

УДК 629.113

UDC 629.113

АНАЛІЗ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДА ЗА ПОДВІЙНОГО ПРИВОДУ УПРАВЛІННЯ НА ПЕРЕДНЮ ВІСЬ НАПІВПРИЧЕПА

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

Мойся Д.Л., Національний транспортний університет, Київ, Україна

АНАЛІЗ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДА ЗА ПОДВІЙНОГО ПРИВОДУ УПРАВЛІННЯ НА ПЕРЕДНЮ ВІСЬ НАПІВПРИЧЕПА

Sakhno V.P., Dh.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine

Poliakov V.M., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine

Bosenko V.M., National Transport University, Kyiv, Ukraine

Moisa D.L., National Transport University, Kyiv, Ukraine

АНАЛИЗ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА С ДВОЙНЫМ ПРИВОДОМ УПРАВЛЕНИЯ НА ПЕРЕДНЮЮ ОСЬ ПОЛУПРИЦЕПА

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

Поляков В.М., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет,

Киев, Украина

Босенко В.М., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Мойся Д.Л., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Постановка проблеми. Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автомобільного поїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, параметри виконуваної транспортної роботи тощо. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12 м, сидельних автопоїздів – на рівні 16,5 м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [1] щодо маневреності автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема, п. 5.9.1 «... при русі на повороті як вправо, так і влево, автотранспортное средство должно полностью вмещаться по наиболее выступающей точке кузова или бампера в окружность радиусом 12,5 м» та п. 5.9.2 «...при русі на повороті як вправо, так і влево, когда наиболее выступающие точки кузова или бампера описывают окружность радиусом 12,5 м, транспортное средство должно вмещаться в коридор 7,2 м». Проте це стосується тільки автопоїздів з некерованими причіпними ланками. За керованих причіпних ланок габаритна довжина АТЗ значно збільшується, зокрема при експлуатації в Україні – до 22 м. Досягнення нормованих показників маневреності такого автопоїзда можливе як за рахунок відповідних компоновальних схем тягача і напівпричепа, так і застосування системи управління автопоїздом.

Аналіз останніх публікацій. Відомо, що для забезпечення слідування напівпричепа траєкторією тягача передаточне відношення системи управління напівприцепом повинно змінюватися в межах від ∞ до 0 з різною інтенсивністю в залежності від режимного коефіцієнту повороту [2]. Створення такої оптимальної системи управління для напівпричепів представляє певні труднощі у зв'язку з тим, що поворот коліс напівпричепа повинен здійснюватися в залежності від поступальної швидкості руху автопоїзда і кутової швидкості повороту керованих коліс тягача і її конструктивне виконання буде занадто складним. Разом з тим, експериментальні дослідження маневреності автопоїздів показали, що навіть для систем механічного управління [3-7] можна досягти мінімальних відхилень траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача.

Проведеними раніше дослідженнями встановлено [8], що задані показники маневреності автопоїзда за інших сталих умов забезпечуються приводами управління на задню вісь напівпричепа. Для визначення кута повороту коліс задньої осі напівпричепа розглянутий стаціонарний рух

автопоїзда, за якого усі його точки описують на площині дороги (або на площині, паралельній їй) кола відповідних радіусів. Це забезпечується при певній залежності між бічною і кутовою швидкістю центру мас автомобіля-тягача. Значення бічної і кутової швидкості при круговому русі автопоїзда є вирішеннями трансцендентних і алгебраїчних рівнянь, отримати які (рішення) в загальному випадку неможливо. Це можливо лише в лінійному наближенні, для якого і визначені параметри закону управління напівприцепом у функції геометричних, масових і силових параметрів автопоїзда, а також швидкості його руху. Отриманий закон управління колесами напівпричепа суттєво нелінійний. Його реалізація можлива лише при застосуванні складної мікропроцесорної системи управління. При цьому зі збільшенням швидкості руху автопоїзда передаточне відношення приводу управління зменшується і за швидкості 15 м/с стає рівним нулю, тобто кут повороту керованих коліс напівпричепа стає рівним нулю і автопоїзд з керованим напівприцепом перетворюється у некерований автопоїзд. Із цього слідує, що робота системи управління напівприцепом має сенс лише при маневруванні автопоїзда. **Метою роботи** є вибір та обґрунтування приводу управління керованою віссю напівпричепа і передаточного відношення приводу, за якого забезпечується нормовані показники маневреності автопоїзда.

