

ДО ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА
З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Сахно В.П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна
Поляков В.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ,
Україна
Босенко В.М., Національний транспортний університет, Київ, Україна
Гуменюк П.О., Луцький Національний технічний університет, Луцьк, Україна

TO PRELIMINARY ESTIMATE OF PARAMETERS STABILITY
OF AUTO-TRAINS WITH WITH THE GUIDED SEMITRAILER

Sakhno V.P., ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Poliakov V.M., ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Bosenko V.M., National Transport University, Kyiv, Ukraine
Gymenyuk P.O., Luckiy National University, Luck, Ukraine

К ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОПОЕЗДА
С УПРАВЛЯЕМЫМ ПОЛУПРИЦЕПОМ

Сахно В.П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев,
Украина
Поляков В.М., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев,
Украина
Босенко В.Н., Национальный транспортный университет, Киев, Украина
Гуменюк П.О., Луцкий Национальный технический университет, Луцк, Украина

Постановка проблеми. Перевезення вантажів автомобільним транспортом є потужним сектором української економіки, що обслуговує практично усі галузі господарства, сприяє розвитку транспортно-економічних зв'язків і якості життя населення. Офіційна статистика вантажних перевезень автомобільним транспортом вказує на постійне зростання обсягів послуг, які надаються перевізниками.

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автопоїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції), є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики виконуваної транспортної роботи та ін. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для усіх автопоїздів це вантажопідйомність, динаміка розганяння, маневреність, стійкість, керованість.

У відповідності до Директиви європейського союзу DIRECTIVE 2002/7/EC [1], виходячи із нормативних значень показників маневреності (внутрішній габаритний радіус $R_{вн}=5,3$ м, зовнішній габаритний радіус $R_{зн}=12,5$ м, габаритна смуга руху $B_{ан}=7,2$ м), максимально допустима довжина одиночного автомобіля не повинна перевищувати 12 м, сідельного автопоїзда – 16,5 м, причіпного автопоїзда – 18,35 м за некерованих причіпних ланок. За керованих причіпних ланок довжина автопоїзда може бути суттєво збільшена при виконанні вищенаведених показників маневреності.

Покращення маневрених властивостей автопоїздів досягається за рахунок вибору відповідної системи управління колесами (осями) причіпних ланок.

Управління колесами причіпних ланок можна забезпечити як у функції кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача, так і кута складання автопоїзда [2-6]. Більш простою системою управління причіпними ланками і яка широко використовується в системах управління автопоїздів, є система управління, що використовує кут складання автопоїзда. Проте при застосуванні будь-якої системи управління причіпними ланками погіршується стійкість автопоїзда. Метою роботи є попередня оцінка стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом.

Результати дослідження. В роботі [7] кути складання автопоїзда були використані для визначення відцентрового прискорення, що діє на причіпну ланку, і тим самим і її стійкість у різних фазах повороту.

Для лінеаризованої моделі кута складання складова відцентрового прискорення причепа f , що виникає при його обертанні навколо точки O_1 , записана у вигляді [7]:

$$f = \frac{v^2}{L_1} \left(\frac{\gamma_1}{u_1} - \frac{c}{L_0} \gamma_0 \right) = v^2 E \quad (1)$$

Величина f , таким чином, визначає бокову силу, що діє на причіпну ланку при проходженні автопоїздом повороту, і тим самим його поперечну стійкість.

Складова відцентрового прискорення f , що перпендикулярна поздовжній осі напівпричепа, залежить від компоновальних параметрів автопоїзда: бази автомобіля-тягача; L_0 ; середнього кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача γ_0 ; бази напівпричепа L_1 ; відстані від точки зчипки до керованої осі напівпричепа c_0 ; передаточного відношення приводу управління причіпною ланкою u_1 та кута складання автопоїзда γ_1 . Оскільки визначальним для кожної фази повороту є кут повороту керованих коліс автомобіля-тягача γ_0 , то доцільно дослідити функцію $\frac{dE}{d\gamma_0}$ на екстремум [7].

