

УДК 629.113
UDC 629.113

МАНЕВРЕНІСТЬ АВТОПОЇЗДА З ПРИЧЕПОМ КАТЕГОРІЇ О2

Сахно В.П., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна
sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Стельмашук В.В., кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет,
Луцьк, Україна, cdp@lntu.edu.ua, orcid.org/0000-0003-3813-3143

Пазін Р.В., Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна,
rudi9101@gmail.com, orcid.org/0000-0003-3700-6097

THE MANEUVERABILITY OF MOTOR TRAIN WITH TRAILOR CATEGORY O2

Sakhno V.P., Doctor of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine,
sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Stelmachyk V.V., Ph.D., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, cdp@lntu.edu.ua,
orcid.org/0000-0003-3813-3143

Pazin R.V., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, rudi9101@gmail.com,
orcid.org/0000-0003-3700-6097

МАНЕВРЕННОСТЬ АВТОПОЕЗДА С ПРИЦЕПОМ КАТЕГОРИИ О2

Сахно В.П., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев,
Украина, sakhno@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Стельмашук В.В., кандидат технических наук, Луцкий национальный технический
университет, Луцк, Украина, cdp@lntu.edu.ua, orcid.org/0000-0003-3813-3143

Пазин Р.В., Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина,
rudi9101@gmail.com, orcid.org/0000-0003-3700-6097

Постановка проблеми. Основними конструктивними відзнаками причепів нового покоління категорії О1, О2 є наявність двовісного ходового візка і гальмової системи з приводом інерційного або іншого типу.

Причепи типу ПВБФ (причепи вантажні багатофункціональні), які відносяться до категорії О₂, оснащені одинарною або здвоєною віссю і гальмами та призначені для транспортування побутових вантажів, туристських вантажів і обладнання, сільськогосподарської продукції, товарів народного споживання, нових або ушкоджених транспортних і спеціальних засобів і обладнання (легкових автомобілів, мікроавтобусів і фургонів, сільськогосподарської техніки, катерів, яхт, скутерів, човнів і т.і.), вантажів, які швидко псуються, по загальній шляховій мережі.

Основні комплектуючі вироби більшості причепів, що випускаються в Україні (ходова і гальмова системи, зчіпні пристрої, стоянкові стояки, лебідки, елементна база закріплення бортів та дверей і т.і.), виробництва фірм Knott», «Al-Ko Kober», «Reynolds transport systems (Europe)», «Aluvan» та ін. відповідають сучасним сертифікаційним вимогам.

На сучасному етапі для насичування споживчого ринку в Україні освоєні такі моделі причепів [1]:

- ПГМФ 8309 – бортовий причіп повною масою 1500 кг, призначений для транспортування будь-яких вантажів загального призначення.
- ПГМФ 8712 – причіп-фургон повною масою 2000 кг, призначений для транспортування аналогічних вантажів, захищених від зовнішніх впливів кузовом загального призначення.
- ПГМФ 8715 – причіп-фургон повною масою 2500 кг, з аналогічним як у ПГМФ 8712 призначенням.

Основні технічні дані найбільш масових освоєних причепів приведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Основні технічні дані освоєних двовісних причепів типу ПГМФ
Table 1 – Basic technical data of mastered double-axle trailers of the type PGMF

Найменування параметра, розміру	Величини для базових моделей		
	ПГМФ 8309	ПГМФ 8712	ПГМФ 8715
Категорія	O ₂		
Тип	Рама поміж колесами		
Максимальна швидкість руху на дорогах 1 і 2 категорій, км/год, не менше	80		
Маса спорядженого причепа, кг	500	700	900
Номінальна вантажопідйомність, кг	1000	1300	1600
Маса повна конструктивна, кг, не більше	1500	2000	2500
Розподіл повної маси, кг, на: – на зчіпну кулю тягача, не більше – на дорогу через ходовий візок	100 1400±50	100 1900±50	100 2400±50
Дорожній просвіт, мм, не менше	160		
Кількість ходових осей у ходовому візку, шт	2		
Кількість коліс, шт	4+1		
База причепа, мм	2935±10	3100±10	3255±10
База ходового візка	680±10	725±10	725±10
Навантажувальна висота для причепа повної конструктивної маси, мм, не більше	520	640	650
– висота	350±10	1900±10	2200±50
Площа завантажування, м ²	4,90	5,40	6,60
Об'єм завантажувального простору, м ³	1,70	10,30	15,20
Габаритні розміри у транспортному положенні, мм: – довжина – ширина – висота	4675±20 2010±10 900±50	5000±20 2110±10 2540±20	5500*±20 2300±20 2900±50
*Примітка. В окремих випадках до 7 м			

Основні тягові автомобілі для буксирування причепів типу ПГМФ наведені у таблиці 2.

Таблиця 2 – Основні тягові автомобілі для буксирування причепів типу ПГМФ
Table 2 – Main traction cars for towing trailers of type PGMF

Модель причепа	Повна маса, кг	Марка, модель шасі вантажного автомобіля, які приймають у якості тягача	Маса оснащеного автомобіля, кг	Дозволена повна маса причепа, кг
		ГАЗ-3302, ГАЗ-33021	1850	1600
		FIAT DUCATO 10	1680	1700
		PEUGEOT BOXER B. Kat	1680	1700
ПГМФ 8X10 ПГМФ 8X11	1501-1650 1651-1850	FORD FT 150 Turbo-D. Lang	1940	2000
		MERCEDES Sprinter 408-D	2140	2000
		RENAULT Master Turbo-D.	1970	2000
		VW LT 28 Turbo-D. Lang	2030	2000
ПГМФ 8X13 ГМФ 8X14	2001-2150 2151-2350	IVECO 40-10 WV 4×4	2560	3000

Модель причепа	Повна маса, кг	Марка, модель шасі вантажного автомобіля, які приймають у якості тягача	Маса оснащеного автомобіля, кг	Дозволена повна маса причепа, кг
ПГМФ 8X15	2351-2500	IVECO 49-10 V lang	2530	3000
		MERCEDES Vario 612	2810	3000
ПГМФ 8X16	2501-2650	IVECO 59-12	2920	3000
ПГМФ 8X17	2651-2850			
ПГМФ 8X18	2851-3000	MERCEDES Vario 612	3360	3000
ПГМФ 8X19	3001-3150	MERCEDES Vario 614	3590	7000
ПГМФ 8X20	3151-3350			
ПГМФ 8X21	3351-3500	MERCEDES Vario 814	3780	5550

Найбільш поширеними на-сьогодні для транспортування причепів категорії O2 є автомобілі MERCEDES Sprinter 408-D і RENAULT Master Turbo-D.

