

В. П. Сахно¹
І. С. Мурований²
В. П. Онищук²
Д. М. Попелиш¹
С. М. Томчук¹

ДО ПИТАННЯ СТІЙКОСТІ МЕТРОБУСА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

¹Національний транспортний університет
²Луцький національний технічний університет

Згідно з рекомендованим співвідношенням між кількістю автобусів різних класів, які використовуються у великих містах, три чверті всього автобусного парку міста з населенням понад 1 млн жителів мають становити автобуси великого та особливо великого класу. Найбільшого ефекту від використання автобусів великого і особливо великого класу досягається в системі BRT.

Використання багатоланкових як вантажних, та і пасажирських автопоїздів повинно бути підтвержене не тільки прогресивним транспортним законодавством, але і вирішенням певних технічних проблем, спрямованих на забезпечення високої безпечності автопоїздів і всього транспортного потоку. При цьому дуже важливо забезпечити стійкість транспортного засобу у граничних режимах руху з тим, щоб він залишався в межах габаритного коридору.

Проведеними на сьогодні дослідженнями доведено, що найбільш небезпечним з точки зору забезпечення стійкості автопоїзда при екстремому гальмуванні є бортова нерівномірність гальмівних сил, причому зі збільшенням початкової швидкості гальмування, нерівномірності дії гальмівних механізмів на колесах однойменних осей автомобілів і автопоїздів значно зростають довжина гальмівного шляху, поперечні і куткові відхилення.

Показано, що узагальнюючим параметром, який характеризує стійкість прямолінійного руху триланкового метробуса в режимі гальмування, слід брати початкову швидкість руху, за якої автобус і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху. За цим критерієм отримані початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість метробуса як з керованим, так і некерованим другим причепом. Ці швидкості за коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею в межах $\varphi=0,7$ і моменту нерівномірності гальмівних сил на осях причепів в межах 8000 Нм склали відповідно 12,5 і 16,5 м/с. Це необхідно враховувати при визначенні стійкості метробуса у гальмівному режимі.

Ключові слова: метробус, гальмівний режим, автопоїзд, габаритна смуга руху, гальмівний режим руху.

Вступ

Останнім часом на вулицях мегаполісів спостерігається погіршення ситуації в пасажирських перевезеннях, інтенсивна автомобілізація призвела до різкого зниження швидкості міського транспорту. Громадський транспорт у середньому рухається зі швидкістю меншою ніж 30 км/год. Причина – вуличні затори.

Неконтрольована заміна автобусів великого та особливо великого класів на мікроавтобуси призвела до погіршення транспортної ситуації на вулицях міста, перевантаженості посадкових майданчиків автобусами, збільшення вірогідності виникнення дорожньо-транспортних пригод, зростання кількості викидів токсичних речовин у навколишнє середовище.

Згідно з рекомендованим (за результатами вітчизняних досліджень) співвідношенням між кількістю автобусів різних класів, які використовуються у великих містах, три чверті всього автобусного парку міста з населенням понад 1 млн жителів мають становити автобуси великого та особливо великого класу (45 % та 30 % відповідно). Найбільшого ефекту від використання автобусів великого і особливо великого класу досягається в системі BRT.

BRT (англ. Bus rapid transit,) – спосіб організації автобусного (або тролейбусного) сполучення, що відрізняється більш високими експлуатаційними характеристиками порівняно зі звичайними автобусними маршрутами (швидкість, надійність, провізна здатність). За деякими параметрами (зокрема, за швидкістю) системи швидкісного автобусного транспорту можна порівняти з системами легкорейкового транспорту (швидкісного трамваю) [1].

Проект BRT передбачає рух автобусів по спеціально виділених і часто обгороджених смугах. Рухомий склад в системі BRT називають метробусом, рис. 1.



Рис. 1. Метробус

Головною перевагою метробуса є його повна ізолюваність на дорозі від інших видів транспорту. Як засіб руху вибираються дво- і триланкові зчленовані автобуси останнього покоління, оснащені двигунами потужністю до 300 кВт, здатні рухатися зі швидкістю понад 25 м/с. При цьому дуже важливим є забезпечення безпечності руху шарнірно-зчленованих машин при русі з великою швидкістю. Тому *метою роботи* є дослідження стійкості руху триланкового шарнірно-зчленованого автобуса у гальмівному режимі.

Аналіз літературних джерел

Використання багатоланкових як вантажних, так і пасажирських автопоїздів повинно бути підтверджено не тільки прогресивним транспортним законодавством, але і вирішенням певних технічних проблем, спрямованих на забезпечення високої безпечності автопоїздів і всього транспортного потоку. При цьому дуже важливо забезпечити стійкість транспортного засобу у граничних режимах руху з тим, щоб він залишався в межах габаритного коридору. Під стійким рухом автопоїзда будемо вважати такий рух, у процесі якого поперечні зміщення ланок автопоїзда від заданої траєкторії не призводять до їхнього виходу за межі припустимого габаритного коридору [2].

Динаміка триланкового автопоїзда ускладнюється порівняно з одиночним автомобілем наявністю більшого числа осей і шарнірного зв'язку між його ланками, що може призвести до порушення стійкості руху як у тяговому, так і особливо у гальмівному режимах. Це обумовлено більш складним характером взаємозалежності гальмівних сил на колесах осей автопоїзда, а також можливістю виникнення явища «складання» його ланок, запобігти якому важче, ніж заносу одиночного автомобіля. При всьому цьому необхідно, щоб автопоїзд, що загальмовує, залишався керованим і не втрачав стійкості на будь-якій траєкторії.

