

Бондаренко¹ А.Є., Вербицький² В.Г., Місько¹ Є.М., Хребет³ В.Г.¹ Одеська державна академія будівництва та архітектури² Запорізьська державна інженерна академія³ Національний авіаційний університет**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ СИЛ ВІДВЕДЕННЯ
ДВОЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА**

В роботі запропоновано спосіб отримання нелінійних залежностей сил бічного відведення для кожної окремої осі дволанкового автопоїзду, з урахуванням кількості та типу використаних коліс. Графічний підхід передбачає наявність експериментально отриманих кривих кута ковзання центру мас тягача та кривих «поворотності» та «складання» автопоїзду як функцій безрозмірного бокового прискорення центру мас тягача.

Ключові слова: автопоїзд, безрозмірний коефіцієнт бічного відведення, крива поворотності.

Постановка проблеми. Безпечний рух транспортного засобу багато в чому залежить від його динамічних властивостей, та в особливості від стійкості та керованості автомобіля. В цілому задача визначення умов стійкості моделі автопоїзда достатньо добре вивчена[1-6], однак серед великої кількості факторів які впливають на стійкість та керованість, найбільш вагомим є питання визначення нелінійних залежностей сил бічного відведення на осях екіпажу.

У зв'язку з цим **метою роботи** є визначення нелінійних залежностей сил відведення та безрозмірних коефіцієнтів бічного відведення на основі експериментально отриманих кривих «поворотності», «складання» та кута ковзання центру мас тягача транспортного засобу.

Розглянемо можливість експериментального визначення залежностей сил відведення в разі руху зчленованого двухзвенного екіпажу по колу фіксованого радіуса (з постійним кутом Аккермана). Прийнемо ряд спрощених припущень, традиційних в задачах аналізу безлічі стаціонарних режимів велосипедної моделі сидельного автопоїзда [5].

Схема зчленованого екіпажу приведена на малюнку 1, тут v - поздовжня складова центру мас тягача; θ - кут повороту керованого модуля; a, b - відстань від центру мас тягача до центрів передньої (керованої) осі і задньої осі тягача; c - відстань від центру мас тягача до точки зчипки з другою ланкою; d_1 - відстань від центру мас другої ланки до точки зчипки з тягачем; Y_i - сили відведення на осях, коефіцієнти опору відведенню на осях ($k_1; k_2; k_3$); m - маса тягача; u - поперечна проекція вектора швидкості центру мас тягача; ω - кутова швидкість тягача, щодо вертикальної осі; m_2 - маса другої ланки; v_1, u_1 - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центру мас напівпричепа; φ - кут складання (кут між поздовжньою віссю тягача і напівпричепа).

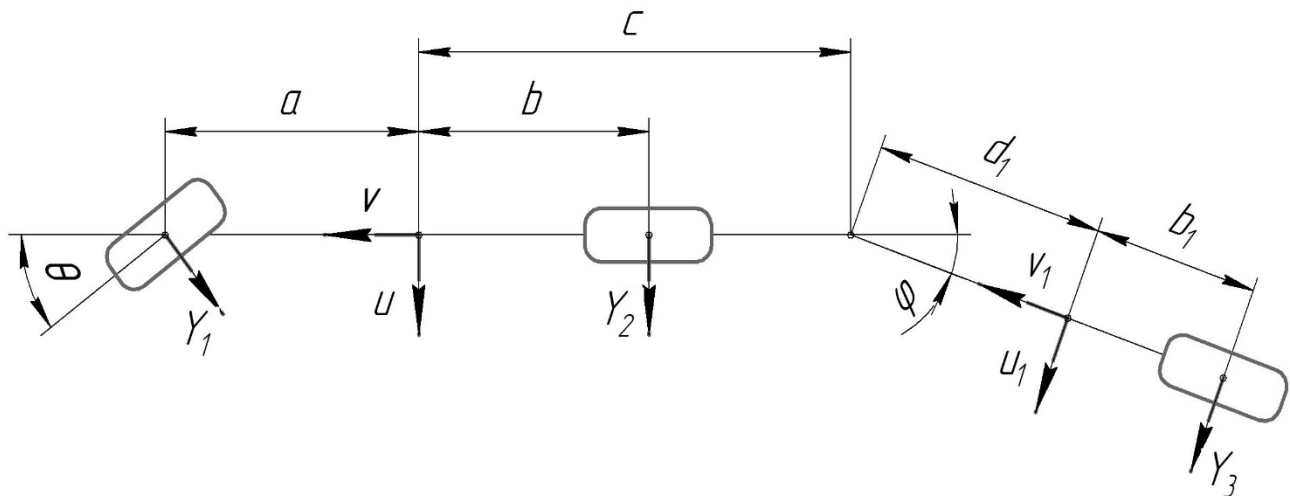


Рис.1. Конструктивна схема моделі дволанкового автопоїзда.

