

Сахно В.П.¹, Маяк М.М.², Хорошун Р.В.³, Котенко А.С.²¹Національний транспортний університет, м. Київ, Україна²Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна³Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, м. Тернопіль, Україна**ВПЛИВ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРУ ПРИЧЕПА ШАРНІРНО-З'ЄДНАНОГО АВТОБУСА
НА ЙОГО СТІЙКІСТЬ РУХУ**

З огляду на інтенсивне зростання кількості транспортних засобів у великих містах, що спричиняє ускладнення функціонування системи пасажирських перевезень, особливої актуальності набуває проблема її вдосконалення. Ключовим напрямом у цьому контексті є зниження навантаження на міську вулично-дорожню мережу.

У проведеному дослідженні основна увага приділена можливому зміщенню центру мас причіпної ланки при значному наповненні пасажирами кузовів автобуса і причепа у часи пік, що може призвести до погіршення стійкості руху ШЗА. При цьому встановлено, що наявність ексцентриситету центру мас причепа призводить до неоднозначного його впливу на кути відведення і складання автопоїзда. При зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту кути відведення і складання збільшуються у порівнянні з симетричним завантаженням причепа ($\epsilon=0$) і навпаки - при зсуві центра мас причепа у внутрішню щодо миттєвого центра його повороту сторону ці кути зменшуються. Такий характер зміни кутів відведення і складання призводить майже до аналогічної зміни кутової і бічної швидкості і бічного прискорення центру мас причепа. Проте за будь якого зміщення центру мас причепа за швидкості 10 м/с ШЗА залишається стійким. Збільшення швидкості автопоїзда призводить до погіршення стійкості руху і за ексцентриситету центру мас $\epsilon=0,2$ автопоїзд знаходиться на межі стійкості (допустиме прискорення центру мас не повинно перевищувати 0,45g).

На відміну від перехідних режимів руху (вхід в поворот, переставка), у стаціонарних режимах руху (прямолінійний рух) за наявності ексцентриситету критична швидкість зменшується незалежно від напрямку зміщення. Так, за відсутності ексцентриситету критична швидкість складала $V_{\epsilon=0}=28,12$ м/с, при зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту $V_{\epsilon=0,2}=23,95$ м/с, м/с, при зсуві центра мас причепа у внутрішню щодо миттєвого центра його повороту $V_{\epsilon=0,2}=24,89$ м/с. Це необхідно враховувати при завантаженні причепа.

Ключові слова: шарнірно-з'єднаний автобус (ШЗА), причіп, ексцентриситет, центр мас, математична модель, стійкість, критична швидкість.

ВСТУП

У сучасних умовах функціонування транспортних систем мегаполісів спостерігається суттєве ускладнення ситуації у сфері пасажирських перевезень, що зумовлено стрімким зростанням кількості транспортних засобів на вулично-дорожній мережі. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває проблема підвищення ефективності організації перевезень, зокрема шляхом зниження транспортного навантаження та розвантаження міських вулиць.

Одним із перспективних напрямів вирішення зазначеної проблеми є впровадження сучасних автобусів особливо великого класу, за умови забезпечення їх гармонійної інтеграції в транспортний потік без створення додаткових перешкод. У цьому контексті першочергового значення набувають питання вибору, аналізу та наукового обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів автобуса та причіпної секції (далі – ШЗА), які забезпечують безпечність та ефективність їх руху.

Водночас експлуатаційні чинники, що проявляються під час руху ШЗА в реальних дорожніх умовах, значно ускладнюють задачу визначення його раціональних компоновальних параметрів при забезпеченні необхідних показників маневреності та стійкості. Особливої складності набуває оцінювання стійкості руху, що пов'язано з необхідністю врахування значної кількості змінних параметрів, зокрема ступеня завантаження автобуса і причіпної секції, характеру розміщення пасажирів, можливого зміщення центру мас у поперечній площині, а також відведення коліс осей. У зв'язку з цим виникає потреба у формуванні обґрунтованої постановки задачі дослідження.

Аналіз вітчизняних і зарубіжних наукових праць, присвячених дослідженню стійкості автомобілів і автопоїздів, свідчить про відсутність єдиного підходу як до побудови математичних моделей, так і до вибору методів їх аналізу [1]. Додатково задача ускладнюється необхідністю врахування впливу конструктивних параметрів і експлуатаційних режимів на показники маневреності та стійкості руху автобусів особливо великого класу за різних схем прикладання тягового зусилля – на вісь першої або другої ланки. Теоретичні основи дослідження ґрунтуються на математичних

моделях прямолінійного та керованого руху автомобілів і автопоїздів [2], однак їх застосування потребує уточнення з урахуванням різноманіття компоновальних схем, варіативності навантажень і особливостей систем керування.

Таким чином, виникає науково-прикладна проблема прогнозування показників маневреності та стійкості руху шарнірно-зчленованих автобусів, що й обумовлює актуальність даного дослідження.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Забезпечення належного рівня керованості та стійкості автотранспортних засобів (АТЗ) у всіх режимах руху є однією з ключових задач як на етапі їх проектування, так і в процесі експлуатації. З цією метою здійснюється визначення характеристик власних рухів АТЗ і зовнішніх збурювальних впливів, а також встановлення граничних умов, що визначають можливість безпечного руху з урахуванням ризиків заносу, перекидання тощо [3]. Як показано в роботі [4], практично всі конструктивні та експлуатаційні параметри автомобіля і причіпних ланок чинять суттєвий вплив на показники його керованості та стійкості.

Ефективність розв'язання задачі забезпечення стійкості руху значною мірою залежить від адекватного вибору розрахункової схеми, яка має максимально точно відображати ключові фактори, що визначають цю експлуатаційну характеристику, а також від точності оцінювання сил взаємодії пневматичних шин із дорожнім покриттям [5, 6].

