

Сахно<sup>1</sup> В.П., Стельмашук<sup>2</sup> В.В., Козачук<sup>2</sup> Л.С.<sup>1</sup> Національний транспортний університет,<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

Розглянуто задачу визначення умов небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху моделі автомобіля з керованим колісним модулем, взаємодія коліс якого з опорною поверхнею в бічному напрямку описана нелінійною гіпотезою відведення. У даній роботі реалізований чисельний алгоритм визначення інтервалу зміни характерного параметра (коефіцієнта крутильної жорсткості керованого модуля), що забезпечує безпечну втрату стійкості. За цих умов знайдено аналітичне співвідношення, що приблизно визначає умову небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху. У випадку досить великої крутильної жорсткості керованого модуля знайдені співвідношення приводять до відомих результатів для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням.

В основу пропонуваної методики визначення впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1 покладена геометрична інтерпретація умов стійкості в критичному випадку одного нульового кореня матриці системи лінійного наближення. Показано, що до характерних параметрів, які впливають на умови безпечної втрати стійкості моделі з жорстким рульовим керуванням додається параметр крутильної жорсткості (безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості). Варіація цього параметра може істотно впливати на характер динамічної поведінки автопоїзда при досягненні ним закритичної швидкості руху. Визначено праву границю шуканого інтервалу зміни параметра крутильної жорсткості. При досить великому значенні параметра крутильної жорсткості критична швидкість автомобіля переходить у відому умову для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням. За існуючих значень параметра крутильної жорсткості й однакових коефіцієнтів зчеплення на передній і задній осях небезпечна втрата стійкості буде реалізовуватися при довільних значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості; модель з керованим колісним модулем, для якої характерна небезпечна втрата стійкості, може придбати властивість безпечної втрати стійкості при належному виборі коефіцієнта крутильної жорсткості.

Встановлено, що за обраних значень конструктивних параметрів автопоїзда категорії М1 критична швидкість лежить в межах  $28 < v < 29$  м/с, що менше його максимальної швидкості руху. Збільшення критичної швидкості руху може бути досягнуто шляхом відповідного добору конструктивних параметрів керуючого колісного модуля і коефіцієнтів опору відведення коліс як тягового автомобіля, так і причепа.

**Ключові слова:** керуючий колісний модуль, стійкості прямолінійного руху, критична швидкість руху, автопоїзд

**Постановка проблеми.** Однією із знакових передумов, що визначила подальшу тенденцію в області досліджень керованості і стійкості пневмоколісних систем було завершення етапу побудови узагальненої моделі автопоїзда з довільним числом ланок. Вперше коректна математична модель  $n+1$ -ланкового автопоїзда була отримана Л.Г.Лобасом [1]. Підсумком аналізу курсової стійкості і вписуваності для найбільш загальної лінійної моделі автопоїзда з'явилися вирази критичної швидкості прямолінійного руху і значення рівноважних фазових змінних, що відповідають круговому руху по колу достатньо великого радіусу [2]. Подальшим розвитком в області досліджень керованості та стійкості руху було застосування нелінійних моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею у бічному напрямку.

**Аналіз останніх публікацій.** На початок дев'яностих років минулого сторіччя припав максимум плідної співпраці науковців Інституту механіки АН України і Українського транспортного університету [3]. У той час була намічена програма комплексного підходу до рішення задачі про «глобальну» керованість і стійкість автомобіля із всеколісним управлінням, двохланкового автопоїзда з керованою задньою віссю причіпної ланки і тріланкового автопоїзда. Вона включала: побудову нелінійної математичної моделі і аналіз лінеаризованої моделі; розвиток програмного забезпечення для комп'ютерного моделювання динаміки нелінійної моделі (знаходження множини стаціонарних станів, визначення областей тяжіння стійких стаціонарних режимів); синтез закону управління колесами причіпної ланки (мінімізація радіусу повороту, мінімальне відхилення траєкторії причіпної ланки щодо траєкторії тягача); розробку алгоритмів побудови біфуркаційних множин для тестування глобальної керованості; створення моделі автопоїзда з системою управління

колесами напівпричепа на базі мікропроцесора; побудова якісної теорії еволюції множини стаціонарних станів моделі при зміні характерних параметрів (швидкості руху і кута повороту керованих коліс, довжини напівпричепа тощо).

