

УДК 629.113

В.П. Сахно, д.т.н., проф.

Р.М. Марчук, аспір.

Національний транспортний університет

В.П. Онищук, асист.

В.М. Придюк, ст. викл.

Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ І СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА

Отримано систему диференціальних рівнянь руху автопоїзда-контейнеровоза в поздовжній і поперечній площинах. Розв'язок системи рівнянь дозволив визначити кути крену ланок автопоїзда та проаналізувати їх вплив на показники маневреності і стійкості руху.

Вступ. Постановка проблеми. Ефективність використання рухомого складу автомобільного транспорту і його продуктивність залежать, як відомо, від вантажопідйомності і середньої швидкості руху, а також сукупності техніко-експлуатаційних властивостей, які виявляються в процесі експлуатації і зумовлюють придатність рухомого складу до застосування в заданих експлуатаційних умовах.

Відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України від 29.10.1999 р. №2020 Україна приєдналася до “Угоди про маси і габарити транспортних засобів, що здійснюють міждержавні перевезення по автомобільних дорогах держав-учасниць Співдружності Незалежних Держав” і погодилася з прийнятими максимальними масами транспортних засобів: вантажні автомобілі: двовісний автомобіль – 18 т, тривісний автомобіль – 24 т; сидельні та причіпні автопоїзди – 36–44 т залежно від кількості осей автомобіля-тягача і причіпних ланок. Такі максимальні маси автопоїздів досягнуті при регламентованій відстані між осями 2,0 м і прийнятій довжині транспортного засобу на рівні 16,5 м – сидельні автопоїзди і 18,35 м – причіпні. Збільшення довжини автопоїздів, як це має місце для автопоїзда-контейнеровоза [1], без відповідного вибору ряду параметрів погіршує їхні експлуатаційні властивості, у тому числі маневреність і стійкість руху. Науково обґрунтований вибір конструктивних параметрів автопоїздів-контейнеровозів набуває особливої важливості у зв'язку з перспективою їхнього широкого застосування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У [1] розглянута конструкція автопоїзда-контейнеровоза (рис. 1), загальна довжина якого становить 22 м, що допустимо за Правилами дорожнього руху в Україні. Основним недоліком такого автопоїзда є погіршення прохідності, маневреності та стійкості руху.

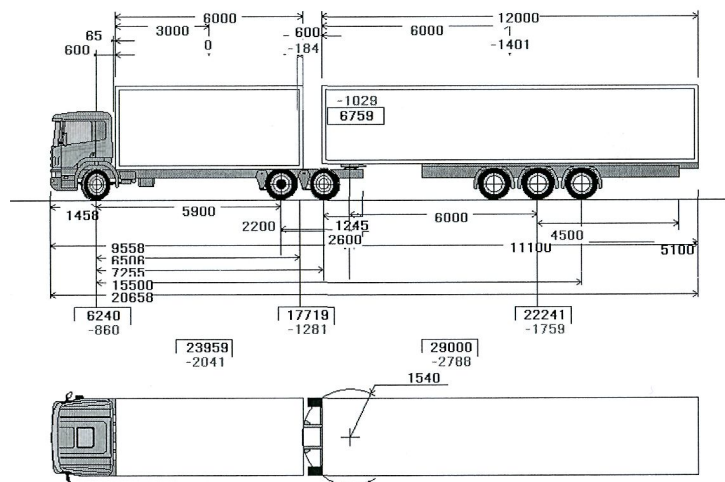


Рис. 1. Компонувальна схема автопоїзда-контейнеровоза

Однак, як показує аналіз, це не є достатньою підставою для висновку про неперспективність такої конструкції автопоїзда-контейнеровоза. У [2] досліджена кінематика повороту такого автопоїзда. Зокрема показано, що нормовані значення зовнішнього і внутрішнього габаритних радіусів і габаритної смуги руху можуть бути отримані або тільки за керованої третьої осі автомобіля-тягача, або за керованого візка напівпричепа. У [3] розглянуто закон управління задньою віссю візка напівпричепа та приводом управління до неї. Невирішеним є питання стійкості руху автопоїзда за керованих осей

автомобіля-тягача (задня вісь) і напівпричепа. Тому **метою роботи** є розробка математичної моделі автопоїзда-контейнеровоза для визначення показників стійкості його руху.