Під час розроблення математичної моделі для дослідження керованості та стійкості руху АТЗ необхідно враховувати вимогу її максимальної відповідності реальним умовам функціонування транспортного засобу. Оскільки АТЗ є складною технічною системою, що включає значну кількість взаємопов'язаних вузлів, агрегатів і механізмів, з'єднаних голономними та неголономними зв'язками і характеризується великою кількістю ступенів свободи, її опис потребує використання систем диференціальних рівнянь високого порядку.

Дослідження [7] свідчать, що вантажні причіпні автопоїзди схильні до виникнення нестійких режимів руху на високих швидкостях, що може призводити до складання ланок, розгойдування причепа та навіть перекидання. Водночас при малих швидкостях спостерігається недостатній рівень маневреності. Це обумовлює необхідність пошуку оптимального співвідношення між маневреністю, стійкістю та швидкісними параметрами руху АТЗ.

У роботі [8] запропоновано систему диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху для оцінювання показників маневреності та стійкості, однак їх застосування обмежується умовами прямолінійного руху. Для аналізу поведінки автопоїзда у перехідних режимах необхідне використання більш складних математичних моделей. Разом із тим, як зазначено у [6], надмірне ускладнення моделей не завжди є доцільним, оскільки зростання кількості рівнянь потребує розширення набору вихідних параметрів (маси, моментів інерції, характеристик розміщення вантажу, параметрів взаємодії шини з дорожнім покриттям тощо), визначення яких супроводжується похибками, що негативно впливають на точність кінцевих результатів.

У зв'язку з цим при дослідженні впливу конструктивних та експлуатаційних чинників, зокрема зміщення центру мас ланок АТЗ, на стійкість руху дедалі ширше застосовуються спрощені плоскі моделі з урахуванням нелінійних характеристик відведення коліс.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є дослідження впливу зміщення центру мас причіпної ланки у поперечній площині на показники стійкості руху шарнірно-зчленованого автобуса (ШЗА).

Для досягнення поставленої мети передбачається вирішення таких наукових завдань:

- удосконалити математичну модель ШЗА з урахуванням поперечного зміщення центру мас причіпної секції;

- визначити показники стійкості ШЗА у перехідних режимах руху з урахуванням зміщення центру мас причепа;

- визначити критичну швидкість ШЗА у прямолінійному русі руху з урахуванням зміщення центру мас причепа і фактори, що на неї впливають.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Дослідження проводимо на базі шарнірно-з'єданого дизельного автобуса Otocar DRIVE 18 з двигуном, розташованим у причіпній секції, і приводом на вісь причепа [9].

У процесі експлуатації шарнірно-з'єднаних автобусів досить важко забезпечити симетричність навантажень для правого й лівого бортів, що приводить до ексцентриситету центра мас й істотній зміні параметрів його руху..

Дослідимо плоскопаралельний рух одноколіїної (велосипедної) моделі, шарнірно-з'єднаного автобуса (ШЗА), рис.1.

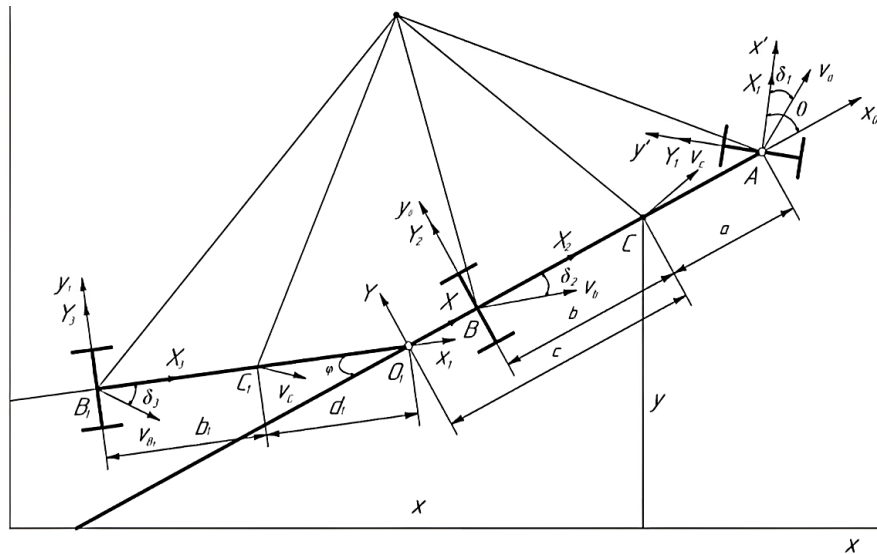


Рисунок 1 – Схема повороту шарнірно-з'єднаного автобуса [2]

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху ШЗА [3] доповнені урахуванням ексцентриситету центру мас причепа і записані у вигляді:

- для поздовжньої швидкості центру мас автомобіля v

$$(m + m_1)\dot{v} - m_1(d_1 \sin \phi + \varepsilon)\dot{\omega} + m_1 d \sin \phi \ddot{\phi} = (m_1 + m)\omega u - m_1 c \omega^2 - m_1 d_1 \cos \phi \times (\omega - \phi)^2 + X_1 \cos \theta - Y_1 \sin \theta + X_2 + X_3 \cos \phi + Y_3 \sin \phi; \quad (1)$$

- для поперечної швидкості центру мас автомобіля u

$$(m + m_1)\dot{u} - m_1(c_1 + d_1 \cos \phi + \varepsilon_1 \sin \phi)\dot{\omega} + m_1 d_1 \cos \phi \ddot{\phi} = -(m_1 + m)\omega v + m_1 \varepsilon \omega^2 + m_1(d_1 \sin \phi - \varepsilon \cos \phi) \times (\omega - \phi)^2 + X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta + Y_2 - X_3 \sin \phi + Y_3 \cos \phi; \quad (2)$$

