

ДО ВИЗАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ АВТОБУСІВ

¹Національний транспортний університет
²Луцький національний технічний університет

В статті розглянуто нормовані показники маневреності автобусів особливо великого класу (шарнірно-зчленованих) за рахунок відповідних компоувальних схем, із застосуванням керованих коліс.

ВСТУП

Для міських перевезень доречно використання автобусів різних класів. Але урбанізація, яка постійно зростає, потребує одночасного перевезення великої кількості людей (наприклад, в години «пік»). При існуючій забудові наших міст з таким завданням (за умови задоволення вимог безпеки руху та екологічної безпеки, дотримання технології перевезень та без зайвих витрат) може впоратись тільки автобус особливо великого класу (як відомо, клас автобуса визначається габаритною довжиною). Такі автобуси мають становити приблизно третину автобусного парку міста з населенням понад мільйон жителів [1].

Для автобусів особливо великого класу однією з найбільш значних властивостей є маневреність. Відповідно до ДСТУ UN/ECE R 36-03 пасажирські транспортні засоби великої місткості повинні вписатися у поворот із зовнішнім радіусом 12,50 м та внутрішнім 5,30 м [2]. Такі ж значення показників маневреності передбачені Угодою про маси і габарити транспортних засобів, які здійснюють міждержавні перевезення по автомобільних дорогах держав-учасниць СНД.

Автобуси особливо великого класу з метою забезпечення необхідної маневреності можуть бути виконані шарнірно-зчленованими (ШЗА). Досягнення нормованих показників маневреності автобусів особливо великого класу загальною довжиною до 18 м можливе при тільки керованих передніх колесах тягової секції. При збільшенні загальної довжини ШЗА понад 18 м необхідне керування колесами причіпної секції. Проте автобуси з керованою задньою віссю схильні до поперечних відхилень задньої секції, що необхідно враховувати при виборі і обґрунтуванні компоувальних і масових параметрів ШЗА.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

Метою роботи є дослідження впливу масових і компоувальних параметрів ШЗА на показники маневреності автопоїзда.

Результати досліджень. У роботі [3] отримано систему рівнянь (1), що описує плоскопаралельний рух ШЗА. Для визначення показників маневреності ШЗА необхідно проінтегрувати цю систему рівнянь, використовуючи, наприклад, програмне забезпечення Maple 12.

Для цього запишемо систему (1) у «машинному» вигляді. Отримаємо:

$$\begin{aligned}
 e1 := & -m (U + \omega v) + \cos(\theta) Y1 + \sin(\theta) X1 - \sin(\phi) X3 + \cos(\phi) Y3 \\
 & - 2 m1 \sin(\theta) \omega \lambda \Theta - 2 m2 \sin(\phi) \omega dl \Phi + m2 \sin(\phi) dl \Phi^2 + m2 \cos(\phi) dl \Omega \\
 & - m2 \cos(\phi) dl PP - m1 U + m1 \cos(\theta) \lambda \Omega + m1 \cos(\theta) \lambda TT - m1 \sin(\theta) \lambda \omega^2 \\
 & - m1 \sin(\theta) \lambda \Theta^2 + m2 \sin(\phi) dl \omega^2 + Y2 - m2 U + m2 c \Omega - m1 a \Omega - m1 \omega v \\
 & - m2 \omega v \\
 e2 := & -J \Omega - b Y2 + a \cos(\theta) Y1 + a \sin(\theta) X1 - c \cos(\phi) Y3 - a m1 U + c m2 \omega v \\
 & + c m2 U - a m1 \omega v - m2 c^2 \Omega - m1 a^2 \Omega - 2 a m1 \sin(\theta) \omega \lambda \Theta \\
 & + a m1 \cos(\theta) \lambda \Omega + a m1 \cos(\theta) \lambda TT - a m1 \sin(\theta) \lambda \omega^2 - a m1 \sin(\theta) \lambda \Theta^2 \\
 & + c \sin(\phi) X3 + 2 c m2 \sin(\phi) \omega dl \Phi - c m2 \sin(\phi) dl \Phi^2 - c m2 \cos(\phi) dl \Omega \\
 & + c m2 \cos(\phi) dl PP - c m2 \sin(\phi) dl \omega^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
e3 &:= -J1 (\Omega + TT) - \lambda (-\cos(\theta) m1 U + \sin(\theta) m1 V + \lambda m1 TT + \lambda m1 \Omega + Y1 \\
&\quad - \sin(\theta) m1 \omega u - \sin(\theta) m1 a \omega^2 - \cos(\theta) m1 a \Omega - \cos(\theta) m1 \omega v) \\
e4 &:= -J2 (\Omega - PP) - d1 Y3 - Y3 b1 + d1 \cos(\phi) m2 U + d1 \cos(\phi) m2 \omega v \\
&\quad + d1 \sin(\phi) m2 V - d1 \sin(\phi) m2 \omega u - d1^2 m2 \Omega + d1^2 m2 PP - c m2 \cos(\phi) d1 \Omega \\
&\quad + c m2 \sin(\phi) d1 \omega^2
\end{aligned}$$