Аналіз нелінійних моделей має характерні особливості в порівнянні з лінійними - реалізація одного з можливих стійких режимів залежить від початкових значень всіх фазових змінних системи. При цьому важливе не тільки знання факту стійкості стаціонарного режиму в малому, а і оцінка області тяжіння, і топологічна структура розбиття фазового простору системи траєкторіями.

Значний прогрес в реалізації цієї програми був досягнутий при аналізі динамічних якостей нелінійної моделі окремого автомобіля і двохланкового автопоїзда: визначення аналітичних умов стійкості кругових стаціонарних режимів при зміні управляючих параметрів; визначення набору характерних внутрішніх параметрів, варіація яких приводить до якісних змін динамічної поведінки.

Найбільш важливою складовою досліджень з'явилася розробка методів аналізу *κ-параметричних* сімейств стаціонарних станів дволанкового автопоїзда, що дозволяють визначити області в просторі параметрів системи, яким відповідає деяке число стаціонарних станів (під час переходу межі області – змінюється їх число, і відповідний стаціонарний стан втрачає стійкість. Цей випадок втрати стійкості пов'язаний з аперіодичним зростанням збурень фазових змінних – дивергентна втрата стійкості (є найбільш небезпечним з погляду безпеки руху).

Загальна стратегія аналізу якісних і кількісних змін множини стаціонарних станів системи базувалася на відомих положеннях теорії динамічних систем і прикладної теорії катастроф. Втрата курсової стійкості прямолінійного руху – частковий і найбільш простий для аналізу випадок втрати стійкості кругових стаціонарних рухів достатньо великого радіусу. В останньому випадку необхідно ще визначити рівноважні значення фазових змінних, що відповідають круговим стаціонарним станам. Ясно, що значення критичної швидкості, що відповідає за втрату курсової стійкості таких кругових режимів при наближенні кута повороту керованих коліс до нуля прагне до критичної швидкості прямолінійного руху. Визначення цієї залежності на площині управляючих параметрів ( $v, \theta$ ) дало б локальну картину біфуркаційної множини в околиці критичної швидкості прямолінійного руху  $vkp+$ . Точкам «повороту» («гладким точкам повернення») на гілці стаціонарних станів відповідає зміна стійкості кругового режиму через біфуркацію складки. Побудова біфуркаційної множини – множини точок на площині управляючих параметрів, наприклад, подовжньої швидкості центру мас ( $v$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\theta$ ), яким відповідають точки «повороту», дає повну картину зміни курсової стійкості кругових стаціонарних станів. **Метою роботи** є дослідження впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1.

**Результати досліджень.** У роботі [4] розглянуто задачу визначення умов небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху моделі автомобіля з керованим колісним модулем, взаємодія коліс якого з опорною поверхнею в бічному напрямку описана нелінійною гіпотезою відведення. У даній роботі реалізований чисельний алгоритм визначення інтервалу зміни характерного параметра (коефіцієнта крутильної жорсткості керованого модуля), що забезпечує безпечну втрату стійкості. За цих умов знайдене аналітичне співвідношення, що приблизно визначає умову небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху. У випадку досить великої крутильної жорсткості керованого модуля знайдені співвідношення приводять до відомих результатів для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням.

В основу пропонованої методики визначення впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1 покладена геометрична інтерпретація умов стійкості в критичному випадку одного нульового кореня матриці системи лінійного наближення [5].

Розглянемо систему двох диференціальних рівнянь на площині, праві частини яких розкладені в ряди Тейлора в околиці початку координат

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= ax_1 + bx_2 + a_{30}x_1^3 + a_{21}x_1^2x_2 + a_{12}x_1x_2^2 + a_{03}x_2^3 + \dots \\ \dot{x}_2 &= cx_1 + dx_2 + b_{30}x_1^3 + b_{21}x_1^2x_2 + b_{12}x_1x_2^2 + b_{03}x_2^3 + \dots \end{aligned} \quad (1)$$

При зміні деякого параметра (наприклад, подовжньої швидкості руху) нульове рішення, якому відповідає прямолінійний рух автопоїзда, втрачає стійкість. Стаціонарним режимам системи (особливим точкам) відповідають точки перетинання двох кривих, що визначаються правими частинами системи (1), тобто  $f_i(x_1, x_2) = 0$ . Критичному значенню параметра відповідає нульовий корінь матриці лінійного

наближення, отже, при критичному значенні параметра ці криві мають співпадаючі кути нахилу на початку координат (визначник матриці лінійних членів обертається в нуль).