Матеріали і результати дослідження. При розробці математичної моделі автопоїзда-контейнеровоза врахуємо, що автомобіль-тягач і напівпричіп можна представити у вигляді окремих модулів (рис. 1), для яких рівняння руху вже визначені [4]. Тоді рівняння руху автопоїзда-контейнеровоза можна представити у вигляді:

– для остова автомобіля-тягача:

$$m(\ddot{v} - \omega u) + X \cos \theta + X' \cos \theta' - Y \sin \theta - Y' \sin \theta' + X_1 + X_1' + X_{12} \cos \theta_{12} + X_{12}' \cos \theta_{12}' - Y_{12} \sin \theta_{12} - Y_{12}' \sin \theta_{12}' + XB \cos \varphi_1 - YB \sin \varphi_1 = 0; \quad (1)$$

$$m(\ddot{u} + \omega v) - Y \cos \theta - Y' \cos \theta' - X \sin \theta - X' \sin \theta' - Y_1 - Y_1' - Y_{12} \cos \theta_{12} - Y_{12}' \cos \theta_{12}' - X_{12} \sin \theta_{12} - X_{12}' \sin \theta_{12}' + YB \cos \varphi_1 - XB \sin \varphi_1 = 0; \quad (2)$$

$$I\dot{\omega} = a(Y \cos \theta + Y' \cos \theta' + X \sin \theta + X' \sin \theta') - b(Y_1 \cos \theta_{11} + Y_1' \cos \theta_{11}') - b_b(Y_{12} \cos \theta_{12}' + Y_{12}' \cos \theta_{12}) + X_{12} \sin \theta_{12} + X_{12}' \sin \theta_{12}') - c(YB \cos \gamma_1 + XB \sin \gamma_1) + M_1; \quad (3)$$

– для кістяка напівпричепа:

$$I_1 \dot{\omega}_1 = d_1 YB - b_1(Y_2 \cos \theta_2 + Y_2' \cos \theta_2' + X_2 \sin \theta_2 + X_2' \sin \theta_2') - b_{11}(Y_{21} \cos \theta_{21} + Y_{21}' \cos \theta_{21}' + X_{21} \sin \theta_{21} + X_{21}' \sin \theta_{21}') - b_{12}(Y_{22} \cos \theta_{22} + Y_{22}' \cos \theta_{22}' + X_{22} \sin \theta_{22} + X_{22}' \sin \theta_{22}') + c_1(YC \cos \varphi_2 + XC \sin \varphi_2) - M_1; \quad (4)$$

– для возика напівпричепа:

$$-J_2 \dot{\omega}_2 + d_2 YC - M_2 = 0. \quad (5)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

a – відстань від передньої осі до центра мас автомобіля-тягача;

v – відстань від середньої осі до центра мас автомобіля-тягача;

vv – відстань від задньої осі до центра мас автомобіля-тягача;

c – відстань від центра мас автомобіля-тягача до точки зчипки з напівприцепом;

$L_a(DL1)$ – габаритна довжина автомобіля-тягача;

B – колія передніх коліс автомобіля-тягача;

θ ($teta$), θ_1 ($teta 1$), θ_{11} ($teta 11$) – відповідно кут повороту коліс передньої, середньої і задньої осі автомобіля-тягача;

L_{nn} – габаритна довжина напівпричепа;

v_2 – відстань від передньої осі до центра мас напівпричепа;

v_{21} – відстань від середньої осі до центра мас напівпричепа;

v_{22} – відстань від задньої осі до центра мас напівпричепа;

d_2 – відстань від центра мас напівпричепа до його передньої габаритної точки;

θ_2 ($teta 2$), θ_{21} ($teta 21$) – відповідно кут повороту передньої і задньої осі напівпричепа;

m, m_2 – маса тягача і напівпричепа;

k_f – коефіцієнт опору кочення коліс автопоїзда;

$k_1; k_2; k_3$ – коефіцієнти опору відведення коліс осей автомобіля-тягача і напівпричепа;

kk_2 – наведений коефіцієнт жорсткості напівпричепа;

h_2 – коефіцієнти демпфірування за кутами повороту напівпричепа;

$kappa1; kappa2; kappa3$ – коефіцієнти зчеплення при визначенні бічних сил відведення коліс автомобіля-тягача і напівпричепа;

$K_\gamma, K_{\gamma 1}(Kgam, Kgam1)$ – наведені коефіцієнти жорсткості тягача і напівпричепа по крену;

$N_\gamma, N_{\gamma 1}(Ngam, Ngam1)$ – наведені коефіцієнти демпфірування тягача і напівпричепа по крену;

θ ($theta$) – кут повороту керованих коліс передньої осі тягача; θ_i ($theta1i$) – кут повороту керованих коліс середньої і задньої осі тягача; θ_{2i} ($theta2i$) – кут повороту керованих осей напівпричепа;

V – прискорення у поздовжньому напрямку;

J – центральний момент інерції тягача;

v, u – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас на осі, пов'язані з автомобілем-тягачем;

ω ($omega$) – кутова швидкість тягача щодо вертикальної осі;

J_1 – центральний момент інерції напівпричепа;

v_1, u_1 – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас напівпричепа;

ω_1 ($omega1$) – кутова швидкість напівпричепа;

J_2 – центральний момент інерції візка напівпричепа;

v_2, u_2 – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас візка напівпричепа;
 $\omega_2(\text{omegal}2)$ – кутова швидкість візка напівпричепа;

$X_{i,j}, X'_{i,j}$ – поздовжні сили на внутрішньому і зовнішньому колесі осей автопоїзда;

$Y_{i,j}, Y'_{i,j}$ – поперечні сили на внутрішньому і зовнішньому колесі осей автопоїзда;

$XB, YB; XC, YC$ – реакції у точках зчеплення тягача з напівприцепом і напівпричепа з візком;

M_1, M_2 – моменти опору повороту напівпричепа і його візка.