Для причепів категорії O₁, O₂, що експлуатуються, як правило, приватними підприємцями і аматорами, важливим є забезпечення необхідних показників маневреності і стійкості при русі в різноманітних дорожніх умовах.

Маневреністю АТЗ називають сукупність таких властивостей, які забезпечують безперешкодний рух їх по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формою [2]. Такими обмеженнями при русі АТЗ можуть бути просторові, що зв'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формою і розмірами дорожнього полотна, яка слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

При русі автопоїзда всі його точки здійснюють поступальне переміщення своїми траєкторіями, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують такі вимірювачі і характеристики [2...5]: мінімальний і максимальний габаритні радіуси повороту, параметр маневреності при круговому русі, поворотна ширина по сліду коліс, габаритна смуга руху (ГСР), апроксимована ГСР, концентрична апроксимована ГСР, чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої.

За відомим показником маневреності і заданими геометричними параметрами автопоїзда можуть бути визначені всі інші вимірювачі маневреності, тому що усі вони визначаються параметрами криволінійного руху автопоїзда. Серед них нормованими є мінімальні зовнішній і внутрішній габаритні радіуси повороту автопоїзда, що не повинні перевищувати 12,5 м і 5,3 м, а відповідно і габаритну смугу руху (ГСР) – 7,2 м [6].

Задовільна маневреність автопоїзда виражається в можливості його вписування в усі повороти, що зустрічаються на маршрутах руху, і маневрування (можливість здійснювати повороти й у разі потреби рухатися заднім ходом) у пунктах навантаження і розвантаження [2].

Таким чином, для визначення ступеня пристосованості конкретного автопоїзда до конкретних умов експлуатації за маневреністю необхідно вивчити передбачувані маршрути руху, розрахувати або експериментально визначити значення показників маневреності і шляхом зіставлення з необхідними значеннями, установленими з аналізу реальних маршрутів, судити про відповідність досягнутого рівня маневреності необхідному. У більшості робіт, що розглядають питання маневреності автопоїзда [2-5, 7], колеса тягового автомобіля і причепа приймають жорсткими у бічному напрямку, що призводить до похибок в межах 12...15%. Тому метою роботи є визначення показників маневреності автопоїзда з двовісним причепом на еластичних у бічному напрямку колесах.

Результати досліджень. Основні кінематичні і динамічні властивості автопоїзда як з одновісним, так і двовісним причепом, як єдиної механічної системи тіл, залежать від фізичних явищ, що виникають при русі всіх його елементів і взаємодії останніх між собою. В свою чергу, ці явища визначаються геометрією і структурою автопоїзда.

Відмінності у конструкціях автопоїздів з причепами категорії O₁, O₂ у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція тягових автомобілів залишається незмінною. Більш загальним випадком є автопоїзд з двовісним причепом, з якого можна отримати і автопоїзд з одновісним причепом.

Автопоїзд, що розглядається, рис.1, складається із двох модульних ланок, які, в свою чергу, складаються із кінематично незалежних елементів – тягового автомобіля і причепа. За модульної побудови автопоїзда несуча система причепа спирається на свій візок, колеса якого неповоротні. У ведучої ланки передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ_1' , причому $\theta_1 > \theta_1'$. Колеса задньої осі тягового автомобіля - неповоротні, розташовані позаду його центра мас.

Введемо наступні позначення:

$\Sigma=Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат; $C_{(x,y)\Sigma}$, m , I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягового автомобіля щодо вертикальної осі

$C_{(x_k y_k)\Sigma}$, m_1 , I_1 – те ж саме для причепа;

ϑ_1, ϑ_2 – курсові кути ланок автопоїзда;

φ_1 – кут складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

v, u – поздовжня і бокова проекції швидкості точки C , тобто проекції швидкості точки C на осі рухомої системи координат, безпосередньо пов'язаної з тяговим автомобілем;

v_1, u_1 – поздовжня і бокова проекції центру мас причепа осі рухомої системи координат, безпосередньо пов'язаної з причепом;

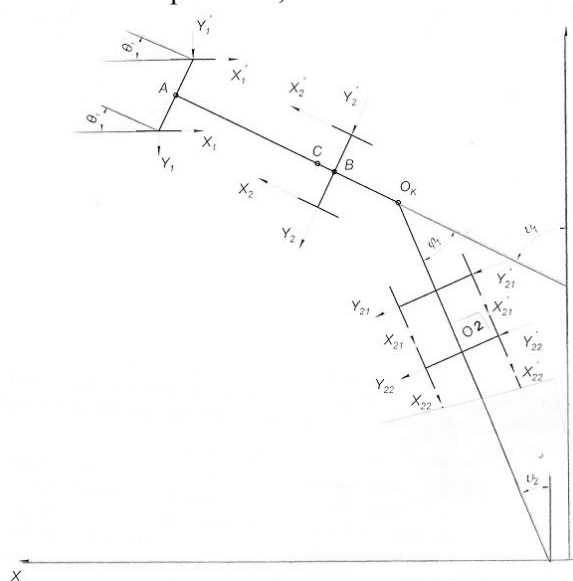


Рисунок 1 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

Figure 1 – The calculation scheme of a road train for untarnished turn

$M_k = f(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$ – момент опору повороту причепа;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда.