- для кутової швидкості автомобіля ω

$$\{I + m_1[c^2 + \varepsilon^2 + c d_1 \cos \phi]\}\dot{\omega} - m_1 \varepsilon \dot{v} - m_1 c \dot{u} - m_1 c d_1 \cos \phi \ddot{\phi} = [m_1 c v \omega - m_1 \varepsilon u \omega - m_1 c d_1 \times \sin \phi] \times (\omega - \phi)^2 + X_1 a \sin \theta + Y_1 a \cos \theta - Y_2 b + X_3(c \sin \phi - \varepsilon \cos \phi) - Y_3(c \cos \phi + \varepsilon \sin \phi); \quad (3)$$

- для кута складання автопоїзда ϕ

$$m_1 d_1^2 \ddot{\phi} - [I_1 + m_1(d_1^2 + \varepsilon d_1 \sin \phi)]\dot{\omega} + m_1 d_1 \sin \phi \dot{v} + m_1 d_1 \cos \phi \dot{u} = m_1(d_1 \sin \phi - \varepsilon \cos \phi) \times \omega u - m_1(d \cos \phi + \sin \phi)v \omega - m_1[cd_1 \sin \phi - \varepsilon d_1 \cos \phi]\omega^2 - L_1(X_3 \sin \phi - Y_3 \cos \phi). \quad (4)$$

У рівняннях (1-4) прийняті такі позначення:

m, m_1 – маса автобуса і причепа; $m=18500$ кг, $m_1=11500$ кг;

ε – ексцентриситет центру мас причепа;

X_i, Y_i, Z_i – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса ШЗА ($i=1,2,3$);

I, I_1 – моменти інерції автобуса і причепа щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас.

a, b, c, d_1, c_1, l_1 – компонувальні параметри ШЗА, рис.1.

У рівняння (1-4) входять нормальні, поздовжні і бічні реакції на колеса осей ШЗА.

Поздовжні реакції, що діють на колеса ШЗА і причепа визначені як [9]:

- на передню і задню вісь автобуса

$$X_{1,2} = f \times Z_{1,2}, \quad (5)$$

-на вісь причепа

$$X_n = \gamma \times Z_n, \quad (6)$$

де f - коефіцієнт опору кочення;

γ - питома тягова сила;

$Z_{1,2}$ - нормальна реакція опорної поверхні на осі автобуса;

Z_3 - нормальна реакція опорної поверхні на вісь причепа.

Нормальні реакції опорної поверхні у неусталеному русі ШЗА визначені як [10]:

-для осі причепа

$$Z_n = G_n \frac{a_n}{L_n} - P_{cx} \frac{h_c}{L_n}, \quad (7)$$

-для передньої осі автобуса

$$Z_{1a} = \frac{b}{L_a} (G_a - P_{cz} \frac{h_c}{b+c}), \quad (8)$$

- для задньої осі автобуса

$$Z_{2a} = \frac{a}{L_a} (G_a + P_{cz} \frac{h_c}{b+c}), \quad (9)$$

$G_{a,n}$ – сила тяжіння від маси автобуса і причепа, $G_{a,n} = (m + m_1) \times g$, $G_{a,n} = 30000 \times 9,81 = 294300$ Н;
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

P_{cx} – зусилля в опорно-зчпному пристрої;

f – коефіцієнт опору кочення, $f = 0,02$;

P_{cz} – навантаження на опорно-зчпний пристрій, $P_{cz} = P_{cx} \times \frac{h_c}{L_n}$;

h_c – висота розташування опорно-зчпного пристрою, $h_c = 0,6$ м;

h_{gn} – висота центру мас причепа, $h_{gn} = 0,95$ м;

h_{ga} – висота центру мас автобуса, $h_{ga} = 0,95$ м;

L_a – база автобуса, $L_a = 5,8$ м;

L_n – база причепа, $L_n = 6,8$ м;

a – відстань від центру мас автомобіля до передньої осі, $a = 3,45$ м;

b – відстань від центру мас автомобіля до задньої осі, $b = 2,35$ м;

a_n – відстань від центру причепа до опорно-зчпного пристрою, $a_n = 5,8$ м;

c – відстань від центру мас автомобіля до точки зчпки з причепом, $c = 5,25$ м.

Зусилля в опорно-зчпному пристрої визначаються силами опору руху автобуса:

$$P_{cx} = G_a \times f(v) + k_n \times F \times v^2, \quad (10)$$

де $f(v)$ - коефіцієнт опору кочення коліс автобуса у функції швидкості руху, $f(v) = f_0 + k_f v^2$ [11],

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;

k_f – коефіцієнт, що враховує зміну f_0 у функції швидкості, $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ [10]

k_n – коефіцієнт опору повітря, $k_n = 0,5$ Нс²/м⁴;

F – площа Міделя автобуса, $F = B \times H = 2,25 \times 3,15 = 7,09$ м².

На рис. 2 наведена зміна зусилля в опорно-зчпному пристрої і реакції опорної поверхні на осях автобуса і причепа ШЗА за різної швидкості руху.

Аналіз даних, рис. 2, показує на несуттєве збільшення реакції на задній осі автобуса (1,89%) і несуттєве зменшення на передній осі автобуса (0,78%) і причепа (1,6%). Пояснюється це дією зусилля у тягово-зчпному пристрої, рис. 3, яке значно менше навантаження на вісь (за швидкості 5 м/с майже у 15 разів, а за швидкості 30 м/с – майже у 5 разів). Тому у подальших розрахунках зміна навантаження на осі ШЗА не враховувалася і приймалися їх статичні значення.