Проведеними на-сьогодні дослідженнями доведено, що найбільш небезпечним з точки зору забезпечення стійкості автопоїзда при екстремому гальмуванні є бортова нерівномірність гальмівних сил, причому зі збільшенням початкової швидкості гальмування, нерівномірності дії гальмівних механізмів на колесах однойменних осей автомобілів і автопоїздів значно зростають довжина гальмівного шляху, поперечні і кутові відхилення [3–6]. Некероване відхилення (самоповорот) керованих коліс від заданого водієм напрямку – результат дії нерівномірності гальмування керованих коліс, яке викликається двома причинами: по-перше, нерівномірним розподілом гальмівних моментів на лівому і правому колесах; по-друге, відмінністю коефіцієнтів зчеплення коліс з поверхнею дороги під різними бортами автопоїзда (режим «мікст»). У зв'язку з тим, що антиблокувальні системи стали обов'язковими елементами конструкції вантажних АТС, причепів і напівпричепів, а також автобусів були проведені дослідження, в результаті яких з'ясувалося: самоповорот керованих коліс за наявності АБС не тільки не зникає, але і спостерігається протягом всього періоду гальмування (на відміну від гальмування юзом), а його характеристики залежать від багатьох чинників, перш за все від масових і геометричних параметрів автопоїзда, а також структури управління системою (схеми установки) [5,6].

Однією з основних задач вивчення некерованого руху автопоїзда при екстремому гальмуванні є прогнозування параметрів траєкторії руху його ланок в типових умовах експлуатації.

Аналіз критеріїв стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі та нормування гальмівних властивостей автомобілів та автопоїздів наведено в роботах [4, 7], в яких в якості критеріїв

стійкості руху автомобілів та автопоїздів у різних режимах руху використовують кутові та лінійні відхилення транспортних засобів від заданої траєкторії руху; бічні відхилення траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача, максимальне значення яких не повинно перевищувати $\pm 3\%$ B_r (B_r – габаритна ширина ланки); кут складання автопоїзда.

У роботі [4] показано, що узагальнюючим параметром, який характеризує стійкість прямолінійного руху триланкового автопоїзда в режимі гальмування, слід брати початкову швидкість руху V_0 , за якої автомобіль-тягач і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху.

Цей критерій використовується в якості основного при визначенні стійкості метробуса в гальмівному режимі.

Результати дослідження

При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

У роботі [8] отримано систему диференціальних рівнянь, що описує плоскопаралельний рух ланок триланкового шарнірно-зчленованого автобуса, рис. 1. Ця система рівнянь записана у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & - \text{ по змінній } v \\
 & m_1 + m_2 + m)(\dot{v} - u\omega) - [(m_1 d_1 + m_2 l_1) \sin \varphi_1 + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2)(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_2 d_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 \\
 & + c(m_1 + m_2)\omega^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \\
 & = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1) - X_2 - X_3 \cos(\theta_2 + \varphi_1) Y_3 \sin(\theta_2 + \varphi_1) - X_4 \cos(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_4 \sin(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1); \\
 & - \text{ по змінній } u \\
 & (m_1 + m_2 + m)(\dot{u} + v\omega) - (m_1 + m_2)c\dot{\omega} - [(m_1 d_1 + m_2 l_1)m_2 d_2 \cos \varphi_1 + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \\
 & + m_2 d_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \ddot{\varphi}_2 - (m_1 d_1 + m_2 l_1)(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 - m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2) = \\
 & = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) + Y_2 + X_3 \sin(\theta_2 + \varphi_1) + Y_3 \cos(\theta_2 + \varphi_1) + [X_4 \sin(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_4 \cos(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1)]; \\
 & - \text{ по змінній } \omega \\
 & [I + (m_1 + m_2)c^2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)c \cos \varphi_1 + m_2 d_2 c \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] \dot{\omega} - (m_1 + m_2)c(\dot{u} + v\omega) = \\
 & - M_{C1} - a(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) - b Y_2 - c[X_3 \sin(\theta_2 + \varphi_1) + Y_3 \cos(\theta_2 + \varphi_1)] - \\
 & + m_2 d_2 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - c[X_4 \sin(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1) + Y_4 \cos(\theta_3 + \varphi_2 + \varphi_1)]; \\
 & - \text{ по змінній } \varphi_1 \\
 & (I_1 + m_1 d_2 + m_2 l_1^2 + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2)(\ddot{\varphi}_1 - \dot{\omega}) + (m_1 d_1 + m_2 l_1) \times [v \sin \varphi_1 + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos \varphi_1] + \\
 & + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 + (m_1 d_1 + m_2 l_1)\omega \times [v \cos \varphi_1 - (u - c\omega) \sin \varphi_1] - m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 \\
 & = -M_{C2} + (d_1 + b_1)(X_3 \sin \theta_1 + Y_3 \cos \theta_1) + l_1 [X_4 \sin(\theta_3 + \varphi_2) Y_4 \cos(\theta_3 + \varphi_2)]; \\
 & - \text{ по змінній } \varphi_2 \\
 & (I_2 + m_2 d_2^2)(\ddot{\varphi}_2 - \dot{\omega}) + m_2 d_2 [v \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + \\
 & + [I_2 + m_2 d_2 (d_2 + l_1 \cos \varphi_2) \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 l_1 \cos \varphi_2] \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_2 - m_2 d_2 \omega \times \\
 & \times [(u - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - v \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] = -M_{C3} + (d_2 + b_2) \times [(X_4 \sin \theta_3 + Y_4 \cos \theta_3)].
 \end{aligned} \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