Результати досліджень. Розглянемо рух сидельного автопоїзда, що складається з тривісного (двовісного) автомобіля-тягача і тривісного (двовісного) напівпричепа за подвійного приводу управління на його передню вісь.

Характерною особливістю подвійного приводу управління є те, що возик напівпричепа шарнірно з'єднаний з його кістяком, а поворотною (керованою) є передня вісь возика. Це забезпечує поворот возика і його поворотної осі у сторону протилежну напрямку повороту автомобіля-тягача при вході в поворот і навпаки – в одну сторону при виході з повороту, рис. 1а,б.

Аналіз залежностей криволінійного руху автопоїзда зводиться до знаходження кутів складання його ланок, які визначають положення возика і автопоїзда в цілому на криволінійній траєкторії. Кути складання визначаються шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь, що описують рух автопоїзда на повороті [2].

Диференціальні рівняння кутів складання записуються у вигляді [2]:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1, \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_1 - \omega_2, \quad (1)$$

де γ_1 і γ_2 – відповідно перший (кут між поздовжніми осями автомобіля-тягача і кістяка напівпричепа) і другий (кут між поздовжніми осями кістяка напівпричепа і його возика) кути складання ланок автопоїзда;

$\omega_0, \omega_1, \omega_2$ – відповідно кутові швидкості автомобіля-тягача, кістяка і возика напівпричепа.

Оскільки кутові швидкості ланок визначаються швидкістю руху автопоїзда і його компонентними параметрами, то і кути складання будуть визначатися тими ж параметрами.

Для визначення кутових швидкостей необхідно знайти радіус-вектори характерних точок автопоїзда, а саме $\overline{O_0O_0'}$, $\overline{O_1O_0'}$, $\overline{O_1O_1'}$, $\overline{O_2O_1'}$.

Згідно до схеми криволінійного руху автопоїзда, рис. 1а, для входу в поворот маємо

$$\overline{O_0O_0'} = \frac{O_0M}{\cos(\alpha_0)}. \quad (2)$$

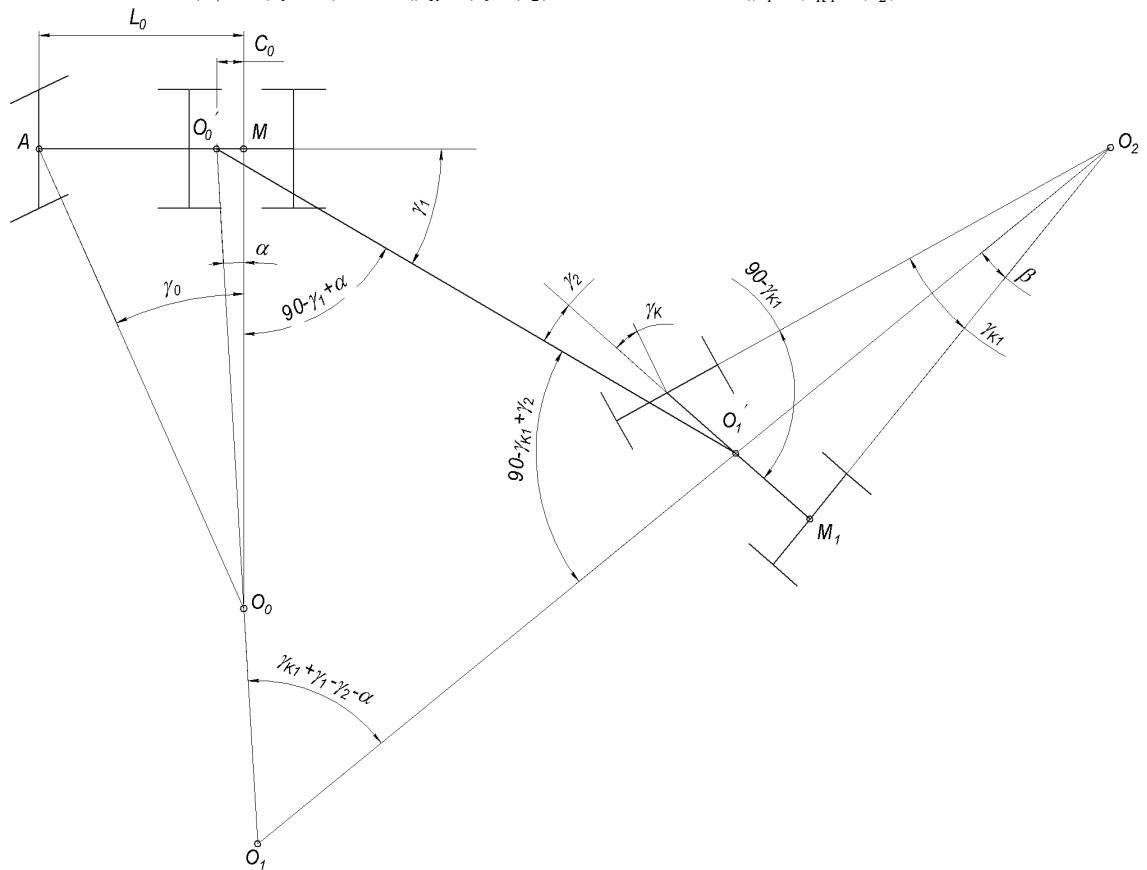
Разом з тим, з трикутника O_0MA можна отримати:

$$\frac{L_0}{O_0M} = \operatorname{tg}(\gamma_0) \Rightarrow O_0M = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0)}, \quad (3)$$

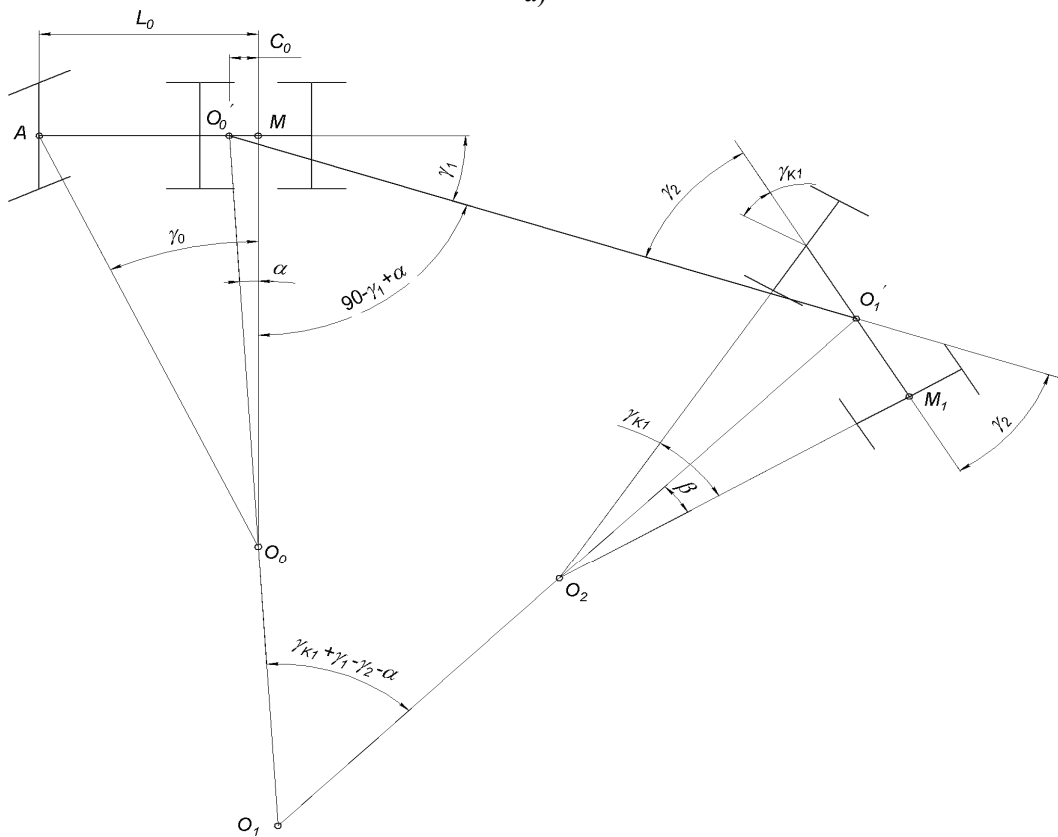
$$\overline{O_0O_0'} = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)}. \quad (4)$$

Для визначення радіус-вектора $\overline{O_1O_0'}$ розглянемо трикутник $\Delta O_1O_0'M_1$. Тоді за теоремою синусів отримуємо:

$$\frac{\overline{O_1 O'_0}}{\sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha)} = \frac{L_1}{\sin(\gamma_K + \gamma_1 - \gamma_2)} \Rightarrow \overline{O_1 O'_0} = \frac{L \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha)}{\sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}, \quad (5)$$



a)