Геометричні параметри автопоїзда:

$a=CA, b=CB, c=CO_k; d_1=O_1C_1, c_1=C_1O_2, l_1=d_1+c_1$.

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда з двовісним причепом приходиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель плоскопаралельного руху автопоїзда повинна по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, так як це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

Введемо для подальшого розгляду наступні системи координат:

$Oxyz$ – система координат, що пов'язана з опорною поверхнею;

x_0y_0 – система координат, що пов'язана з ведучою ланкою;

x_1y_1 – система координат, що пов'язана з причепом.

Припустимо далі, що [8]:

- складові елементи модульного автопоїзда є абсолютно жорсткі тіла;
- вантаж на причепі розташований так, що центри мас ланок, а також тягово-зчіпний пристрій, що з'єднує їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланок;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас тягового автомобіля;
- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній опорній поверхні;

- взаємодія коліс з опорною поверхнею проявляється через реакції опорної поверхні, які є функціями кутів відведення;
- поворотними є тільки передні колеса тягового автомобіля, кути повороту яких рівні між собою, тобто $\theta_1 = \theta'_1 = \theta$;
- гіроскопічні моменти і моменти від неурівноважених обертових мас не враховуються;
- на автопоїзд діють наступні сили: сили опору коченню X_{ij} , сили опору бічному відведенню шин Y_{ij} , вертикальні реакції опорної поверхні Z_{ij} , сили інерції P_i , момент опору повороту причепа M_i .

Кути відведення коліс автопоїзда визначимо у відповідності до схеми, що наведена на рис.2. Для тягового автомобіля з передніми керованими колесами отримаємо [9]:

$$\delta_1 = \theta_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \sin \theta_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1}, \quad (1)$$

$$\delta'_1 = \theta'_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \sin \theta'_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \cos \theta'_1}.$$

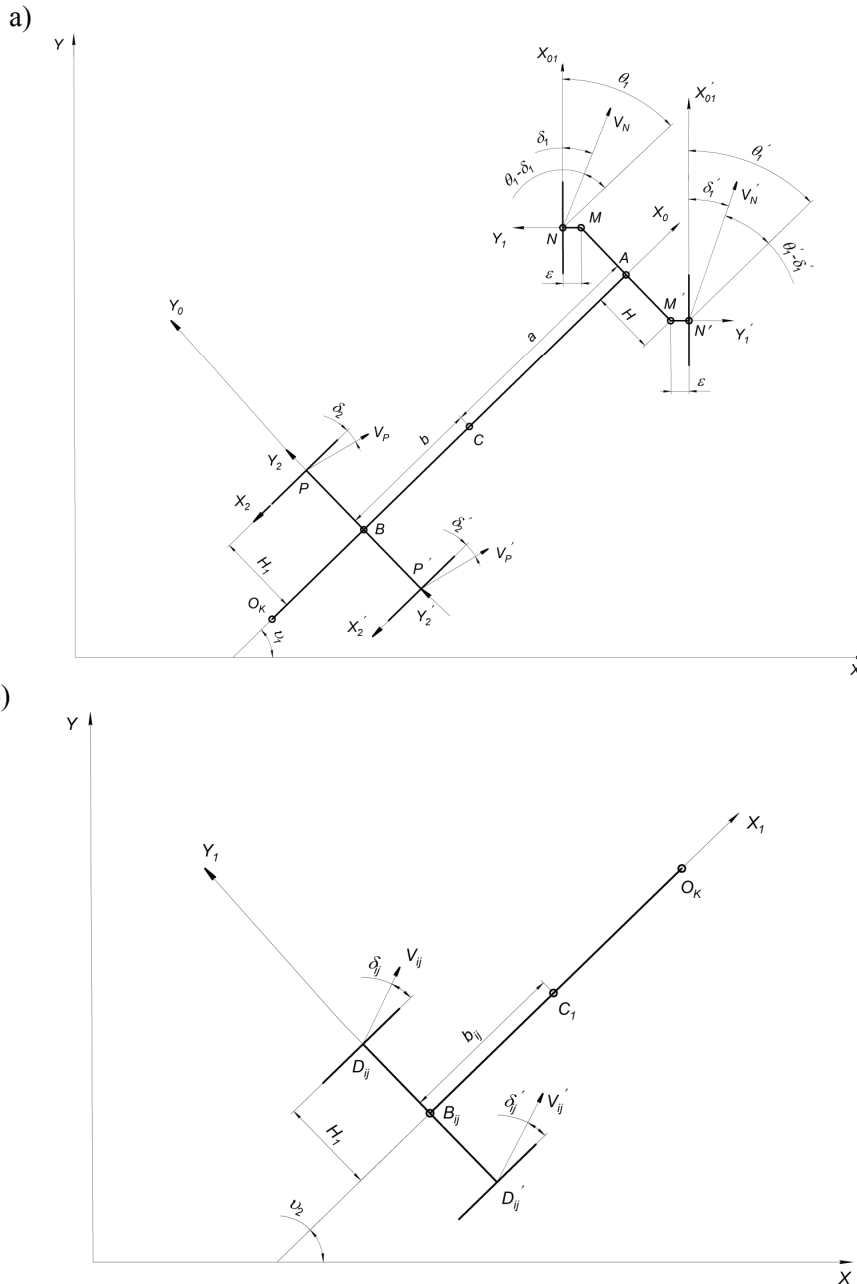


Рисунок 2 – До визначення кутів відведення коліс тягового автомобіля (а) і причепа (б)
 Figure 2 – Determination of the angles of the displacement of the wheels of the traction car (a) and the trailer (b)

Для задньої осі тягового автомобіля з неповоротними колесами:

$$\delta_2 = \arctg \frac{-U + b\omega}{V - \omega H}, \quad \delta_2' = \arctg \frac{-U + b\omega}{V + \omega H} \quad (2)$$

