

тобто можна вважати, що автопоїзд-контейнеровоз при виконанні маневру «переставка» задовольняє нормативним вимогам;

— при виконанні маневру ISO за швидкості руху 5 м/с автопоїзд-контейнеровоз вписується у нормований коридор руху. Проте за швидкості 10 м/с уже спостерігаються коливання напівпричепа, а на швидкості 15 м/с ці коливання перевищують допустимі;

— обмежуючим фактором виконання маневру є величина прискорень, що діють у центрі мас напівпричепа, яка на 24-35% більше за прискорення у центрі мас тягача.

Для дослідної експлуатації таких автопоїздів необхідно провести комплекс досліджень і виявити такі параметри конструкції тягача і напівпричепа, які забезпечили б як необхідні параметри маневреності, так і стійкості руху.

### Висновки.

Проведеними експериментальними дослідженнями автопоїзда-контейнеровоза показано, що за основними оціночними показниками маневреності він відповідає діючим нормативним документам. Співставляючи дані аналітичних і експериментальних досліджень, можна відзначити задовільну збіжність результатів як при застосуванні кінематичної моделі, так і моделі, що враховує бічне відведення шин та сили і моменти, що діють на автопоїзд при повороті. Так, максимальні відхилення у визначенні ГСР при русі по колу, повороті на 90°, 180° склали 8,32% при застосуванні кінематичної моделі і 4,75% — для моделі, що враховує бічне відведення шин та сили і моменти. Цим підтверджується можливість використання розроблених методик для визначення показників маневреності автопоїзда-контейнеровоза як з керованою третьою віссю автомобіля-тягача, так і з керованим напівприцепом.

При виконанні маневру «поворот» автопоїздом-контейнеровозом радіусом 25 і 35 м встановлено, що максимальна розбіжність у визначенні критичної швидкості руху (за впливом напівпричепа) не перевищує відповідно 8,7% і 9,9%, що також свідчить про адекватність розробленої динамічної моделі автопоїзда.

### Література

1. Придюк В.М. Експериментальна установка автопоїзда-контейнеровоза для дослідження його маневреності / В.М.Придюк//Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). — Вип. 28 (травень 2010). — Луцьк. — 2010. С. 466-472.
2. Онищук В.П. Автоматизований комплекс для дослідження показників руху експериментального автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Онищук //Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). — Вип. 28 (травень 2010). — Луцьк. — 2010. С. 466-472.
3. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда контейнеровоза /В.П.Сахно, Р.М.Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк//Вісник Житомирського державного технологічного університету. — №2(53) — 2010. -С. 127-134
4. Фаробин Я.Е., Якобашвили А.М., Иванов А.М. и др. Трехзвенные автопоезда // Машиностроение, 1993, — 224с.

УДК 629.113

## ДО ВИНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОПОЇЗДА ПРИ РУСІ ЗАДНІМ ХОДОМ

Доктор технічних наук Сахно В.П.,  
доктор фізико-математичних наук Вербицький В.Г.,  
Гуменюк П.А.

*У статті намічений шлях визначення раціональних значень конструктивних параметрів (шляхом введення крутильної жорсткості між напівприцепом і тягачем в точці зчипки і вибору закону управління поворотом коліс напівпричепа), що забезпечують стійкі режими при русі заднім ходом.*

*The way of determination of rational values of structural parameters (by introduction of turning inflexibility between a semitrailer and tractor in the point of coupling and choice of law of management the turn of wheels of semitrailer) which provide the steady modes at motion a back-draught is set in the article.*

**Вступ.** Україна, ставши на шлях інтеграції в європейську та світову економічні системи, впроваджує в життя Програму створення і функціонування національної мережі міжнародних транспортних коридорів. Завдяки географічному положенню України через її територію пройдуть чотири із дев'яти трансєвропейських транспортних коридорів, якими велику частку міжнародних перевезень буде здійснювати автомобільний транспорт.

Ефективність перевезень автомобільним транспортом визначається не тільки ступенем досконалості їхньої організації, але також досконалістю конструкції й експлуатаційних властивостей АТЗ, що використовуються. Відомо, що ефективність АТЗ визначається масою перевезеного вантажу, середньою швидкістю руху і витратою палива. Збільшення вантажопідйомності і середньої швидкості руху — основні напрямки підвищення продуктивності (значить, і ефективності) АТЗ. Ці напрямки реалізуються при створенні і виробництві нових АТЗ, а також при їхній експлуатації [1].