У записаній системі рівнянь позначено: m, J, m_1, J_1 і m_2, J_2 – маса і центральний момент інерції ведучої секції (тягача), колісного керуючого модуля (ККМ) тягача і причіпної секції (причепи); v, u, v_1, u_1, v_2, u_2 – подовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас тягача, ККМ і причепа на осі, зв'язані з тягачем, ККМ і причепом; $(\lambda-lambda)$ – винос керованого колеса; $theta$ – кут повороту ККМ тягача; $theta1$ – кут повороту коліс причепа ($theta1 = \kappa \times theta$), де κ – коефіцієнт пропорційності приводу управління колесами причепа; $omega$ – кутова швидкість тягача, щодо вертикальної осі; $omega2$ – кутова швидкість причепа; ϕ і Φ – кутова швидкість і кутове прискорення складання ШЗА; V і $U, V1$ і $U1, V2$ і $U2$ – позовжне і поперечне прискорення центра мас тягача, ККМ і причепа; a, b – відстань від центра мас тягача до точок кріплення передньої (керованої) осі і задньої осі тягача; c – відстань від центра мас тягача до точки зчеплення з причепом; $d1$ – відстань від центра мас причепа до точки зчеплення; $k1, k2, k3$ – коефіцієнти опору відведення коліс передньої, ведучої і задньої осей ШЗА; $kk1, kk2$ – коефіцієнти жорсткості керуючого ККМ і керованих коліс причепа; $h1, h2$ – коефіцієнти демпфування для ККМ і керованих коліс причепа; $kappa1, 2, 3$ – коефіцієнти зчеплення під колесами передньої, ведучої і задньої осей автобуса; $kol22$ – колія коліс причепа.

Проінтегруємо систему рівнянь за допомогою програмного забезпечення Maple 8 з такими вихідних даних: $g:= 9.81; a:= 3.40; b:= 2; b1:= 2.085; d1:= 2; c:= 4.39; L=17,5$ м; $lambda:= -0.0023; m1:= 600; m:= 16000; kf:= 0; m2:= 9900; k1:= 160000; k2:= 326000; kf:= 0.0; k3:= 165000; kk1:= 2600; kk2:= 200; h1:= 30; h2:= 30; kappa1:= 0.8; kappa2:= 0.8; kappa3:= 0.8; theta = 0,5$ рад.; $\kappa = 0, 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; phi0:= 0.; v:= 10; kol22:= 2.1$.

На рис. 1 наведені результати розрахунку параметрів руху ШЗА, зокрема траєкторії руху тягача і причепа за умови, що кут повороту керованих коліс причепа дорівнює нулю, тобто за $\kappa = 0$.

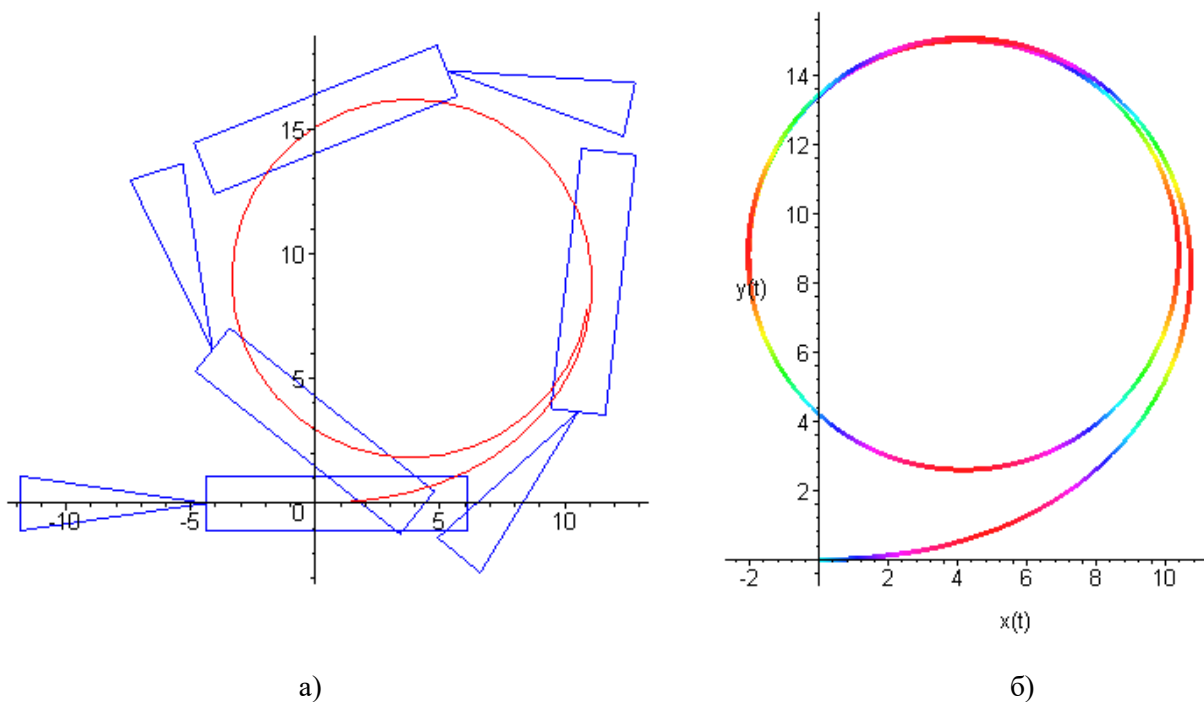


Рисунок 1 – Траєкторії руху ланок ШЗА і центра мас тягача ($theta1 = 0, theta = 0,5$ рад)

Аналіз траєкторій руху тягача і причепа показує, що за обраних конструктивних параметрів ШЗА маневреність задовільна, тобто автобус вписується у нормовані габаритні радіуси повороту і ГСР. Проте при збільшенні габаритної довжини автобуса понад 18 м (18,2 м) внутрішній габаритний радіус виходить за межі допустимого ($R_{з.з} = 4,97$ м). Введення в систему управління ШЗА керованих коліс причепа майже не впливає на траєкторію тягача, зате збільшує внутрішній габаритний радіус причепа, що в свою чергу, спричиняє зменшення ГСР автобуса.