б)

Рисунок 1 – Схема повороту автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепи при вході автопоїзда в поворот (а) і виході з повороту (б)

Після визначення радіус-вектора $\overline{O_1 O_1'}$ знайдемо вектор $\overline{O_2 O_1'}$. Із $\Delta O_1' O_2 M$ отримаємо :

$$\overline{O_2 O_1'} = \frac{\overline{O_1' M_1}}{\sin \beta} = \frac{l}{\sin \beta}, \quad (6)$$

З урахуванням виразів (3-6) переписемо систему рівнянь (2) у розгорнутому вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_0 \left(1 - \frac{\overline{O_0 O_0'}}{\overline{O_1 O_1'}} \right) = \omega_0 \left[1 - \frac{L_0 \sin(\gamma_K + \gamma_1 - \gamma_2)}{L \operatorname{tg}(\gamma_0) \cos(\gamma_0)} \right], \\ \frac{d\gamma_2}{dt} &= \omega_1 \left(1 + \frac{\overline{O_1 O_1'}}{\overline{O_2 O_1'}} \right) = \omega_1 \left[1 + \frac{L \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha)}{l \sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin(\gamma_K + \gamma_1 - \gamma_2)} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

Отримана система рівнянь описує рух сидельного автопоїзда на криволінійній траєкторії за подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепи. Для її практичного застосування на різних стадіях повороту автопоїзда необхідно провести ще ряд перетворень.

Припустимо, що точка зчипки автомобіля-тягача з напівпричепом O_0 рухається з постійною швидкістю V_0 . Тоді усі точка автомобіля-тягача обертаються навколо миттєвого центра швидкостей O_0 з кутовою швидкістю ω_0 :

$$\omega_0 = \frac{V_0}{O_0 M} = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L_0}. \quad (8)$$

У результаті цього перша причіпна ланка (кістяк напівпричепи) обертається навколо миттєвого центра швидкостей т. O_1 з кутовою швидкістю ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \cdot \overline{O_0 O_0'}}{\overline{O_1 O_0'}} = \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}{L \cdot \cos(\gamma_0) \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha)}. \quad (9)$$

З урахуванням (8) і (9) система рівнянь (7) запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma_1}{dt} &= \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L} \cdot \left(1 - \frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}{L_1} \right), \\ \frac{d\gamma_2}{dt} &= \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}{L \cdot \cos(\gamma_0) \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \gamma_2)} \cdot \left[1 + \frac{L \sin \beta \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha)}{l \sin(\gamma_K + \gamma_1 - \gamma_2)} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

В основі аналізу криволінійного руху автопоїзда лежить залежність кутів складання ланок від кута повороту керованих коліс тягача, тобто від похідних кутів складання за часом необхідно перейти до похідних за кутом повороту керованих коліс тягача.

Відомо [2], що кут повороту керованих коліс тягача визначається режимним коефіцієнтом повороту K_{Π} , тобто

$$\gamma_0 = K_{\Pi} v_0 t \quad (11)$$

Приймаючи швидкість руху автопоїзда величиною сталою $v_0 = \text{const}$, отримаємо

$$\frac{d\gamma_0}{dt} \times \frac{1}{v_0} = K_{\Pi} \quad \text{або} \quad dt = \frac{d\gamma_0}{v_0 \cdot K_{\Pi}} \quad (12)$$

З урахуванням (12) система рівнянь (10) запишеться у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_0)}{K_{II} \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}{L_1} \right),$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin(\gamma_1 + \gamma_{K1} - \gamma_2)}{K_{II} \cdot L_1 \cdot \cos(\gamma_0) \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \gamma_2)} \cdot \left[1 + \frac{L \sin \beta \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \gamma_2)}{l \sin(\gamma_k + \gamma_1 - \gamma_2)} \right] \quad (13)$$