M, C, I – маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас т. С; x, y – абсциса і ордината т. С в інерційній системі координат; m_k, C_k, I_k ($k = 1, 2$) – теж саме для першої і другої ведених ланок; $\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$ – курсові кути ланок автопоїзда; $v = \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta$, $u = -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta$ – проекції швидкості т. С на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки; M_{C1}, M_{C2}, M_{C3} – моменти опору повороту ланок автопоїзда; $\omega, \omega_1, \omega_2$ – кутові швидкості ланок автопоїзда; θ_i ($i=1, \dots, n_1$), $\theta_{1\rho}$ ($\rho=1, \dots, n_3$), θ_{2s} ($s=1, \dots, n_4$) – кути повороту осей ланок автопоїзда; $X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ – поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда; $a_i = CA_i$, $b_j = CB_j$, $l = A_1 B_{n2}$, $c = O_1 C$, $d = O_1 C_1$, $b_{1\rho} = CB_{1\rho}$, $L_1 = O_1 B_{1n3} = d_1 + b_{1n3}$, $c_1 = O_2 C_1$, $l_1 = O_2 O_1 = c_1 + d_1$, $b_{2s} = C_2 B_{2s}$, $L_2 = O_2 B_{2n4} = d_2 + b_{2n4}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Отримана система п'яти диференціальних рівнянь може бути використана для знаходження п'яти невідомих – v , u , ω , φ_1 і φ_2 .

У систему рівнянь (1) входять поздовжні і бокові реакції дороги на колеса окремих ланок автопоїзда. Величина і напрямок поздовжніх реакцій X_i залежать від режиму руху автопоїзда (розгін, усталений вільний рух, гальмування). Бічні реакції Y_i залежать від прийнятої моделі деформації колеса у бічному напрямку. Найбільшого розповсюдження при визначенні бічних реакцій автомобілів і автопоїздів отримала залежність Д. А. Антонова [9], яка записується у вигляді

$$Y = qk_{yoz} \delta, \quad (2)$$

де $q = q_N q_T q_\varphi q_\gamma q_{\approx} q_{zp} q_{zy} q_{ny}$; k_{yoz} – екстремальне значення коефіцієнта k_{yo} в залежності від нормальної реакції в контактні колеса з опорною поверхнею; q_N – коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій; q_T – коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил; q_γ – коефіцієнт кута нахилу площини колеса до опорної поверхні; $q_{ш}$ – коефіцієнт тиску повітря в шині; q_{zy} – коефіцієнт відведення задніх керованих коліс; q_{ny} – коефіцієнт несталого відведення; q_φ – коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття; q_{\approx} – коефіцієнт урахування коливань колеса, що виникають при русі по нерівній поверхні; q_{zp} – у випадку руху колеса по ґрунтовій дорозі.

За умови експлуатації метробуса по дорогах із твердим покриттям і при номінальному тиску повітря в шині можна прийняти

$$q_{\approx} = q_{zp} = q_{zy} = q_{ny} = q_\gamma = q_{ш} = q_\varphi = 1.$$

Тоді одержимо

$$Y = q_N q_T k_{yoz} \delta \quad (3)$$

Коефіцієнти, що входять у вираз (3), визначаються залежностями:

- для вертикального навантаження

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}}, \quad (4)$$

де $\Delta R_{z3} = R_z - R_{z3}$; R_z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса осей метробуса; R_{z3} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню.

Нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню, визначається як [9]

$$R_{z3} = R_{zном} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_{cl} + 8}{n_{cl}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \left[3,75 R_{zном} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (5)$$

де $R_{zном}$ – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині 275/70R22,5, що встановлена на метробусі, за каталогом фірми-виробника, $R_{zном} = 37500$ Н; H – висота профілю шини, $H = 0,193$ м; D , d – зовнішній і внутрішній діаметри шини, $D = 0,956$ м, $d = 0,571$ м; B – ширина профілю шини, $B = 0,275$ м; n_{cl} – кількість шарів корду шини, $n_{cl} = 10$.

Для цих шин нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню, склала

$$R_{z3} = 34838 \text{ Н.}$$

За отриманого значення $R_{Z\phi}$ визначені коефіцієнти, що визначають вплив вертикального навантаження на опір відведенню, табл.1.

Таблиця 1

Коефіцієнти, що визначають вплив вертикального навантаження на опір відведенню

q_{zN1a}	q_{zN2a}	q_{zNn}	$q_{вN1a}$	$q_{вN2a}$	$q_{вNn}$
0,993	0,994	0,995	0,995	0,997	0,998

У табл. 1 позначено q_{zN} і $q_{вN}$ – відповідно коефіцієнти для шин коліс зовнішнього і внутрішнього борту передньої осі автобуса q_{N1a} , задньої осі q_{N2a} і причепів q_{Nn} .

Як випливає з даних табл. 1, з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти $q_{zN} = 0,994$ і $q_{вN} = 0,997$.

Коефіцієнт впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню коліс борту метробуса визначається залежністю [9]

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (6)$$

де R_x – гальмівна сила на колесах борту возика напівпричепа.

Зважаючи на те, що питома гальмівна сила на колесах метробуса однакова, на рис. 2 наведена залежність коефіцієнта впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню. Позначимо $\frac{R_x}{R_z} = \gamma$ – питома гальмівна сила.