У системі рівнянь (1) окремі змінні визначені у такий спосіб:

– реакції у точках зчеплення напівпричепа з візком:

$$XC = X_2 \cos \theta_2 + X_{21} \cos \theta_{21} + X_{22} \cos \theta_{22} - Y_2 \sin \theta_2 - Y_{21} \sin \theta_{21} - Y_{22} \sin \theta_{22} + X'_2 \cos \theta'_2 + X'_{21} \cos \theta'_{21} + X'_{22} \cos \theta'_{22} - Y'_2 \sin \theta'_2 - Y'_{21} \sin \theta'_{21} - Y'_{22} \sin \theta'_{22}; \quad (6)$$

$$YC = -X_2 \sin \theta_2 - X_{21} \sin \theta_{21} - X_{22} \sin \theta_{22} - Y_2 \cos \theta_2 - Y_{21} \cos \theta_{21} - Y_{22} \cos \theta_{22} - X'_2 \sin \theta'_2 - X'_{21} \sin \theta'_{21} - X'_{22} \sin \theta'_{22} - Y'_2 \cos \theta'_2 - Y'_{21} \cos \theta'_{21} - Y'_{22} \cos \theta'_{22}; \quad (7)$$

– реакції у точках зчеплення тягача з напівприцепом:

$$XB = m_2 \dot{v}_2 - m_2 \omega_2 u_2 + X \cos \theta + X_1 \cos \varphi_1 \cos \theta_{11} + X_{12} \cos \varphi_1 \cos \theta_{12} + X' \cos \theta' + X'_1 \cos \varphi_1 \cos \theta'_{11} + X'_{12} \cos \varphi_1 \cos \theta'_{12} - Y \sin \theta - Y' \sin \theta' - Y_{11} \cos \varphi_1 \sin \theta_{11} - Y_{12} \cos \varphi_1 \sin \theta_{12} - Y_2 \sin \varphi_2 \cos \theta_2 + Y_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta_{21} + Y'_{11} \cos \varphi_1 \sin \theta'_{11} - Y'_{12} \cos \varphi_1 \sin \theta'_{12} - Y'_2 \sin \varphi_2 \cos \theta'_2 + Y'_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta'_{21} + Y_{22} \sin \varphi_2 \cos \theta_{22} + X_2 \sin \varphi_2 \sin \theta_2 + X_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta_{21} + X_{22} \sin \varphi_2 \sin \theta_{22} + Y'_{22} \sin \varphi_2 \cos \theta'_{22} + X'_2 \sin \varphi_2 \sin \theta'_2 + X'_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta'_{21} + X'_{22} \sin \varphi_2 \sin \theta'_{22}; \quad (8)$$

$$YB = m_2 \dot{u}_2 + m_2 \omega_2 u_2 + X_1 \sin \theta - Y_1 \cos \theta + X_{11} \sin \varphi_1 \cos \theta_{11} + X_{12} \sin \varphi_1 \cos \theta_{12} + X' \sin \theta' - Y' \cos \theta' + X'_1 \sin \varphi_1 \cos \theta'_{11} + X'_{12} \sin \varphi_1 \cos \theta'_{12} - Y_{11} \sin \varphi_1 \sin \theta_{11} - Y_{12} \sin \varphi_1 \sin \theta_{12} - Y_2 \cos \varphi_2 \cos \theta_2 - Y_{21} \cos \varphi_2 \cos \theta_{21} - Y'_{11} \sin \varphi_1 \sin \theta'_{11} - Y'_{12} \sin \varphi_1 \sin \theta'_{12} - Y'_2 \cos \varphi_2 \cos \theta'_2 - Y'_{21} \cos \varphi_2 \cos \theta'_{21} - Y_{22} \cos \varphi_2 \cos \theta_{22} + X_2 \sin \varphi_2 \cos \theta_2 + X_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta_{21} + X_{22} \sin \varphi_2 \cos \theta_{22} - Y'_{22} \cos \varphi_2 \cos \theta'_{22} + X'_2 \sin \varphi_2 \cos \theta'_2 + X'_{21} \sin \varphi_2 \cos \theta'_{21} + X'_{22} \sin \varphi_2 \cos \theta'_{22}; \quad (9)$$

– кутові швидкості ланок автопоїзда:

$$\omega_1 = \omega + \dot{\theta}, \quad \omega_2 = \omega + \dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2; \quad (10)$$

– проекції поздовжньої швидкості центра мас ланок:

$$v_1 = v \cos \theta + (u + a\omega) \sin \theta, \quad v_2 = [v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \cos \varphi_2 + [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1 (\omega + \dot{\varphi}_1)) \sin \varphi_2]; \quad (11)$$