Система рівнянь (13) у загальному вигляді не інтегрується. Для її інтегрування залучимо програмне середовище Mathcad. Попередньо необхідно визначити передаточне відношення подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепа. Це передаточне відношення i_0 визначиться як [7]

$$\gamma_{K1} = \frac{\gamma_1}{i_0} - \gamma_1 \quad (14)$$

З урахуванням (14) система рівнянь (13) може бути представлена у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_0)}{K_{II} \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{c \cdot \operatorname{tg}(\gamma_0)}{L} \right)^2}}} \cdot \frac{\sin\left(\frac{\gamma_1}{i_0} - \gamma_2\right)}{L_1} \right) \quad (15)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin\left(\frac{\gamma_1}{i_0} - \gamma_2\right)}{K_I \cdot L_1 \cdot \cos(\gamma_0) \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \gamma_2)} \times \left[1 + \frac{L \sqrt{1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{L_a}{L}} \operatorname{tg} \gamma_k \right)^2} \cdot \sin(\pi/2 - \gamma_1 + \gamma_2)}{l \sin\left(\frac{\gamma_1}{i_0} - \gamma_2\right)} \right] \quad (16)$$

За розробленою математичною моделлю визначалися параметри криволінійного руху автопоїзда у складі тривісного сідельного автомобіля-тягача Scania і напівпричепа Krone SD-27 за подвійного приводу управління на його передню вісь. Передаточне відношення приводу управління визначалося за усталеного колового руху автопоїзда і виконанні ним вимог DIRECTIVE 2002/7/EC щодо маневреності.

За нормованих значень радіусів повороту автопоїзда $R_{зr} = 12,5$ м, $R_{вр} = 5,3$ м передаточне відношення склало $i_0 = 0,92$. При зменшенні зовнішнього габаритного радіусу зменшується і передаточне відношення приводу управління на передню вісь напівпричепа, рис. 2. Збільшення зовнішнього габаритного радіусу понад 12,5 м призводить до збільшення передаточного відношення приводу і вже за радіуса $R_{зr} = 13,0$ м воно наближається до одиниці, тобто напівпричіп стає некерованим.

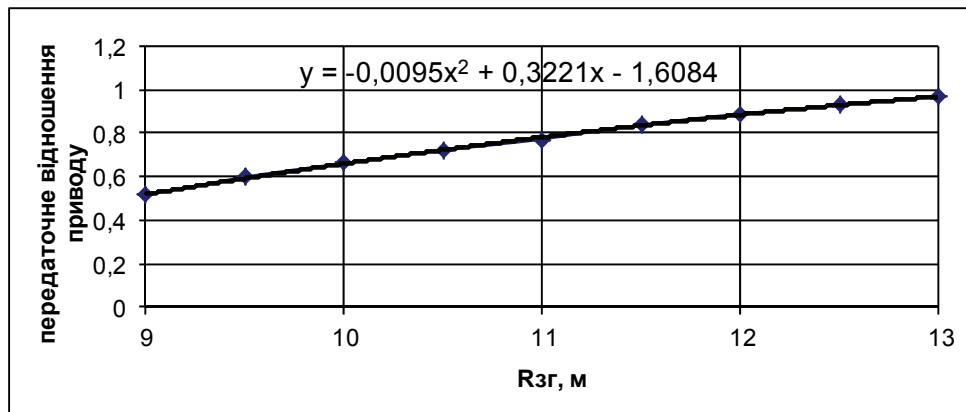


Рисунок 2 – Залежність передаточного відношення приводу управління на передню вісь напівпричепа від зовнішнього габаритного радіусу повороту

Висновки. Визначено передаточне відношення подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Показано, що за нормованих значень радіусів повороту автопоїзда $R_{зг}= 12,5$ м, $R_{вг}=5,3$ м передаточне відношення склало $i_0=0,92$. При зменшенні зовнішнього габаритного радіусу зменшується і передаточне відношення приводу управління на передню вісь напівпричепа. Збільшення зовнішнього габаритного радіусу понад 12,5 м призводить до збільшення передаточного відношення приводу і вже за радіуса $R_{зг}= 13,0$ м воно наближається до одиниці, тобто напівпричіп стає некерованим.

Подальший розвиток. Визначені передаточні відношення подвійного приводу управління потребують перевірки за умови забезпечення автопоїздом необхідних показників стійкості.

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. Управление длиннобазных АТС и электроника /С.К.Богданов, В.И.Соловьев, Г.Д.Цейтлин и др. // Автомобильная промышленность. - 1986, №12. - С. 22-23.

8. Сахно В.П. До розробки алгоритму управління напівприцепом сидельного автопоїзда /В.П.Сахно, В.М.Босенко, П.О.Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2013. – Випуск 28. – С.