Дійсно, розв'яжемо кожне з рівнянь  $f_i(x_1, x_2) = 0$  ( $i=1, 2$ ) в околиці початку координат відносно, наприклад, змінної  $x_2$ . Отримаємо:

$$\begin{aligned} x_2 &= F_1(x_1) = F_1^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_1^{(3)}(0)x_1^3 + \dots \\ x_2 &= F_2(x_1) = F_2^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_2^{(3)}(0)x_1^3 + \dots \end{aligned} \quad (2)$$

Кутові коефіцієнти цих кривих на початку координат визначаються як

$$\gamma_1 = F_1^{(1)}(0) = -\frac{a}{b}, \quad \gamma_2 = F_2^{(1)}(0) = -\frac{c}{d}. \quad (3)$$

Відносне положення кривих (3) при критичному значенні параметра визначається коефіцієнтами при нелінійних членах ряду ( $ad - bc = 0 \Rightarrow \gamma_1 = \gamma_2$ ):

$$\begin{aligned} F_1^{(3)}(0) &= \frac{6}{b^4}(-a_{30}b^3 + 3a_{21}ab^2 - 3a_{12}a^2b + a_{03}a^3), \\ F_2^{(3)}(0) &= \frac{6}{d^4}(-b_{30}d^3 + 3b_{21}cd^2 - 3b_{12}c^2d + b_{03}c^3). \end{aligned}$$

Збереження порядку проходження кривих у докритичному і критичному положеннях відповідає безпечній втраті стійкості нульового рішення, порушення порядку проходження кривих – небезпечній втраті стійкості [6]:

$$g^* = (\gamma_1 - \gamma_2)^{(-)} [F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)] > 0. \quad (4)$$

Дивергентна втрата стійкості стаціонарного стану зв'язана з реалізацією кратного стаціонарного режиму: у найпростішому випадку зміни стійкості симетричного рішення реалізується триразовий режим. З початку координат або народжується пара стійких стаціонарних станів, що можливо при збереженні порядку проходження кривих (2), або в початок координат приходить пара нестійких стаціонарних станів і зливається зі стійким стаціонарним станом – цей випадок реалізується при порушенні порядку проходження кривих (2).

Розглянемо систему рівнянь, що визначає множину стаціонарних станів автопоїзда з керованим колісним модулем, причому будемо вважати, що масою колісного модуля можна знехтувати (у загальному випадку якісний аналіз умов безпечної втрати стійкості прямолінійного руху системи неможливий) [5]:

$$\begin{aligned} -\frac{v^2(z+y-x)}{g} + k_1 x b + k_2 y a - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3 b}{\phi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3 a}{\phi_2^2} &= 0; \\ k_1 x - k_2 y - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3}{\phi_1^2} + \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3}{\phi_2^2} &= 0; \\ k z + k_1 x &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $x, y$  – кути відведення передньої і задньої осей відповідно,

$z$  – кут повороту коліс передньої осі ( $x, y, z$  – фазові змінні системи);

$k_i$  – безрозмірні коефіцієнти опору бічному відведенню;

$\phi_i$  – коефіцієнти зчеплення коліс у рамках одноколійної (велосипедної) моделі;  
 $a$  і  $b$  – відстань від центра інерції системи до передньої і задньої осей відповідно;  
 $k$  – безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості керованого колійного модуля.

З третього рівняння за умови його лінеаризації визначимо зв'язок між фазовими змінними системи

$$z = -\frac{k_1 x}{k} \quad (6)$$

Після виключення змінної  $z$ , одержимо систему двох рівнянь, що визначає множину стаціонарних станів системи [5]:

$$-\frac{v^2 \left( -\frac{k_1 x}{k} + y - x \right)}{g} + k_1 x b + k_2 y a - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3 b}{\phi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3 a}{\phi_2^2} = 0; \quad (7)$$

$$k_1 x - k_2 y - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3}{\phi_1^2} + \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3}{\phi_2^2} = 0.$$

Знайдемо якобіан системи (7), що обчислюється на початку координат

$$J_o = \begin{bmatrix} v^2 \left( -\frac{k_1}{k} - 1 \right) + k_1 b & -\frac{v^2}{g} + k_2 a \\ k_1 & -k_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

З умови обернення якобіана в нуль одержимо вираз критичної швидкості прямолінійного руху