У подальшому було проаналізовано вплив масових і компоувальних параметрів тягача і причепа на маневреність ШЗА з використанням методу планування експерименту [4]. Дослідження проводились у два етапи, було обрано 12 факторів, які відповідають умовам незалежності, керованості та однозначності, їх сукупність при цьому відповідає сумісності і відсутності лінійної кореляції. На першому етапі за принципом повного факторного експерименту були обрані чотири фактори: довжина дишла причепа, маса причепа та коефіцієнт опору бічному відведенню коліс осі причепа. Перевірка значимості коефіцієнтів поліноміальної моделі за t -критерієм Стюдента показала, що коефіцієнтами парної дії можна знехтувати. Тому у подальшому при визначенні впливу факторів на маневреність ШЗА можливо користуватись однофакторним експериментом.

З метою можливості поширення результатів дослідження на ШЗА різних компоувальних схем було запропоновано проводити розрахунки, використовуючи безрозмірні параметри. Діапазон зміни безрозмірних параметрів обраних з урахуванням особливостей конструкцій існуючих ШЗА та вимог до геометричних і масових параметрів, що діють у країнах ЄС [4].

Було розглянуто вплив геометричних факторів:

$$d' = \frac{a}{L} = 0,20 \dots 0,80;$$

$$L' = \frac{L}{D} = 0,35 \dots 0,80;$$

$$c_0' = \frac{c_0}{L} = 0 \dots 0,40;$$

$$c' = \frac{c}{L_2} = 0 \dots 0,80;$$

$$L_2' = \frac{L_2}{D_2} = 0,13 \dots 0,38;$$

$$c_{uw}' = \frac{c_{uw}}{D_2} = 0,26 \dots 0,77.$$

Результати розрахунку впливу геометричних факторів на ГСР ШЗА наведені на рис. 2. Аналіз графіків залежності ГСР від геометричних факторів дозволяє зробити такі висновки.

1. Найбільш вагомий вплив на величину ГСР мають база автомобіля-тягача, довжина дишла причепа та його база. Зростання цих факторів збільшує ГСР автопоїзда.

2. Незначний вплив мають такі фактори, як положення центрів мас ланок автопоїзда та положення точки зчипки на автомобілі тягачі.

Масові параметри тягача і причепа варіювалися в таких межах:

$$m' = \frac{m}{m+m_2} = 0,35 \dots 1,10;$$

$$m_2' = \frac{m_2}{m+m_2} = 0,35 \dots 0,80.$$

Вплив масових параметрів тягача і причепа показаний на рис. 3а. З аналізу наведених залежностей можливо зробити висновок, що вплив масових факторів на ГСР ШЗА не значний.

Коефіцієнти опору бічному відведенню шин осей автопоїзда варіювалися в межах:

$$k_1' = \frac{k_1}{k_0} = 0,6 \dots 1,2;$$

$$k_2' = \frac{k_2}{k_0} = 0,9 \dots 2,1;$$

$$k_3' = \frac{k_3}{k_0} = 0,9 \dots 2,1.$$

На рис. 3б наведено залежність ГСР ШЗА [4] від величини коефіцієнтів опору бічному відведенню шин осей. Аналіз залежностей ГСР від коефіцієнтів опору бічному відведенню шин осей ШЗА дозволяє зробити висновок, що їх вплив не значний.

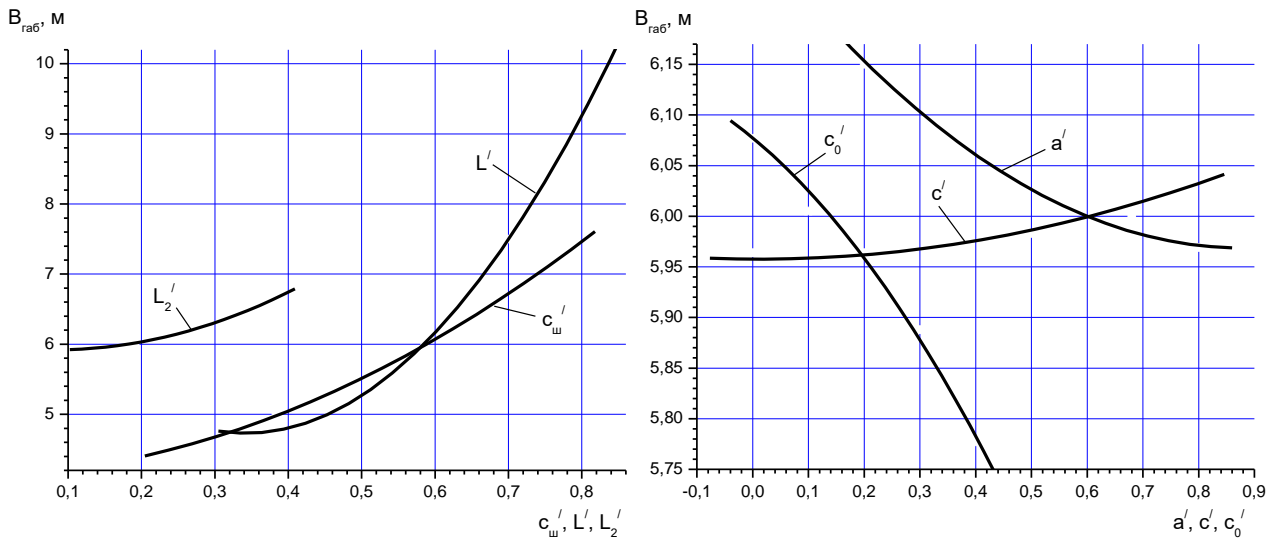


Рисунок 2 – Вплив геометричних факторів автопоїзда на ГСР [4]