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 . (Ukr)

7 . Bogdanov S.K., Solovyev V.I., Ceytlin G.D., etc/ Management of dlinnobazny automatic telephone exchanges and electronics//Automotive industry. - 1986, No. 12. - Page 22-23. (Rus)

8 . Sakhno V.P. To development of algorithm of steering by the semi-trailer of saddle road train/Sakhno V.P., Bosenko V.M., Gumenyuk P.O.//Visnik of National transport university. – To. : NTU, 2013. – Release 28. – Page. (Ukr)

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. Аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа /В.П.Сахно, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Д.Л.Мойся // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник: в 2 ч. Ч. 1: Серія «Технічні науки». – К. : НТУ, 2014. – Вип. 30.

У статті запропоновано підхід до аналізу криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Об'єкт дослідження – маневреність автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Мета роботи – вибір та обґрунтування приводу управління керованою віссю напівпричепа і передаточного відношення приводу, за якого забезпечується нормовані показники маневреності автопоїзда.

Метод дослідження – аналітичний.

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

Відомо, що для забезпечення слідування напівпричепа траєкторією тягача передаточне відношення системи управління напівприцепом повинно змінюватися в межах від ∞ до 0 з різною інтенсивністю в залежності від режимного коефіцієнту повороту. Створення такої оптимальної системи управління для напівприцепів представляє певні труднощі у зв'язку з тим, що поворот коліс напівпричепа повинен здійснюватися в залежності від поступальної швидкості руху автопоїзда і кутової швидкості повороту керованих коліс тягача і її конструктивне виконання буде занадто складним. Отриманий закон управління колесами напівпричепа суттєво нелінійний. Його реалізація можлива лише при застосуванні складної мікропроцесорної системи управління. Разом з тим, експериментальні дослідження маневреності автопоїздів показали, що навіть для систем механічного управління, що реалізують подвійний керуючий зв'язок можна досягти мінімальних відхилень траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача.

Визначено передаточне відношення подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Показано, що за нормованих значень радіусів повороту автопоїзда $R_{зг}=12,5$ м, $R_{вг}=5,3$ м передаточне відношення склало $i_0=0,92$. При зменшенні зовнішнього габаритного радіуса зменшується і передаточне відношення приводу управління на передню вісь напівпричепа. Збільшення зовнішнього габаритного радіуса понад 12,5 м призводить до збільшення передаточного відношення приводу і вже за радіуса $R_{зг}=13,0$ м воно наближається до одиниці, тобто напівпричіп стає некерованим.

Результати статті можуть бути впроваджені в системах управління напівпричепами довгобазових автопоїздів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОПОЇЗД, СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ, КЕРУЮЧИЙ ЗВ'ЯЗОК, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ, АЛГОРИТМ УПРАВЛІННЯ, НАПІВПРИЧІП.

ABSTRACT

Sakhno V.P. Analysis of curvilinear motion of road train provided by the twin operating mechanism on the front axle of semitrailer /Sakhno V.P., Poliakov, V.M.Bosenko, D.L.Moisa // Visnyk National Transport University. Scientific and Technical Collection: In Part 2. Part 1: Series «Technical sciences». – Kyiv: National Transport University, 2014. – Issue 30.

An attitude to analysis of curvilinear motion of road train provided by the twin operating mechanism on the front axle of semitrailer is propose in article/

The subject of research is the maneuverability of road train provided by the twin operating mechanism on the front axle of semitrailer.

The purpose of work is the selection and substantiation of the operating mechanism of steering axle of semitrailer and transmission ratio of operating mechanism, whereby provide the normalized index of road train maneuverability.

Method of research – analytical.

Improvement the properties of maneuverability of road trains have come about through the choice of the corresponding control system by wheels (shafts) of hook-on links.

It is well known that for ensuring the following of semitrailer with a mover trajectory the transmission ratio of a control system of the semi-trailer has to change ranging from ∞ to 0 with different intensity depending on regime coefficient of turning movement. Creation of such optimum control system for semi-trailers presents certain difficulties because turning movement of wheels of the semi-trailer has to be carried out depending on the forward speed of movement of the road train and angular speed of turning movement of steered wheels of the mover and its design will be too difficult.

Control law of wheels of the semi-trailer which was receipt is fundamentally non-linear. Its implementation is possible only when using the multiplex microprocessor control system. At the same time, pilot researches of maneuverability of road trains showed, what even for systems of a mechanical control which realize double steering communication, it is possible to reach the minimum deviations of a trajectory of the semi-trailer concerning a mover trajectory.

