



- © В.П. Сахно, докт. техн. наук, професор, • © В.М. Поляков, канд. техн. наук, професор,
- © О.М. Тімков, канд. техн. наук, доцент, • © М.І. Файчук, канд. техн. наук,
- © В.М. Босенко, інженер, • © Д.Л. Мойся, інженер (НТУ)

ВПЛИВ ПЕРЕКОСУ МОСТІВ ПРИЧІПНИХ ЛАНОК НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ АВТОПОЇЗДА

Анотація. Розроблено комплексну методику вибору параметрів автопоїзда, що базується на математичних моделях його прямолінійного та керованого руху з урахуванням кутів встановлення мостів автомобіля-тягача і напівприцепа. Показано, що збільшення перекосу будь-якого мосту автопоїзда зменшує його критичну швидкість. Найбільш суттєво впливає перекося заднього моста напівприцепа. Так, перекося цього моста на 1° знижує критичну швидкість автопоїзда на 15,1 %, другого моста автомобіля-тягача – на 12,2 %, другого та першого моста напівприцепа – на 6,2 та 5,1 % відповідно. Подальше зростання перекосу понад 3° призводить до коливальної нестійкості автопоїзда.

Ключові слова: автопоїзд, мости автомобіля-тягача, напівприцеп, перекося мосту.

Аннотация. Разработана комплексная методика выбора параметров автопоезда, базирующаяся на математических моделях его прямолинейного и управляемого движения с учетом углов установки мостов автомобиля-тягача и полуприцепа. Показано, что увеличение перекося любого моста автопоезда уменьшает его критическую скорость. Наиболее существенно влияет перекося заднего моста полуприцепа. Так, перекося этого моста на 1° снижает критическую скорость автопоезда на 15,1 %, второго моста автомобиля-тягача – на 12,2 %, второго и первого моста полуприцепа – на 6,2 и 5,1 % соответственно. Последующий рост перекося свыше 3° приводит к колебательной неустойчивости автопоезда.

Ключевые слова: автопоезд, мосты автомобиля-тягача, полуприцеп, перекося моста.

Annotation. The complex method of choice of parameters of lorry convoy, being based on the mathematical models of his rectilinear and guided motion taking into account the corners of setting of bridges of car-tractor and semitrailer, is developed. It is rotined that the increase of defect of any bridge of lorry convoy diminishes his stalling speed. The defect of back bridge of semitrailer influences most substantially. So, the defect of this bridge on 1° reduces stalling speed of lorry convoy on 15,1 %, second bridge of car-tractor – on 12,2 %, second and first bridge of semitrailer – on 6,2 and 5,1 % accordingly. Subsequent growth of defect over 3° results in swaying instability of lorry convoy.

Keywords: lorry convoy, bridges of car-tractor, semitrailer, most substantially.

Вступ

У попередніх публікаціях (див. “Автошляховик України”, № 5, 6’2014 р. і № 1-2’2015 р.) доведено, що здвоєні мости автомобіля-тягача і причіпних ланок повинні бути паралельні один одному, щоб звести до мінімуму тертя між шинами і поверхнею дороги. На компенсацію відхилення мостів, які мають перекося, водій змушений повертати передні керовані колеса, щоб зберегти прямолінійний рух автомобіля. Це викликає постійне тертя між кожною з шин автомобіля і поверхнею дороги. У результаті погіршуються тягово-швидкісні властивості автопоїзда, зростає витрата палива, підвищується втома водія, виникає передчасний знос шин і зростає їх температура, а також погіршується маневреність та стійкість руху.

Метою статті є визначення показників стійкості руху автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів напівприцепа.

Основна частина

Об’єктом моделювання обрано дволанковий автопоїзд у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівприцепа з наближеними некерованими осями, що має перекося мостів, як найбільш типового за компонуальною схемою [1]. Така структурна схема автопоїзда широко використовується при міжміських та міжнародних перевезеннях.

Розглянемо автопоїзд як систему, що складається з двох окремих модулів – автомобіля тягача з центром мас в точці \dot{N}_1 та остова напівприцепа з центром мас в точці C_2 (рис. 1). Автомобіль-тягач має керовані колеса, кути повороту яких Θ_1 і Θ_{1r} , причому $\Theta_1 \geq \Theta_{1r}$ та рухомі деталі рульового механізму і приводу.