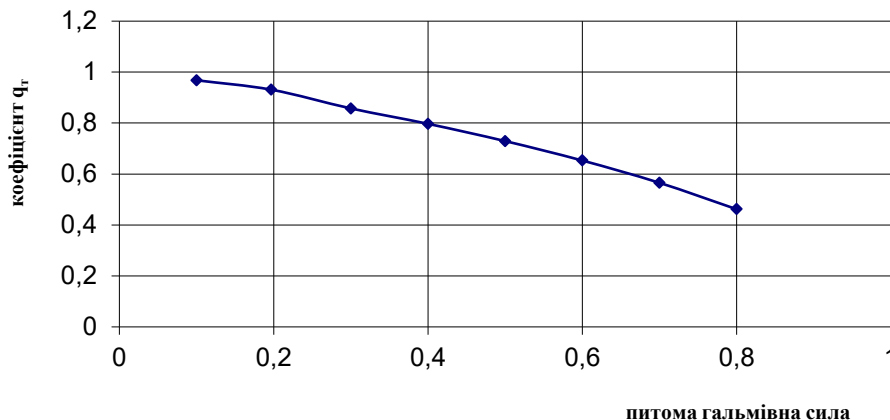


Рис. 2. Залежність коефіцієнта впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню

Як випливає з рис. 2, питома гальмівна сила суттєво впливає на коефіцієнт опору бічному відведенню. Якщо прийняти, що бічна сила, яка діє на вісь метробуса, однакова для зовнішнього і внутрішнього коліс, то кути відведення зовнішнього і внутрішнього коліс будуть однаковими. Визначимо ці кути відведення.

Екстремальний коефіцієнт k_{yoz} опору бічному відведенню визначається залежністю:

$$k_{yoz} = 1000 \left(\frac{n_{сл}}{n_{сл} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{сл} + 8)} \left[\frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right] p_{ш}, \quad (7)$$

де $p_{ш}$ – тиск повітря в шині, $p_{ш}=600$ кПа

Для шин 275/70R22.5 величина екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню склала $k_{yoz} = 132$ кН/рад.

Таким чином, бічна сила, що діє на зовнішні і внутрішні колеса осей метробуса визначиться як

$$P_{zyi} = Y_{zyi} = k_T \times 0,994 \times 132 \times \delta = 131,21 \times k_T \times \delta;$$

$$P_{ayi} = Y_{ayi} = k_T \times 0,997 \times 132 \times \delta = 131,60 \times k_T \times \delta.$$

Поздовжня сила на колесах осей метробуса у гальмівному режимі визначається як

$$P_{xi} = Z_{ki} \times \gamma,$$

де Z_{ki} – нормальна реакція опорної поверхні на колеса метробуса у гальмівному режимі.

Процес гальмування може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса ланок метробуса. Тому поряд з рухом автопоїзда у горизонтальній площині, що описано диференціальними рівняннями плоскопаралельного руху, необхідно розглянути рух метробуса в поздовжній вертикальній площині.

У роботі [10] отримано систему рівнянь, що описує рух транспортного засобу у поздовжньо-вертикальній площині при його розганянні та гальмуванні. Ця система з певною корекцією може бути застосована і для метробуса:

$$\begin{aligned} & -(m_1 + m_2)c\ddot{z} + [I + (m_1 + m_2)c^2]\ddot{\psi}_1 + c(m_1d_1 + m_2l_1)\ddot{\psi}_1 + m_3c\ddot{\psi}_2d_2 = -c(m_1 + m_2)\dot{\psi}_1^2h_1 - m_3b_1h_2\dot{\psi}_2^2 + 2aq_1(z_a^o - z_a) - \\ & - 2bq_2(z_b^o - z_b) - 2(a+c)c_{1uu}(h_{c1} - z_{c1}) - 2cc_{2uu}(h_{c1} - z_{c2}) - 2b_1q_3(z_3^o - z_{c3}) - X^{(1)}(h_1 - c_1\psi_1) - (h_1 - z_{c1})(X_1 + X_2); \\ & -(m_1d_1 + m_2l_1)\ddot{z} + [(m_1d_1 + m_2l_1)]c\dot{\psi} + [I_1 + (m_1d_1^2 + m_2l_1^2) + m_1d_1h_1]\ddot{\psi}_1 + m_2l_1\ddot{\psi}_2d_2 = \\ & = -(m_1d_1 + m_2l_1)\dot{\psi}_2^2h_1 - [m_1d_1h_1 + m_2l_1(h_1 - h_2)]\dot{\psi}_1^2 - m_2l_1h_3\dot{\psi}_2^2 + (h_2 + c_1\psi_1)X^{(2)} - (h_2 - z_{c2})X_2 \\ & - h_1X^{(1)} - (h_1 - d_{11}\psi)X^{(1)} - b_1c_{2uu} \times (h_{c2} - z_{c1}) - 2l_1q_2(z_{b2}^o - z_{c2}); \\ & -m_3d_2\ddot{z} + m_3d_2c\dot{\psi} + (I_2 + m_3d_2^2)\ddot{\psi}_2 + m_3d_2l_1\ddot{\psi}_1 = \\ & = -m_3d_2\dot{\psi}_2^2h_2 - m_3d_2(h_1 - h_2)\dot{\psi}_1^2 - m_3d_2h_3\dot{\psi}_2^2 - h_3X^{(3)} - (h_{c2} - z_{c3})X_4 - 2b_2q_3 \times (z_{b3}^o - z_{c3}) - b_2c_{3uu} \times (h_{c2} - z_{c2}) \end{aligned} \quad (8)$$

У рівняннях (8) позначено:

m_i – маса i -ї ланки автопоїзда; l – база автобуса; l_2 – відстань від точки зчипки автобуса з першою причіпною ланкою до її центра мас; l_3 – відстань від точки зчипки першої причіпної ланки до центра мас другої причіпної ланки; c – відстань від центра мас автобуса до точки зчипки з першим причепом; $b_{1,2}$ – відстань від центра мас першого причепа до точки зчипки з автобусом і другого причепа з першим відповідно; z_{ci} – статичний прогин підвісок i -ї осі метробуса; h_i – висота центра мас i -ї ланки автопоїзда; c_{iuv} – радіальні жорсткості шин коліс i -ї осі автопоїзда; q_i – приведені жорсткості двох послідовно з'єднаних пружних елементів підвіски та шин i -ї осі автопоїзда; $h_{c1,2}$ – висота розташування точки зчипки автобуса і першого причепа і першого і другого причепа; I_i – момент інерції i -ї ланки автопоїзда щодо поперечної осі, що проходить через центр мас; ψ_i – кут диференту (тангажу) i -ї ланки автопоїзда; $X^{(i)}$ – статична поздовжня сила i -ї ланки автопоїзда; X_i – поздовжні реакції на колесах i -ї осі автопоїзда.