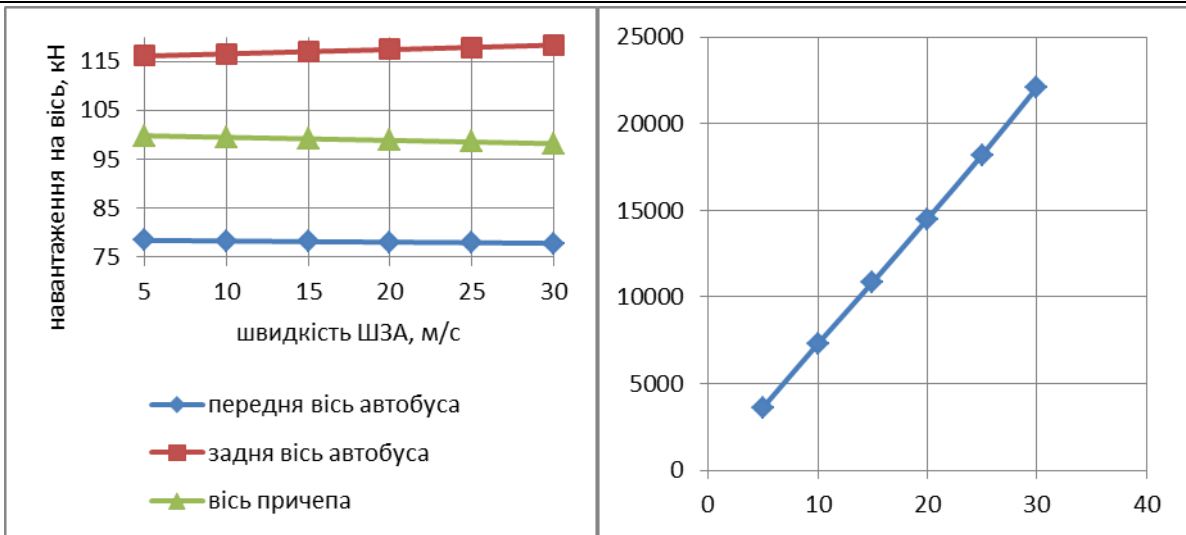


Рисунок 2 – Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на осях ШЗА у функції швидкості

Рисунок 3 – Зміна зусилля в опорно-зчпному пристрої ШЗА у функції швидкості

При визначенні бічних сил на осях ШЗА прийнято, що взаємодія коліс з опорною поверхнею виражається через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення і крену кузова автомобіля і причепа, а саме [1]

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\phi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}}, \quad (11)$$

де δ_i, Y_i – кути відведення та бічні реакції на колесах осей автомобіля і причепа;

G_i – навантаження на i -ту вісь ШЗА ($i=1,2,3$);

ϕ – коефіцієнт зчеплення між шиною і опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо ϕ сталою величиною для заданих дорожніх умов), $\phi=0,6$;

k_i – коефіцієнт опору бічному відведенню, для шин;

$k_2=320000$ Н/рад; $k_3=180000$ Н/рад; $k_4=180000$ Н/рад.

Інтегрування системи рівнянь (1-4) виконано для ШЗА за номінального його навантаження і швидкості 10 м/с при виконанні маневрів «вхід в поворот» і «переставка».

Для комп'ютерного моделювання найбільш типового повороту автопоїзда на 90° , що рухався перед тим прямолінійно, закон управління керованими колесами тягача задається у вигляді [1]:

$$\theta = \begin{cases} \text{Onpu} & 0 \leq t \leq t_0 \\ \beta t n_{put_0} & t_0 < t \leq t_1 \\ \beta t_1 n_{put_1} & t_1 \leq t \leq t_2 \\ -\beta t n_{put_2} & t_2 < t \leq t_3 \\ \text{Onput} & t > t_3 \end{cases}, \quad (12)$$

де $[0; t_0]$ і $[t_3; t_k]$ – час руху автопоїзда по прямій відповідно до входу в поворот і після виходу із повороту;

$[t_0; t_1]$ – інтервал часу входження в поворот, керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta = 0,05 \text{ c}^{-1}$;

$[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автопоїзда по колу (може бути відсутнім);

$[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автопоїзда із повороту (керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються у нейтральне положення).

Для вивчення поведінки автопоїзда у такому повороті приймалися швидкості 10 м/с за кута повороту керованих коліс тягача від $\theta_0 = 0$ до $\theta = 0,6$ рад (34,5 град).

На рис. 4 наведені залежності кутів відведення коліс осей ШЗА і складання автобуса і причепа на стадії входу ШЗА в поворот за номінального навантаження і різного значення ексцентриситету центру мас причепа.