На схемі та далі у тексті прийняті такі позначення:

X_0OY_0 – плоска інерціальна система декартових координат;

$X_1B_1Y_1$ – рухома система координат, незмінно зв’язана з автомобілем тягачем;

$X_2B_2Y_2$ – рухома система координат незмінно зв’язана з остовом напівприцепа;

$m_1, I_1; m_2, I_2$ – відповідно маса та центральний момент інерції окремих модулів автопоїзда;

v_i, u_i – поздовжня і бокова проекції швидкості точки C_i на осі рухомої системи координат, незмінно зв’язаної з модулями автопоїзда;

ω_i – кутова швидкість ланки;

ϕ_1 – кут складання автопоїзда;

ψ_i – кут перекося i – осі автопоїзда;

$X_i, X_{ir}, Y_i, Y_{ir}, Z_i, Z_{ir}$ – поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса i – їх осей;

$i = 1, \dots, 5$ – індекси, які належать відповідно до кожної з осей автопоїзда;

r – індекс, що позначає правий борт ланок автопоїзда.

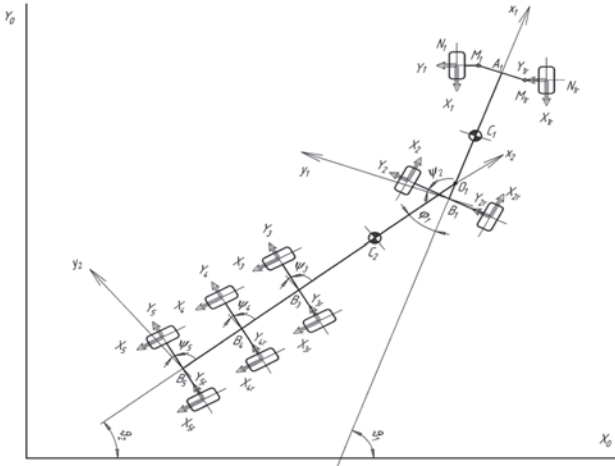


Рис. 1. Розрахункова схема дволанкового автопоїзда на неусталеному повороті

Геометричні параметри автопоїзда:

$$a_1 = A_1C_1, b_1 = C_1B_1, L_1 = a_1 + b_1, c_1 = B_1O_1, h_1 = M_1A_1, \\ \varepsilon_1 = M_1N_1, b_4 = B_4C_2, b_5 = B_5C_2, a_2 = O_1C_1, \\ h_2 = N_2B_2, h_3 = N_3B_3, h_4 = N_4B_4, h_5 = N_5B_5, b_3 = B_3C_2.$$

За рівномірного прямолінійного руху в реальних конструкціях автомобілів різниця кутів повороту зовнішнього і внутрішнього керованого колеса у середньому складає частки градуса [1]. За таких умов, з досить високим ступенем точності, можна вести розрахунки по середньому куту повороту приведеного колеса $\Theta_{s1} = (\Theta_1 + \Theta_{1r})/2$ та знехтувати перерозподілом бічних сил.

При цьому вирази для поздовжньої та бічної швидкостей матимуть вигляд [2]:

$$v_2 = v_1; \\ u_2 = v_1\varphi_1 + (u_1 - \omega_1(b_1 - c_1)) - (\omega_1 - \dot{\varphi}_1)a_2. \quad (1)$$

За прямолінійного руху бічні швидкості набагато менші поздовжніх. У цьому випадку, середні кути відведення осей автопоїзда матимуть вигляд [3]:

$$\delta_{s1} = -\frac{u_1 + \omega_1 a_1}{v_1}; \quad \delta_{s2} = \frac{-u_1 + \omega_1 b_1}{v_1}; \\ \delta_{s3} = \frac{-v_1\varphi_1 - u_1 - \omega_1(b_1 - c_1) + (\omega_1 - \dot{\varphi}_1)b_3}{v_1}; \\ \delta_{s4} = \frac{-v_1\varphi_1 - u_1 - \omega_1(b_1 - c_1) + (\omega_1 - \dot{\varphi}_1)b_4}{v}; \\ \delta_{s5} = \frac{-v_1\varphi_1 - u_1 - \omega_1(b_1 - c_1) + (\omega_1 - \dot{\varphi}_1)b_5}{v_1}; \quad (2)$$