Серед експлуатаційних властивостей АТЗ можна виділити головну групу, що безпосередньо визначає середню швидкість руху, а саме: тягово-швидкісні та гальмові властивості, прохідність, стійкість руху, керованість, маневреність, плавність ходу.

Основними з них за ступенем впливу на середню швидкість руху є тягово-швидкісні властивості як такі, що формують гранично можливі (потенційні) максимальні швидкості руху АТЗ на послідовних ділянках заданого маршруту, тобто формують середню швидкість руху на маршруті. Гальмові властивості, прохідність, стійкість руху, керованість, маневреність, плавність ходу за впливом на швидкість руху є обмежувачими чинниками, тобто такими, що зменшують середню швидкість руху.

У міжнародних автомобільних перевезеннях використовуються сидельні та причепні дво- і багатоланкові автопоїзди. При збільшенні кількості ланок автопоїзда погіршується його маневреність, тому при формуванні або проектуванні автопоїздів необхідно визначати межу їх використання по маневреності. Це завдання не може бути вирішено без аналізу умов експлуатації і виявлення необхідного рівня маневреності конкретного автопоїзда в конкретних умовах експлуатації.

Хороша маневреність автопоїзда виражається в можливості його вписування в повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрувати (здійснювати повороти і у разі потреби рухатися заднім ходом) в пунктах вантаження і розвантаження [2].

Експлуатаційні властивості включають дев'ять показників маневреності, шість з яких є кінематичними, а три динамічними. Проте для автопоїзда основними слід рахувати два кінематичні одиничні показники маневреності, а саме [2]:

— габаритну смугу руху (ГСР), рівну різниці радіусів повороту точок автопоїзда, найбільш віддаленою і найбільш близькою до центру повороту;

— можливість рухатися заднім ходом.

Насьогодні ГСР автопоїздів і вплив на неї конструктивних і компоувальних параметрів автомобіля-тягача і причіпних ланок достатньо вивчені в літературі. Проте питання руху автопоїзда заднім ходом вивчені ще недостатньо. Тому **метою роботи** є дослідження руху автопоїзда заднім ходом.

**Основна частина.** При русі автопоїзда заднім ходом причіпна ланка (напівпричіп) знаходиться попереду (є першою ланкою), а автомобіль (тягач) позаду (є другою ланкою). При чистому коченні коліс (без ковзання і буксування) автопоїзд являє собою неголономну систему, у котрої кожне колесо являє собою неголономний зв'язок колісного типу [3]. У подальшій роботі [4] прийняті позначення дозволяють відобразити конфігурацію такої неголономної системи: для сидельного автопоїзда зі сидельно-зчіпним пристроєм над неповоротними колесами тягача —  $k_1 < (q e e k_2) < j$ ; для автопоїзда зі зміщеним сидельно-зчіпним пристроєм —  $k_1 < k_2 < q < j$ ; для автопоїзда з одноосьовим причепом —  $k_1 < q < k_2 < j$ . Зі зміною конфігурації змінюється характер руху автопоїзда, що необхідно враховувати при керуванні його рухом.

Для конфігурацій, що розглядаються, водій здійснює керування методом повороту вектора швидкості в точці  $j$  на кут  $\gamma_j$  щодо базової лінії другої ланки. При неправильних діях курсовий рух стає нестійким, внаслідок чого деякі параметри починають необмежено збільшуватися. З практичної точки зору інтерес представляють такі параметри курсового руху: відхилення точок ланок автопоїзда від необхідної траєкторії руху; кут складання ланок автопоїзда ( $\lambda_q$ ); курсовий кут кожної ланки автопоїзда — кут повороту базової лінії ланки щодо абсолютної системи координат, пов'язаної з опорною поверхнею. Для того щоб довільна точка  $i$  ( $i < k_1$ ) рухалася по прямій, необхідно і достатньо, щоб кут повороту  $\gamma_j$  змінювався у відповідності з таким законом керування:

— для автопоїзда конфігурації  $k1 < k2 < q < j$ :

$$\gamma_j = \arctg \left\{ \frac{L_{j.k2}}{L_{q.k2}} \operatorname{tg} \left[ \lambda_q - \arctg \left( \frac{L_{k1.i}}{L_{q.k1}} \operatorname{tg} \Delta \Psi_{q.k1} \right) \right] \right\}, \quad (1)$$