– проекції поперечної швидкості центра мас ланок:

$$u_1 = v \sin \theta + (u + a\omega) \cos \theta - (\omega - \dot{\theta}) \lambda, \quad u_2 = [-v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \sin \varphi_2 + [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1 (\omega + \dot{\varphi}_1) - d_1 (\omega + \dot{\varphi}_1) \cos \varphi_2 - d_2 (\omega + \dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)); \quad (12)$$

– кутове прискорення ланок автопоїзда:

$$\dot{\omega}_1 = \dot{\omega} + \ddot{\theta}, \quad \dot{\omega}_2 = \dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2; \quad (13)$$

– проекції поздовжнього прискорення центра мас ланок:

$$\dot{v}_1 = \dot{v} \cos \theta - v \sin \theta \times \dot{\theta} + (\dot{u} + a\dot{\omega}) \sin \theta + (u + a\omega) \cos \theta \times \dot{\theta}, \quad \dot{v}_2 = [\dot{v} \cos \varphi_1 - v \sin \varphi_1 \times \dot{\varphi}_1 + (\dot{u} - c\dot{\omega}) \sin \varphi_1 + (\dot{u} - c\dot{\omega}) \sin \varphi_1 \times \dot{\varphi}_1] \cos \varphi_2 - [\dot{v} \cos \varphi_1 + (\dot{u} - c\dot{\omega})] \sin \varphi_2 \times \dot{\varphi}_2 + [(-\dot{v} \sin \varphi_1 - v \cos \varphi_1 \times \dot{\varphi}_1 + (\dot{u} - c\dot{\omega}) \cos \varphi_1 - (\dot{u} - c\dot{\omega}) \sin \varphi_1 \times \dot{\varphi}_1 - (\dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1) d_1 - c_1 (\dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1)) \sin \varphi_2 + [(-v \sin \varphi_1) + (\dot{u} - c\dot{\omega}) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) c_1] \cos \varphi_2 \times \dot{\varphi}_2]; \quad (14)$$

– проекції поперечного прискорення центра мас ланок:

$$\begin{aligned} \dot{u}_1 &= -\dot{v}\sin\theta - v\cos\theta \times \dot{\theta} + (\dot{u} + a\dot{\omega})\cos\theta - (u + a\omega)\sin\theta \times \dot{\theta} - (\dot{\omega} - \ddot{\theta})\lambda, \\ \dot{u}_2 &= [-(\dot{v}\cos\varphi_1 - v\sin\varphi_1 \times \dot{\varphi}_1 + (\dot{u} - c\dot{\omega})\sin\varphi_1 + (u - c\omega)\cos\varphi_1 \times \dot{\varphi}_1)\sin\varphi_2 - \\ &\quad - [(v\cos\varphi_1 + (u - c\omega)\sin\varphi_1)\cos\varphi_2 \times \dot{\varphi}_2 + [(-v\sin\varphi_1 - v\cos\varphi_1) \times \dot{\varphi}_1 + \\ &\quad + (\dot{u} - c\dot{\omega})\cos\varphi_1 - (u - c\omega)\sin\varphi_1 \times \dot{\varphi}_1 - (\dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1)d_1 - c_1(\dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1)]\cos\varphi_2 - \\ &\quad - [(-v\sin\varphi_1 + (u + c\omega)\cos\varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1)d_1 - c_1(\omega + \dot{\varphi}_1)]\sin\varphi_2 \times \dot{\varphi}_2 - d_2(\dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2). \end{aligned} \quad (15)$$

Система рівнянь (1) суттєво нелінійна, і її інтегрування, навіть з використанням сучасної обчислювальної техніки, викликає певні труднощі. Тому на першому етапі спростимо ці рівняння і приймемо, що автопоїзд рухається рівномірно ($\dot{v} = \text{const}$), кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля-тягача однакові ($\theta_i = \theta'_i$), кути повороту коліс осей напівпричепа дорівнюють нулю і возик напівпричепа жорстко з'єднаний з кістяком.

Для цього випадку рівняння руху автопоїзда-контейнеровоза з урахуванням рівнянь руху автопоїзда в поздовжньо-поперечній площині записуються у вигляді:

$$m(\dot{u} + \omega v) = Y \cos\theta - X \sin\theta + Y_{11} + X_{12} \sin\theta_{12} + Y_{12} \cos\theta_{12} - YB \cos\varphi_1 - XB \sin\varphi_1 + P_y; \quad (16)$$

$$I\dot{\omega} = a(Y \cos\theta - X \sin\theta) - bY_{11} - b_b(Y_{12} \cos\theta_{12} + X_{12} \sin\theta_{12}) + c(YB \cos\varphi_1 - XB \sin\varphi_1); \quad (17)$$

$$\begin{aligned} I_2\dot{\omega}_2 &= d_1 YB - b_1(Y_2 \cos\theta_2 + X_2 \sin\theta_2) - b_{11}(Y_{21} \cos\theta_{21} + X_{21} \sin\theta_{21}) - \\ &\quad - b_{12}(Y_{22} \cos\theta_{22} + X_{22} \sin\theta_{22}); \end{aligned} \quad (18)$$

$$I_x \ddot{\gamma} = m(\dot{u} + \omega v) + m \times g \times H \times \gamma_0 - K_y H^2 \times \gamma_0 / 2 - N_y H^2 \dot{\gamma} / 2; \quad (19)$$

$$I_{2x} \ddot{\gamma}_1 = m_2(\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) + m_2 \times g \times H_1 \times \gamma_1 - K_{y1} H_1^2 \times \gamma_1 / 2 - N_{y1} H_1^2 \times \dot{\gamma}_1 / 2. \quad (20)$$