Після визначення поздовжніх і бічних швидкостей і прискорень окремих ланок автопоїзда, кутів відведення та бічних сил, що діють на колеса окремих осей (за залежністю І. Рокара), стабілізуючих моментів шин, нормальних реакцій опорної поверхні на колеса усіх осей диференціальні рівняння автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів матимуть вигляд:

$$(m_1 + m_2)\ddot{u} + \dot{\omega}_2 m_2 (b_1 - c_1) + m_2 a_2 (\dot{\omega}_1 + \dot{\varphi}_1) \dot{\omega}_1 - v_1 \omega_1 = \\ = k_1 \delta_1 + k_1 \delta_{1r} - m_1 \omega_1 v_1 - (X_2 + X_{2r}) * \\ * \sin \psi_2 + (k_2 \delta_2 + k_2 \delta_{2r}) \cos \psi_2 + (X_3 + X_{3r}) \sin \psi_3 + \\ + (k_3 \delta_3 + k_3 \delta_{3r}) \cos \psi_3 + (X_4 + X_{4r}) \sin \psi_4 + \\ + (k_4 \delta_4 + k_4 \delta_{4r}) \cos \psi_4 + (X_5 + X_{5r}) \sin \psi_5 + (k_5 \delta_5 + k_5 \delta_{5r}) \cos \psi_5; \\ m_2 (\ddot{u}_1 - \dot{\omega}_1 (b_1 - c_1) - a_2 (\dot{\omega}_1 - \dot{\varphi}_1) + v_1 \omega_1) = I_1 \dot{\omega}_1 - (k_1 \delta_1 + k_1 \delta_{1r}) a_1 - \\ - (X_1 + X_{1r}) * (h_1 + \varepsilon) + X_2 (h_2 - b_1 \sin \psi_2) - X_{2r} (h_2 + b_1 \sin \psi_2) + \\ + (k_2 \delta_2 + k_2 \delta_{2r}) b_1 \cos \psi_2 + (X_3 + X_{3r}) \sin \psi_3 + (k_3 \delta_3 + k_3 \delta_{3r}) \cos \psi_3 + \\ + (X_4 + X_{4r}) \sin \psi_4 + (k_4 \delta_4 + k_4 \delta_{4r}) \cos \psi_4 + \\ + (X_5 + X_{5r}) \sin \psi_5 + (k_5 \delta_5 + k_5 \delta_{5r}) \cos \psi_5; \quad (3) \\ I_2 (\dot{\omega}_1 - \dot{\varphi}_1) - m_2 a_2 (\ddot{u} - \dot{\omega}_1 (b_1 - c_1) - a_2 (\dot{\omega}_1 - \dot{\varphi}_1) + v_1 \omega_1) = -(X_3 + X_{3r}) \sin \psi_3 - \\ - (k_3 \delta_3 + k_3 \delta_{3r}) \cos \psi_3 - (X_4 + X_{4r}) \sin \psi_4 - (k_4 \delta_4 + k_4 \delta_{4r}) \cos \psi_4 - (X_5 + X_{5r}) \sin \psi_5 - \\ - (k_5 \delta_5 + k_5 \delta_{5r}) \cos \psi_5 + X_1 (h_3 - b_3 \sin \psi_3) - X_{1r} (h_3 + b_3 \sin \psi_3) + X_4 (h_4 - \\ - b_4 \sin \psi_4) - X_{4r} (h_4 + b_4 \sin \psi_4) - (k_4 \delta_4 + k_4 \delta_{4r}) b_4 \cos \psi_4 + X_5 (h_5 - \\ - b_5 \sin \psi_5) - X_{5r} (h_5 + b_5 \sin \psi_5) - (k_5 \delta_5 + k_5 \delta_{5r}) b_5 \cos \psi_5,$$

Отримана система диференціальних рівнянь (3) описує рух автопоїзда з урахуванням кутів встановлення його мостів. На основі аналізу системи рівнянь (3) розроблена методика вибору й обґрунтування масово-геометричних, конструктивних і експлуатаційних параметрів автопоїзда.

Метою створення методики – є прогнозування показників КСР автопоїздів з урахуванням кутів встановлення мостів, масово-геометричних та конструктивних параметрів їх ланок, які б найбільш повно задовольняли критерії стійкості руху транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних швидкостей і навантажень. Відповідно завдання, які можна вирішити за допомогою методики, визначені таким чином:

- визначення критичної швидкості ($V_{кр}$) руху автопоїзда;
- визначення показників стійкості автопоїзда без перекосу мостів;
- визначення показників стійкості автопоїзда з перекосом ведучого моста сідельного тягача;
- визначення показників стійкості автопоїзда з перекосом і паралельними мостами напівпричепа;
- визначення показників стійкості автопоїзда з перекосом та непаралельними мостами напівпричепа.