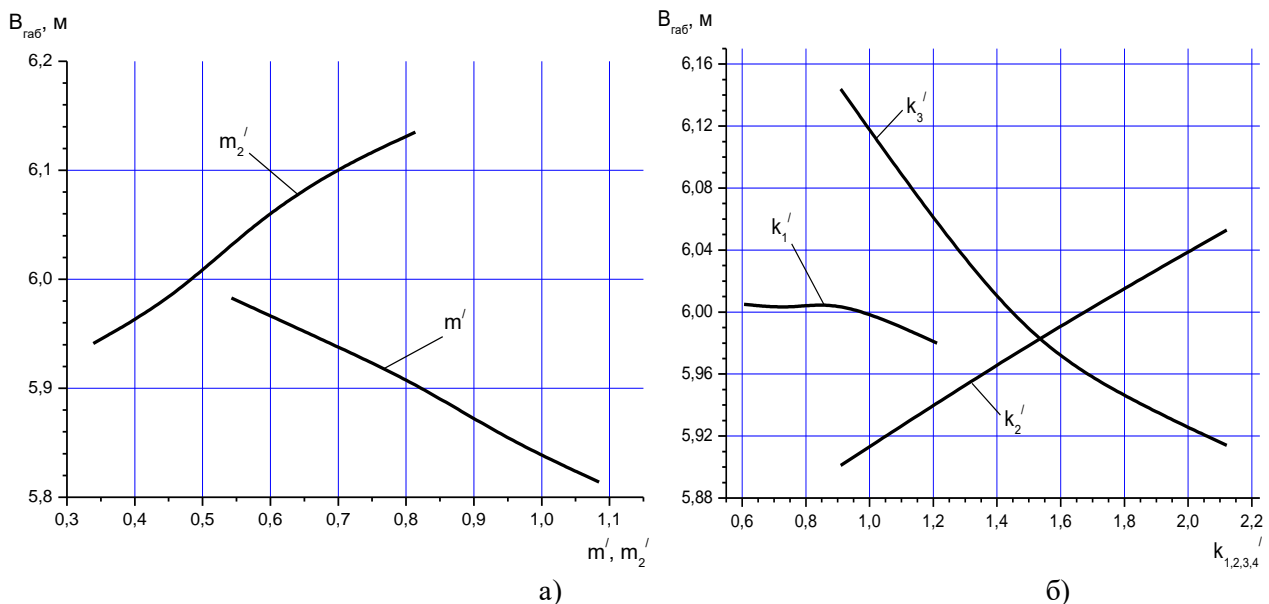


Рисунок 3 – Вплив масових факторів (а) і коефіцієнтів опору бічному відведенню шин осей ШЗА на показники маневреності [4]

На рис. 4 наведені результати розрахунку кутової і бічної швидкостей центра мас ШЗА, кута складання, кутів відведення і бічних сил на осях автобуса і радіуса повороту причепа.

Аналіз наведених графіків показує, що із збільшенням кута повороту керованих коліс причепа кутова і бічна швидкості центра мас тягача, кут складання ШЗА, кут відведення коліс середньої осі і бічна сила на колесах цієї осі зменшуються, що приводить не тільки до поліпшення показників маневреності ШЗА, але і показників його стійкості [5]. Поліпшенню маневреності сприяє також збільшення радіуса повороту причепа, що зменшує габаритну смугу руху ШЗА.

Управляти причепом ШЗА, як показали проведені нами дослідження [6], можливо не тільки поворотом його керованих коліс, а і гальмуванням коліс одного борту.

Ефект управління причепом шляхом часткового гальмування коліс одного борта еквівалентний, у першому наближенні, ефекту від моменту сил тертя, що виникає при цьому.

Цей ефект можна врахувати в математичній моделі шляхом введення гальмівного моменту у рівняння обертального руху причепа. У машинному вигляді гальмівний момент представлено виразом $M_{\text{тр}} := \beta \cdot Z_3 \cdot k_{\text{ол}22}$, де β – коефіцієнт, який враховує долю поздовжньої сили на колесі причіпної ланки, що створює гальмівний момент.

На рис. 4–5 представлені результати розрахунку параметрів руху шарнірно-зчленованого автобуса за різних значень коефіцієнта β [7].