Аналітичне подання кривої поворотності (нелінійний підхід). Вихідна система, яка визначає множину стаціонарних режимів нелінійної моделі дволанкового автопоїзда має вигляд:

$$\begin{cases} -(m+m_2)\omega v + Y_1 + Y_2 + Y_3 \cos \varphi + m_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0 \\ cm_2 \omega v + aY_1 - bY_2 - cY_3 \cos \varphi - cm_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0 \\ L_1 Y_3 - m_2 d_1 \omega v \cos \varphi + m_2 d_1 \omega u \sin \varphi - cm_2 d_1 \omega^2 \sin \varphi = 0 \end{cases} ; \quad (1)$$

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{v} ; \quad (2)$$

$$\delta_2 = \frac{-u + b\omega}{v} ; \quad (3)$$

$$\delta_3 = \frac{-u_1 + b_1 \omega}{v_1} ; \quad (4)$$

$$u_1 = (u - c\omega) \cos \varphi + v \sin \varphi - d_1 \omega ; \quad (5)$$

$$v_1 = v \cos \varphi - (u - c\omega) \sin \varphi . \quad (6)$$

Спрощена (частково лінеаризована) система рівнянь, що визначає стаціонарний режим руху автопоїзда

$$\begin{cases} -(m+m_2)\omega v + Y_1 + Y_2 + Y_3 = 0 \\ cm_2 \omega v + aY_1 - bY_2 - cY_3 = 0 \\ -d_1 m_2 \omega v + L_1 Y_3 = 0 \end{cases} ; \quad (7)$$

може бути розв'язана як лінійна система рівнянь відносно сил відведення, що реалізуються на осях:

$$\bar{Y}_1(\delta_1) = \bar{Y}_2(\delta_2) = \bar{Y}_3(\delta_3) = \frac{v^2}{gR} , \quad (8)$$

де $\bar{Y}_i = Y_i / N_i$ - безрозмірна сила відведення на i-й осі [5];
лінеаризовані кути відведення

$$\delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{v} , \quad (9)$$

$$\delta_2 = \frac{-u + b\omega}{v} , \quad (10)$$

$$\delta_3 = -\varphi + \frac{-u + (L_1 + c)\omega}{v} ; \quad (11)$$

вертикальні реакції на осях

$$N_1 = \frac{bL_1 m - (c-b)b_1 m_2}{L_1 l} , \quad (12)$$

$$N_2 = \frac{(a+c)b_1 m_2 + aL_1 m}{L_1 l} , \quad (13)$$

$$N_3 = \frac{m_2 d_1}{L_1} . \quad (14)$$

При сталому русі по колу заданого радіуса має місце співвідношення $\omega = \frac{v}{R}$, де v - позадвжняя складова швидкості центру мас (Ц.М.) тягача, R – радіус траєкторії точки на позадвжній осі тягача, швидкість якої спрямована уздовж позадвжньої осі тягача.

Враховуючи, що різниця кутів відведення на першій і другій осях тягача $\delta_1 - \delta_2 = \theta - l/R$, на третій і другий осях $\delta_3 - \delta_2 = -\varphi + (L_1 + c - b)/R$, а величини кутів відведення, що відповідають стаціонарним режимам руху δ_i : $\delta_1 = \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y)$, $\delta_2 = \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y)$, $\delta_3 = \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y)$, отримаємо два співвідношення, які визначають криву поворотності і криву складання в разі зчленованого екіпажу

$$\theta = l/R + \bar{Y}_1^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y), \quad (15)$$

$$-\varphi = -(L_1 + c - b)/R + \bar{Y}_3^{-1}(\bar{a}_y) - \bar{Y}_2^{-1}(\bar{a}_y), \quad (16)$$

де $\bar{a}_y = v^2/(Rg)$ - бічна складова прискорення Ц.М. тягача.

В русі по кривій сталого радіуса кривизни з різними значеннями поздовжньої швидкості центру мас тягача (різними значеннями безрозмірного прискорення Ц.М.) в додачу до рівнянь (15-16) визначимо величину кута ковзання Ц.М. $u/v = b/R - \delta_2$.

Таким чином, наявність трьох експериментально отриманих кривих – кривої поворотності, кривої кута ковзання центру мас тягача і кривої складання дають можливість отримати три невідомі залежності сил відведення на осях трьохосного автопоїзда (шляхом елементарних перетворень відповідних графіків експериментальних кривих), а знання нахилу цих кривих в околиці нульового безрозмірного бічного прискорення дає можливість визначити безрозмірне значення коефіцієнтів відведення на осях.

Якщо припустити, що нам відома нелінійна залежність сил відведення на задній осі тягача, то для визначення невідомої залежності сили відведення на осі напівпричепа необхідна лише експериментально отримана залежність кривої складання. Останній підхід є найбільш простим з точки зору практичної реалізації, причому можливі схеми, в яких на осі напівпричепа встановлено лише одне колесо, пара однакових здвоєних коліс, або «повна» опорна вісь з урахуванням колії екіпажу.

Висновки. Встановлено, що за наявності експериментально отриманих кривих «поворотності», «складання» та «кута ковзання Ц.М.» можливо отримати нелінійні залежності сил відведення на кожній осі дволанкового автопоїзда.