Розв'язок наведених завдань дає змогу отримати такі характеристики й оціночні показники КСР автопоїзда як без перекосу, так і з перекосом мостів:

- екстремальні за стійкістю прямолінійного руху швидкості (критичну та порогову початку коливальної нестійкості);
- характерні зони стійкості прямолінійного руху (асимптотичної стійкості, коливальної та дивергентної нестійкості).

Теорія стійкості руху колісних машин ґрунтується на математичному апараті дослідження диференціальних рівнянь, розробленому А.М. Ляпуновим [3]. Він визначив властивості збуреного стану системи, які полягають у тенденції до відновлення траєкторії незбуреного руху, що характеризується параметрами, які мали місце до виникнення збурення. Для кількісної оцінки цієї властивості може бути прийнятий час повернення параметрів руху до вихідного. При коливальному процесі повернення цих параметрів до вихідних можна кількісно оцінювати стійкість за декрементом, тобто ступенем зменшення амплітуди коливань.



Для утримання автопоїзда на заданій траєкторії під час коливального перехідного процесу водію необхідно повертати рульове колесо поперемінно в обидва боки. У цьому випадку керувати автопоїздом складніше, ніж при аперіодичному перехідному процесі. А якщо період коливального процесу близький до часу реакції системи “автомобіль – водій”, то дії водія можуть бути причиною незгасаючого коливального процесу. Необхідно, щоб період коливань перевищував не менше ніж у 3...4 рази час реакції зазначеної системи, тобто складав більш 4...6 с [4].

Стійкий рух за Ляпуновим реалізується в задалегідь невідомій області початкових збурювань, які називають областю притягання незбуреного руху. Виникає завдання визначення границь цієї області. Критичною швидкістю $v_{кр}$ (далі – КШ) будемо називати швидкість, за якої хоча б одна з ланок автопоїзда втрачає стійкість. Під стійкістю розуміється властивість ланки автопоїзда зберігати в заданих межах, незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх сил, напрямком руху й орієнтацію поздовжньої та вертикальної осей за відсутності керуючих впливів із боку водія.

Система рівнянь руху автопоїзда допускає рішення $u_l = 0$, $\omega_l = 0$, $\varphi_l = 0$, $(\Theta_l = \Theta_{lr} = 0)$, якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю v уздовж прямої $\theta = const$. Прийmemo такий рух за незбурений.

Після розв'язку системи рівнянь (3) щодо старших похідних, отримуємо:

$$\dot{u}_1 = -\frac{m_2 B 0 - m_2 (b_1 - c_1) + A 0 m_2 C^2 I_1 + m_2 I_2 a_2^2 A 0 + A 0 I_2 I_1}{m_2 C^2 m_1 I_1 + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I_1 I_2 + m_1 I_1 I_2}; \quad (4)$$

$$\dot{\omega}_1 = -\frac{m_1 m_2 (b_1 - c_1)^2 B 0 + m_2 I_2 B 0 + m_2 I_2 A 0 + I_2 m_1 B 0}{m_2 C^2 m_1 I_1 + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I_1 I_2 + m_1 I_1 I_2}; \quad (5)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = -\frac{m_2 (b_1 - c_1) m_1 B 0 + m_2 B^2 m_1 C 0 + m_2 C^2 m_1 B 0 + m_2 I_2 B 0}{m_2 C^2 m_1 I_1 + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I_1 I_2 + m_1 I_1 I_2}, \quad (6)$$

де

$$\begin{aligned} A 0 &= \left(\frac{A 2}{v_1} + (m_1 + m_2) v_1 \right) \omega_1 + \frac{A 1 u_1}{v_1} + A 3 \varphi_1 - \frac{A 4 \dot{\varphi}_1}{v_1}; \\ B 0 &= \left(\frac{B 2}{v_1} - m_2 (B + 2C) v_1 \right) \omega_1 + \frac{B 1 u_1}{v_1} + B 3 \varphi_1 + \frac{B 4 \dot{\varphi}_1}{v_1}; \\ C 0 &= \left(m_2 v_1 C + \frac{C 2}{v_1} \right) \omega_1 + \frac{C 1 u_1}{v_1} + C 1 \varphi_1 + \frac{C 3 \dot{\varphi}_1}{v_1}. \end{aligned} \quad (7)$$

Система рівнянь у векторно-матричній формі:

$$\|a_{ij}\|_3 \cdot \begin{vmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{\omega}_1 \\ \dot{\varphi}_1 \end{vmatrix} + \|b_{ij}\|_{3,4} \cdot \begin{vmatrix} u_1 \\ \omega_1 \\ \varphi_1 \\ \dot{\varphi}_1 \end{vmatrix} = 0. \quad (8)$$