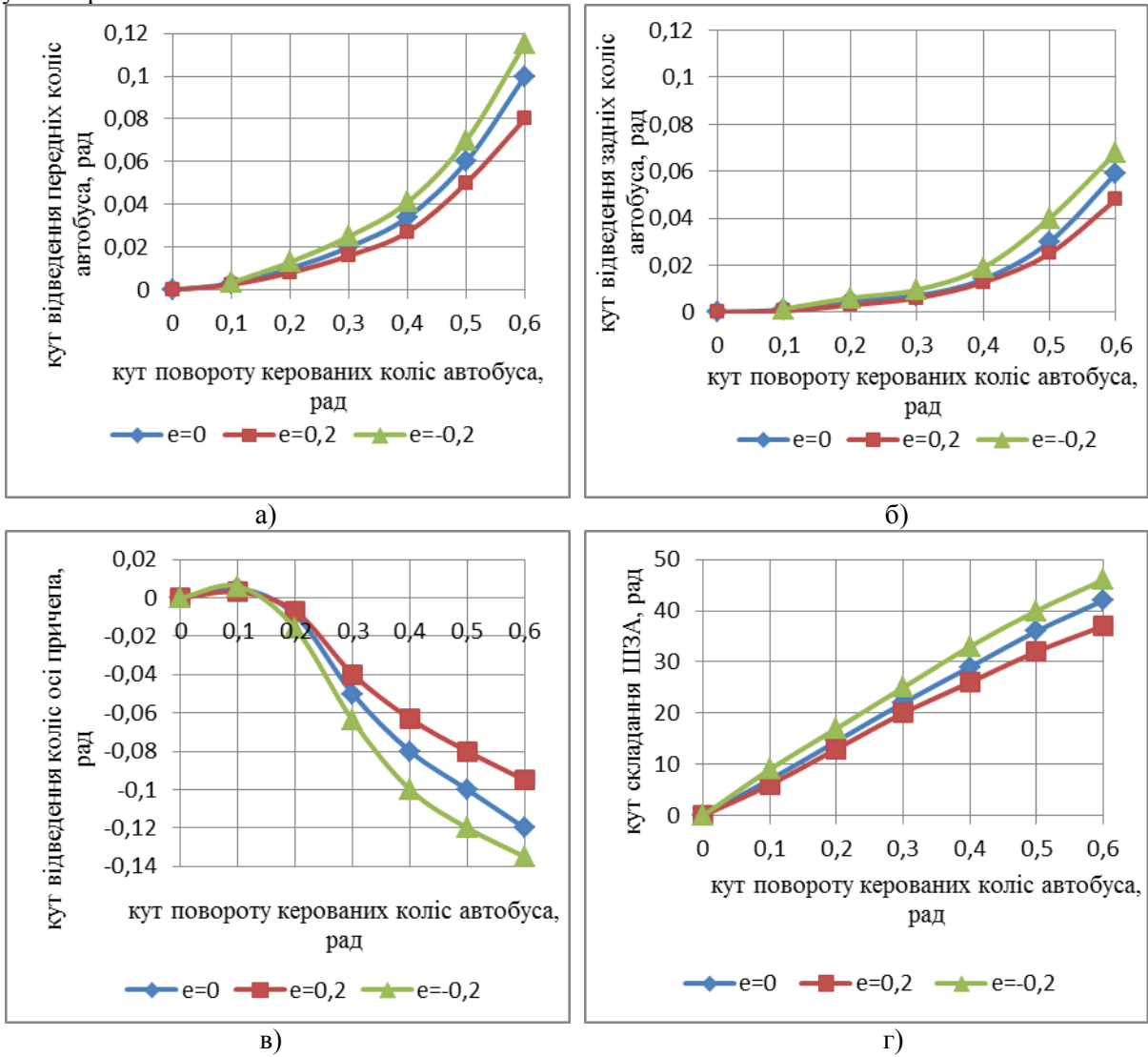


Рисунок 4 – Зміна кутів відведення коліс осей ШЗА у функції кута повороту керованих коліс автобуса і складання його ланок у функції часу перехідного процесу за різного напрямку ексцентриситету центру мас причепа

Такий характер зміни кутів відведення і складання призводить майже до аналогічної зміни кутової і бічної швидкості і бічного прискорення центру мас причепа, рис. 5.

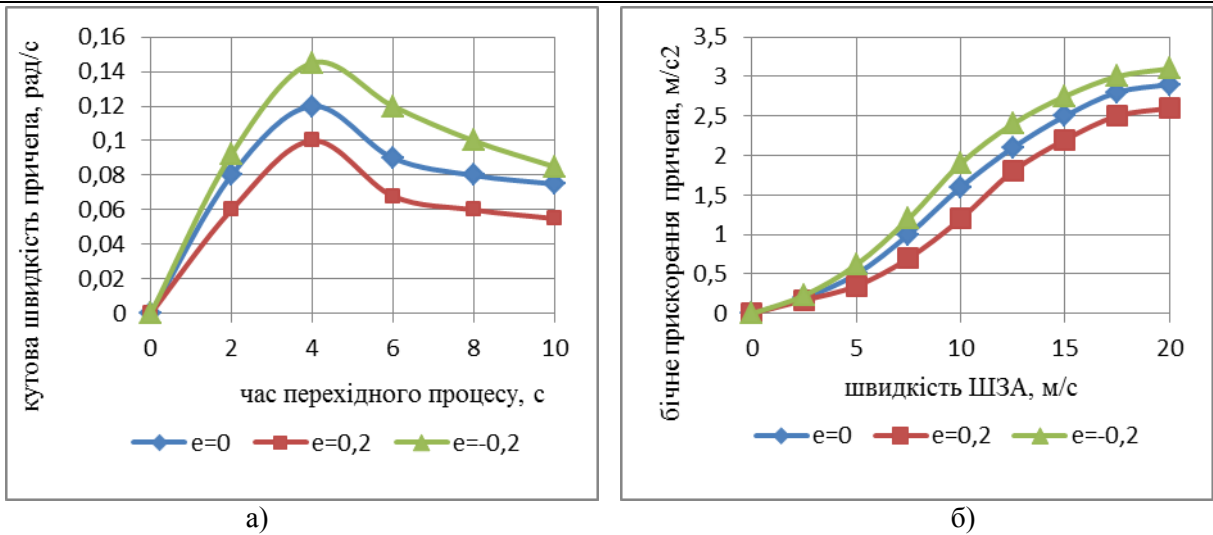


Рисунок 5 – Зміна кутової швидкості причепа у функції часу перехідного процесу (а) і бічного прискорення причепа (б) у функції швидкості руху за різного напрямку ексцентриситету центру мас

При цьому стійкість руху ШЗА за будь якого зміщення центру мас причепа або за його відсутності забезпечується, так як бічна швидкість і бічні прискорення не перевищують максимально допустимі навіть за швидкості автопоїзда 20 м/с (допустиме прискорення центру мас не повинно перевищувати 0,45g).