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{k_2 k_1 k g (b + a)}{k_1 k - k_2 k_1 - k_2 k}} \quad (9)$$

Ненульові коефіцієнти визначальної системи мають вид:

$$a_{10} = -\frac{v^2 \left( -\frac{k_1}{k} - 1 \right) + k_1 b}{g}; \quad a_{01} = -\frac{v^2}{g} + k_2 a; \quad (10)$$

$$a_{30} = -\frac{1}{2} \frac{k_1^3 b}{\phi_1^2}; \quad a_{03} = -\frac{1}{2} \frac{k_2^3 a}{\phi_2^2}; \quad b_{10} = k_1; \quad b_{01} = -k_2; \quad b_{30} = -\frac{1}{2} \frac{k_1^3}{\phi_1^2};$$

Визначимо порядок проходження кривих (2) в околиці початку координат при докритичному значенні параметра швидкості (знак виразу  $(\gamma_1 - \gamma_2)^{(-)}$ ). Тангенси кутів нахилу кривих на початку координат задаються співвідношеннями:

$$\gamma_1 = - \frac{(v^2 - k_2 a g) k}{v^2 k_1 + v^2 k + k_1 b k g};$$

$$\gamma_2 = - \frac{k_2}{k_1}.$$
(11)

Швидкість зміни  $\gamma_1$  при зміні параметра швидкості є від'ємною величиною

$$-2 \frac{v k g (k_1 b k + k_2 a k_1 + k_2 a k)}{(v^2 k_1 + v^2 k + k_1 b k g)^2}$$
(12)

Отже, перший множник у виразі для  $g^*$  - додатній. Знак другого множника  $[F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)]|_{V=V_{kp}}$  у виразі  $g^*$  визначає порядок проходження кривих (2) у критичному випадку. Він буде додатнім за умови виконання нерівності [5]

$$k(k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2) - k_1 k_2 \phi_2^2 < 0.$$
(13)

Таким чином, для значень крутильної жорсткості з інтервалу, що задається системою нерівностей [5]

$$k(k_1 - k_2) - k_1 k_2 > 0;$$

$$k(k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2) - k_1 k_2 \phi_2^2 < 0;$$
(14)

буде мати місце безпечна втрата стійкості прямолінійного руху (перше рівняння системи (14) визначає умови, за яких існує дивергентна втрата стійкості прямолінійного руху).

З останнього співвідношення слідує, що до характерних параметрів, які впливають на умови безпечної втрати стійкості моделі з жорстким рульовим керуванням  $\phi_1$  додається параметр крутильної жорсткості (безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості  $k/(G_1 \lambda)$ ). Варіація цього параметра може істотно впливати на характер динамічної поведінки автопоїзда при досягненні ним закритичної швидкості руху. Співвідношення (14), як видно, визначає праву границю шуканого інтервалу зміни параметра крутильної жорсткості.

При досить великому значенні параметра крутильної жорсткості умова (14) переходить у відому умову для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням [7]. За існуючих значень параметра крутильної жорсткості й однакових коефіцієнтів зчеплення на передній і задній осях небезпечна втрата стійкості буде реалізовуватися при довільних значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості; модель з керованим колісним модулем, для якої характерна небезпечна втрата стійкості, може придбати властивість безпечної втрати стійкості при належному виборі коефіцієнта крутильної жорсткості, а саме

$$\frac{k_1 k_2}{k_1 - k_2} < k < \frac{k_1 k_2 \phi_2^2}{k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2}.$$
(15)

При аналізі умови (15) передбачалося, що безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості додатній (винос коліс переднього ряду назад). За цієї умови при перевищенні критичної швидкості руху  $v_{kp}$  відбувається дивергентна втрата стійкості (при цьому тільки одне з власних значень матриці лінійного наближення системи перетинає мниму вісь, інші мають від'ємні дійсні частини).

Проаналізуємо вплив зазначених характерних параметрів на динамічну поведінку моделі автомобіля з керованим колісним модулем за таких вихідних даних [8]:

$a:=a=1.35 ; b:=1.45 ; m_1:=500.; m_2:=1500 ; k_1:=160000 ; k_2:=326000 ; \lambda=-0.023 ; \phi_1:=0.8 ; \phi_2:=0.8.$

На рис. 1, *a* представлена залежність критичної швидкості прямолінійного руху  $v_{кр}$ , а на рис. 1, *б* – залежність величини  $g^*$  (4) як функції крутильної жорсткості (отримана на основі чисельної реалізації методу [xx]).