Для знаходження необхідних і достатніх умов стійкості прямолінійного руху автомобіля потрібно скласти характеристичне рівняння системи (3). Часткове рішення системи, приведеної до векторно-матричної форми, будемо шукати у вигляді $u_1, \omega_1, \varphi_1 = (a_1, a_2, a_3) \exp(\lambda t)$,

якщо і тільки якщо λ є коренем характеристичного рівняння:

$$D(\lambda) = A_0 \lambda^4 + A_1 \lambda^3 + A_2 \lambda^2 + A_3 \lambda + A_4 = 0. \quad (9)$$

Матриця характеристичного рівняння у загальному вигляді:

$$\begin{vmatrix} a_{11} \lambda + b_{11} & a_{12} \lambda + b_{12} & a_{13} \lambda^2 + b_{13} \lambda + b_{14} \\ a_{21} \lambda + b_{21} & a_{22} \lambda + b_{22} & a_{23} \lambda^2 + b_{23} \lambda + b_{24} \\ a_{31} \lambda + b_{31} & a_{32} \lambda + b_{32} & a_{33} \lambda^2 + b_{33} \lambda + b_{34} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^{n=4} A_i \lambda^{n-i} = 0; \quad (10)$$

де a_{ij} та b_{ij} – відповідні коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів автопоїзда, та отримані аналітично у програмі Maple 12.

За критерієм стійкості Рауса-Гурвіца [5] необхідна, але недостатня умова стійкості полягає у тому, щоб усі коефіцієнти A_i були позитивні. Система буде стійкою, якщо визначник і його мінори позитивні. Аналіз коренів характеристичного рівняння може характеризувати стан системи.

Загалом можливі такі значення коренів характеристичного рівняння: λ є дійсна і позитивна величина – система нестійка, рух буде нестійким; λ – дійсна і від'ємна величина – система з часом повертається до стійкого положення. Якщо коефіцієнт λ – комплексне число, то його позитивна дійсна частина свідчить про наявність наростаючих коливань, а від'ємна дійсна частина – загасаючих коливань.

Визначники Гурвіца характеристичного рівняння (9), а саме перший Δ_1 – відповідає за наявність додатних дійсних коренів, а третій Δ_3 – за наявність додатної дійсної частини уявних комплексно сполучених коренів. Із рівняння (9) отримуємо фактори, від яких залежить критична швидкість:

$$v_{кр} = f(m_1, m_2, a_1, L_1, c_1, L_2, k_1, k_2, k_3, k_4, \dots). \quad (11)$$

За формулою (11) можна провести аналіз рівномірного прямолінійного руху, а саме, визначити величину критичної швидкості прямолінійного руху автопоїзда та виявити характер впливу факторів, зокрема кутів встановлення мостів автопоїзда.

Розрахунки показників стійкості виконані для автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепи KRONE – SDP 24 категорії N3+O4, як найбільш типового у міжміських перевезеннях вантажів.

Структура характеристичного визначника (9) системи (3), а також вирази його коефіцієнтів a_{ij} , b_{ij} настільки громіздкі в аналітичному вигляді, що надалі будемо використовувати загальні вирази коефіцієнтів A_0, A_1, A_2, A_3, A_4 і визначника Δ_3 характеристичного рівняння. Тому необхідні коефіцієнти будемо обчислювати чисельним методом за допомогою комп'ютерного моделювання у середовищі Maple 12.

Значення експлуатаційних та конструктивних параметрів автопоїзда, за яких визначник системи $A_4 = 0$, назвемо критичними, а при $\Delta_3 = 0$ – флатерними. При розгляді динаміки автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів основним фактором, що визначає стійкість прямолінійного руху, є курсова швидкість v руху автопоїзда. Типовими є ситуації:



$$A_4 = 0 \Rightarrow v = v_{кр}; \quad A_4 > 0 \Rightarrow v < v_{кр}; \quad A_4 < 0 \Rightarrow v > v_{кр}, \quad (12)$$

де v – швидкість руху автопоїзда;
 $v_{кр}$ – критична швидкість руху автопоїзда;

$$\Delta_3 = 0 \Rightarrow v = v_0; \quad \Delta_3 < 0 \Rightarrow v > v_0; \quad \Delta_3 > 0 \Rightarrow v < v_0, \quad (13)$$

де v_0 – гранична швидкість коливальної нестійкості руху автопоїзда.