Більш інформативним при дослідженні стійкості руху автопоїзда є такі перехідні режими як «ривок керма» і «переставка». При виконанні маневру кут повороту керованих коліс автобуса задається у вигляді [1]:

$$\theta_0 := \begin{cases} \frac{\pi t}{10} & -t < 0 \text{ and } t < \frac{10}{3} \\ \frac{\pi}{3} & -t < \frac{-10}{3} \text{ and } t < 7 \\ \frac{\pi}{3} - \frac{\pi(t-7)}{10} & -t < -7 \text{ and } t < \frac{41}{3} \\ -\frac{\pi}{3} & -t < \frac{-41}{3} \text{ and } t < \frac{52}{3} \\ -\frac{\pi}{3} + \frac{\pi\left(t - \frac{52}{3}\right)}{10} & -t < \frac{-52}{3} \text{ and } t < \frac{62}{3} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}, \quad (13)$$

На рис. 6 наведені графіки зміни швидкості рискання і бічного прискорення причепа за різного значення ексцентриситету його центру мас. Як і при «вході в поворот», так і при виконанні маневру «переставка» стійкість руху ШЗА забезпечується, проте при зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту сторону (вправо при повороті автомобіля вліво й уліво при правобічному повороті автомобіля) швидкість рискання і бічне прискорення збільшуються у порівнянні з симетричним завантаженням причепа ($\epsilon=0$) майже на 25%. При зсуві центра мас причепа у внутрішню щодо миттєвого центра його повороту сторону кути швидкості рискання і бічне прискорення зменшуються майже на 20%.

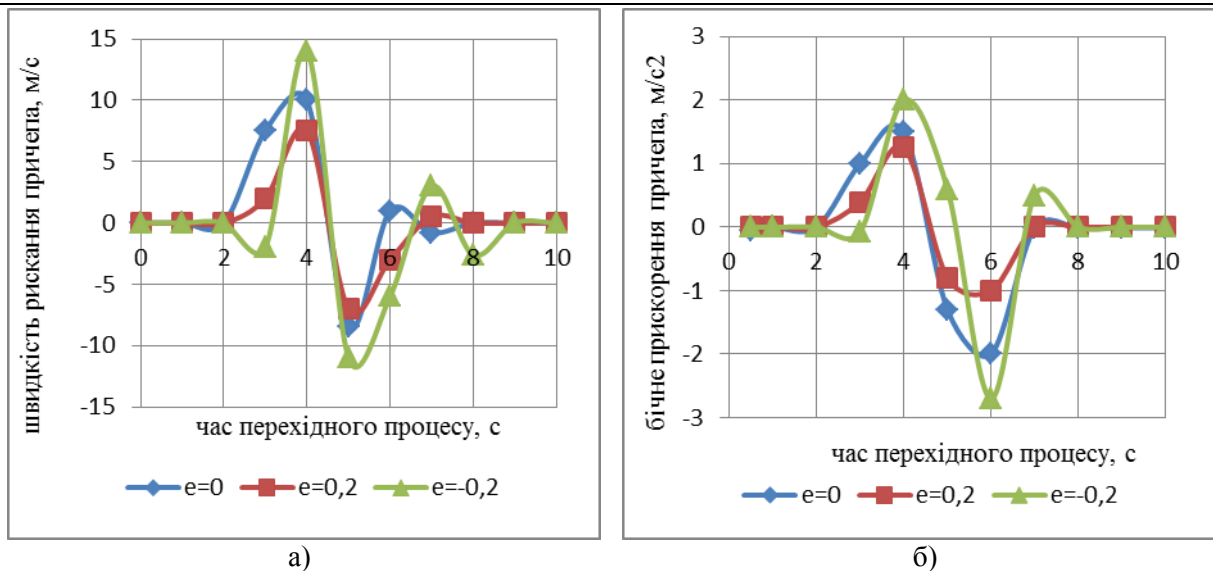


Рисунок 6 – Зміна швидкості рискання (а) і бічного прискорення (б) причепа у функції часу перехідного процесу за різного напрямку ексцентриситету його центру мас

На відміну від перехідних режимів руху (вхід в поворот, переставка), у стаціонарних режимах руху (прямолінійний рух) за наявності ексцентриситету центру мас причепа критична швидкість ШЗА зменшується незалежно від напрямку його зміщення.

Щоб оцінити вплив ексцентриситету центру мас причепа, розглянемо рівняння, яке можна отримати при $c \neq 0$ з (1) і (2), помноживши (1) на c і склавши з (2). Отримаємо:

$$\{I + m_1 \varepsilon d_1 \sin \phi\} \dot{\omega} + m_1 c \dot{u} - m_1 \varepsilon \dot{v} - m_1 \varepsilon d_1 \sin \phi \ddot{\phi} = -m_1 c v \omega + m_1 c \varepsilon \omega^2 - m_1 \varepsilon u \omega + m_1 \varepsilon d_1 \cos \phi (\omega - \dot{\phi})^2 + X_1 (a + c) \sin \theta + Y_1 [(a + c) \cos \theta + \sin \theta] - Y_2 (b - c) - \varepsilon X_3. \quad (14)$$

При зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту (вправо при повороті автомобіля вліво й уліво при правобічному різко звучується. Пояснюється це характером зміни кутів відведення і відповідно бічних реакцій на колесах осей автопоїзда і кута складання його ланок, рис. 3. З рівняння (12) отримаємо фактори від яких залежить критична швидкість руху ШЗА [1]

$$v_{кр} = f(I, m_1, a, c, b, \varepsilon, k_1, k_2), \quad (15)$$

де a, b, c , – геометричні параметри ШЗА;

k_1, k_2 – коефіцієнти опору відведення коліс передньої і задньої осі автобуса.

За формулою (13) розрахуємо критичну швидкість прямолінійного руху, яка є оціночним показником стійкості ШЗА, що розглядається. ексцентриситету центру мас $\varepsilon=0$; $\varepsilon=0,8$; $\varepsilon=-0,8$. Ця швидкість склала $V_{\varepsilon=0}=28,12$ м/с; $V_{\varepsilon=0,8}=24,89$ м/с; $V_{\varepsilon=-0,8}=23,97$ м/с.