де  $\Delta \Psi_{q.k1}$  — поточний кут повороту прямолінійної траєкторії щодо базової лінії першої ланки;

— для автопоїзда конфігурації  $k1 < (q \equiv k2) < j$ :

$$\Delta \Psi_{q.k1} = \arctg \left( \frac{L_{k1.i}}{L_{q.k1}} \operatorname{tg} \lambda_{\bar{i}} \right), \quad (2)$$

де

$$\gamma_j = - \frac{L_{j.q}}{L_{q.k1}} \left( 1 + \frac{L_{k1.i}}{L_{q.k1}} \sin^2 \lambda_q + \frac{L_{q.k1}}{L_{k1.i}} \cos^2 \lambda_q \right) \sin \lambda_q \quad (3)$$

При цьому рух завжди буде нестійким відносно кута  $\lambda_q$ .

— для автопоїзда конфігурації  $k1 < q < k2 < j$ :

$$\gamma_j = \arctg \left\{ \frac{L_{k2.q}}{L_{j.k2}} \operatorname{tg} \left[ \arctg \left( \frac{L_{k1.i}}{L_{q.k1}} \operatorname{tg} \Delta \Psi_{q.k1} \right) - \lambda_q \right] \right\} \quad (4)$$

або

$$\gamma_j = \arctg \left\{ \frac{L_{k2.q}}{L_{j.k2}} \operatorname{tg} \left[ \arctg \left( \frac{L_{k1.i}}{L_{q.k1}} \operatorname{tg} \Delta \Psi_{q.k1} \right) - \lambda_q \right] \right\} - k_c C_i, \quad (5)$$

де  $k_c$  — коефіцієнт пропорційності (деяке позитивне число);

$C_i$  — відхилення (зсув) від прямої точки  $i$ , для якого за позитивне прийняте відхилення вліво від прямої (за напрямком руху).

За позитивний напрямок відліку всіх кутів обрано поворот проти годинникової стрілки (у тому числі і першої ланки автопоїзда щодо другої).

Отримані закони керування являють собою математично точні рішення (без додаткових допущень і спрощень) для руху автопоїзда по плоскій поверхні. Причому рішення справедливі не тільки для малих початкових відхилень параметрів руху, а і для як завгодно великих.

Дослідимо тепер стійкість руху автопоїзда заднім ходом.

Рівняння руху напівпричепа при русі автопоїзда заднім ходом у загальному випадку (точка зчипки рухається по круговій траєкторії заданого радіусу  $R$ ) мають вигляд:

$$(I_1 + m_1 L_1^2) \ddot{\varphi} = (-m_1 d_1 \omega v \cos \varphi + L_1 Y_3 - c_p \varphi - k_p \dot{\varphi});$$

$$Y_3 = \frac{k_3 \delta_3}{\sqrt{1 + \frac{k_3 \delta_3}{(\varphi_3 Z_3)^2}}}; \quad (6)$$

$$\delta_3 = \theta_1 + \arctan \frac{v \sin \varphi - (\omega + \dot{\varphi}) L_1}{v_1};$$

$$v_1 = v \cos \varphi$$

де  $c_p$  — коефіцієнт крутильної жорсткості;  $k_p$  — коефіцієнт демпфування;  $Y_3$  — сила бічного відведення;  $\delta_3$  — приведений кут відведення коліс напівпричепа;  $v$  — лінійна швидкість точки зчіпки;  $\omega$  — кутова швидкість радіуса-вектора точки зчіпки;  $\theta_1$  — кут повороту приведенного колеса напівпричепа;  $\varphi$  — кут складання;  $\dot{\varphi}$  — швидкість зміни кута складання,  $d_1$  — відстань від центра мас напівпричепа до точки зчіпки з тягачем;  $L_1$  — база напівпричепа;  $m_p, J_1$  — маса й центральний момент інерції напівпричепа;  $k_3$  — коефіцієнт опору відведення коліс напівпричепа;  $\varphi_3$  — коефіцієнт зчеплення при визначенні бічних сил відведення.

Відмітимо, що наявність ненульового параметра  $c_p$  — є необхідною умовою стійкості прямолінійного руху напівпричепа заднім ходом, що слідує із виду відповідного характеристичного рівняння.