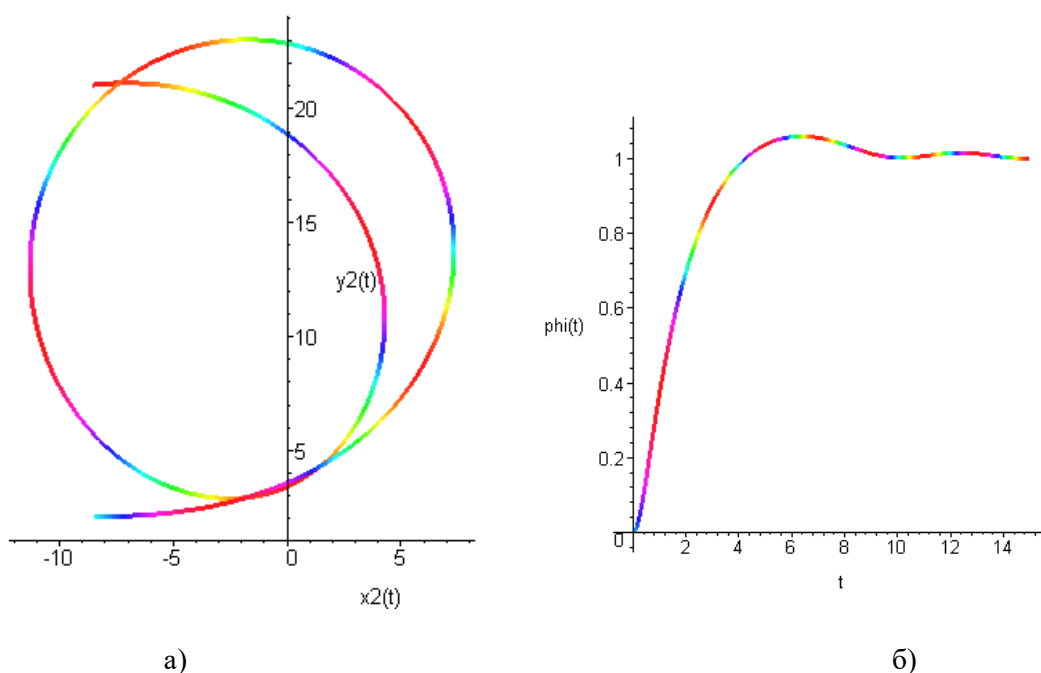


Рисунок 4 – Траєкторія центра мас причепа (а) та швидкості кута складання (б) у часі перехідного процесу ($\theta_0 = 0,23$; $\varphi_0 = 0$; $\beta = 0$; $v = 6$; $kk_2 = 200$)

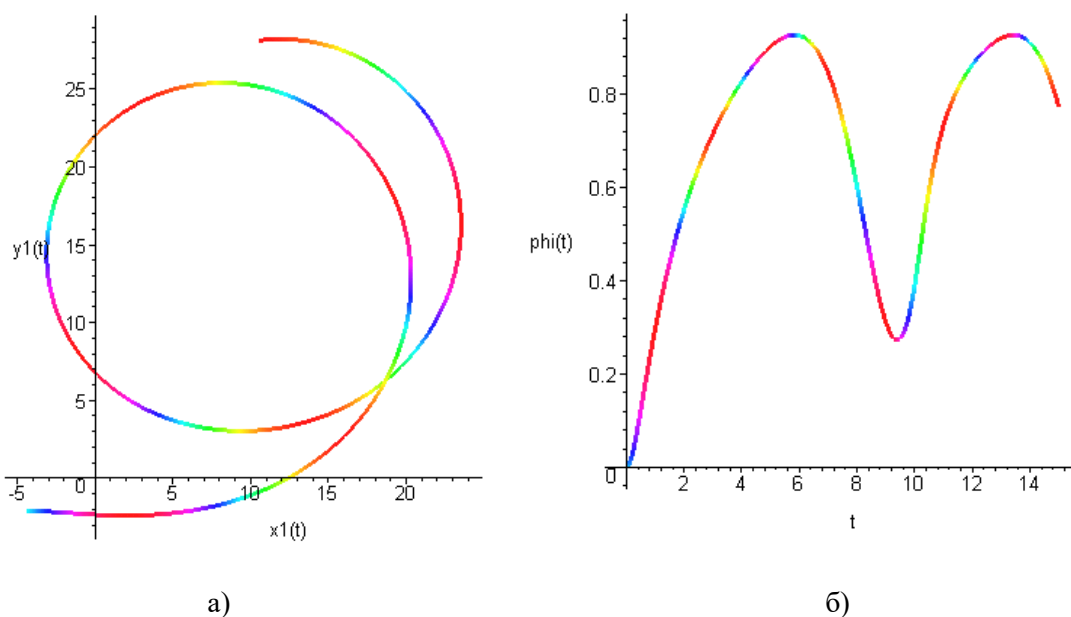


Рисунок 5 – Траєкторія центра мас причепа (а) та швидкості кута складання (б) у часі перехідного процесу ($\theta_0 = 0,23$; $\varphi_0 = 0$; $\beta = 0,25$; $v = 6$; $kk_2 = 200$)

Аналіз графіків, рис. 4 і 5 показує, що радіус повороту ведучої ланки ШЗА при дії гальмівного моменту на колесо одного борту причіпної ланки залишається майже незмінним, а радіус повороту причіпної ланки збільшується. При цьому у разі дії гальмівного моменту стійкість руху ШЗА погіршується, про що свідчить графік залежності кутової швидкості причіпної ланки від часу перехідного процесу.

На рис. 6а наведена залежність радіуса повороту ШЗА від величини гальмівного моменту на одному із коліс причіпної ланки, а на рис. 6б – від кута повороту керованих коліс.