На відміну від перехідних режимів руху («вхід в поворот», «переставка»), у стаціонарних режимах руху (прямолінійний рух) за наявності ексцентриситету критична швидкість ШЗА зменшується незалежно від напрямку зміщення.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

У сучасних умовах розвитку транспортних систем мегаполісів спостерігається значне ускладнення ситуації у сфері пасажирських перевезень, що зумовлено стрімким зростанням кількості транспортних засобів на вулично-дорожній мережі. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває проблема підвищення ефективності перевезень, зокрема шляхом зменшення транспортного навантаження та розвантаження міських вулиць.

Одним із перспективних напрямів вирішення цієї проблеми є впровадження сучасних автобусів особливо великого класу за умови їх ефективної інтеграції в транспортний потік без створення додаткових перешкод для руху. Вибір, аналіз і наукове обґрунтування оптимальних конструктивних параметрів автобуса та причіпної секції (далі – ШЗА) є одним із ключових завдань, оскільки

забезпечення безпечного руху таких транспортних засобів значною мірою визначається їх маневреністю та стійкістю.

Показники маневреності та стійкості ШЗА формуються під впливом характеристик власних рухів автотранспортного засобу, зовнішніх збурювальних факторів, граничних умов безпечного руху, а також конструктивних і експлуатаційних параметрів автомобіля та причіпних ланок, які безпосередньо впливають на його керуваність і стійкість.

У проведеному дослідженні основна увага приділена можливому зміщенню центру мас причіпної ланки і його впливу на стійкість руху ШЗА. При цьому встановлено, що наявність ексцентриситету центру мас причепа призводить до неоднозначного його впливу на кути відведення і складання автопоїзда. При зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра його повороту кути відведення і складання збільшуються у порівнянні з симетричним завантаженням причепа ($\varepsilon=0$) і навпаки - при зсуві центра мас причепа у внутрішню щодо миттєвого центра його повороту сторону ці кути зменшуються. Такий характер зміни кутів відведення і складання призводить майже до аналогічної зміни кутової і бічної швидкості і бічного прискорення центру мас причепа. При цьому збільшення швидкості автопоїзда призводить до погіршення стійкості руху і за ексцентриситету центру мас $\varepsilon=0,2$ автопоїзд знаходиться на межі стійкості (допустиме прискорення центру мас не повинно перевищувати $0,45g$).

На відміну від перехідних режимів руху (вхід в поворот, переставка), у стаціонарних режимах руху (прямолінійний рух) за наявності ексцентриситету критична швидкість зменшується незалежно від напрямку зміщення. Це необхідно враховувати при завантаженні причепа.

ВИСНОВКИ

Доопрацьована математична модель плоскопаралельного руху ШЗА, що дозволила дослідити вплив ексцентриситету центру мас причепа на показники його стійкості руху.

Встановлено, що наявність ексцентриситету центру мас причепа призводить до неоднозначного його впливу на кути відведення і складання автопоїзда. При зсуві центра мас причепа в зовнішню щодо миттєвого центра ($\varepsilon<0$) його повороту кути відведення і складання збільшуються у порівнянні з симетричним завантаженням причепа ($\varepsilon=0$) і навпаки - при зсуві центра мас причепа у внутрішню щодо миттєвого центра його повороту сторону ($\varepsilon>0$) ці кути зменшуються. Такий характер зміни кутів відведення і складання призводить майже до аналогічної зміни кутової і бічної швидкості і бічного прискорення центру мас причепа. При цьому збільшення швидкості автопоїзда призводить до погіршення стійкості руху і за ексцентриситету центру мас $\varepsilon=0,8$ автопоїзд знаходиться на межі стійкості (допустиме прискорення центру мас не повинно перевищувати $0,45g$).

Визначена критична швидкість прямолінійного руху, яка є оціночним показником стійкості ШЗА, що розглядається. Ця швидкість склала $V_{\varepsilon=0}=28,12$ м/с; $V_{\varepsilon=0,2}=24,89$ м/с; $V_{\varepsilon=0,2}=23,95$ м/с. Якщо зважити на допустиму швидкість ШЗА в умовах міських перевезень пасажирів ($v \leq 60$ км/год), то можна стверджувати, що стійкість руху забезпечується за будь якого напрямку зміщення центру мас причепа.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Сахно В. П. Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія / В. П. Сахно та ін. – Луцьк: ІВВ Луцького НТУ, 2021. – 288 с.
2. Sakhno, V., Polyakov, V., Murovany, I., Sharai, S., Lyashuk, O., Plekan, U., Tson, O., & Sokol, M. (2023). Stability of the Two-Link Metrobus. *Communications - Scientific Letters of the University of Zilina*, 25(2), B77-85. doi: <https://doi.org/10.26552/com.C.2023.023>
3. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, В. В. Стельмашук, Л. С. Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні і транспорті. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – № 2. – С. 123–128.
4. Сахно В. П. Визначення параметрів стійкості автопоїзда з причепом категорії О2 / В. П. Сахно, В. В. Стельмашук, Р. В. Пазін // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. – Rzeszów, 2018. – С. 93–102.
5. Козачук Л. С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 / Л. С. Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2014.
6. Вербицкий В. Г. Автомобили. Устойчивость: монография / В. Г. Вербицкий, В. П. Сахно, А. П. Кравченко та ін. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.
7. Islam M. M. Parallel design optimization of multi-trailer articulated heavy vehicles with active safety systems. – Oshawa: University of Ontario Institute of Technology, 2013.

8. Sakhno V., Gerlici J., Poliakov V., Kravchenko A., Omelnitsky O., Lask T. Road train motion stability in BRT system // *Machine Modelling and Simulation (MMS 2018): Book of abstracts.* – Rydzyna, 2018. – P. 49.

9. Сахно В. П. До порівняльної оцінки шарнірно-зчленованих автобусів з різними силовими установками / В. П. Сахно, М. М. Маяк, А. С. Котенко // *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті.* – Луцьк: ЛНТУ, 2024. – № 2 (23). – С. 197–207. doi: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i23.1542>.