Для осей причепа з неповоротними колесами:

$$\begin{aligned} \delta_{2j} &= -\theta_{2j} - \arctg \frac{(U_2 - \omega_2 b_{2j}) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}, \quad j=1,2 \\ \delta_{2j}' &= -\theta_{2j} - \arctg \frac{(U_2 - \omega_2 b_{2j}) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Диференціальні рівняння автопоїзда з двовісним причепом записані у вигляді:

- для поздовжньої швидкості центра мас тягового автомобіля

$$\begin{aligned} (m + m_1)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 [(\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1) \sin \varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1] = \\ = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 + X_1' \cos \theta_1' + Y_1' \sin \theta_1') - (X_2 + X_2') - \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X_{2j}') \times \cos \varphi_1 - (Y_{2j} + Y_{2j}') \sin \varphi_1]; \end{aligned}$$

- для поперечної швидкості центра мас тягового автомобіля

$$\begin{aligned} (m + m_1)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1) \cos \varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1] = \\ = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1 + X_1' \sin \theta_1' - Y_1' \cos \theta_1') + (Y_2 + Y_2') - \sum_{j=1}^2 (X_{2j} + X_{2j}') \times \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \varphi_1; \end{aligned}$$

- для кутової швидкості тягового автомобіля

$$\begin{aligned} I\omega + [\dot{\alpha} x - (U + V\omega)] c m_1 + c m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1) \cos \varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1] = \\ = H(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 - X_1' \cos \theta_1' - Y_1' \sin \theta_1') + \varepsilon(X_1 + X_1') + a(Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1') \\ + [(X_2 - X_2')H_1 - (Y_2 + Y_2')b] - c \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \times \cos \varphi_1]; \end{aligned}$$

- для причепа

$$[I_1 + m_1 d_1^2] \times (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1) + m_1 d_1 \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \sin \varphi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos \varphi_1] = l_1 \sum_{j=1}^2 [(Y_{2j} + Y_{2j}') + M_1]. \quad (4)$$

Для знаходження траєкторій тягового автомобіля і причепа до динамічних рівнянь (4) слід додати кінематичні рівняння:

$$\begin{cases} \dot{x} = V \cos \vartheta - U \sin \vartheta, \\ \dot{y} = V \sin \vartheta + U \cos \vartheta, \\ \dot{\vartheta} = \omega. \end{cases} \quad (5)$$

Система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, суттєво нелінійна і її інтегрування навіть із залученням сучасної обчислювальної техніки визиває певні труднощі. Тому на першому етапі спростимо ці рівняння і приймемо, що автопоїзд у складі тягового автомобіля і двовісного причепа рухається рівномірно ($\dot{v} = const$) і кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля-тягача однакові ($\theta_i = \theta_i'$).

Для інтегрування рівнянь руху автопоїзда необхідно визначити нормальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда і момент інерції окремих його ланок.

Нормальні реакції опорної поверхні на колеса тягового автомобіля Z_1 і Z_2 , а також здвоєну вісь причепа Z_3 за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} Z_1 &= g \times m - \left(m \times g \times b - g \times m_2 \times b_1 \times \frac{c-b}{L_1} \right) \times \frac{l}{L_1}; \\ Z_2 &= \left(m \times g \times a + m_2 \times g \times b_1 \times \frac{a+c}{L_1} \right) \times \frac{l}{l}; \\ Z_3 &= m_2 \times g \times \frac{d_1}{L_1}, \end{aligned} \quad (6)$$

де L_1 – база тягового автомобіля, $L_1=3550$ мм;

L_2 – база причепа, $L_2=3000$ мм;

a – відстань від центру мас до передньої осі тягового автомобіля, $a=1900$ мм;

b – відстань від центру мас до задньої осі автомобіля, $b=1650$ мм;

c – відстань від центру мас автомобіля-тягача до його точки зчипки з причепом, $c=2450$ мм;

b_1 – відстань від центру мас причепа до його осі, що лежить посередині між осями причепа $b_1=180$ мм;

d_1 – відстань від центру мас причепа до точки зчипки за навантаження на тягово-зчіпний пристрій $P_{зч}=500$ Н, $d_1=2718$ мм;

m – маса тягового автомобіля, $m=3500$ кг;

m_2 – маса причепа, $m_2=2800$ кг.

На рис. 3 наведені результати розрахунку нормальних реакцій опорної поверхні на осі тягового автомобіля і причепа за різного завантаження на тягово-зчіпний пристрій, з якого слідує, навантаження на осі автомобіля змінюються пропорційно навантаженню на тягово-зчіпний пристрій.

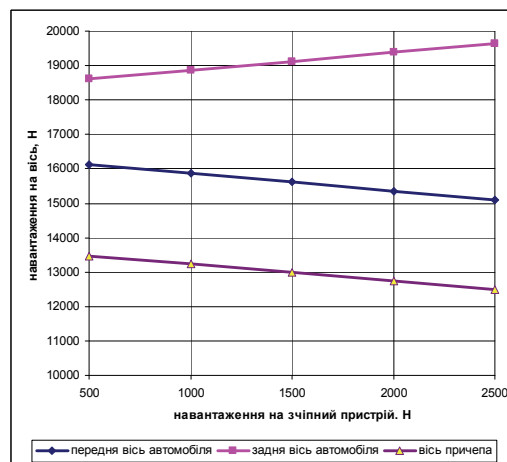


Рисунок 3 – Нормальні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда в залежності від навантаження на тягово-зчіпний пристрій

Figure 3 – Normal reaction of the support surface on the axle wheels road train in the field of gravity on the thrust-strand attachment

Нормальні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда можуть змінюватися при русі автопоїзда. Ці зміни обумовлені режимом руху автопоїзда, нерівностями на дорозі і типом підвіски коліс як автомобіля-тягача, так і причепа.

Моменти інерції ланок автопоїзда визначимо у відповідності до методики, запропонованої у роботі [10].