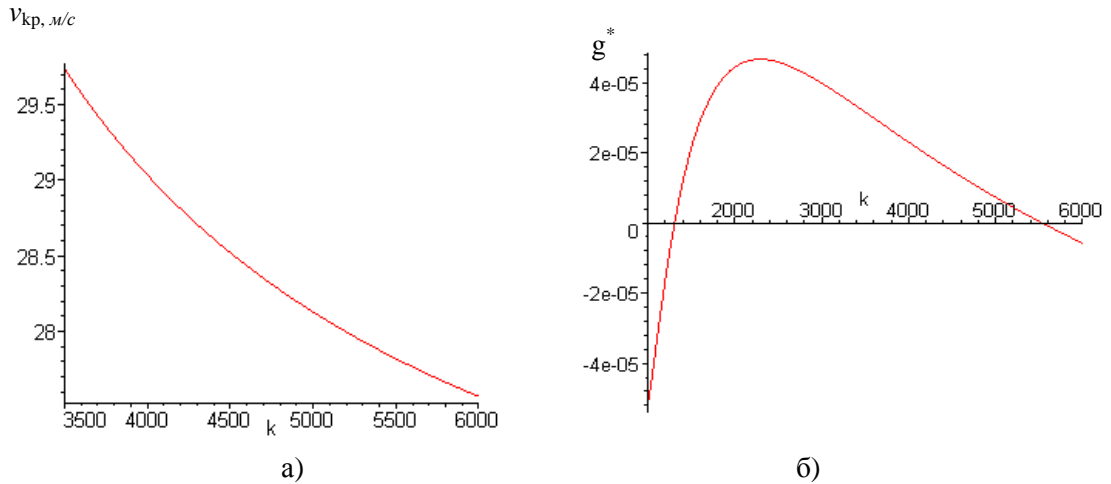


Рис. 1. Залежність критичної швидкості прямолінійного руху  $v_{кр}$  (а), величини  $g^*$  (б) як функції крутильної жорсткості керуючого колісного модуля

Співставимо результати чисельного аналізу з результатами наближеного аналітичного підходу: перевіримо умови безпечної втрати стійкості прямолінійного руху для правої границі області.

З умови (15) отримуємо оцінку правої границі:  $k < 1256 \text{ Нм}$  (у безрозмірному вигляді  $k/(G_1 \lambda)$ ). При чисельному інтегруванні вихідної системи диференціальних рівнянь було встановлено, що реальна границя припустимих значень крутильної жорсткості лежить між значеннями 840  $\text{Нм}$  і 900  $\text{Нм}$ . Критична швидкість прямолінійного руху, що відповідає такому інтервалу зміни крутильної жорсткості, лежить у межах  $28,5 \text{ м/с} < v_{кр} < 29 \text{ м/с}$ . Це підтверджує спектр власних значень, знайдений при  $k = 900 \text{ Нм}$  і  $v_1 = 28,5 \text{ м/с}$ ,  $v_2 = 29 \text{ м/с}$  відповідно:

$$[-.00097530352 + 21.11859522 I, -.00097530352 - 21.11859522 I, -.00560218444, -.127158629 \cdot 10^{-5}]$$