Для вхідної перехідної траєкторії або першої фази руху автопоїзда

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \frac{1}{L_0} - \frac{L_1 + c}{L_1 L_0} \exp\left(-\frac{\gamma_0}{L_1 u_{np} k_1}\right) \quad (2)$$

При коловому русі автопоїзда або для другої фази повороту

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \frac{k_1(L_1 + c)}{L_1 L_0} R_0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma_0'}{L_1 u_{np} k_1}\right) \right] \exp\left(-\frac{R_0 \varphi}{L_1 u_{np}}\right) \quad (3)$$

Для вихідної перехідної траєкторії автопоїзда або третьої фази повороту

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \left\{ \frac{1}{R_0} + \frac{u_{np} k_2}{L_0} \left[c + L_1 \ln \frac{L_1}{(L_1 + c) \times k} \right] \right\}, \quad (4)$$

$$\text{де } k = 1 + \frac{k_1}{k_2} \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma_0'}{L_1 u_{np} k_1}\right) \right] \exp\left(-\frac{\varphi'}{L_1 i}\right).$$

Для прямолінійного руху автопоїзда

$$\frac{dE}{dS} = -\gamma_1(\tau_3) \frac{1}{L_1 u_{np}^2} \exp\left(-\frac{S}{L_1 u_{np}}\right) \quad (5)$$

Аналіз виразів (3) і (5) показує, що при коловому русі автопоїзда бічне прискорення монотонно збільшується зі збільшенням кута повороту траєкторії. За умови, що кут повороту траєкторії φ досягає свого максимального значення, бічне прискорення також досягне свого максимального значення і далі змінюватися не буде. На вихідній прямолінійній траєкторії бічне прискорення монотонно зменшується до нуля.

Більш складний характер зміни бічного прискорення на вхідній і вихідній перехідній траєкторії. Для вхідної перехідної кривої величина і напрямок складової бічного прискорення визначаються як компоновальними параметрами автопоїзда – базою автомобіля-тягача L_0 , середнім

кутом повороту керованих коліс автомобіля-тягача γ_0 , базою причіпної ланки L_1 , відстанню від точки зчіпки до осі напівпричепа c_0 , так і передаточним відношенням приводу управління колесами (віссю) причіпної ланки автопоїзда. Проте найбільш суттєво впливає на величину складової бічного прискорення положення точки зчіпки автомобіля-тягача з напівприцепом.

Так, якщо $c=0$, $\frac{dE}{d\gamma_0} > 0$, то складова бічного прискорення причіпної ланки монотонно

збільшується і визначається кутом складання автопоїзда у першій фазі повороту. Зважаючи на те, що у першій фазі повороту кут складання автопоїзда незначний (не перевищує 10^0), то і бічне прискорення буде незначним, бічна сила буде незначною і стійкість руху автопоїзда не буде порушеною.

Більш цікавим є випадок, коли $c \neq 0$ (що характерне для всіх автопоїздів). Тоді функція E має екстремум [7]:

$$E_1 = -\frac{k_1 u_{np}}{L_0} \left(L_1 \ln \frac{L_1}{L_1 + c} + c \right) < 0, \quad (6)$$

причому інтервал зміни кута складання автопоїзда буде визначатися шляхом розв'язку трансцендентного рівняння

$$\gamma_1 L_0 - c u_{np} \gamma_0 = 0, \quad (7)$$

$$\text{де } \gamma_0 = -L_1 u_{np} k_1 \ln \frac{L_1}{L_1 + c}.$$

За умови, що складова бічного прискорення змінює свій знак на протилежний, бічна сила, що діє на напівпричіп, буде направлена до центра повороту, що може призвести до порушення стійкості руху автопоїзда.

На вхідній перехідній траєкторії складова бічного прискорення також має екстремум за кутом повороту керованих коліс тягача, що визначається як

$$\gamma_0 = \gamma'_0 + L_1 u_{np} k_2 \ln \frac{L_1}{(L_1 + c)k} \quad (8)$$

Проте складова бічного прискорення не змінює свого знаку і тому є більш безпечною у порівнянні із вхідною перехідною траєкторією. Отже оптимізацію компоновальних параметрів автопоїзда слід проводити, виходячи із його руху на вхідній перехідній траєкторії.