В основу даної методики покладені два припущення: по-перше, момент інерції автомобіля залежить від закону розподілу його маси у межах колії, бази і висоти; по-друге, щільність розподілу моменту інерції підпорядковується нормальному закону розподілу.

Найбільш вірогідні значення радіуса інерції відносно:

- вертикальної осі

$$\rho_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}ab},$$

- повздожньої осі

$$\rho_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h)h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h)h},$$

- поперечної осі

$$\rho_y = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{1}{3}(H-h)h \pm \frac{1}{6}ab}, \quad (7)$$

де B – колія автомобіля $B=1765$ мм, колія причепа $B_{\text{п}}=1750$ мм;

H – висота автомобіля $H=1750$ мм, висота причепа $H_{\text{п}}=700$ мм;

h – висота центру мас автомобіля $h=780$ мм;

h_2 – висота центру мас причепа $h_2=370$ мм.

Так, для тягового автомобіля-тягача і причепа радіуси інерції склали:

$$\begin{aligned} \rho_z &= 1,226 \text{ м}^2, & \rho_{z2} &= 0,622 \text{ м}^2, \\ \rho_x &= 0,807 \text{ м}^2, & \rho_{x2} &= 0,483 \text{ м}^2, \\ \rho_y &= 1,325 \text{ м}^2, & \rho_{y2} &= 0,556 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Момент інерції кожної з ланок автопоїзда визначиться за відомою формулою

$$I_i = m_i \rho_i^2.$$

Тоді

$$\begin{aligned} I_z &= 1839,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, & I_{z2} &= 311,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \\ I_x &= 1210,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, & I_{x2} &= 241,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \\ I_y &= 1987,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, & I_{y2} &= 278,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \end{aligned}$$

Для визначення показників маневреності автопоїзда необхідно проінтегрувати систему рівнянь (4), використовуючи, наприклад, програмне забезпечення Maple 12.

Проінтегруємо систему рівнянь за допомогою програмного забезпечення Maple 12 за таких вихідних даних:

$a=1,9$; $b=1,65$; $c=2,45$; $d_1=1,55$; $c_1=1,45$; $l_1=3,0$; $H=0,75$; $H_1=0,95$; $\varepsilon=0,2$; $L_1=3,55$; $L_A=5,64$; $L_2=3,0$; $L_{\text{п}}=6,5$; $V:=0$; $k_f:=0$;

$X1:=0$; $X2:=0$; $X3:=0$; $X4:=0$; $Z1=15958,2$; $Z2:=18376,8$; $Z3:=13720$; $Z4:=27440$;

$g:=9.81$; $m1:=3500$; $m2:=2800$; $J1:=10972.5$; $J2:=6298,3$;

$k1:=44700$; $k2:=44700$; $k3:=44700$; $\phi_{10}:=0$; $\theta_{0}:=0.0$; $\kappa_1=0,8$; $\kappa_2=0,8$; $\kappa_3=0,8$; $\kappa_4=0,8$;

$Y1:=k1*\delta_1/\sqrt{1+(k1*\delta_1/(\kappa_1*Z1))^2}$; $Y2:=k2*\delta_2/\sqrt{1+(k2*\delta_2/(\kappa_2*Z2))^2}$;

$Y3:=k3*\delta_3/\sqrt{1+(k3*\delta_3/(\kappa_3*Z3))^2}$; $Y4:=k4*\delta_4/\sqrt{1+(k4*\delta_4/(\kappa_4*Z4))^2}$.

На рис. 4а наведені результати розрахунку параметрів руху автопоїзда, зокрема траєкторії руху тягача і причепа, на рис. 5 – кутів відведення коліс осей автопоїзда, на рис. 6 – зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і ГСР в залежності від радіуса повороту автопоїзда.

Як слідує з рис. 5, кути відведення коліс причепа більші у порівнянні з кутами відведення автомобіля, що призводить до збільшення зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і як наслідок – до збільшення габаритної смуги руху, рис. 6 і табл. 3.

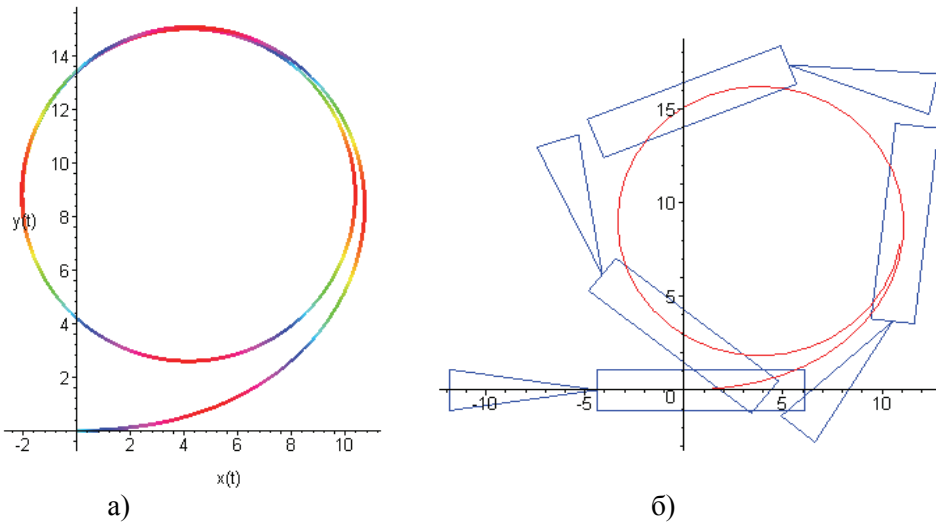


Рисунок 4 – Траєкторія центра мас тягового автомобіля (а) і ланок автопоїзда (б) за кута повороту керованих коліс тягача ($\theta = 0,3$ рад) за навантаження на тягово-зчпний пристрій 500 Н

Figure 4 - Trajectory of center of mass of traction vehicle (a) and links autotractor (b) at the angle of rotation of the driven wheels of the tractor ($\theta = 0,3$ rad) for load on the traction coupling device 500 N