Якщо

$$\lambda^2 v I_1 + \lambda^2 v m_1 d_1^2 + \lambda L_1^2 k_3 + \lambda k v - v L_1 k_3 + v c_p = 0 \quad (7)$$

то за умови додатності вільного члена отримаємо достатню умову стійкості нульового рішення рівняння лінійного наближення:

$$c_p > L_1 \times k_3.$$

Аналіз стійкості незбурених колових режимів руху системи (1) проведемо шляхом чисельного визначення власних значень рівняння у варіаціях для такого набору значень конструктивних параметрів:

$m_1=280; b_1=0; d_1=2.5; L_1=b_1+d_1; k_3=15000; \kappa_3=0.7; Z_3=m_1 \cdot 9.81; c_p=38000; k=0; r=0.38; v=2.5; \omega=v/R; I_1=m_1 \cdot r^2/2.$

Кут повороту приведенного колеса напівпричепа вибирався на основі напівемпіричного підходу, при  $K_p=1$  у (6) (якщо кут складання вважати рівним нулю), отримуємо нульовий кут відведення, що забезпечує відсутність збурюючого моменту щодо точки зчіпки при малих швидкостях руху, тобто

$$\theta_1 = \arctan(K_p \times L_1 / R). \quad (8)$$

При математичному моделюванні системи — буксирування по траєкторіях з  $R=10 \dots 26$  м значення коефіцієнта «посилення» було прийнято  $K_p = 3$ .

Нижче приведені відповідні характеристичні рівняння і їх корені, що отримані за допомогою програмного забезпечення Maple:

$$\lambda^2 + 1.334687053 \lambda + 20.12704995 = 0;$$

$$\lambda_{(1,2)} = -0.667 - 4.436i, -0.667 + 4.436i;$$

$$\lambda^2 + 3.12253395 \lambda + 21.13341186 = 0;$$

$$\lambda_{(1,2)} = -1.56 - 4.594i, -1.56 + 4.594i;$$

Дані режими руху — стійкі, на що вказують від'ємні дійсні частини коренів характеристичних рівнянь.

Далі для моделі автопоїзда (тягач-напівпричіп) отримані умови дивергентної втрати стійкості при прямолінійному русі заднім ходом, аналіз останніх допоможе при виборі раціональних значень конструктивних параметрів, що забезпечують стійкість системи при русі по кривим.

Система лінеаризованих рівнянь, що визначає стаціонарні кругові режими достатньо великого радіусу має вигляд:

$$\begin{aligned}
 (m+m_1)\omega v - Y_1 - Y_2 - Y_3 &= 0; \\
 -m_1 c v \omega + c_p \varphi - a Y_1 + b Y_2 + c Y_3 &; \\
 m_1 d_1 v \omega + c_p \varphi - L_1 Y_3 &= 0; \\
 \delta_1 &= \theta + \frac{(-u + \omega a)}{v}; \\
 \delta_2 &= -\frac{u + \omega b}{v}; \\
 \delta_3 &= \theta_1 + \frac{[v \varphi - \omega(L_1 + c) - u]}{v}; \\
 Y_1 &= k_1 \delta_1; \\
 Y_2 &= k_2 \delta_2; \\
 Y_3 &= k_3 \delta_3.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Для розв'язку системи рівнянь (9) запишемо її в «машинному» вигляді.

Отримаємо:

$$\begin{aligned}
 e1 &:= (m+m1)*\omega*v - Y1 - Y2 - Y3; \\
 e2 &:= -m1*c*v*\omega + c_p*\varphi - a*Y1 + b*Y2 + c*Y3; \\
 e3 &:= m1*d1*v*\omega + c_p*\varphi - L1*Y3; \\
 \delta1 &:= \theta + (-u + \omega*a)/v; \\
 \delta2 &:= -(u + \omega*b)/v; \\
 \delta3 &:= \theta1 + (v*\varphi - \omega*(L1+c) - u)/v; \\
 Y1 &:= k1*\delta1; Y2 := k2*\delta2; Y3 := k3*\delta3.
 \end{aligned} \tag{10}$$

Якобіан системи (10) в околиці прямолінійного руху представляє матриця  $J(3,3)$ :

$$J := \text{jacobian}([e1, e2, e3], [u, \omega, \varphi]);$$

$J:=\text{MATRIX}([\text{[k1/v+k2/v+k3/v, (m+m1)*v-k1*a/v+k2*b/v-k3*(-L1-c)/v, -k3], [k1*a/v-k2*b/v-c*k3/v, -m1*c*v-a^2*k1/v-b^2*k2/v+c*k3*(-L1-c)/v, c_p+c*k3], [L1*k3/v, m1*d1*v-L1*k3*(-L1-c)/v, c_p-L1*k3]])$ .