Складова бічного прискорення на вхідній перехідній траєкторії визначається як компоновальними параметрами автопоїзда L_0 і c , так і напівпричепа L_1 . Аналіз конструкцій сучасних сидельних автопоїздів показує, що передній і задній звиси автомобіля-тягача змінюються в незначних межах ($L_{п.з.} = 1400..1800$ мм, $L_{з.з.} = 1500..2500$ мм), база напівпричепа $L_{п.} = 7000..9000$ мм, задній звис напівпричепа $L_{з.з.п.} = 3500..4000$ мм, тобто сума величин бази автомобіля-тягача, причіпної ланки і зміщення точки зчіпки автомобіля-тягача з напівприцепом залишається майже незмінною і знаходиться в межах $16000..17000$ мм. Крім того, величина c також змінюється в незначних межах, внаслідок того, що тип і розмір шин всіх коліс автопоїзда однакові. Тому величину c можна прийняти також величиною сталою і розглядати її разом з базою напівпричепа, $L_{п.} = L_1 + c$. Таким чином, задача з трьох невідомими звелася до задачі з одним невідомим.

Для подальших розрахунків приймемо: $L_a = L_0 + L_1 + c = 16500$ мм, $L_0 = 3000..4000$ мм, $h_{L_0} = 500$ мм, $L_{п.} = 6000..9000$ мм; $h_{L_{п.}} = 500$ мм, $L_a = L_0 + L_{п.} = (3000..4000) + 1500$ мм, $B = 2500$ мм, $R_{з.г.} = 12500$ мм, $k_1 = 0,03$, $v_a = 3$ м/с, $\gamma'_0 = \omega_0 = k_1 v_a = 0,09$ с⁻¹, $u_1 = 0,6..0,9$ ($\Delta u_1 = 0,05$), $u_1 = 1,0$ – некерована вісь напівпричепа.

Спочатку визначимо кут повороту керованих коліс автомобіля-тягача для руху автопоїзда по колу із зовнішнім габаритним радіусом $R_{з.г.} = 12,5$ м. У відповідності із рис. 1 із ΔOAB отримуємо:

$$OB = \sqrt{(R_{3.2.}^2 - L_a^2)} \quad \text{або} \quad R_{3.2.} = AB - \frac{B}{2} \quad \text{і} \quad \gamma_0 = \arctg \frac{L_a}{R_0}$$

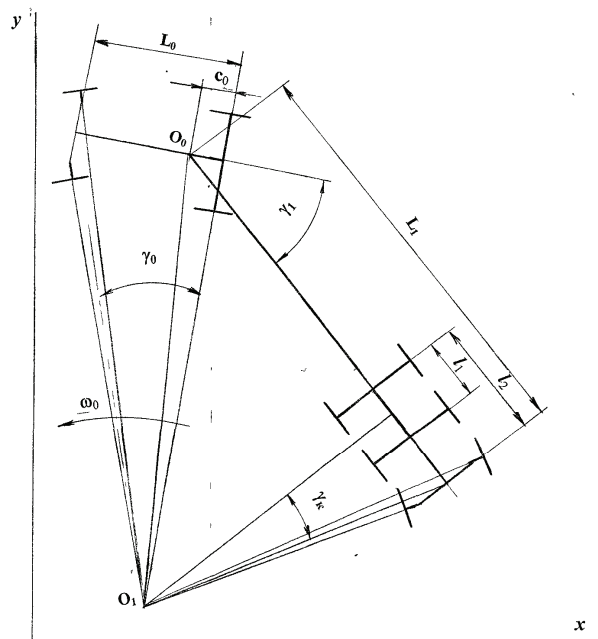


Рисунок 1 – Схема усталеного повороту автопоїзда

Після визначення кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача знаходимо час руху автопоїзда до досягнення цього кута γ_0 , тобто

$$t = \frac{\gamma_0}{\dot{\gamma}_0} = 110 \text{ с.}$$

Кут складання автопоїзда у першій фазі повороту знаходиться за виразом (8), кут повороту керованих коліс автомобіля-тягача, за якого складова бічного прискорення досягає свого максимального значення, за виразом (7).