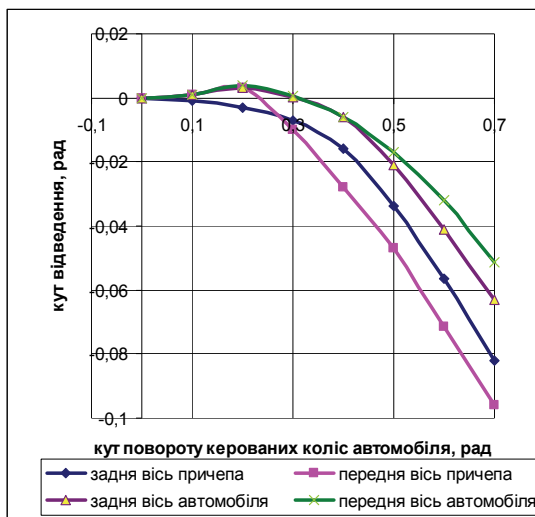


Рисунок 5 – Залежність кутів відведення коліс осей автопоїзда від кута повороту керованих коліс автомобіля
Figure 5 - Dependence of the angles of removal of the wheels of the axes of the trains from the angle of rotation of the steering wheels of the car

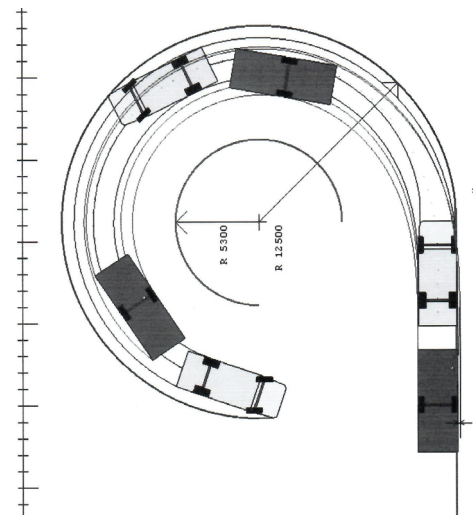


Рисунок 6 – Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і ГСР повороту автопоїзда
Figure 6 - Trailer trajectory displacement in relation to the trajectory of the vehicle and the GSR of rotation of the trains

Таблиця 3 – ГСР автопоїзда Mercedes-Benz T1N “Sprinter”+ ПВБФ 15
Table 3 - GSR autotractor Mercedes-Benz T1N "Sprinter" + PVBF 15

Тип автопоїзда	Габаритна смуга руху ($R_{гг}=12,5$ м), м		
	Рух по колу	Поворот на 90^0	Поворот на 180^0
На жорстких у бічному напрямку колесах	5,019	4,656	4,991
На еластичних у бічному напрямку колесах	5,612	5,213	5,229

Як слідує з рис. 5, кути відведення коліс причепа більші у порівнянні з кутами відведення автомобіля, що призводить до збільшення зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля і як наслідок – до збільшення габаритної смуги руху, табл. 3.

Висновки. Розроблена математична модель автопоїзда у плоскопаралельному русі. Інтегрування лінеаризованої системи рівнянь дозволило визначити показники маневреності автопоїзда і встановити, що врахування бічного відведення шин автомобіля і причепа призводить до збільшення ГСР автопоїзда на 10...14%. Показано, що маневреність автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах з урахування усіх його можливих обмежень (бази автомобіля-тягача, розташування точки зчипки, довжини дишла причепа, бази причепа) може забезпечити автопоїзд, що розглядається.

Перспективи подальшого дослідження. Маневреність автопоїзда показує на можливість його використання на загальній мережі автомобільних доріг. Проте вона не вказує на безпечне використання автопоїзда, для якого потрібно забезпечення стійкості його руху з високими швидкостями як на прямолінійних, так і криволінійних відрізках дороги. Цьому питанню будуть присвячені подальші дослідження.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Причепа вантажні багатофункціональні: <http://uaz-upi.com/price>.
2. Закин Я.Х. Маневренность автомобилей и автопоездов / Я.Х.Закин – М.: Транспорт, 1986. – 137 с.
3. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоездов / Я.Х.Закин – М.: Транспорт, 1967. – 252 с,
4. Закин Я.Х. Автомобильный поезд и безопасность движения / Я.Х. Закин, Т.К. Кадиршаев, Г.В. Невокшенов – М: Транспорт, 1991. – 126 с.
5. Поляков В.М., Сахно В.П. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія / В.М. Поляков, В.П. Сахно. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2014. – 206 с.
6. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49.
7. Сахно В.П. До визначення показників маневреності шарнірно-зчленованих автобусів /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.Е.Селезньов. // Науковий журнал. Вісник Машинобудування та транспорту. Вінниця, 2016 – № 2. – С. 97-105.
8. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда /В.П.Сахно, О.М.Тімков, П.О.Гуменюк, М.І.Файчук // Вісник Національного транспортного університету. – К., 2013. – Випуск 27. – С.31-39.
9. Сахно В.П. До попередньої оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2014. – Випуск 29. – С.370-378
10. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования / М.А. Подригало, В.П. Волков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 6. – С. 19–22.