Рівняння (8) поряд з рівняннями (1) покладені в основу розрахунку початкової швидкості гальмування і наступного аналізу стійкості метробуса.

При визначенні показників стійкості автобусів, у тому числі і зчленованих, вважається, що автобус завантажений цілком, рухливість пасажирів відсутня, і вся підресорена маса є одним твердим тілом [11].

Вихідними даними для розрахунку стійкості метробуса прийняті: загальна маса метробуса – 38000 кг, навантаження на опорно-зчіпний пристрій автобуса і першого причепа – 1990 кг, сумарна жорсткість підвіски передніх коліс автобуса – 640 кН/м, задніх коліс – 950 кН/м, коліс першого і другого причепів – 840 кН/м, жорсткість шин автобуса – 1250 кН/м; жорсткість шин причепа – 980 кН/м; геометричні параметри автопоїзда: довжина – 26000 мм, ширина – 2460 мм, висота – 3585 мм; геометричні параметри автобуса: довжина – 12000 мм, ширина – 2460 мм, висота – 3585 мм; геометричні параметри причіпних ланок: довжина – 7000 мм, ширина – 2460 мм; колія передніх коліс автобуса – 1850 мм, колія задніх коліс автобуса – 1800 мм, причепів – 1850 мм; висота центра мас автобуса і причіпних ланок $h_1=h_2=h_3=1450$ мм; висота розташування точок зчипки ланок автопоїзда $h_{c1}=h_{c2}=750$ мм; ресорна колія автобуса: передніх коліс – 750 мм, задніх коліс – 1250 мм; причіпних ланок – 1200 мм; жорсткість підвіски передніх коліс автобуса $C_{p1}=320$ кН/м, задніх коліс – 480 кН/м, коліс причепа – 430 кН/м; тип

і розмір шин автомобіля-тягача і напівпричепа: 245/75R17,5, статичний радіус колеса – 0,525 м, жорсткість – 1250 кН/м [11].

При прикладенні до колеса радіуса r гальмівного моменту M виникає гальмівна сила [12]

$$X = \begin{cases} \frac{M}{r}, \text{ якщо } \frac{M}{r} < \varphi Z \\ \varphi Z, \text{ якщо } \frac{M}{r} \geq \varphi Z \end{cases}, \quad (9)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс автопоїзда з опорною поверхнею.

Прийmemo закон зміни гальмівного моменту на колесі (за пневматичного гальмівного приводу ланок метробуса) у вигляді [12]

$$M_{\bar{a}} = M_0 [1 - \exp(-n_i t)], \quad (10)$$

де M_0 – максимальний гальмівний момент, що може бути реалізованим гальмівним механізмом; n_i – параметр, що характеризує швидкість зростання тиску повітря в гальмівній камері; t – час, протягом якого зростає тиск повітря в гальмівній камері.

Після блокування загальмованого колеса поздовжня сила X і бічна Y приймаються рівними

$$\begin{aligned} X &= 0,7 P_{\text{зал}} = 0,7 Z \varphi, \\ Y_B &= 0,2 Y, \end{aligned} \quad (11)$$

де Z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда.

З метою вивчення найбільш несприятливих наслідків процесу гальмування метробуса на «міксті» будемо вважати, що бортова нерівномірність гальмівних сил має односторонній характер. Для визначеності візьmemo, що якщо до колеса лівого борту ланок метробуса прикладено момент M , то на колесах правого борту цей момент буде рівним $0,7M$.

Прямолінійний рух автопоїзда в режимі гальмування будемо вважати практично стійким, якщо ширина коридору не перевищуватиме смугу руху.

У роботі [13] показано, що динамічне поведіння ланок автопоїзда в режимі гальмування, особливо на «міксті», в залежності від коефіцієнта зчеплення їхніх коліс з опорною поверхнею можна умовно розділити на дві групи.

До першої групи віднесено умову $0,2 \leq \varphi \leq 0,4$.

Розглянемо більш детально значення коефіцієнта зчеплення $\varphi = 0,4$.

У табл. 1 наведені початкові параметри для інтегрування диференціальних рівнянь руху триланкового автопоїзда [13].

Таблиця 1

Початкові параметри для інтегрування диференціальних рівнянь руху триланкового автопоїзда

Група параметрів	Кути складання ланок автопоїзда, рад		Кутові швидкості складання ланок автопоїзда, рад/с		Момент від нерівності гальмівних сил на осях автобуса, Нм	
	перший, φ_1	другий, φ_2	$\dot{\varphi}_1$	$\dot{\varphi}_2$	M_1	M_2
I	0	0	0	0	0	0
II	-0,04	0,04	-0,03	0,03	-8000	+8000

Інтегрування рівнянь руху автопоїзда (1) з урахуванням (8) за першої групи параметрів показало, що по закінченню часу гальмування $t = 0,2$ с після початку гальмування, асиметрія практично відсутня. Динамічне поведіння ланок автопоїзда у тому числі і метробуса повністю визначається початковими збуреннями, в тому числі і початковою швидкістю гальмування [13], яку прийmemo у якості параметра.