На рис. 2 зображені залежності складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача. З наведеного графіка слідує, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення автомобіля-тягача на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму і таку базу слід застосовувати при виборі типу автомобіля-тягача при комплектуванні автопоїзда.

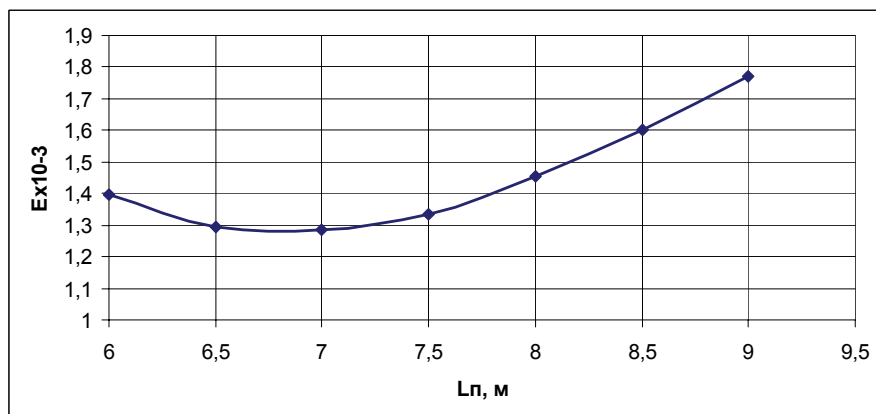


Рисунок 2 – Залежність компоувальних параметрів автопоїзда від бази напівпричепи

Аналіз траєкторій руху напівпричепа при русі автопоїзда перехідними кривими показав, що кут складання автопоїзда у момент виходу напівпричепа на перехідну траєкторію (з прямолінійної) не перевищує $2,8^{\circ}$, а зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача у цій точці – 0,19 м. Це дає можливість спростити алгоритм управління напівприцепом, тобто починати поворот керованих коліс (осі) напівпричепа в момент його виходу на криволінійну траєкторію із запізненням у часі на шлях проходження напівприцепом відстані від точки зчипки до керованої осі і визначати положення управляючої точки напівпричепа за кутом складання автопоїзда або кутом повороту керованих коліс тягача. Виходячи з цього були побудовані траєкторії напівпричепа при русі автопоїзда перехідними траєкторіями такими як «переставка», «змійка» тощо.

При русі «переставкою» закон повороту керованих коліс тягача задавався у вигляді, представленому на рис. 3, а. Зміщення траєкторії руху напівпричепа щодо траєкторії тягача за розробленого закону управління напівприцепом представлено на рис. 4, а.

Аналогічні розрахунки були виконані і при русі автопоїзда «змійкою», рис. 3, б та рис. 4, б.

Аналіз наведених рисунків показує на задовільну роботу розробленого приводу управління. Максимальні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищують 5,3% при русі «переставкою» і 5,2% - при русі «змійкою».