Запишемо рівняння руху напівпричепа автопоїзда в «машинному вигляді». Отримаємо:

– щодо поздовжньої осі:

$$e3 := -m2*(V2 - \omega2*u2) + XB - X3*\cos(\theta2) + Y3*\sin(\theta2) - X31*\cos(\theta21) + Y31*\sin(\theta21) - X32*\cos(\theta22) + Y32*\sin(\theta22);$$

– щодо поперечної осі:

$$e4 := m2*(U2 + \omega2*v2) + YB + X3*\sin(\theta2) + Y3*\cos(\theta2) + X31*\sin(\theta21) + Y31*\cos(\theta21) + X32*\sin(\theta22) + Y32*\cos(\theta22).$$

У системі рівнянь (11) позначено:

– кутова швидкість напівпричепа:

$$\omega2 := \omega + \Phi1;$$

– кутове прискорення напівпричепа:

$$\Omega2 := \Omega + \Phi\Gamma1;$$

– поздовжня і поперечна проекції швидкості центра мас напівпричепа:

$$u2 := -v*\sin(\phi1) + (u - c*\omega)*\cos(\phi1) - \omega2*d1;$$

$$v2 := v*\cos(\phi1) + (u - c*\omega)*\sin(\phi1).$$

– поздовжня і поперечна проекції прискорення центра мас напівпричепа:

$$U2 := -V*\sin(\phi1) - v*\cos(\phi1)*\Phi1 + (U - c*\Omega)*\cos(\phi1) -$$

$$- (u - c*\omega)*\sin(\phi1)*\Phi1 - \Omega2*d1;$$

$$V2 := V*\cos(\phi1) - v*\sin(\phi1)*\Phi1 + (U - c*\Omega)*\sin(\phi1) +$$

$$+ (u - c*\omega)*\cos(\phi1)*\Phi1.$$

Підстановка знайдених величин у рівняння руху тягача:

$$ee1 := \text{simplify}(-m*(V - \omega*u) - X1*\cos(\theta) - Y1*\sin(\theta) - X2*\cos(\theta1) - X21*\cos(\theta11) + Y2*\sin(\theta1) + Y21*\sin(\theta11) - XB*\cos(\phi1) + YB*\sin(\phi1));$$

$$ee2 := \text{simplify}(-m*(U + \omega*v) + Y1*\cos(\theta) -$$

$$- X1*\sin(\theta) + Y2*\cos(\theta1) + Y21*\cos(\theta11) + X2*\sin(\theta1) + X21*\sin(\theta11) -$$

$$- YB*\cos(\phi1) - XB*\sin(\phi1));$$

$$ee3 := \text{simplify}(-J*\Omega + a*(Y1*\cos(\theta) - X1*\sin(\theta)) - b*(Y2*\cos(\theta1) +$$

$$+ X2*\sin(\theta1)) - bb*(Y21*\cos(\theta11) + X21*\sin(\theta11)) + c*(YB*\cos(\phi1) +$$

$$+ XB*\sin(\phi1)).$$

Підстановка знайдених величин у рівняння обертового руху напівпричепа:

$$ee5 := \text{simplify}(-J2*\Omega2 + d1*YB - b1*(Y3*\cos(\theta2) + X3*\sin(\theta2)) -$$

$$- b11*(Y31*\cos(\theta21) + X31*\sin(\theta21)) - b12*(Y32*\cos(\theta22) + X32*\sin(\theta22))).$$

Рівняння руху автопоїзда-контейнеровоза з урахуванням крену:

$$e1: = ee2;$$

$$e2: = ee3;$$

$$e3: = ee5;$$

$$e4: = -I_x * PG + m * (U + \omega * v) + m * 9.81 * H * \gamma_0 - K_{\gamma} * H^2 * \gamma_0 / 2 - N_{\gamma} * H^2 * \gamma_0 / 2;$$

$$e5: = -I_{2x} * PG_1 + m_2 * (U_2 + \omega_2 * v_2) + m_2 * 9.81 * H_1 * \gamma_1 - K_{\gamma 1} * H_1^2 * \gamma_1 / 2 - N_{\gamma 1} * H_1^2 * \gamma_1 / 2.$$