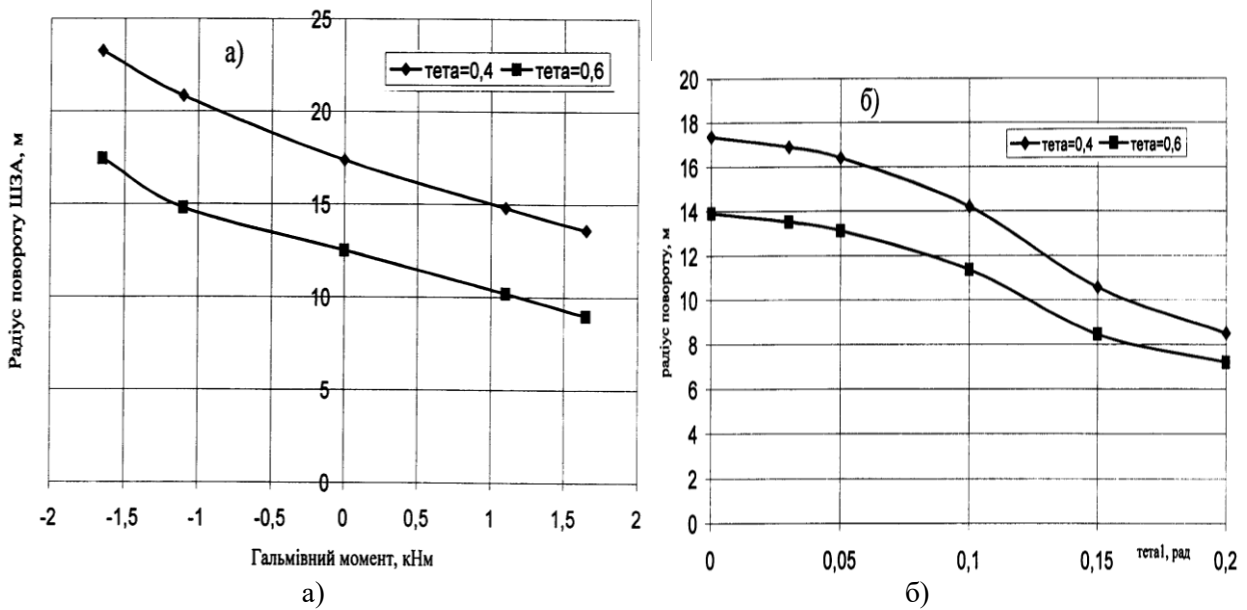


Рисунок 6 – Залежність радіуса повороту ШЗА від гальмівного моменту на колесі причепа (а) і кута повороту керованих коліс причепа (б)

Аналіз наведених графіків показує, що величина радіуса повороту причіпної ланки залежить не тільки від кута повороту її коліс, а і від величини гальмівного моменту і колеса, до якого він прикладений. Це дуже важливо для конструкції автобусів з приводом на ведучу вісь причіпної ланки, бо цим можна коректувати не тільки траєкторію ланок ШЗА, а і стійкість шарнірно-зчленованого автобуса.

Надалі будемо вважати, що шарнірно-зчленований автобус здійснює маневр «переставка». При цьому поворот коліс керованого колісного модуля здійснюється за законом $\theta(t) := \text{th}(t) := \text{piecewise}(t < 1.2, 0.08, 1 < t \text{ and } t < 2.28, -0.1, 0)$.

На рис. 7 наведені результати розрахунку кута складання (а) і кутової швидкості причепа (б) за умови реалізації тягового зусилля на осі причіпної ланки.

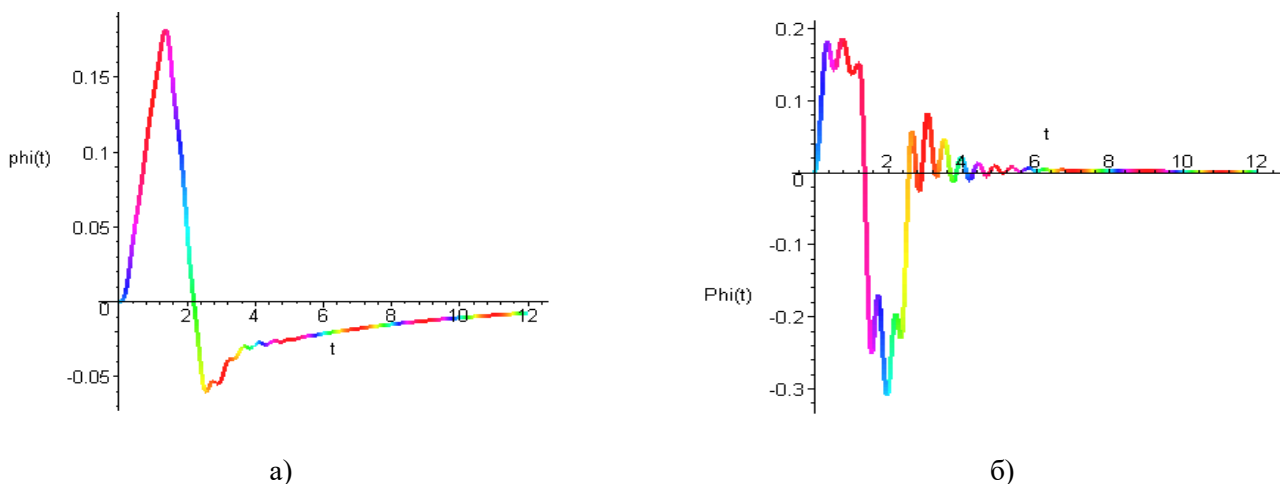


Рисунок 7 – Зміна кута складання ШЗА (а) і кутової швидкості причепа (б) у часі перехідного процесу

Аналіз наведених графіків показує, що при швидкості 8,5 м/с маневреність і стійкість руху ШЗА залишаються задовільними. Разом з тим, при збільшенні швидкості руху до 10 м/с маневреність поліпшується, а стійкість руху порушується, тобто при підвищенні швидкості руху забезпечити стійкість ШЗА з приводом на вісь причіпної ланки без застосування спеціальних пристроїв стабілізації неможливо [8].