Оскільки $v_{кр}$ і v_0 є функціями параметрів автопоїзда, то в просторі цих параметрів рівняння $v = v_{кр}$ і $v = v_0$ визначають гіперповерхні, на яких характеристичне рівняння (9) має один нульовий і пару комплексних коренів. Перші рівняння виразів (12) та (13) можна записати як функції швидкості руху автопоїзда:

$$\begin{aligned} A_4 &= f(v_{кр}, \text{інші фактори}), \\ \Delta_3 &= f(v_0, \text{інші фактори}) \end{aligned} \quad (14)$$

Отже, існують два характерних значення швидкості руху автопоїзда $v = v_{кр}$ і $v = v_0$, які можна отримати із рівнянь (14). Проте їх приведення до чіткого вигляду в зв'язку з великою розмірністю і кількістю вхідних параметрів складає загалом задачу без розв'язку та не уможлиблює використання лише аналітичних методів дослідження.

Отримати зазначені залежності можна за допомогою числових методів комп'ютерного моделювання. Оскільки очевидних виразів рішень рівнянь (14) немає, то для знаходження залежностей $v_{кр} = f(A_4)$ і $v_0 = f(\Delta_3)$ скористаємося інтервальним методом. Цей метод дає змогу обчислювати будь-які залежності нечіткого вигляду.

У випадку $v_{кр}$ і v_0 для $A_4 = 0$ і $\Delta_3 = 0$ відповідно маємо:

$$A_4 = f(v, X_i) = 0 \quad \text{і} \quad \Delta_3 = f(v, X_i) = 0, \quad i = 1 \dots n,$$

де v – поточне значення швидкості автопоїзда;
 X_i – параметри автопоїзда;
 n – кількість параметрів.

Збільшуючи поточну швидкість автопоїзда v від v_{\min} до v_{\max} на величину $v = (v_{\max} - v_{\min})/n$, в інтервалі від v_{\min} до v_{\max} на кожному кроці перевіряються умови $A_4 = 0$ або $\Delta_3 = 0$. Якщо якась з умов виконується, то поточне значення v присвоюється відповідній з екстремальних швидкостей $v_{кр}$ або v_0 . Таким чином можна отримати залежності швидкостей $v_{кр}$ і v_0 від будь-якого з параметрів автопоїзда.

Користуючись вихідними даними для автопоїзда у складі автомобіля-тягача SCANIA R 113L та напівпричепа KRONE – SDP – 27 за розробленою методикою, визначимо КШ прямолінійного руху. За обраної компоновальної схеми автопоїзда КШ складає близько 32,4 м/с або 116,6 км/год [6].

Відповідно до розробленої методики, розглянемо вплив масово-геометричних і конструктивних параметрів на стійкість та маневреність автопоїзда із порушенням геометрії ходової частини.

На рис. 2 показано вплив перекосу мостів автопоїзда на КШ прямолінійного руху, де вплив перекосу заднього мосту напівпричепа позначено цифрою 1, вплив перекосу заднього мосту автомобіля-тягача – цифрою 2, вплив перекосу другого мосту напівпричепа – цифрою 3 та першого мосту напівпричепа – цифрою 4.

Збільшенням перекосу будь-якого мосту в будь який бік зменшує КШ автопоїзда. Найбільш суттєво впливає

перекіс заднього мосту напівпричепа. Так, перекіс цього мосту на 1° знижує КШ автопоїзда на 15,1 %, другого мосту автомобіля-тягача – на 12,2 %, другого та першого мосту напівпричепа – на 6,2 та 5,1 % відповідно. Подальше зростання перекосу понад 3° призводить до коливальної нестійкості автопоїзда.

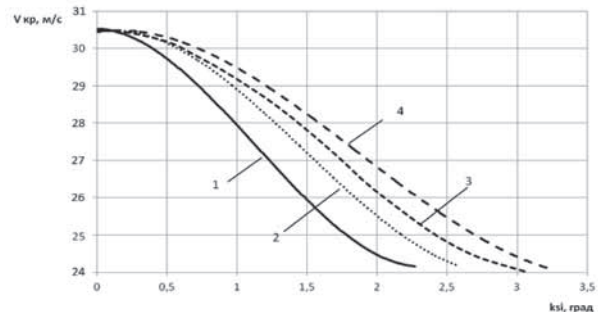


Рис. 2. Зміна критичної швидкості прямолінійного руху від перекосу мостів автопоїзда