$$[-.00095848796 + 21.11859523 I, -.00095848796 - 21.11859523 I, -.00553694017, .000030095454]$$

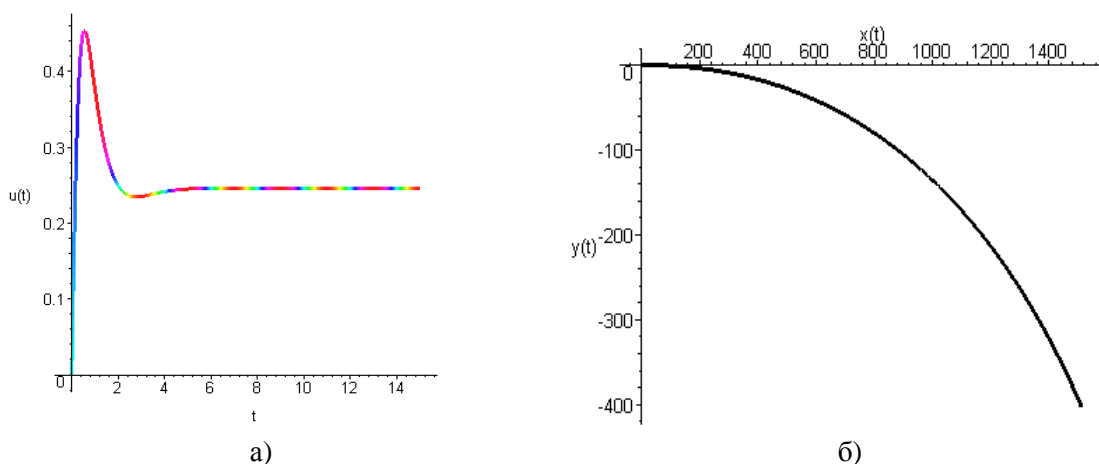


Рис. 2. Залежність бічної швидкості від часу перехідного процесу а) і траєкторії центра мас автопоїзда б) ( $k_1=840 \text{ Нм}$ )

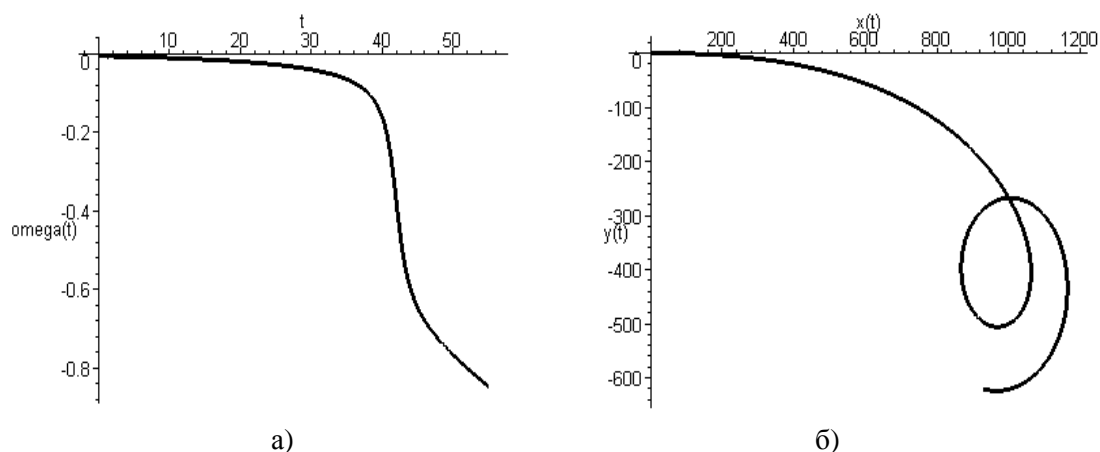


Рис. 3. Залежність кута повороту керованого колісного модуля і траєкторії центра мас керованого колісного модуля від часу перехідного процесу ( $k_1=4500 \text{ Нм}$ )

На рис.2 а,б – 3 а,б представлені результати чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху моделі автопоїзда категорії М1 при швидкості  $v=29 \text{ м/с}$  (закритичній) і двох значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості керованого колісного модуля  $k_1=4200 \text{ Нм}$  і  $k_2=4500 \text{ Нм}$  відповідно. При безпечній втраті стійкості прямолінійного руху автопоїзд переходить на стійкий круговий стаціонарний режим досить великого радіуса (реалізація лівого-правого поворотів залежить від початкових збурень); порушення умов безпечної втрати стійкості ( $k \geq 4500 \text{ Нм}$ ) приводить до необмеженого росту бічної складової швидкості центра мас і руху автомобіля по спіралі в площині дороги.

**Висновки.** Встановлено, що за обраних значень конструктивних параметрів автопоїзда категорії М1 критична швидкість лежить в межах  $28 < v < 29 \text{ м/с}$ , що лежить в межах його максимальної швидкості руху. Збільшення критичної швидкості руху може бути досягнуто шляхом відповідного добору конструктивних параметрів керованого колісного модуля і коефіцієнтів опору відведення коліс як тягового автомобіля, так і причепа.