Для інтегрування рівнянь руху автопоїзда прийемо такі числові значення параметрів:

$$V: = 0; X_1: = 0; X_2: = 0; X_{21}: = 0; X_3: = 0; X_{31}: = 0; X_{32}: = 0; g: = 9.81; a: = 3.6; b: = 1.6;$$

$$bb: = 3.1; b_1: = 0.57; d_1: = 5.73; b_{11}: = 1.97; b_{12}: = 3.37; c: = 3.5; m_1: = 600.; m: = 18000.; k_f: = 0; m_2: = 29000; k_1:$$

$$= 160000; k_2: = 220000; k_3: = 165000; \kappa_1: = 0.8; \kappa_2: = 0.8; \kappa_3: = 0.8; \theta_1: = 0.0; \theta_{11}: = 0.0;$$

$$\theta_2: = 0.0; \theta_{21}: = 0.0; \theta_{22}: = 0.0; KOL: = 2.2; H: = 0.65; H_1: = 0.8; K_{\gamma}: = 2 * 1200000; K_{\gamma 1}: =$$

$$2 * 3 * 1000000 / 2; N_{\gamma}: = 5025; N_{\gamma 1}: = 3 * 5025 / 2; \theta: = 0.45; v: = 5.$$

Центральні моменти інерції тягача і напівпричепа:

$$J: = 0.35 * m * a * b;$$

$$J_2: = 0.4 * m_2 * d_1 * L_1;$$

$$I_x: = m * (KOL^2 + H^2) / 24;$$

$$I_{2x}: = m_2 * (KOL^2 + H_1^2) / 24;$$

Кути відведення осей автопоїзда:

$$\delta_1: = \theta - \arctan((u + a * \omega) / v);$$

$$\delta_2: = \arctan((-u + b * \omega) / v);$$

$$\delta_{21}: = \arctan((-u + bb * \omega) / v);$$

$$\delta_3: = \arctan((-u_2 + b_1 * \omega_2) / v_2);$$

$$\delta_{31}: = \arctan((-u_2 + b_{11} * \omega_2) / v_2);$$

$$\delta_{32}: = \arctan((-u_2 + b_{12} * \omega_2) / v_2);$$

Геометричні параметри автопоїзда:

$$L_1: = b_1 + d_1;$$

$$l: = a + b.$$

Вертикальні реакції на осях автопоїзда:

$$Z_1: = m_1 * g + (m * g * b - m_2 * g * b_1 * (c - b) / L_1) / l;$$

$$Z_2: = 0,5 * (m * g * a + m_2 * g * b_1 * (a + c) / L_1) / l;$$

$$Z_3: = 0,3 * m_2 * g * d_1 / L_1.$$

Сумарна вертикальна реакція (кг):

$$(Z_1 + 2 * Z_2 + 3 * Z_3) / 9,81.$$

Нелінійні залежності сил відведення на осях (функції кутів відведення осей):

$$Y_1: = k_1 * \delta_1 / \sqrt{1 + (k_1 * \delta_1 / (\kappa_1 * Z_1))^2};$$

$$Y_2: = k_2 * \delta_2 / \sqrt{1 + (k_2 * \delta_2 / (\kappa_2 * Z_2))^2};$$

$$Y_{21}: = k_2 * \delta_{21} / \sqrt{1 + (k_2 * \delta_{21} / (\kappa_2 * Z_2))^2};$$

$$Y_3: = k_3 * \delta_3 / \sqrt{1 + (k_3 * \delta_3 / (\kappa_3 * Z_3))^2};$$

$$Y_{31}: = k_3 * \delta_{31} / \sqrt{1 + (k_3 * \delta_{31} / (\kappa_3 * Z_3))^2};$$

$$Y_{32}: = k_3 * \delta_{32} / \sqrt{1 + (k_3 * \delta_{32} / (\kappa_3 * Z_3))^2}.$$

Інтегрування рівнянь руху (9, 10) дозволяє визначити кути крену ланок автопоїзда й порівняти між собою параметри маневреності та стійкості автопоїзда для просторової і плоскої моделей.

Визначимо кути крену ланок автопоїзда за таких умов – вхід у коло й рух по колу (а) за $\theta = 0,45$ і $v = 5$ м/с і при дії збурення – початкове збурення за кутом складання $0,1$ рад. за швидкості $v = 5$ м/с (б).

γ_1, γ_2 , рад.

γ_1, γ_2 , рад.

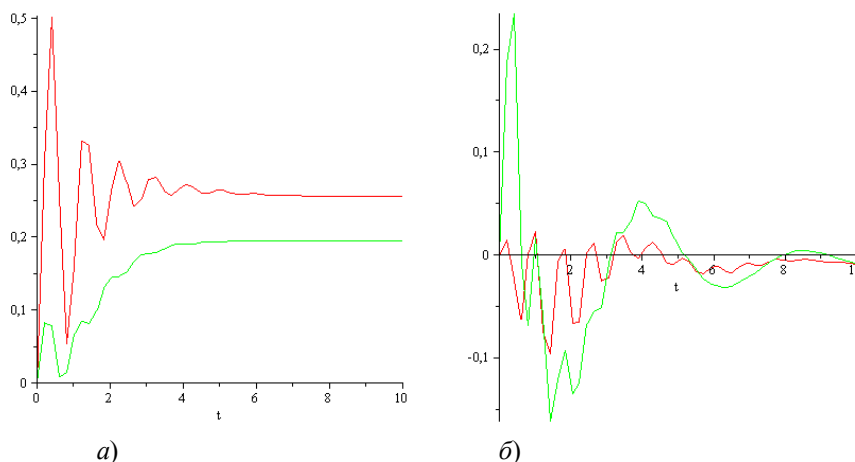


Рис. 2. Кути крену тягача й напівпричена в часі перехідного процесу за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (б)

На рисунку 3 наведені траєкторії центра мас тягача за відсутності й наявності крену.

