стойкость его движения

Polyakov V.M., Prihodchenko D.U., Borisenko G.M., Faichuk M.I. Reseach of the influence of geometrical parameters of three-link trains on the resistance to movement

УДК 629.114.3

Исследование влияния геометрических параметров трёхзвенного автопоезда на стойкость его движения / В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, Г.М. Борисенко, М.И. Файчук

Представлено математическую модель движения трёхзвенного автопоезда с трёхосным полуприцепом и одноосной подкатной тележкой. Приведены результаты исследования влияния геометрических параметров звеньев указанного автопоезда на стойкость его движения.

УДК 629.114.3

Reseach of the influence of geometrical parameters of three-link trains on the resistance to movement / V.M. Polyakov, D.U. Prihodchenko, G.M. Borisenko, M.I. Faichuk

A mathematical model of the motion three-link trains with triaxial and uniaxial semi-trailer trailer truck. Given a results of reseach the effect of geometric parameters of parts of this train on the resistance of its movement.