Поєднання перекосу різних мостів є функцією чотирьох змінних $v_{кр} = f(\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4)$, графічно представити яку неможливо. Тому розглянемо лише вплив напрямку перекосу для типових схем встановлення мостів напівпричепа. Як приклад, на рис. 3 представлено: а) схема 1, без перекосу мостів; б) схема 2 з різнобічним перекосом двох мостів напівпричепа; в) схема 3, з однобічним перекосом мостів напівпричепа

За допомогою факторного експерименту визначені критичні швидкості руху автопоїзда з урахуванням кутів

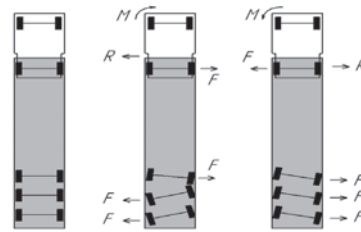


Рис. 3. Схеми перекосу досліджуваних мостів напівпричепа

встановлення мостів напівпричепа, табл. 1.

Розглянемо збурений рух автопоїзда, який зазначений вище. Початковим збуренням для автопоїзда приймемо поворот ведучої ланки з кутовою швидкістю $\omega_1 = 0,1$ рад/с (бічний вітер, поштовх від нерівностей дороги, ривок рульового колеса тощо).

Таблиця 1

Критична швидкість автопоїзда за різних схем перекосу

Найменування	Критична швидкість, м/с
Схема 1	32,4
Схема 2	29,3
Схема 3	28,6

Інші початкові умови для інтегрування системи диференціальних рівнянь мають вигляд:

$$u_1|_{t=0} = 0, \quad \theta_1|_{t=0} = 0, \quad \varphi_1|_{t=0} = 0, \quad \omega_1|_{t=0} = 0, \quad \dot{\theta}_1|_{t=0} = 0, \quad \dot{\omega}_1|_{t=0} = 0,$$

де початкові значення параметрів прийняті за $t=0$.

Із аналізу січень простору параметрів прямолінійного руху автомобіля встановлено, що автопоїзд з перекосом мостів при докритичних швидкостях може бути коливально нестійким (флатерна нестійкість) та асимптотично стійким, а при закритичних швидкостях – дивергентно нестійким.



У разі відсутності перекосу мостів автопоїзда встановлено, що характер протікання всіх фазових змінних параметрів руху автопоїзда має асимптотичний характер. Результати проведених досліджень показали, що рух автопоїзда без перекосу мостів є асимптотично стійким. Для бічної та кутової швидкостей час стабілізації становить близько 1 с, проте для кута складання зростає до 2 с, але амплітуда зворотного закиду в 10 разів менша початкового збурення. Фазовий портрет кута складання та його похідної свідчить про стійкий асимптотичний закон зміни кута складання, амплітуда цього процесу досить незначна. Траєкторія руху автопоїзда – це пряма лінія, розташована під кутом, що становить частку градуса від початкового напрямку. Бокове зміщення в початковий момент становить близько 5 см на 12,5 м пройденого шляху, яке потім усувається.

Якщо має місце перекіс другої осі сідельного тягача, критична швидкість прямолінійного руху зменшується до 30,2 м/с (без перекосу – 32,4 м/с). Крім того, навіть за правильних кутів встановлення мостів напівпричепи виникає невелика бічна швидкість центру мас сідельного тягача. Залежно від швидкості руху можлива поява коливальної нестійкості сідельного тягача і, як наслідок, виникнення коливальних причіпної ланки.

Для автопоїзда з однобічним перекосом мостів (при цьому сідельний тягач не має перекосу) критична швидкість руху складає 28,6 м/с. Існують режими стійкого руху і коливально стійкого з часом стабілізації 2 с та нестійкого. Під час руху з докритичною швидкістю при перекосі мосту сідельного тягача та при однобічному перекосі мостів напівпричепи виникає бічна швидкість центру мас, яка перевищує в 4 рази бічну швидкість у разі перекосу мосту тільки автомобіля-тягача. При досягненні граничної швидкості $V = 28,6$ м/с – рух стає нестійким. Траєкторія руху центру мас сідельного тягача із зростанням швидкості спочатку майже викривлюється, потім відбувається рух під значним кутом до початкового напрямку, і при подальшому зростанні швидкості відбувається втрата курсової стійкості.