REFERENCES

1. Trailers multifunctional: <http://uaz-upi.com/price>.
2. Zakin Y.X.(1986). Maneuverability of cars and trains. Moscow : Transport [in Russian].
3. Zakin Y.X. (1967) Applied theory of the movement of road trains. Moscow : Transport [in Russian].
4. Zakin Y.X., Kadyrshaev T.K., G.V.Nevokoshenov (1991). Automobile train and traffic safety. Moscow: Transport [in Russian].
5. Polyakov V.M., Sakhno V.P. (2014). [Three-axle trains. Maneuverability: monograph]. Lugansk: Nulledzh [in Ukrainian].
6. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending

- Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49.
7. Sakhno V.P., Murovnyi I.S., Seleznyov V.E.(2016). To determination of indicators of maneuverability of hinged-articulated buses [Scientific journal. Journal of Mechanical Engineering and Transport]. Vinnytsya [in Ukrainian].
 8. Sakhno V.P., Timkov A.M., Humeniuk P.O., Faichuk M.I.(2013). To determination of indicators of stability of a train [Bulletin of the National Transport University]. Kyiv [in Ukrainian].
 9. , 2013. - Issue 27. - P.31-39.
 10. Sakhno V.P., Polyakov V.M., Bossenko V.M., Humennyuk P.O. (2014). To the preliminary estimation of the stability of the trailer with a controlled semitrailer [Bulletin of the National Transport University]. Kyiv [in Ukrainian].
 11. Podrigalo M.A., Volkov V.P. (2003). Determination of the radius of inertia of the car at the stage of its design [Automobile industry, No. 6]. Moscow: [in Russian].

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. Маневреність автопоїзда з причепом категорії O2 / В.П.Сахно, В.В.Стельмашук, Р.В.Пазін // Вісник Національного транспортного університету. Серія “Технічні науки”. Науково-технічний збірник. – К. : НТУ – 2018. – Вип. 3 (42).

У статті визначені показники маневреності автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах тягового автомобіля і причепа категорії O2.

Об’єкт дослідження – показники маневреності автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах тягового автомобіля і причепа.

Мета роботи – визначення показників маневреності автопоїзда з двовісним причепом на еластичних у бічному напрямку колесах.

Методи дослідження – аналітичний, порівняльний.

Для причепів категорії O₁, O₂, що експлуатуються, як правило, приватними підприємцями і аматорами, важливим є забезпечення необхідних показників маневреності і стійкості при русі в різноманітних дорожніх умовах. При русі автопоїзда всі його точки здійснюють поступальне переміщення своїми траєкторіями, що у співкупності утворюють габаритну смугу руху, яку визначити теоретично досить складно і неможливо оцінити невеликим числом параметрів. Тому для оцінки маневреності використовують різні вимірювачі, основним серед яких є чинник і показник маневреності, під яким розуміється ступінь зсуву траєкторії руху веденої ланки автопоїзда відносно ведучої. Для його визначення розглянуті основні кінематичні і динамічні властивості автопоїзда як з одновісним, так і двовісним причепом, як єдиної механічної системи тіл, що залежать від фізичних явищ, які виникають при русі всіх його елементів і взаємодії останніх між собою. В свою чергу ці явища визначаються геометрією і структурою автопоїзда.

Відмінності у конструкціях автопоїздів з причепами категорії O₁, O₂ у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція тягових автомобілів залишається незмінною. Більш загальним випадком є автопоїзд з двовісним причепом, з якого можна отримати і автопоїзд з одновісним причепом. Для такого автопоїзда складені диференціальні рівняння руху.

Інтегрування лінеаризованої системи рівнянь дозволило визначити показники маневреності автопоїзда і встановити, що врахування бічного відведення шин автомобіля і причепа призводить до збільшення ГСР автопоїзда на 10...14%. Показано, що маневреність автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах з урахування усіх його можливих обмежень (бази автомобіля-тягача, розташування точки зчіпки, довжини дишла причепа, бази причепа) може забезпечити автопоїзд, що розглядається.

Результати досліджень будуть корисними для водіїв і підприємців, які експлуатують автопоїзд з причепом категорії O₂ при виборі раціональних маршрутів перевезень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОПОЇЗД, ПРИЧІП, КУТ ВІДВЕДЕННЯ, ЗМІЩЕННЯ, ТРАЄКТОРІЯ, ГАБАРИТНА СМІГА РУХУ, КАТЕГОРІЯ, МАНЕВРЕНІСТЬ

ABSTRACT

Sakhno V.P., Stelmashchuk V.V., Pazin R.V. The maneuverability of motor train with trailer category O2. Visnyk of National Transport University. Series "Technical sciences". Scientific and Technical Collection. Kyiv. National Transport University. 2018. Vol. 3(42).

The article defines the indicators of maneuverability of a trailer for tractional vehicles and trailers of category O2 in the lateral direction.

Object of research – indicators of maneuverability of an automobile traction on lateral elastic wheels of a traction vehicle and trailer.

The purpose of the work is to determine the indicators of maneuverability of a trailer with a two-axle trailer on wheels that are elastic in the lateral direction.

Methods of research – analytical, comparative.

For trailers of category O1, O2, operated as a rule by private entrepreneurs and amateurs, it is important to provide the necessary indicators of maneuverability and stability when driving in different road conditions. When moving an automobile train, all its points carry forward the displacement of their trajectories, which in aggregate form the overall lane of motion, which is theoretically difficult to determine and can not be estimated by a small number of parameters. Therefore, various gauges are used to assess maneuverability, the main among which is the factor and indicator of maneuverability, which is understood as the degree of displacement of the trajectory of the movement of the trailer link with the driver. For its determination, the main kinematic and dynamic properties of the car traction, both with a uniaxial and two-axle trailer, as a single mechanical system of bodies depending on the physical phenomena that arise in the movement of all its elements, and the interaction of the latter with each other are considered. In turn, these phenomena are determined by the geometry and structure of the road train.

Differences in the design of trains with trailers of category O1, O2 in most cases are determined by differences in the design of trailer units, since the structure of traction cars remains unchanged. A more general case is a trailer with a two-axle trailer, from which it is possible to get a train with a uniaxial trailer. Differential equations of motion are compiled for such a train.

The integration of the linearized system of equations allowed us to determine the indicators of maneuverability of the trains and to establish that taking into account the lateral tire of the car and trailer leads to an increase in the GPA of the trains for 10 ... 14%. It has been shown that the maneuverability of a trailer for elastic in the lateral direction of the wheels, taking into account all possible constraints (the basis of the car-tractor, the location of the coupling point, the length of the trailer's trailer, the trailer base) can be provided by the trains being considered.