Визначимо найбільш несприятливі початкові збурення, вважаючи рух метробуса прямолінійним, якщо $|\varphi_1|$ або $|\varphi_1, \varphi_2| < 0,04$ рад (зона нечутливості у приводі керування), де φ_1 і φ_2 – відповідно перший

і другий кут складання. При $\dot{\varphi}_{1,2} = 0$ рух ланок метробуса після закінчення другої секунди має повну симетрію і тому можна обмежитися одним із двох можливих складань ланок метробуса, рис. 3, де дві осі автобуса представлені умовно однією віссю. При відхиленні ланок автопоїзда на кут $\varphi_i = 0,04 \text{ rad}$ їм надавалося бічне переміщення 0,4 м. Якщо φ_1 і φ_2 одного знаку, то обирати такі значення збурень недоцільно. У зв'язку з цим при $\dot{\varphi}_{1,2} \neq 0$ знаки кутових швидкостей обираємо такими, щоб складання ланок автопоїзда зростало, тобто $\dot{\varphi}_1 < 0$ і $\dot{\varphi}_2 > 0$, група параметрів II, табл. 1.

При $1,5 < t < 2$ с автобус змінює знак асиметрії, при $t > 2$ с третя ланка (другий причіп) змінює напрямок асиметрії, зменшуючи загальну асиметрію автопоїзда. Отже для $0,2 \leq \varphi \leq 0,4$ асиметрія не є основним збурюючим фактором для триланкових метробусів. Такими є початкові збурення. До другої групи віднесена умова $0,5 \leq \varphi \leq 0,8$.

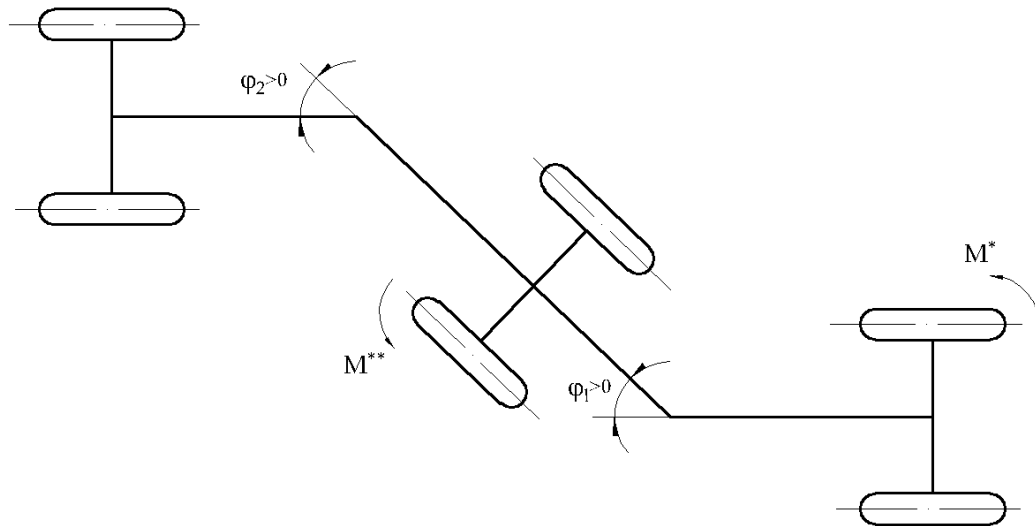


Рис. 3. Схема складання ланок автопоїзда

Із рис. 3 випливає, що кути складання ланок метробуса варто прийняти $\varphi_1 > 0$ і $\varphi_2 > 0$. При цьому момент від нерівності гальмівних сил на осях автобуса M^* в межах $0,2 M_{\max}$ призводить до збільшення першого кута складання φ_1 , момент на осях третьої ланки M^{**} приводить до збільшення кута $|\varphi_2|$. Момент M^{**} на осях другої ланки зменшує значення першого кута складання φ_1 , але цей момент менший за момент M^* . Розрахунки показують, що найбільш несприятливий напрямок початкових кутових швидкостей, як і першому випадку, збігається з напрямком кутів, тобто $\dot{\varphi}_1 > 0$ і $\dot{\varphi}_2 < 0$, причому величини цих швидкостей значно впливають на прикінцеві бічні відхилення ланок автопоїзда.

Узагальнюючим параметром, що характеризує стійкість автопоїзда в режимі гальмування, візьмемо початкову швидкість руху, за якої автомобіль-тягач і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху.

На рис. 4 представлені результати розрахунків початкової швидкості гальмування для автопоїзда з некерованими причіпними ланками (автопоїзд 2) і керованою третьою ланкою [11] (автопоїзд 1), за найбільш несприятливого набору початкових параметрів.

Аналіз наведених залежностей показує, що кращі показники стійкості при гальмуванні властиві триланковому метробусу з некерованими причіпними ланками. За обраного критерію, коли автобус і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху, отримано початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість метробуса як з керованим, так і некерованим другим причепом. Ці швидкості за коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею в межах $\varphi = 0,7$ і моменту нерівномірності гальмівних сил на осях причепів в межах $8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ склали відповідно 12,5 і 16,5 м/с. Це необхідно враховувати при визначенні стійкості метробуса у гальмівному режимі.