Transmission ratio of the twin operating mechanism on the front axle of semitrailer was determined. It is shown that on conditions that normalized value of turning radius of road train amount $R_{зр} = 12,5$ m, $R_{вр} = 5,3$ m, the transmission ratio is $i_0 = 0,92$. In case of reducing of clearance radius the transmission ratio of the operating mechanism on the front axle of semitrailer is radius too. In case of rising of clearance radius more than 12,5 m the transmission ratio of the operating mechanism is rise too and for radius $R_{зр} = 13,0$ m it verge towards 1, in other words the semi-trailers become uncontrolled.

Results of article can be implemented in control systems of semi-trailers of long-wheelbase road trains.

KEYWORDS: THE ROAD TRAIN, THE CONTROL SYSTEM, STEERING COMMUNICATION, TRANSMISSION RATIO, CONTROL ALGORITHM, THE SEMI-TRAILER.

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. Анализ криволинейного движения автопоезда с двойным приводом управления на переднюю ось полуприцепа /В.П.Сахно, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Д.Л.Мойся // Вестник Национального транспортного университета. Научно-технический сборник: в 2 ч. Ч. 1: Серия «Технические науки». – К. : НТУ, 2014. – Вып. 30.

В статье предложен подход к анализу криволинейного движения автопоезда по двойного привода управления на переднюю ось полуприцепа .

Объект исследования - маневренность автопоезда за двойного привода управления на переднюю ось полуприцепа .

Цель работы - выбор и обоснование поводу управления управляемой осью полуприцепа и передаточного отношения привода, при котором обеспечиваются нормируемые показатели маневренности автопоезда .

Метод исследования - аналитический .

Улучшение маневренных свойств автопоездов достигается за счет выбора соответствующей системы управления колесами (осями) прицепных звеньев.

Известно , что для обеспечения следования полуприцепа траектории тягача передаточное отношение системы управления полуприцепом должно изменяться в пределах от ∞ до 0 с различной интенсивностью в зависимости от режимного коэффициента поворота. Создание такой оптимальной системы управления для полуприцепов представляет определенные трудности в связи с тем , что поворот колес полуприцепа должен осуществляться в зависимости от поступательной скорости движения автопоезда и угловой скорости поворота управляемых колес тягача и ее конструктивное исполнение будет слишком сложным. Полученный закон управления колесами полуприцепа существенно нелинейный . Его реализация возможна лишь при применении сложной микропроцессорной системы управления . Вместе с тем , экспериментальные исследования маневренности автопоездов показали , что даже для систем механического управления , реализующих двойной управляющий связь можно достичь минимальных отклонений траектории полуприцепа относительно траектории тягача.

Определены передаточное отношение двойного привода управления на переднюю ось полуприцепа . Показано, что при нормированных значений радиусов поворота автопоезда $R_{зр} = 12,5$ м, $R_{вр} = 5,3$ м передаточное отношение составило и $i_0 = 0,92$. При уменьшении внешнего габаритного радиуса уменьшается и передаточное отношение привода управления на переднюю ось полуприцепа . Увеличение внешнего габаритного радиуса более 12,5 м приводит к увеличению передаточного отношения привода и уже через радиуса $R_{зр} = 13,0$ м оно приближается к единице , т.е. полуприцеп становится неуправляемым.

Результаты статьи могут быть внедрены в системах управления полуприцепами длиннобазовая автопоездов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОПОЕЗД, СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ, УПРАВЛЯЮЩИЙ СВЯЗЬ, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ, АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ , ПОЛУПРИЦЕП.

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

Босенко Володимир Миколайович, аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету, тел. 280-42-52, Україна 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

Мойся Дмитро Леонідович, аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету, тел. 280-42-52, Україна 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

AUTHORS:

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, k.301.

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

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

Moisa Dmitro Leonidovich, graduate student of Avtomobili chair of National transport university, bodies. 280-42-52, Ukraine 01010, Kiev, Suvorova St. 1, k.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.

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

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Посвятенко Е.К., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництво, ремонт та матеріалознавство, Київ, Україна

Рудзінський В.В., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, завідувач кафедри автомобілі та автомобільне господарство, Житомир, Україна

REVIEWERS:

Posvyatenko E.K., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor of departments of manufacturing, repair and materials engineering, Kyiv, Ukraine.

Rudzinsky V.V., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, Zhytomyr stste tehnological universitet, head departments automobiles and automobile industry, Zhytomyr, Ukraine