The results of the research will be useful for drivers and entrepreneurs operating an auto train with a category O2 trailer when choosing rational transportation routes.

KEY WORDS: AUTOPOEZD, PRESSURE, CORRECTION, DISTRIBUTION, TRAEKTORY, GABARITNAYA MOVEMENT, CATEGORY, MANUUALITY

РЕФЕРАТ

Сахно В.П. Маневренность автопоезда с прицепом категории O2 / В.П. Сахно, В.В. Стельмашук, Р.В. Пазин // Вестник Национального транспортного университета. Серия "Технические науки". Научно-технический сборник. – К. : НТУ – 2018. – Вып. 3(42)

В статье определены показатели маневренности автопоезда на эластичных в боковом направлении колесах тягового автомобиля и прицепа категории O2.

Объект исследования - показатели маневренности автопоезда на эластичных в боковом направлении колесах тягового автомобиля и прицепа.

Цель работы - определение показателей маневренности автопоезда с двухосным прицепом на эластичных в боковом направлении колесах.

Методы исследования - аналитический, сравнительный.

Для прицепов категории O1, O2, эксплуатируемых как правило, частными предпринимателями и любителями, важным является обеспечение необходимых показателей маневренности и устойчивости при движении в различных дорожных условиях. При движении

автопоезда все его точки осуществляют поступательное перемещение своими траекториями, что в совокупности образуют габаритную полосу движения, которую определить теоретически достаточно сложно и невозможно оценить небольшим числом параметров. Поэтому для оценки маневренности используют различные измерители, основным среди которых является фактор и показатель маневренности, под которым понимается степень смещения траектории движения ведомого звена автопоезда относительно ведущего. Для его определения рассмотрены основные кинематические и динамические свойства автопоезда как с одноосным, так и двухосным прицепом, как единой механической системы тел, зависящей от физических явлений, которые возникают при движении всех его элементов, и взаимодействия последних между собой. В свою очередь, эти явления определяются геометрией и структурой автопоезда.

Различия в конструкциях автопоездов с прицепами категории O1, O2 в большинстве случаев определяются различиями в конструкции прицепных звеньев, поскольку конструкция тяговых автомобилей остается неизменной. Более общим случаем является автопоезд с двухосным прицепом, из которого можно получить и автопоезд с одноосным прицепом. Для такого автопоезда составлены дифференциальные уравнения движения.

Интегрирование линеаризованной системы уравнений позволило определить показатели маневренности автопоезда и установить, что учет бокового увода шин автомобиля и прицепа приводит к увеличению ГПД автопоезда на 10 ... 14%. Показано, что маневренность автопоезда на эластичных в боковом направлении колесах с учетом всех возможных ограничений (базы автомобиля-тягача, расположение точки сцепки, длины дышла прицепа, базы прицепа) может обеспечить автопоезд, который рассматривается.

Результаты исследований будут полезными для водителей и предпринимателей, эксплуатирующих автопоезд с прицепом категории O2 при выборе рациональных маршрутов перевозок.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОПОЕЗД, ПРИЦЕП, УГОЛ УВОДА, СМЕЩЕНИЕ, ТРАЕКТОРИЯ, ГАБАРИТНАЯ ПОЛОСА ДВИЖЕНИЯ, КАТЕГОРИЯ, МАНЕВРЕННОСТЬ

АВТОРИ:

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел.: +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 301., orcid.org/0000-0002-5144-7131

Стельмашук Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», e-mail: cdp@lntu.edu.ua, тел. +380332746145, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, к. 324, orcid.org/0000-0003-3813-3143

Пазін Роман Васильович, аспірант, Луцький національний технічний університет, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології», e-mail: rudi9101@gmail.com, тел.: +380332746145, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, к. 324, orcid.org/0000-0003-3700-6097

AUTHORS:

Sakhno Volodymyr P., Doctor of Technical Sciences, professor, National Transport University, professor, head of department of automobile, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, tel. (044)280-42-52, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelyanovych-Pavlenko str. 1, of. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Stelmachyk Valeriy.V., Ph.D, associated professor, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, associated professor of the automobile and transport technologies department, e-mail: cdp@lntu.edu.ua, tel. +380332746145, 43018, Lutsk, Lvivskay street, 75, of. 324, orcid.org/0000-0003-3813-3143

Pazin RomanV., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, postgraduate student of the automobile and transport technologies department, e-mail: rudi9101@gmail.com, tel. +380332746145, 43018, Lutsk, Lvivskay street, 75, of. 32, orcid.org/0000-0003-3700-6097

АВТОРЫ:

Сахно Владимир Прохорович, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 301, orcid.org/0000-0002-5144-7131

Стельмашук Валерий Витальевич, кандидат технических наук, доцент, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры «Автомобили и транспортные технологии», e-mail: cdp@lntu.edu.ua, тел. +380332746145, 43018, г. Луцк, ул. Львовская, 75, к. 324, orcid.org/0000-0003-3813-3143

Пазин Роман Васильевич, аспирант, Луцкий национальный технический университет, аспирант кафедры «Автомобили и транспортные технологии», e-mail: rudi9101@gmail.com, тел.: +380332746145, 43018, г. Луцк, ул. Львовская, 75, к. 324, orcid.org/0000-0003-3700-6097

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

Біличенко В.В., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», Вінниця, Україна.

REVIEWER:

Gutarevych Yu.F., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, head of the engines and heating engineering department, Kyiv, Ukraine.

Bilichenko V.V. Doctor of Technical Sciences, professor, Vinnytsia National Technical University, head of the vehicles and transport management department, Vinnitsa, Ukraine.

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Гутаревич Ю.Ф., доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор, заведующий кафедрой двигателя и теплотехники, Киев, Украина.

Биличенко В.В., доктор технических наук, профессор, Винницкий национальный технический университет, заведующий кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство», Винница, Украина.