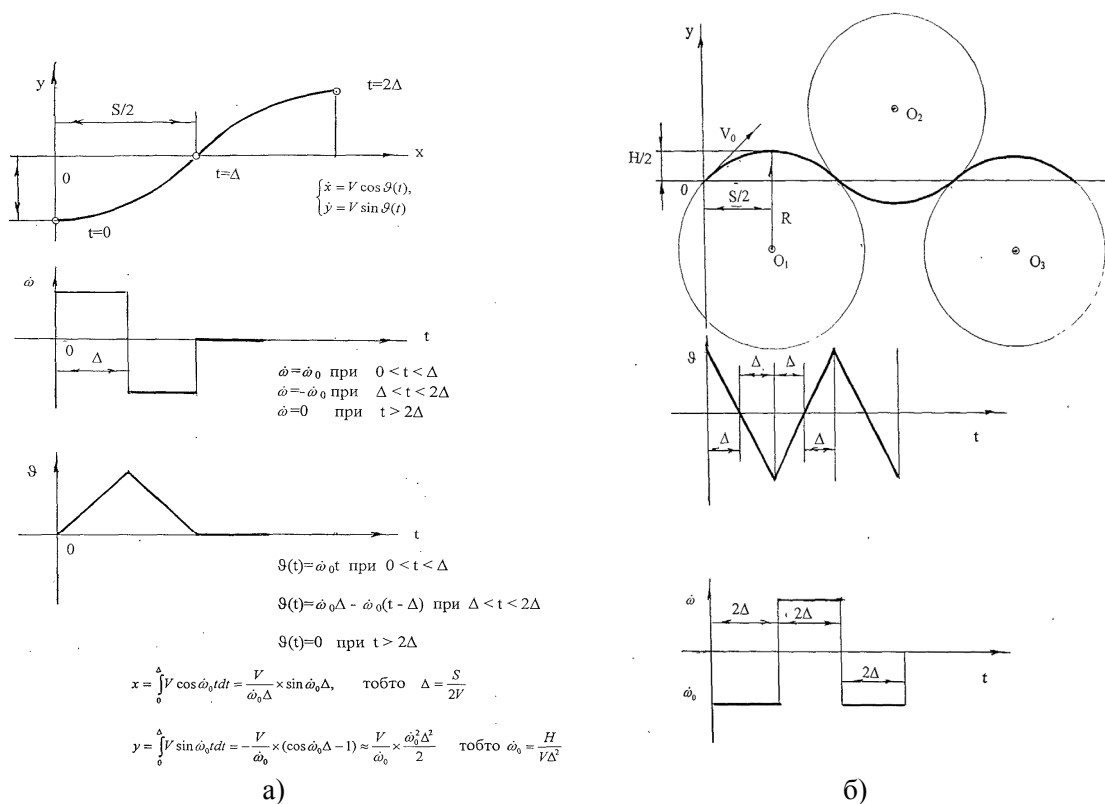


Рисунок 3 – До визначення параметрів руху автопоїзда при русі «переставкою» (а) і «змійкою» (б)

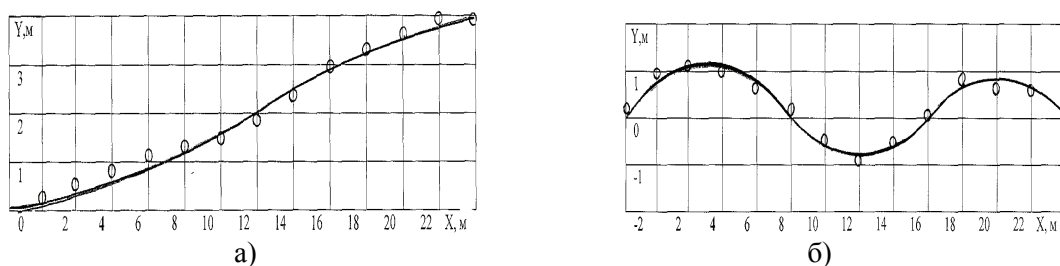


Рисунок 4 – Траєкторія напівпричепа при русі автопоїзда «переставкою» (а) і «змійкою» (б)

Висновки. Встановлена залежність складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача, яка може слугувати одним із основних критеріїв стійкості автопоїзда. Показано, що існує деяка

оптимальна база, за якої бічні прискорення на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму, що забезпечує необхідну стійкість автопоїзда, і таку базу слід обирати для автомобіля-тягача при комплектуванні автопоїзда.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49.

2. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я. Х. Закин, М. М. Щукин, С. Я. Марголис и др. Под ред. Я. Х. Закина. – Л. : Машиностроение, 1968. – 331 с.

3. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин – М. Транспорт, 1986. – 137 с.

4. Енглезі О.А. Вибір та обґрунтування типу приводу керування напівприцепом триланкового сидельно-причіпного автопоїзда // Вісник Національного транспортного університету.–К., НТУ, 2007. -Вип. 15. – С. 149-154.

5. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, М.М.Горбаха, В.М.Придюк, В.П.Онищук // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2010. Окремий випуск №13. С.72-75.