ВИСНОВКИ

Встановлено, що за довжини автобуса в межах до 18 м його маневреність задовільна. Проте при збільшенні габаритної довжини автобуса понад 18 м (18,2 м) внутрішній габаритний радіус виходить за межі допустимого ($R_{з.г} = 4,97$ м). Введення в систему управління ШЗА керованих коліс причепа або гальмування одного із його коліс майже не впливає на траєкторію тягача, зате збільшує внутрішній габаритний радіус причепа, що в свою чергу, спричиняє зменшення ГСР автобуса.

При реалізації тягового зусилля на колесах причепа до швидкості 8,5 м/с маневреність і стійкість руху ШЗА залишаються задовільними. Разом з тим, при збільшенні швидкості руху до 10 м/с маневреність поліпшується, а стійкість руху порушується, тобто при підвищенні швидкості руху забезпечити стійкість ШЗА з приводом на вісь причіпної ланки без застосування спеціальних пристроїв стабілізації неможливо.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Редзюк А. М. Проблеми міського автобусного транспорту // Автошляховик України. – 1998. – № 4. – С. 7–9.
2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН № 36-03: 1993, IDT). ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002. – Київ, 2002.
3. Determination of movement stability of especially large class hybrid bus with active trailer / V.Sakhno, V. Poljakov, I. Myrovanyi, V. Stelmashchuk // INMATEN – Agricultural engineering. – 2016. – V. 49, No. 2. – P.107-118.
4. Тімков О. М. Поліпшення показників маневреності та стійкості автопоїздів з наближеними осями причепа : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / О. М. Тімков ; Національний. трансп. ун-т. – К., 2005. – 20 с.
5. Сахно В. П. Результати чисельного інтегрування рівнянь руху в нелінійній постановці / В. П. Сахно, О. М. Тімков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – 2003. – № 16. – С. 26–30.
6. Шляхи підвищення маневреності автопоїзда з керованим довгобазним напівпричепом / В. П. Сахно, М. І. Загороднов, Р. Г. Кізуб, В. М. Сондак // Автошляховик України. – 2001. – № 1. – С. 19–22.
7. Сахно В. П. До визначення показників стійкості міських автобусів великого класу / В. П. Сахно, О. А. Веремчук, М. І. Загороднов // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo-jezdnych. // Materiały VIII Sympozjum pod redakcją Kazimierza Lejdy. – Rzeszow, 2002. – С. 255–261.
8. До визначення параметрів закону управління причіпною ланкою шарнірно-зчленованого автобуса особливо великої місткості / В. П. Сахно, О. А. Веремчук, М. І. Загороднов, В. М. Сондак // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2003. – Окремий випуск №6. – С.134–139.

REFERENCES

1. Redziuk A. M. Problemy miskoho avtobusnoho transportu // Avtoshliakhovyk Ukrainy. – 1998. – №4. – P.7-9.
2. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia pasazhyrskykh transportnykh zasobiv velykoi mistkosti stosovno zahalnoi konstruktсии (Pravyla YeEK OON №36-03: 1993, IDT). DSTU UN/ECE R 36-03:2002. – Kyiv. – 2002.
3. Sakhno V. Determination of movement stability of especially large class hybrid bus with active trailer / V. Sakhno, V. Poljakov, I. Myrovanyi, V. Stelmashchuk // INMATEN – Agricultural engineering. – Vol.49 / No2/2016. – P.107-118.
4. Timkov O. M. Polipshennia pokaznykiv manevrenosti ta stiikosti avtopoizdiv z nablyzhenymy osiamy prychepa: Avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.22.02 / Natsionalnyi. transp. un-t. – Kyiv, 2005. – 20 p.
5. Sakhno V. P. Rezultaty chyselnoho intehruvannia rivnian rukhu v neliniinii postanovtsi / V. P. Sakhno, O. M. Timkov // Systemni metody keruvannia, tekhnolohiia ta orhanizatsiia vyrobnytstva, remontu i ekspluatatsii avtomobiliv. – Kyiv: NTU, TAU, 2003. – № 16 – P. 26–30.
6. Sakhno V. P. Shliakhy pidvyshchennia manevrenosti avtopoizda z kerovanyim dovhobaznym napivprychepom / V. P. Sakhno, M. I. Zahorodnov, R. H. Kizub, V. M. Sondak // Avtoshliakhovyk Ukrainy. –2001. – №1. P. 19-22.

7. Sakhno V. P. Do vyznachennia pokaznykiv stiikosti miskykh avtobusiv velykoho klasu / V. P. Sakhno, O. A. Veremchuk, M. I. Zahorodnov // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo-jezdnych // Materialy VIII Sympozjum pod redakciq Kazimierza Lejdy. Rzeszow, 18-21 Wrzesien 2002. – P. 255–261.

8. Sakhno V. P. Do vyznachennia parametriv zakonu upravlinnia prychipnoiu lankoioi sharnirno-zhlenovanoho avtobusa osoblyvo velykoi mistkosti / V. P. Sakhno, O. A. Veremchuk, M. I. Zahorodnov, V. M. Sondak // Avtoshliakhovyk Ukrainy. Okremyi vypusk. Visnyk TsNTs TAU. – 2003. Okremyi vypusk №6. P. 134-139.