Тоді умовою відсутності дивергентної нестійкості  $\epsilon|z'$  являється умова позитивності визначника якобіана.

Нижче приведені значення кутів складання як функцій часу за різних радіусів повороту.

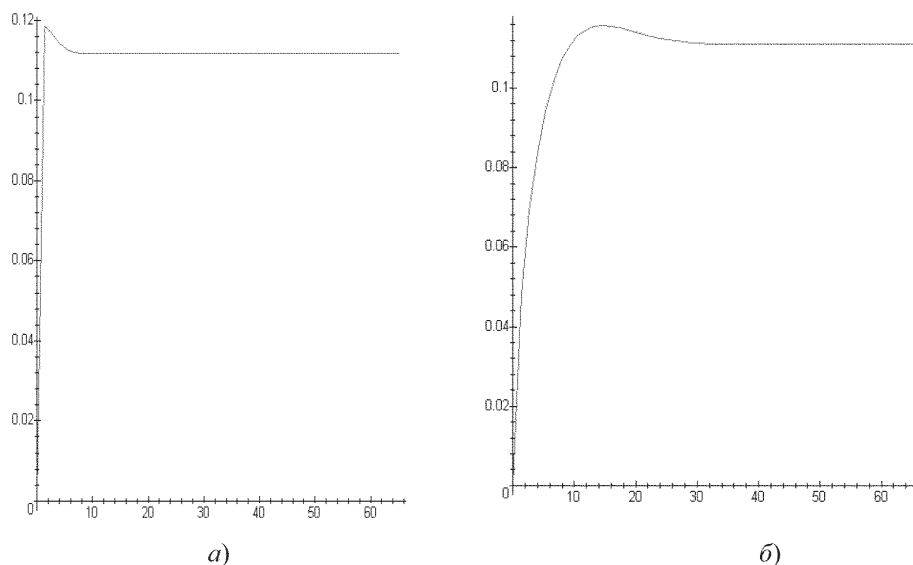


Рис. 1. Залежність кутів складання як функцій часу: а)  $R=26$ ;  $\phi = 0.1117$ ; б)  $R=10$ ;  $\phi = 0.1111$

Аналіз даних, рис. 1, показує на стійкість руху автопоїзда заднім ходом за обраних конструктивних параметрів.

**Висновки.** У статті намічений шлях визначення раціональних значень конструктивних параметрів (шляхом введення крутильної жорсткості між напівприцепом і тягачем в точці зчипки і вибору закону управління поворотом коліс напівприцепа), що забезпечують стійкі режими при русі заднім ходом.

### Література

1. Сахно В.П. Шляхи підвищення продуктивності автопоїздів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.К.Гришук //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. — Вип. 3. — 2000. — С.
2. Фаробин Я.Е., Якобашвили А.М., Иванов А.М. и др. Трехзвенные автопоезда // Машиностроение, 1993, — 224с.
3. Васильев Б.Г. Синтез законов управления для совмещения траекторий движения точек неголономной системы тел // Информационные системы. Вып. 2. -Харьков: НАНУ, ПАНИ, ХВУ. -1994. -С.69-77.
4. Сахно В.П. Курсова стійкість двохланкового автопоїзда при русі заднім ходом /В.П.Сахно, Б.Г.Васильев, С.В.Гейко //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. — Вип. 3. — 2000. — С.

УДК 629.114

## ДО ПИТАННЯ ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛІВ

Кандидат технічних наук Тімков О.М.,  
Луцик А.П.

*Наведено історія створення та розвитку складових вузлів гібридного автомобіля. Розвиток гібридних автомобілів став досяжним завдяки новим технологіям, що отримали розвиток в останні 10-20 років. Зазначені недоліки використання гібридних автомобілів та наведено шляхи їх подолання.*

*An history of the creation and development of hybrid vehicle component assemblies. The development of hybrid vehicles become attainable through new technologies that were developed in the last 10-20 years. These disadvantages of using hybrid cars and see how to overcome them.*