1. Лобас Л. Г. Неголономные модели колесных экипажей / Л. Г. Лобас – Киев: Наукова думка, 1986. – 232 с.
2. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. – Киев : Наукова думка, 1990. – 216 с.
3. Сахно В.П. Основные направления исследований устойчивости автомобиля и автопоезда / В.П.Сахно, В.Г.Вербицкий, Н.И.Мищенко // Труды ХАДИ
4. Арнольд В.И. Теория катастроф // В.И. Арнольд.- 3-е изд. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990.- С. 128
5. Сахно В.П. Устойчивость движения автомобиля с учетом управляющего колесного модуля / В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, О.А. Веремчук, М.И. Загороднов // Новые технологии в машиностроении и на транспорте: Материалы международной научно-технической конференции, 10-14 сентября 2001. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2001.- 351 с.
6. Лобас Л.Г. Бифуркации и катастрофы в динамических системах с симметрией: приложения к транспортной механике /Л.Г. Лобас, В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, Е.Л. Барилевич // Труды Второй Межд.научно-технической конфер."Актуальн.проблемы фундаментальных наук". - т.2, ч.1.Симпозиум "Теор.и прикл.механика".- М.: Техносфера-Информ., 1994. – С. 35-38.
7. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств /А.С.Литвинов, Я.Е.Фаробин. - М.: Машиностроение, 1989. -240 с.
8. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 /Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - №2(53) – 2014. -С. 121-128.

## REFERENCES

1. Lobas, L. (1986), *Non-holonomic models of wheel carriage* [*Negolonomnye modeli kolesnykh ekipazhei*], Naukova Dumka, Kyiv, 232 p.
2. Lobas, L. & Verbitskii, V. (1990), *Qualitative and analytical methods in the dynamics of wheeled vehicles* [*Kachestvennye i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin*], Naukova Dumka, Kyiv, 216 p.
3. Sakhno, V., Verbitskii, V. & Mishhenko, N. "Main research areas of stability of the car and lorry convoy", *The works of Kharkiv National Automobile and Highway University* ["Osnovnye napravlenija issledovanij ustojchivosti avtomobilja i avtopoezda"], *Trudy Har'kovskogo nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*, Kharkiv

4. Arnold, V. (1990), *Catastrophe Theory*. 3<sup>rd</sup> ed. [Teorija katastrof. 3-e izd.], Nauka, Moscow, 128 p.
5. Sakhno, V., Verbitskii, V., Veremchuk, O. & Zagorodnov, M. (2001), "Sustainability of the vehicle motion with the steering wheels module considering" *New Technologies in Mechanical Engineering and Transport: Materials of the International Scientific and Technical Conference* ["Ustoychivost' dvizheniya avtomobilya s uchetom upravlyayushchego kolesnogo modulya", *Novye tekhnologii v mashinostroenii i na transporte: Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*], Sevastopol, 351 p.
6. Lobas, L., Sakhno, V., Verbitskii, V. & Barilovich, E. (1994), "Bifurcations and catastrophes in dynamical systems with the symmetry: Applications to transport mechanics", *Materials of the 2<sup>nd</sup> International Scientific and Technical Conference "Actual Problems of Fundamental Sciences", Symposium "Theoretical and Applied Mechanics"* ["Bifurkatsii i katastrofy v dinamicheskikh sistemakh s simmetriey: prilozheniya k transportnoy mekhanike", *Trudy vtoroi mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Aktual'nye problemy fundamental'nykh nauk", Simpozium "Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika"*], Vol. 2, Part 1, Tekhnosfera-Inform, Moscow, pp. 35-38
7. Litvinov, A. & Farobin Ya. (1989), *Vehicle: the theory of operational properties* [Avtomobil': teoriya ekspluatatsionnykh svoystv], Mashinostroenie, Moscow, 240 p.
8. Kozachuk, L. Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category [Do vyznachennia stikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*. №2(53), Zhytomyr, 2014, pp. 121-128.

**Сахно В.П., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. Влияние параметров управляемого колесного модуля на показатели стойкости движения автопоезда категории М1.**

Рассмотрена задача определения условий опасно-безопасной потери устойчивости прямолинейного движения модели автомобиля с управляемым колесным модулем, взаимодействие колес которого с опорной поверхностью в боковом направлении описано нелинейной гипотезой увода. В работе реализован численный алгоритм определения интервала изменения характерного параметра (коэффициента крутильной жесткости управляемого модуля), который обеспечивает безопасную потерю устойчивости. При этих условиях найдено аналитическое соотношение, которое приблизительно определяет условие опасно-безопасной потери устойчивости прямолинейного движения. В случае достаточно большой крутильной жесткости управляемого модуля найденные соотношения приводят к известным результатам для автомобиля с абсолютно жестким рулевым управлением.