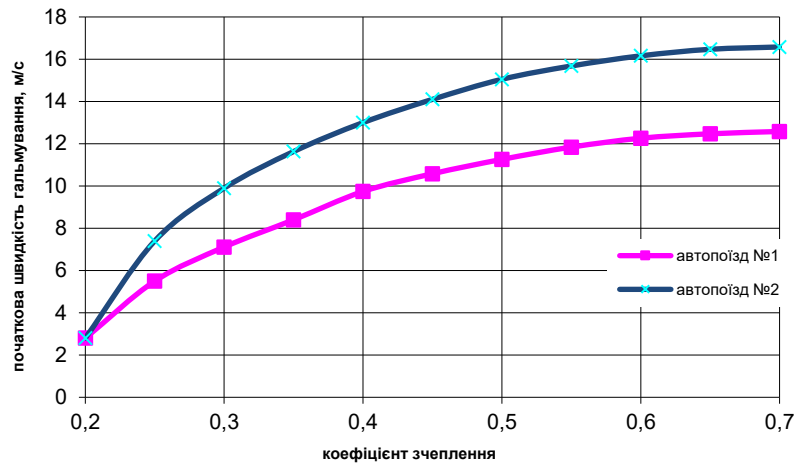


Рис. 4. До визначення початкової швидкості гальмування автопоїздів різних компоновальних схем

Пояснюється це тим, що бічні сили, які діють на автобус і першу причіпну ланку (перший причіп) відрізняються між собою, в межах 23 % (0,35g і 0,27g), у той час як для третьої керованої ланки (другого причепа) ці прискорення відповідно в 1,37 рази перевищують прискорення автобуса. За таких досить великих бічних прискорень причепа (останньої керованої ланки) її поперечне зміщення майже у 2 рази перевищує бічне зміщення першого причепа (другої ланки), збільшуючи ймовірність виходу його за межі допустимої габаритної смуги руху. Тому в конструкціях метробусів з керованими причепами необхідно передбачити спеціальний пристрій, що підвищував би стійкість третьої ланки в процесі гальмування.

Висновки

1. Проведеними на сьогодні дослідженнями доведено, що найбільш небезпечним з точки зору забезпечення стійкості автопоїзда при екстремому гальмуванні є бортова нерівномірність гальмівних сил, причому зі збільшенням початкової швидкості гальмування, нерівномірності дії гальмівних механізмів на колесах однойменних осей автомобілів і автопоїздів значно зростають довжина гальмівного шляху, поперечні і кутові відхилення.

2. Показано, що узагальнюючим параметром, який характеризує стійкість прямолінійного руху триланкового метробуса в режимі гальмування, слід брати початкову швидкість руху, за якої автобус і причіпні ланки не виходять за межі ширини смуги руху. За цим критерієм отримані початкові швидкості гальмування, за яких забезпечується стійкість метробуса як з керованим, так і некерованим другим причепом. Ці швидкості за коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею в межах $\varphi=0,7$ і моменту нерівномірності гальмівних сил на осях причепів в межах 8000 Нм склали відповідно 12,5 і 16,5 м/с. Це необхідно враховувати при визначенні стійкості метробуса у гальмівному режимі.

3. Встановлено, що бічні сили, які діють на автобус і першу причіпну ланку (перший причіп), незначно відрізняються між собою в межах 23 % (0,35g і 0,27g), у той час як для третьої керованої ланки (другого причепа) ці прискорення відповідно в 1,37 рази перевищують прискорення автобуса. За таких досить великих бічних прискорень причепа (останньої керованої ланки) її поперечне зміщення майже у 2 рази перевищує бічне зміщення першого причепа (другої ланки), збільшуючи ймовірність виходу його за межі допустимої габаритної смуги руху. Тому в конструкціях метробусів з керованими причепами необхідно передбачити спеціальний пристрій, що підвищував би стійкість третьої ланки в процесі гальмування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Sahar Hajeb, Peyman Parvizi, Farzad Norouzi Fard. "Safe Lines to Transit in Tehran's BRT," *International Journal of Science and Engineering Investigations*, v. 1, is. 1, p. 113-118. February 2012,
- [2] В. П. Сахно, В. М. Поляков, С. М. Шарай, & В. М. Босенко, *Прикладна теорія руху автопоїзда*. К.: НТУ, 2016.
- [3] Е. Е. Александров, В. П. Волков, Д. О. Волонцевич и др. *Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2007.
- [4] Р. М. Кузнецов, В. В. Лотиш, І. С. Мурований, і В. П. Онищук, «Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового причіпного автопоїзда,» *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*, № 7 (125), С. 84-87. 2008.
- [5] В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, і Д. А. Абрамов, «Теоретичне дослідження впливу осьової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автопоїзда,» *Вісник СНУ імені Володимира Даля*, № 6 (112), с. 59-62. 2007.

- [6] М. А. Подригало, і А. І. Коробко, «Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля,» у *Автомобільний транспорт*, Харків: ХНАДУ, 2009, № 24, с. 33-36.
- [7] П. М. Кравчук, Р. Ю. Нілов, і Ю. В. Бабін, «Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні,» *Науково-виробничий журнал Автомобільний транспорт: У реаліях міжнародного права*, № 2(238), с. 8-10. 2014.
- [8] Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, & Tomas Lask, "Road train motion stability in BRT system," in *XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018*, 2018, Rydzyna Poland, p. 49.
- [9] Road train motion stability in BRT system // MATEC Web of Conferences 254, 03007 (2019) <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925403007>. MMS 2018.
- [10] Д. А. Антонов, *Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей*. М.: Машиностроение, 1984.
- [11] В. П. Сахно, і В. М. Сондак, «Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів,» *Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту*, вип. 1, с. 80-83. 2000.
- [12] В. П. Сахно, В. В. Біліченко, В. М. Поляков, і О. Є. Омельницький, «Маневреність метробуса,» *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2(8), с. 106-118. 2018.
- [13] А. Н. Туренко, В. А. Богомоллов, В. И. Клименко, і В. И. Кирчатый, *Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом* Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2000.
- [14] Р. М. Кузнецов, «Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху.» дис. канд. техн. наук : 05.22.02, К., 2007.