6. Тимков А. Н. Обзор конструкций современных прицепов и полуприцепов / А. Н. Тимков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Науковий журнал. Вип. 15. – К.: НТУ, ТАУ, 2002. С. 223–225.

7. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепа на повороте /Маланин В.В., Юрлов А.Г. // Автомобильная промышленность. 1975. №8. С.19-20.

REFERENCES

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49. (Eng)

2. Zakin Y. H., Schukin M.M., Margolis S. Y and other. Under Wording of Zakin Y. H Construction and calculation of motor-car trains /. L. : Engineering, 1968. – 331 p. (Rus)

3. Zakin Y. H. Maneuverability of the car and the road train – M.Transport, 1986. – 137 pages. (Rus)

4. Englezi O.A. Choice that justifications to type to the drive steering nap_vprichepy trilankovy s_delno-prich_pny road train//Visnik of Nathion transport university. – To. NTU, 2007. - Release. 15 . – Page 149-154. (Ukr)

5. Sakhno V.P., Gorbakh M.M., V.M.Pridyuk Onishchuk V.P. To a vibor to the law steering of a rear rotary axle semi-trailer road train container carrier //Avtoshlyakhovik Ukraine. Visnik CNC TAU. –2010 . separate release No. 13. Page 72-75. (Ukr)

6. Timkov A. N. Review of designs of modern trailers and semi-trailers / System methods of management, technology and organization of production, repair and operation of cars: Scientific magazine. Release. 15 . – To. : NTU, TAU, 2002. С. 223–225 . (Rus)

7. To the question about transversal stability of semitrailer on a turn / Malanin V.V., Jurlov A.G. // Automotive industry. -1986, No. 12. Page 22-23. (Rus)

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. До попередньої оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В.П. Сахно, В.М.Поляков, В.М.Босенко, П.О.Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник: в 2 ч. Ч. 1: Серія «Технічні науки». – К. : НТУ, 2014. – Вип. 29.

У статті запропоновано підхід до попередньої оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом.

Об'єкт дослідження – стійкість автопоїзда з системою управління напівпричепом.

Мета роботи – попередня оцінка стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом.

Метод дослідження – аналітичний.

Управління колесами причіпних ланок можна забезпечити як у функції кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача, так і кута складання автопоїзда. Більш простою системою управління причіпними ланками і яка широко використовується в системах управління автопоїздів, є система управління, що використовує кут складання автопоїзда. Проте при застосуванні будь-якої системи управління причіпними ланками погіршується стійкість автопоїзда. Встановлено, що при русі автопоїзда перехідними кривими кут складання у момент виходу напівпричепа на перехідну траєкторію (з прямолінійної) не перевищує $2,8^{\circ}$, а зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача у цій точці – 0,19 м. Це дало можливість спростити алгоритм управління напівпричепом, тобто починати поворот керованих коліс (осі) напівпричепа в момент його виходу на криволінійну траєкторію із запізненням у часі на шлях проходження напівпричепом відстані від точки зчипки до керованої осі і визначати положення управляючої точки напівпричепа за кутом складання автопоїзда або кутом повороту керованих коліс тягача. Виходячи з цього були побудовані траєкторії напівпричепа при русі автопоїзда перехідними траєкторіями такими як «переставка», «змійка» тощо. Максимальні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача не перевищують 5,3% при русі «переставкою» і 5,2% - при русі «змійкою», що свідчить про задовільну роботу розробленого приводу управління.

Встановлена залежність складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача, яка може слугувати одним із основних критеріїв стійкості автопоїзда. Показано, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму, що забезпечує необхідну стійкість автопоїзда, і таку базу слід обирати для автомобіля-тягача при комплектуванні автопоїзда.

Результати статті можуть бути впроваджені в системах управління напівпричепами довгобазових автопоїздів і за попередньої оцінки стійкості автопоїзда з керованим напівпричепом.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОПОЇЗД, СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ, БІЧНЕ ПРИСКОРЕННЯ, АЛГОРИТМ УПРАВЛІННЯ, НАПІВПРИЧІП, СТІЙКІСТЬ РУХУ, БАЗА, АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ

ABSTRACT

Sakhno V.P., Poliakov V.M., Bosenko V.M., Gumenyuk P.O. To the preliminary estimate of firmness of motion of lorry convoy with the guided semitrailer. Visnyk National Transport University. Scientific and Technical Collection: In Part 2. Part 1: Series «Technical sciences». – Kyiv: National Transport University, 2014. – Issue 29.