У разі різнобічного перекосу мостів (за правильно встановлених мостів сідельного тягача), КШ становить 27,1 м/с. Зона коливально стійкого руху розширюється, зростає час стабілізації до 3,5...4 с, що є досить тривалим. У такому випадку, корегуючі дії водія можуть призвести до появи незатухаючих коливальних, внаслідок великого часу стабілізації системи. Амплітуда коливальних перевищує початкове збурення на систему у 1,7...2,5 рази. Зростає частота коливальних фазових змінних до 1,5...3 Гц. Фазові портрети та траєкторія руху центру мас вказують на коливальний стійкий рух із затухаючими коливаннями, але з великим перехідним періодом.

Встановлено також вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на КШ руху автопоїзда [7]:

– збільшення маси автомобіля-тягача призводить до зростання КШ руху автопоїзда, в той час, коли збільшення маси напівпричепи призводить до її зменшення. Скорочення відстані від заднього мосту сідельного тягача до точки зчипки з напівпричепом призводить до збільшення КШ руху автопоїзда. Це потребує поглибленого обґрунтування компоновальної схеми автопоїзда при його проектуванні, а також раціонального розміщення вантажу в процесі експлуатації автопоїзда;

– збільшення жорсткості шин некерованих осей автомобіля-тягача у всіх випадках покращує стійкість, у той час, як керованої осі її зменшує, але не суттєво.

Серед осей напівпричепи найбільш впливає жорсткість шин останньої осі;

– збільшення коефіцієнтів опору бічному відведенню шин K_y та коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою ϕ позитивно позначається на підвищенні поперечної горизонтальної стійкості автопоїзда. Вплив інших параметрів або незначний, або зовсім відсутній.

Рух сідельного автопоїзда по колах малого радіусу є характерним режимом руху при під'їзді в місця виконання вантажно-розвантажувальних робіт. За наявності перекосу мостів ланок автопоїзда виникає зсув траєкторії руху його ланок від стандартного автопоїзда без перекосу мостів.

Розрахунки параметрів руху, виконані для випадку різнобічного перекосу мостів, свідчать про присутність високочастотних коливальних напівпричепи, які призводять до відхилення траєкторії його центра мас відносно траєкторії сідельного тягача, нерівномірному зношуванню шин, елементів підвіски та погіршенню керованості автопоїзда.

Висновки

Розроблено комплексну методику вибору параметрів автопоїзда, що базується на математичних моделях прямолінійного та керованого руху з урахуванням кутів встановлення мостів автомобіля-тягача і напівпричепи. За представленню методикою визначена критична швидкість прямолінійного руху автопоїзда у складі сідельного тягача DAF XF 95.430 та напівпричепи KRONE – SDP 2, яка за відсутності перекосу мостів автомобіля-тягача і напівпричепи склала 32,4 м/с (116,6 км/год). У разі перекосу другої осі автомобіля-тягача критична швидкість прямолінійного руху зменшується до 30,2 м/с.

Збільшенням перекосу будь-якого мосту напівпричепи і другого мосту автомобіля-тягача у той чи той бік зменшує критичну швидкість автопоїзда. Найбільш суттєво впливає перекіс заднього моста напівпричепи. Так, перекіс цього моста на 1° знижує критичну швидкість автопоїзда на 15,1 %, другого моста автомобіля-тягача – на 12,2 %, другого та першого моста напівпричепи – на 6,2 та 5,1 % відповідно. Подальше зростання перекосу понад 3° призводить до коливальної нестійкості автопоїзда.

ЛІТЕРАТУРА

1. Файчук М.І. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів, що мають перекіс мостів // Проблеми транспорту: Збірник наукових праць НТУ. – 2009. – № 6 – С. 152–158.
2. Сахно В.П. Вплив конструктивних параметрів керованого колісного модуля на стійкість прямолінійного руху автомобіля та автопоїзда / В.П. Сахно, А.В. Вакуліч // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 1996. – № 1. – С.116–120.
3. Ляпунов А.М. Собрание сочинений / Ляпунов А.М. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1956. – Т.2. – 475 с.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: [Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов] / Смирнов Г.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
6. Файчук М.І. До питання теоретичного визначення показників стійкості та керованості автопоїздів з наближеними вісями причепа та перекосом мостів // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Збірник наукових праць НТУ. – 2012. – № 9. – С.210–213.
7. Файчук М.І. Дослідження впливу геометричних параметрів триланкового автопоїзда на стійкість його руху / М.І. Файчук, В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, Г.М. Борисенко // Вісник Житомирського державного технологічного університету. 2012. – Т.2, № 53. – С.121–126.