В основу предлагаемой методики определения влияния параметров управляющего колесного модуля на показатели устойчивости движения автопоезда категории М1 положена геометрическая интерпретация условий устойчивости в критическом случае одного нулевого корня матрицы системы линейного приближения. Показано, что к характерным параметрам, влияющим на условия безопасной потери устойчивости модели автомобиля с жестким рулевым управлением, добавляется параметр крутильной жесткости. Вариация этого параметра может существенно влиять на характер динамического поведения автопоезда при достижении им закритической скорости движения. Определена правую границу искомого интервала изменения параметра крутильной жесткости. При достаточно большом значении параметра крутильной жесткости критическая скорость автомобиля переходит в известное условие для автомобиля с абсолютно жестким рулевым управлением. При существующих значениях параметра крутильной жесткости и одинаковых коэффициентах сцепления на передней и задней осях опасная потеря устойчивости будет реализовываться при произвольных значениях коэффициента крутильной жесткости; модель с управляемым колесным модулем, для которой характерная опасная потеря устойчивости, может приобрести свойство безопасной потери устойчивости при надлежащем выборе коэффициента крутильной жесткости.

Установлено, что при выбранных значениях конструктивных параметров автопоезда категории М1 критическая скорость лежит в пределах  $28 < v < 29$  м/с, что меньше его максимальной скорости движения. Увеличение критической скорости движения может быть достигнуто путем соответствующего выбора конструктивных параметров управляющего колесного модуля и коэффициентов сопротивления уводу колес как тягового автомобиля, так и прицепа.

**Ключевые слова:** управляемый колесный модуль, стойкость прямолинейного движения, критическая скорость движения, автопоезд

**V. Sakhno, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk. The influence of the steering wheels module parameters on stability indicators of motion of the vehicle trailer combination of M1 category.**

In this paper we consider the task of determining the conditions of safe-dangerous loss of stability of the rectilinear movement of model of car with steering wheels module. Interaction of steering wheels module with the supporting surface in the lateral direction is described by a nonlinear hypothesis of deviation. In this work we implemented a numerical algorithm for determination the range of variation of the characteristic parameter (torsional inflexibility coefficient of steering module), which provides safe loss of stability. Under these conditions it was found the ratio of analytical results, which approximately defines a condition of dangerous and safe loss of stability rectilinear motion. In case of sufficiently great ruggedness of the steered module the found ratios lead to well-known results for the car with absolutely rigid steering.

Into the basis of the offered method of definition of influence of parameters of the controlling wheel steered module on indicators of stability of the movement the lorry convoy of M1 category it is put geometrical interpretation stability conditions in a critical case of one zero root of a matrix system of linear approaching. It is shown that to the characteristic parameters influencing conditions of safe loss of stability a car model with a rigid steering control it is added parameter of torsional ruggedness. The variation of this parameter can significantly



influence on nature of dynamic behavior of the lorry convoy at achievement of the critical speed of the movement. Right border of a sought interval of change of torsional rigidity parameter was defined. At rather great value of parameter of torsional ruggedness the critical speed of the car passes into a known condition for the car with absolutely rigid steering. At the existing values of parameter of torsional ruggedness and identical coefficients of clutch on front and rear axles dangerous instability will be implemented at any values of coefficient of torsional ruggedness. Model with the steering wheel module, for which dangerous loss of stability is characteristic, can obtain property of safe loss of stability at an appropriate choice of torsional ruggedness coefficient.

It is established that at the chosen values of design data of the vehicle trailer combination of the category M1 critical speed lies within  $28 < v < 29$  m/s. That is less than its maximum movement velocity. The increase in critical movement velocity can be reached by the corresponding choice of design data of the steering wheel module and coefficients of resistance to withdrawal of wheels both traction car and trailer.

**Keywords:** steering wheels module, stability of rectilinear motion, critical speed of motion, vehicle trailer combination.

#### АВТОРИ:

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАШУК Валерій Віталійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### АВТОРЫ:

*САХНО Владимир Прохорович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАШУК Валерий Витальевич*, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### AUTHORS:

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*Valeriy STELMASHCHUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*Liubomir KOZACHUK*, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету, м. Київ, Україна.

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, декан автомеханического факультета, г. Киев, Украина.

#### REVIEWER:

*V. MATEICHUK*, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Dean of Automobile Mechanic Faculty, Kiev, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 13.03.2015р.