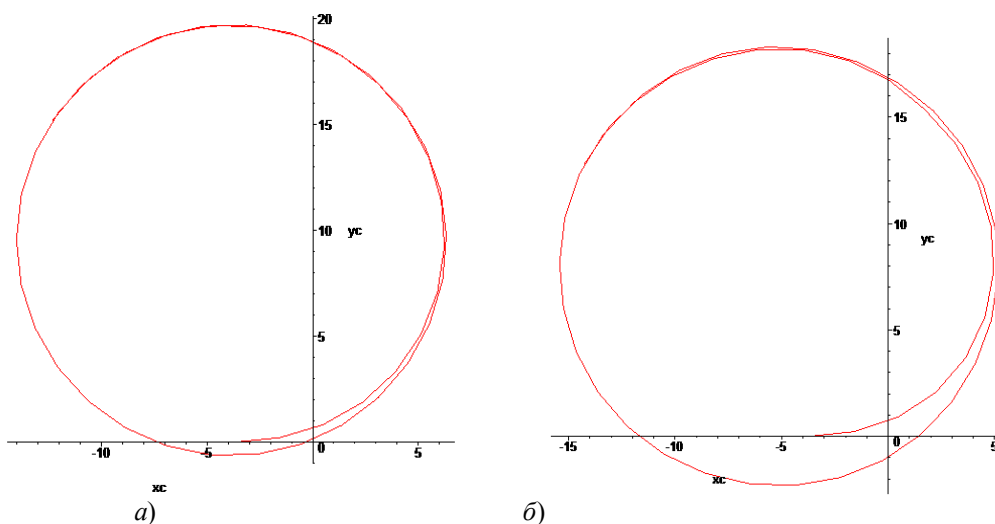


Рис. 3. Траєкторії центра мас автомобіля-тягача за відсутності (а) й наявності крену (б)

Як випливає з рисунка 3, крен кузова тягача призводить до зміщення центра мас у напрямку дії бічної сили, що знижує потенційні можливості автопоїзда щодо стійкості руху.

На рисунку 4 наведені залежності кута складання автопоїзда за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (початкове збурення за кутом складання 0,1 рад.) (б).

Загасаючий характер коливань кута складання свідчить про стійкий рух автопоїзда при виконанні прийнятих маневрів.

Розглянемо тепер прямолінійний рух автопоїзда. Для цього складемо визначник системи і знайдемо корені характеристичного рівняння за відсутності й наявності крену ланок автопоїзда (рис. 4).

Аналіз даних (рис. 5) вказує на стійкий рух автопоїзда як з урахуванням крену, так і за його відсутності, бо всі корені характеристичного рівняння комплексно-спряжені з від'ємною дійсною частиною.

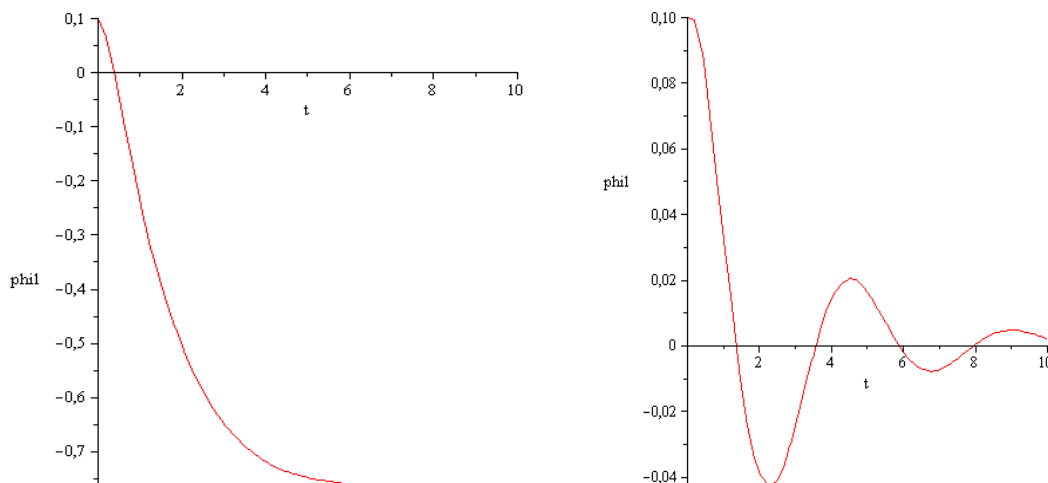


Рис. 4. Кут складання за колового руху автопоїзда (а) і при дії збурення (б)