Сахно Володимир Прохорович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, e-mail: svp_40@ukr.net.

Попелиш Денис Михайлович – аспірант кафедри автомобілів, e-mail: popelish@ukr.net.

Томчук Сергій Миколайович – аспірант кафедри автомобілів, e-mail: stomchuk34@gmail.com.

Національний транспортний університет, м. Київ.

Мурований Ігор Сергійович – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, e-mail: igor_intu@ukr.net.

Онищук Василь Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, e-mail: fantom.root@gmail.com.

Луцький національний технічний університет, м. Луцьк.

V. Sakhno¹
I. Murovani²
V. Onyshchuk²
D. Popelysh¹
S. Tomchuk¹

To the question of the stability of the metro in the brake mode

¹National Transport University

²Lutsk National Technical University

According to the recommended ratio between the number of buses of different classes used in large cities, three-quarters of the bus fleet of a city with a population of more than 1 million inhabitants should be buses of large and especially large class. The greatest effect of using buses of large and especially large class is achieved in the BRT system.

The use of multi-link both freight and passenger trains should be confirmed not only by progressive transport legislation, but also by solving certain technical problems aimed at ensuring the high safety of trains and the entire traffic flow. At the same time, it is very important to ensure the stability of the vehicle in boundary modes so that it remains within the overall corridor.

Conducted studies to date have proved that the most dangerous in terms of ensuring the stability of the road train in emergency braking is the onboard non-uniformity of braking forces, and with increasing the initial speed of braking, non-uniformity of action of the brake mechanisms on wheels of the same axles of cars and road trains, significantly angular deviations.

It is shown that a generic parameter characterizing the stability of straight-line movement of a three-lane metro bus in braking mode should be taken to be the initial speed of movement at which the bus and trailer links do not extend beyond the width of the lane. According to this criterion, the initial braking speeds are obtained, which ensure the stability of the metrobus with both a guided and an unmanaged second trailer. These velocities were 12.5 and 16.5 m/s, respectively, when the coefficient of adhesion of the wheels to the support surface within $\varphi = 0.7$ and the moment of non-uniformity of the braking forces on the axles of the trailers within 8000 Nm were respectively. This must be taken into account when determining the stability of the metrobus in braking mode.

Key words: metrobus, braking mode, road train, overall lane, braking mode.

Sakhno Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Automobiles, e-mail: svp_40@ukr.net.

Murovani Ihor – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Automobiles and Transport Technologies, e-mail: igor_intu@ukr.net.

Onyshchuk Vasil – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies, e-mail: fantom.root@gmail.com.

Popelysh Denis – graduate student of the Department of Automobiles, e-mail: popelish@ukr.net.

Tomchuk Serhiy – graduate student of the Department of Automobiles, e-mail: stomchuk34@gmail.com.

В. П. Сахно¹
И. С. Мурований²
В. П. Онищук²
Д. М. Попелиш¹
С. М. Томчук¹

К вопросу устойчивости метробусом в тормозном режиме

¹Национальный транспортный университет

²Луцкий национальный технический университет

Согласно рекомендованным соотношениям между количеством автобусов различных классов, используемых в больших городах, три четверти всего автобусного парка города с населением более 1 млн жителей должны составлять автобусы большого и особо большого класса. Наибольший эффект от использования автобусов большого и особо большого класса достигается в системе BRT.

Использование многозвенных как грузовых, так и пассажирских автопоездов должно быть подтверждено не только прогрессивным транспортным законодательством, но и решением определенных технических проблем, направленных на обеспечение высокой безопасности автопоездов и всего транспортного потока. При этом очень важно обеспечить устойчивость транспортного средства в предельных режимах движения с тем, чтобы он оставался в пределах габаритного коридора.

Проведенными сегодня исследованиями доказано, что наиболее опасным с точки зрения обеспечения устойчивости автопоезда при экстренном торможении является бортовая неравномерность тормозных сил, причем с увеличением начальной скорости торможения, неравномерности действия тормозных механизмов на колесах одноименных осей автомобилей и автопоездов значительно возрастает длина тормозного пути, поперечные и угловые отклонения.

Показано, что обобщающим параметром, характеризующим устойчивость прямолинейного движения трехзвенного метробуса в режиме торможения, следует принимать начальную скорость движения, при которой автобус и прицепные звенья не выходят за пределы ширины полосы движения. По этому критерию получены начальные скорости торможения, при которых обеспечивается устойчивость метробуса как с управляемым, так и неуправляемым вторым прицепом. Эти скорости при коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью в пределах $\varphi = 0,7$ и момента неравномерности тормозных сил на осях прицепов в пределах 8000 Нм составили соответственно 12,5 и 16,5 м/с. Это необходимо учитывать при определении устойчивости метробуса в тормозном режиме.

Ключевые слова: метробусом, тормозной режим, автопоезд, габаритная полоса движения, тормозной режим движения.

Сахно Владимир Прохорович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой автомобилей, e-mail: svp_40@ukr.net.

Мурований Игорь Сергеевич – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и транспортных технологий, e-mail: igor_lntu@ukr.net.

Онищук Василий Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, e-mail: fantom.root@gmail.com.

Попелиш Денис Михайлович – аспирант кафедры автомобилей, e-mail: popelish@ukr.net.

Томчук Сергей Николаевич – аспирант кафедры автомобилей, e-mail: stomchuk34@gmail.com.