10. Сахно В. До аналізу процесу гальмування автомобіля з причепом категорії O2 / В. Сахно, В. Онишук, В. Босенко, С. Стельмашук // *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті.* – 2025. – № 2 (25). – С. 254–265. doi: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i25.1934>.

11. Сахно В. П. Експлуатаційні властивості автомобілів. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: навчальний посібник / В. П. Сахно, І. С. Мурований та ін. – Луцьк: Вежа ДРУК, 2025. – 307 с.

REFERENCES

1. Sakhno V. P. et al. (2021). *Sharnirno-zchlenovani avtobusy. Manevrenist ta stiykist.* Lutsk: IVV LNTU.

2. Sakhno, V., Polyakov, V., Murovany, I., Sharai, S., Lyashuk, O., Plekan, U., Tson, O., & Sokol, M. (2023). Stability of the Two-Link Metrobus. *Communications - Scientific Letters of the University of Zilina*, 25(2), B77-85. doi: <https://doi.org/10.26552/com.C.2023.023>

3. Sakhno V. P., Kuznietsov R. M., Stelmaschuk V. V., Kozachuk L. S. (2014). Do vyznachennia pokaznykiv stiikosti avtopoizda kategorii M1 u perekhidnykh rezhymakh rukhu. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni i transporti*, 2, 123–128.

4. Sakhno V. P., Stelmaschuk V. V., Pazin R. V. (2018). Vyznachennia parametriv stiikosti avtopoizda z pryhepom kategorii O2. *Systemy i shrodki transportu samochodowego*, 93–102.

5. Kozachuk L. S. (2014). Do vyznachennia stiikosti rukhu avtopoizda kategorii M1. *Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnoho tekhnolohichnoho universytetu*.

6. Verbitsky V. G., Sakhno V. P., Kravchenko A. P. et al. (2013). *Avtomobili. Ustoichivost.* Lugansk: Knowledge.

7. Islam M. M. (2013). *Parallel design optimization of multi-trailer articulated heavy vehicles with active safety systems.* Oshawa: University of Ontario Institute of Technology.

8. Sakhno V., Gerlici J., Poliakov V., Kravchenko A., Omelnitsky O., Lask T. (2018). Road train motion stability in BRT system. *MMS 2018*, 49.

9. Sakhno V. P., Mayak M. M., Kotenko A. S. (2024). Do porivnialnoi otsinky sharnirno-zchlenovanykh avtobusiv z riznymy sylovymy ustanovkamy. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti*, 2(23), 197–207. doi: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i23.1542>

10. Sakhno V., Onyshchuk V., Bosenko V., Stelmaschuk S. (2025). Do analizu protsesu halmuvannia avtomobilia z pryhepom kategorii O2. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti*, 2(25), 254–265. doi: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i25.1934>.

11. Sakhno V. P., Murovany I. S. et al. (2025). *Ekspluatatsiini vlastyvoli avtomobiliv. Part 1.* Lutsk: Vezha-Druk.)

V. Sakhno, M. Mayak, R. Khoroshun, A. Kotenko, The influence of the trailer center of mass displacement on the motion stability of an articulated bus

Given the rapid increase in the number of vehicles in large cities, which complicates the functioning of passenger transport systems, the issue of their improvement has become particularly relevant. A key direction in this context is reducing the load on the urban road network.

The present study focuses on the possible displacement of the center of mass of the trailer unit under conditions of high passenger occupancy in both the bus and trailer bodies during peak hours, which may lead to a deterioration in the motion stability of an articulated bus. It has been established that the eccentricity of the trailer's center of mass results in an ambiguous effect on the slip and articulation angles of the vehicle combination. When the trailer center of mass shifts outward relative to its instantaneous center of rotation, both the slip and articulation angles increase compared to the case of symmetric loading ($\varepsilon = 0$). Conversely, when the center of mass shifts inward, these angles decrease.

Such changes in the slip and articulation angles lead to almost corresponding variations in angular velocity, lateral velocity, and lateral acceleration of the trailer's center of mass. However, regardless of the

displacement of the trailer's center of mass, at a speed of 10 m/s the articulated bus remains stable. An increase in vehicle speed results in a deterioration of motion stability, and at an eccentricity of $\varepsilon = 0.2$ the vehicle operates at the stability limit (the allowable acceleration of the center of mass should not exceed 0.45g).

Unlike transient motion modes (cornering, lane change), in steady-state conditions (straight-line motion), the presence of eccentricity leads to a decrease in critical speed regardless of the direction of displacement. In particular, in the absence of eccentricity the critical speed is $V_{\varepsilon=0=0} = 28.12$ m/s; with outward displacement $V_{\varepsilon=0} = -0.2 = 23.95$ m/s; and with inward displacement $V_{\varepsilon=0} = 0.2 = 24.89$ m/s. These factors must be considered when loading the trailer.

Keywords: articulated bus, trailer, eccentricity, center of mass, mathematical model, stability, critical speed.

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: svp_40@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

МАЯК Микола Михайлович, професор, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна, e-mail: mayak@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8626-3084>

ХОРОШУН Роман Васильович, доктор філософії, старший викладач кафедри автотранспорту та логістики, Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: roman_086@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1862-7640>

КОТЕНКО Андрій Степанович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Technical Science, Professor, Head of Automobiles Department, e-mail: svp_40@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Mykola MAYAK, Doctor of Technical Science, Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, e-mail: mayak@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-8626-3084>

Roman KHOROSHUN, Doctor of Philosophy, senior lecturer of the Department of Motor Transport and Logistics, Ternopil Ivan Puluj National Technical University, e-mail: roman_086@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1862-7640>

Andrii KOTENKO, Postgraduate student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>

Дата надходження статті до видання: 14.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 21.04.2026

<https://doi.org/10.36910/Obt3nb30>