A research object is firmness of lorry convoy with control the system by a semitrailer.

A purpose of work is a preliminary estimate of firmness of motion of lorry convoy with the guided semitrailer.

A research method is analytical.

The management of the towed lanocs wheels can be provided both in the function of corner of turn of the guided wheels of car-tractor and corner of drafting of lorry convoy. More simple control the system by the towed links and which is widely utilized in control the system lorry convoys, there is control the system, which utilizes the corner of drafting of lorry convoy. However at application of any control the system by the towed links firmness of lorry convoy is worsened. It is set that at motion of lorry convoy by transitional curves a drafting corner in the moment of output of semitrailer on a transitional trajectory (from rectilinear) does not exceed $2,8^{\circ}$, and displacement of trajectory of semitrailer in relation to the trajectory of tractor in this point – 0,19 m. It possibility to simplify the algorithm of management a semitrailer, that to begin the turn of the guided wheels (axes) of semitrailer in the moment of his output on a curvilinear trajectory behind time in time on the way of passing of distance a semitrailer from the point of coupling to the guided ax and to determine position of the control point of semitrailer after the corner of drafting of lorry convoy or corner of turn of the guided wheels of tractor. Coming from it the trajectories of semitrailer were built at motion of lorry convoy by transitional trajectories. The maximal rejections of trajectory of semitrailer in relation to the trajectory of tractor do not exceed 5,3%, which testifies to satisfactory work of the developed occasion of management.

Dependence of constituent of lateral acceleration is set on the base of car-tractor, which can serve one of basic criteria of firmness of lorry convoy. It is rotined that some optimum base, at which lateral accelerations on an entrance transitional trajectory arrive at the minimum which provides necessary firmness of lorry convoy, is, and it follows to elect such base for a car-tractor at completing of lorry convoy.

Results of the article can be the managements of lorry convoys inculcated in the systems semitrailers and at the preliminary estimate of firmness of lorry convoy with the guided semitrailer.

KEYWORDS: Lorry CONVOY, CONTROL'S SYSTEM, LATERAL OF ACCELERATION, MANAGEMENT ALGORITHM, SEMITRAILER, FIRMNESS OF RUH, BASE, CAR-TRACTOR

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. К предварительной оценке устойчивости движения автопоезда с управляемым полуприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.Н. Босенко, П.О. Гуменюк // Вестник Национального транспортного университета. Научно-технический сборник: в 2 ч. Ч. 1: Серия «Технические науки». – К. : НТУ, 2014. – Вып. 29.

В статье предложен подход к предварительной оценке устойчивости движения автопоезда с управляемым полуприцепом.

Объект исследования – система управления полуприцепом седельного автопоезда.

Цель работы – предварительная оценка устойчивости движения автопоезда с управляемым полуприцепом.

Метод исследования – аналитический.

Управление колесами прицепных звеньев можно обеспечить как в функции угла поворота управляемых колес автомобиля-тягача, так и угла складывания автопоезда. Более простой системой управления прицепными звеньями и которая широко используется в системах управления автопоездов, есть система управления, использующая угол складывания автопоезда. Однако при применении любой системы управления прицепными звеньями ухудшается устойчивость автопоезда. Установлено, что при движении автопоезда переходными кривыми угол складывания в момент выхода полуприцепа на переходную траекторию (из прямолинейной) не превышает $2,8^{\circ}$, а смещение траектории полуприцепа относительно траектории тягача в этой точке – 0,19 м. Это дало возможность упростить алгоритм управления полуприцепом, то есть начинать поворот управляемых колес (оси) полуприцепа в момент его выхода на криволинейную траекторию с задержкой во времени на путь прохождения полуприцепом расстояния от точки сцепки к управляемой оси и определять положение управляющей точки полуприцепа по углу складывания автопоезда или углу поворота управляемых колес тягача. Исходя из этого, были построены траектории полуприцепа при движении автопоезда переходными траекториями, такими как «переставка», «змейка» и тому подобное. Максимальные отклонения траектории полуприцепа относительно траектории тягача не превышают 5,3% при движении «переставкой» и 5,2% - при движении «змейкой», которые свидетельствует об удовлетворительной работе разработанного привода управления.