В. П. Сахно¹, І. С. Мурований², В. Е. Селезньов²

ДО ВИЗАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ АВТОБУСІВ

¹Національний транспортний університет
²Луцький національний технічний університет

Об'єкт дослідження – маневреність автобусів особливо великого класу.

Мета роботи – дослідження впливу масових і компоувальних параметрів ШЗА на показники маневреності автопоїзда.

Встановлено, що за довжини автобуса в межах до 18 м його маневреність задовільна. Проте при збільшенні габаритної довжини автобуса понад 18 м (18,2 м) внутрішній габаритний радіус виходить за межі допустимого ($R_{z,2} = 4,97$ м). Введення в систему управління ШЗА керованих коліс причепа або гальмування одного із його коліс майже не впливає на траєкторію тягача, зате збільшує внутрішній габаритний радіус причепа, що в свою чергу, спричиняє зменшення ГСР автобуса. При реалізації тягового зусилля на колесах причепа до швидкості 8,5 м/с маневреність і стійкість руху ШЗА залишаються задовільними. Разом з тим, при збільшенні швидкості руху до 10 м/с маневреність поліпшується, а стійкість руху порушується, тобто при підвищенні швидкості руху забезпечити стійкість ШЗА з приводом на вісь причіпної ланки без застосування спеціальних пристроїв стабілізації неможливо. Для автобусів особливо великого класу однією з найбільш значних властивостей є маневреність. Відповідно до ДСТУ UN/ECE R 36-03 пасажирські транспортні засоби великої місткості повинні вписатися у поворот із зовнішнім радіусом 12,50 м та внутрішнім 5,30 м.

Ключові слова: автобус; маневреність; стійкість; швидкість; поворот; радіус.

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Мурований Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: igor_intu@ukr.net

Селезньов Вадим Едуардович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: vadim.twist@gmail.com

V. Sakhno¹, I. Murovanyi², V. Seleznev²

TO THE DEFINITION OF MANEUVERABILITY HINGE-JOINTED BUSES

¹National Transport University
²Lutsk National Technical University

Target of the research – especially large class buses to ensure the necessary flexibility can be made hinge-jointed buses (HJB).

Aim of the research – to study mass and layout options of HJB with use indicators road trains maneuverability.

The article explores that the maneuverability of buses, which has a length of 18 m, is satisfactory. However, an internal dimensional lane bus is larger than allowed ($R_{z,h} = 4.97$ m) while increasing the

overall length of the bus more than 18 m (18.2 m). Introduction to management HJB steered wheels or a trailer braking one of the wheels have little effect on the trajectory of the tractor, but it increases the internal radius-size trailer. This leads to a decrease in dimensional lane bus. The maneuverability and stability of motion HJB remain satisfactory in the implementation of traction on the wheels of the trailer to the speed of 8.5 m / s. It is improved by increasing the speed of 10 m / s, but motion stability is violated, with increasing speed ensure the sustainability of HJB with driven on the axle trailers links without the use of special devices stabilize impossible. The maneuverability is one of the most important features especially for large-buses. According to ISO UN / ECE R 36-03 passenger vehicles, large capacity must fit in with the outside turning radius of 12.50 m and internal 5,30m.

Key words: bus; maneuverability; stability; speed; turning point; radius.

Volodymyr Sakhno, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Igor Murovanyi, Ph.D., Associate Professor, Head of Automobiles and transport technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net

Seleznov Vadim, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University e-mail: vadim.twist@gmail.com

В. П. Сахно¹, И. С. Мурованый², В. Э. Селезнев²

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАНЕВРЕННОСТИ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ АВТОБУСОВ

¹Национальный транспортный университет

²Луцкий национальный технический университет

Объект исследования – маневренность автобусов особо большого класса.

Цель работы – исследование влияние массовых и компоновочных параметров ШСА на показатели маневренности автопоезда.

Установлено, что при длине автобуса в пределах до 18 м его маневренность удовлетворительная. Однако при увеличении габаритной длины автобуса более 18 м (18,2 м) внутренний габаритный радиус выходит за пределы допустимого ($R_{в.г} = 4,97$ м). Введение в систему управления ШСА управляемых колес прицепа или торможения одного из его колес почти не влияет на траекторию тягача, зато увеличивает внутренний габаритный радиус прицепа, что в свою очередь, приводит к уменьшению ГПД автобуса. При реализации тягового усилия на колесах прицепа к скорости 8,5 м/с маневренность и устойчивость движения ШСА остаются удовлетворительными. Вместе с тем, при увеличении скорости движения до 10 м/с маневренность улучшается, а устойчивость движения нарушается, то есть при повышении скорости движения обеспечить устойчивость ШСА с приводом на ось прицепного звена без применения специальных устройств стабилизации невозможно. Для автобусов особо большого класса одной из наиболее значительных свойств является маневренность. Согласно ДСТУ UN / ECE R 36-03 пассажирские транспортные средства большой вместимости должны вписаться в поворот с внешним радиусом 12,50 м и внутренним 5,30 м.

Ключевые слова: автобус; маневренность; устойчивость; скорость; поворот; радиус.

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Мурованый Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: igor_lntu@ukr.net

Селезнев Вадим Эдуардович, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: vadim.twist@gmail.com