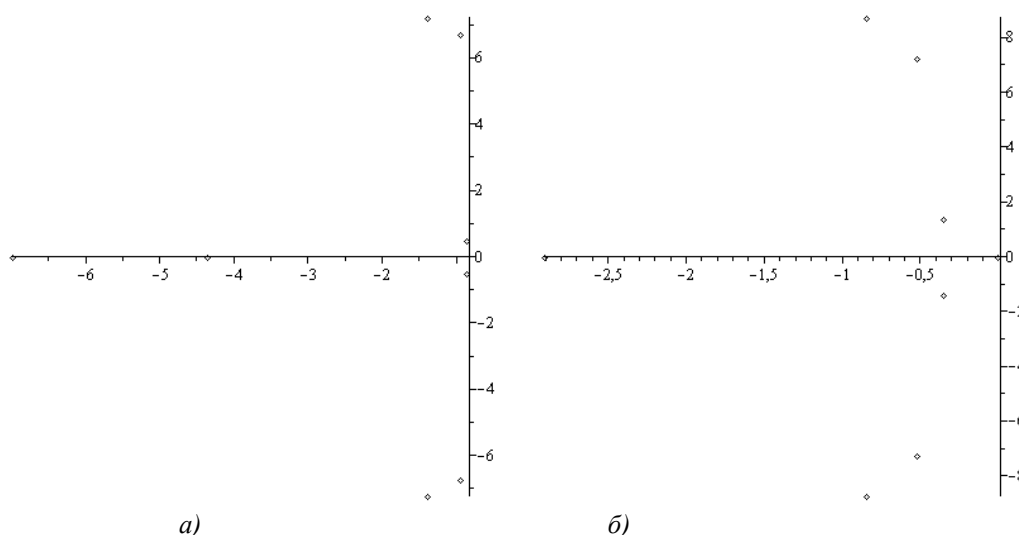


Рис. 5. Корені характеристичного рівняння за прямолінійного руху автопоїзда ($\theta = 0$; $v = 25$) за наявності (а) і відсутності крену (б)

Висновки. Отримано систему диференціальних рівнянь руху автопоїзда-контейнеровоза в поздовжній і поперечній площинах. Розв'язок системи рівнянь дозволив визначити кути крену ланок автопоїзда та проаналізувати їх вплив на показники маневреності та стійкості руху.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету : в 2-х част. – Ч. 1. – Вип. 19. – К. : НТУ, 2009. – С. 80–83.
2. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, В.П. Онищук // Наукові нотатки : міжвуз. збірн. (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – 2010. – Вип. 28. – С. 478–484.
3. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, М.М. Горбаха, В.М. Придюк, О.П. Онищук // Автошляховик України. Вісник Центрального наукового центру ТАУ. Окремий випуск. – 2010. – Вип. 13. – С. 72–75.
4. Рівняння руху моделі чотириланкового причіпного автопоїзда / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.Є.

Бондаренко, А.О. Енглезі // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2007. – Вип. 10. – С. 117–120.

5. Рівняння руху триланкового автопоїзда типу «В-Double» / *В.П. Сахно, А.Є. Бондаренко, В.М. Глінчук, О.А. Енглезі // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2009. – Вип. 12. – С. 164–169.*

САХНО Володимир Прохорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– керованість та стійкість автопоїздів.

МАРЧУК Роман Михайлович – аспірант кафедри автомобілів Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– керованість та стійкість автопоїздів.

ОНИЩУК Василь Петрович – асистент кафедри автомобілів Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– керованість та стійкість автопоїздів.

ПРИДЮК Валентин Михайлович – старший викладач кафедри автомобілів Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– керованість та стійкість автопоїздів.

Подано 12.05.2010

Сахно В.П., Марчук Р.М., Онищук В.П., Придюк В.М. До визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда-контейнеровоза.

Сахно В.П., Марчук Р.М., Онищук В.П., Придюк В.М. К определению показателей маневренности и стойкости движения автопоезда-контейнеровоза.

Sahno V.P., Marchuk R.M., Onishchuk V.P., Pridjuk V.M. To identify indicators of maneuverability and stability of motion cars-containertrains.

УДК 629.113

К определению показателей маневренности и стойкости движения автопоезда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк

Полученна система дифференціальних уравнений движения автопоезда-контейнеровоза в продольной и поперечной плоскостях. Решение системы уравнений позволило определить углы крена звеньев автопоезда и проанализировать их влияние на показатели маневренности и устойчивости движения.

УДК 629.113

To identify indicators of maneuverability and stability of motion cars-containertrains / V.P. Sahno, R.M. Marchuk, V.P. Onishchuk, V.M. Pridjuk

A system of differential equations of motion-train-container in the longitudinal and transverse planes. The solution of equations to determine angles allow roll-train parts and assess their influence on the maneuverability and stability of movement.