Установлена зависимость составляющей бокового ускорения от базы полуприцепа, которая может служить одним из основных критериев устойчивости автопоезда. Показано, что существует некоторая оптимальная база, при которой боковые ускорения на входной переходной траектории достигают своего минимума, который обеспечивает необходимую устойчивость автопоезда, и такую базу следует выбирать для автомобиля-тягача при комплектации автопоезда.

Результаты статьи могут быть использованы в системах управления полуприцепами длиннобазных автопоездов и при предварительной оценке устойчивости автопоезда с управляемым полуприцепом.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОПОЕЗД, СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ, БОКОВОЕ УСКОРЕНИЕ, АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ, ПОЛУПРИЦЕП, УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ, БАЗА, АВТОМОБИЛЬ-ТЯГАЧ

АВТОРИ:

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри «Автомобілі», завідувач кафедри «Автомобілі», тел. 280-42-52, Україна 01010, м.Київ, вул. Суворова, 1, к.301.

Поляков Віктор Михайлович, доцент, Національний транспортний університет, професор кафедри «Автомобілі», тел. 280-42-52, Україна 01010, м.Київ, вул. Суворова, 1, к.301.

Босенко Володимир Миколайович, Національний транспортний університет, асистент кафедри «Автомобілі», тел. 280-42-52, Україна 01010, м.Київ, вул. Суворова, 1, к.301.

Гуменюк Павло Олександрович, Луцький національний технічний університет, асистент кафедри «Автомобілі і транспортний менеджмент», тел. (0332) 746145, Україна, м.Луцьк, вул. Львівська, 75.

AUTHOR:

Sakhno Vladimir Prokhorovich, Doctor of Engineering, professor, National transport university, professor of Avtomobili chair, head of the department «Avtomobili», ph. 280-42-52, Ukraine 01010, Kiev, Suvorova St. 1, к.301.

Poliakov Viktor Mihailovitch, Doctor of Engineering, as. professor, National transport university, professor of Avtomobili chair, ph. 280-42-52, Ukraine 01010, Kiev, Suvorova St. 1, к.301.

Bosenko Vladimir Nikolaevich, graduate student of Avtomobili chair of National transport university, bodies. 280-42-52, Ukraine 01010, Kiev, Suvorova St. 1, к.306.

Gumenyuk Pavel Aleksandrovich, graduate student of Avtomobili chair of National transport university, bodies. 280-42-52, Ukraine 01010, Kiev, Suvorova St. 1, к.306.

АВТОРЫ:

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор кафедры «Автомобили», заведующий кафедрой «Автомобили», тел. 280-42-52, Украина 01010, г.Киев, ул. Суворова, 1, к.301.

Поляков Виктор Михайлович, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, профессор кафедры «Автомобили», тел. 280-42-52, Украина 01010, г.Киев, ул. Суворова, 1, к.301.

Босенко Владимир Николаевич, аспирант кафедры «Автомобили» Национального транспортного университета, тел. 280-42-52, Украина 01010, г.Киев, ул. Суворова, 1, к.306.

Гуменюк Павел Александрович, аспирант кафедры «Автомобили» Национального транспортного университета, тел. 280-42-52, Украина 01010, г.Киев, ул. Суворова, 1, к.306.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Кравченко Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті.

Гутаревич Юрій Феодосійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки

REVIEWERS:

Kravchenko Oleksandr Petrovich, Doctor of Engineering, professor, Skhidnoukrainskii national university to the name of Volodimir Dalya, head of the department avtoniki and managements on transport

Gutarevich Yurly Feodosiyovich, Doctor of Engineering, professor, National transport university, head of the department of engines and teplotekhniki