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. М.: Машиностроение, 1978. - 216с.
2. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А.Антонов. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.
3. Вербицкий В.Г. Автомобили. Устойчивость: Монография / Вербицкий В.Г., Сахно В.П., Кравченко А.П., Костенко А.В., Даниленко А.Э. – Луганск.: издательство «Ноулидж», 2013. - 57 с.
4. Рокар И. Неустойчивость в механике / И. Рокар. – М.: изд-во иностр. лит., 1959. - 176 с.
5. Пацейка Г. Интеллектуальні автомобілі / Пацейка Г., Пауельсон Д.. - Ліссе, Нідерланди.: «Swets & Zeitlinger», 1995. - 484 с.
6. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. /Д.Р.Эллис.— М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

REFERENCES

1. Antonov, D. (1978). *The theory of motion stability of multi-axial vehicles*. [Teoriya ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
2. Antonov, D. (1984). *Calculation of motion stability of multi-axial vehicles*. [Raschet ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 164 p.
3. Verbitskiy, V. (2013). *Cars. Stability: Monograph* [Avtomobili. Ustoichivost: Monografiya]. Lugansk, "Noulj" Publ. 57 p.
4. Pacejka, H. & Pauwelussen J. (1995). *Smart vehicles*. [Smart vehicles]. Lisse, Netherlands, Swets & Zeitlinger Publ. 484 p.
5. Rokar, I. (1959). *Instability in mechanics*. [Neustoichivost' v mekhanike]. Moscow, Foreign Literature Publ. 57 p.
6. Ellis, D. (1975). *Drivability of the vehicle*. [Upravlyaemost' avtomobilya]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.

Бондаренко А.Е., Вербицкий В.Г., Мисько Е.М., Хребет В.Г. Экспериментальное определение зависимости сил увода двухзвенный автопоезда.

В работе предложен способ получения нелинейных зависимостей сил бокового увода для каждой отдельной оси двухзвенного автопоезда, с учетом количества и типа используемых колес. Графический подход предполагает наличие экспериментально полученных кривых угла скольжения центра масс тягача и кривых «поворачиваемости» и «складывания» автопоезда как функции безразмерного бокового ускорения центра масс тягача.

Ключевые слова: автопоезд, безразмерный коэффициент бокового увода, кривая поворачиваемости.

A. Bondarenko, V. Verbitskiy, Y. Misko, V. Khrebet. Experimental determination of the dependence of the forces slip a two-link trains.

The way of receiving nonlinear dependence of cornering force for every certain axes of two-section motor-vehicle train is proposed in the work, including quantity and type of used wheels. Graphical approach supposes existence of experimentally received yaw angle curves of center of mass traction engine and curves of the “turning” and “folding” of the road-train as a function of dimensionless sideward acceleration of traction engine’s center of mass.

Key words: road-train, nondimensionalized coefficient of lateral skid, curve of “turning”

АВТОРИ:

БОНДАРЕНКО Андрій Єгорович, кандидат технічних наук, завідувач кафедри машинобудування, Одеської державної академії будівництва та архітектури, e-mail: gorlovbond@ya.ru

ВЕРБИЦЬКИЙ Володимир Григорович, доктор фізико-математичних наук, професор, завідувач кафедри програмного забезпечення автоматизованих систем, Запорізьська державна інженерна академія, e-mail: oxsi@bigmir.net

МИСЬКО Євген Михайлович, асистент кафедри машинобудування, Одеської державної академії будівництва та архітектури, e-mail: dreadfull87@gmail.com

ХРЕБЕТ Валерій Григорович, кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри базових та спеціальних дисциплін, Національного авіаційного університету, e-mail: adipmi@gmail.com

АВТОРЫ:

БОНДАРЕНКО Андрей Егорович, кандидат технических наук, заведующий кафедры машиностроения, Одесской государственной академии строительства и архитектуры, e-mail: gorlovbond@ya.ru

ВЕРБИЦКИЙ Владимир Григорьевич, доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедры программного обеспечения автоматизированных систем, Запорожская государственная инженерная академия, e-mail: oxsi@bigmir.net

МИСЬКО Евгений Михайлович, ассистент кафедры машиностроения, Одесской государственной академии строительства и архитектуры, e-mail: dreadfull87@gmail.com

ХРЕБЕТ Валерий Григорьевич, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры базовых и специальных дисциплин, Национального авиационного университета, e-mail: adipmi@gmail.com

AUTHORS:

Andrey BONDARENKO, PhD., Head of Department of Mechanical Engineering, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: gorlovbond@ya.ru

Volodymyr VERBITSKIY, PhD. (Mathematics), Professor, Head of Department of Software Automated System, Zaporizhzhya State Engineering Academy, e-mail: oxsi@bigmir.net

Yevgen MISKO, Assistant Professor of Department of Mechanical, Engineering Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: dreadfull87@gmail.com

Valeriy KHREBET, PhD. (Mathematics), Associate Professor of the Department of Fundamental and Special Disciplines of the Institute of Continuing Education of the National Aviation University, e-mail: adipmi@gmail.com

Стаття надійшла в редакцію 6.05.2018 р.