
Manévrovateľnosť a stabilita pohybu kĺbového autobusu, systém HST

Volodymyr Sakhno, prof., Dr.Sc. Tech.

Katedra automobilového inžinierstva, Fakulta automobilového a strojného inžinierstva,
Národná dopravná univerzita,
St. M. Omelyanovicha-Pavlenka, 01010, Kyjev, Ukrajina.
E-mail: svp_40@ukr.net, Tel.: + 38 067 66 55 344

Juraj Gerlici, prof. Dr. Ing.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,
Žilinská univerzita v Žiline,
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.
E-mail: juraj.gerlici@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2550

Oleksandr Kravchenko, prof., Dr.Sc. Tech.*

Katedra automobilových a dopravných technológií, Fakulta počítačovo-integrovaných technológií,
mechatroniky a robotiky,
Štátna univerzita v Zhytomyre,
St. Chudnovskaya 103, 100 02 Zhytomyr, Ukrajina.
Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,
Žilinská univerzita v Žiline,
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.
E-mail: avtoap@ukr.net, Tel.: + 38 050 91 38 228

Viktor Poljakov, prof., Dr.Sc. Tech.

Katedra automobilového inžinierstva, Fakulta automobilového a strojného inžinierstva,
Národná dopravná univerzita,
St. M. Omelyanovicha-Pavlenka, 01010, Kyjev, Ukrajina.
E-mail: poljakov_2006@ukr.net, Tel.: + 38 067 38 61 468
Alexander Petrovič Kravčenko

Iryna Chovcha, Ing.

Katedra automobilových a dopravných technológií, Fakulta počítačovo-integrovaných technológií,
mechatroniky a robotiky,
Štátna univerzita v Zhytomyre,
St. Chudnovskaya 103, 100 02 Zhytomyr, Ukrajina.
E-mail: 0980478368@ukr.net, Tel.: + 38 098 04 78 368

Ján Dižo, doc. Ing., PhD.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,
Žilinská univerzita v Žiline,
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.
E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk, Tel.: + 421 41 513 2650

Manoeuvrability and stability of movement of an articulated bus, a HST system

Abstract: The mathematical model of a hinged-rear bus with a system of turning a hook-and-loop section for a dynamic way of turning is broken down. For the developed model, indicators of manoeuvrability and stability of the bus were appointed. The input of the design parameters of the bus and the trailer, the transfer ratio of the control drive and the magnitude of the galvanic moment to the indicators of the manoeuvrability of the bus are analysed. On the basis of the results, in the analysis of the rational values of the gear ratios, which ensure the proximity of the trajectories of the characteristic points of the bus and the trailer, the value of the gear ratio of 0.85 was selected, which ensures the minimum value of the *RMK*.

Keywords: an articulated bus, dynamics, manoeuvrability, stability

ÚVOD

Jedným z hlavných problémov dnešného veľkomesta je globálna kríza normálneho fungovania mestského média v dôsledku štrukturálneho rastu úrovne automobilizácie, preplnenia cestných a uličných bariér dopravnými prúdmi. Veľkomestá majú problémy s dopravou už dlhší čas a intenzívna motorová doprava viedla k prudkému zníženiu rýchlosti verejnej dopravy. Dôvodom sú zápchy na uliciach. Hlavným dopravným zameraním veľkých miest je metro. Vytráca sa problém „spiacich“ mikroštvrtí, keďže nie sú omráčené metrom. Jedným zo spôsobov, ako problém vyriešiť, je preťaženie moderných autobusov, najmä rozumu skvelej triedy, aby smrad nekrížil premávku. Takéto autobusy je možné organizovať v takzvanom systéme vysokorýchlostnej dopravy (angl. *high-speed transport* - *HST*) [1].

Projekt *HST* presúva autobusy do špeciálne viditeľných a často oplotených oblastí. Hlavný vozeň metrobusu je prvou líniou izolácie na ceste k iným druhom dopravy. Spravidla sa vyberajú príslušníci autobusov zostávajúcej generácie, vybavených motormi do 300 kW. Ak áno, ako v metre, v salónoch metrobusu sa transfer poskytuje na miesta na parkovanie. Vďaka tomuto, len jeden dvolankový autobusový vlak s dĺžkou do 22 m prepraví až 200 cestujúcich. Pri výstavbe akéhokoľvek autobusu, vrátane metrobusu s nadrozmernou kapacitou, je potrebné poistiť hmotnosti a geometrické obmedzenia, ktoré sú stanovené v regulačných dokumentoch.

Tieto obmedzenia je schopný splniť kĺbový autobus (KA) s dĺžkou 18,5 m. Pri celkovej dĺžke autobusu nad 18,5 m je potrebné riadenie kolies zadnej časti KA. Autobusy s riaditeľnou zadnou nápravou sú však náchylné na bočné vychýlenie prívesu, čo je potrebné zohľadniť pri výbere a zdôvodňovaní konštrukčných a hmotnostných parametrov vozidla.

1 ANALÝZA LITERATÚRY

Podľa skorších štúdií je možné ukazovatele manévrovateľnosti KA určiť pomocou kolies, ktoré sú tuhé v bočnom smere.

V práci [2] je podľa získaných rovníc pre súradnice charakteristických bodov uhol zloženia kĺbového autobusu s celkovou dĺžkou 20 m. sú definované celkové polomery KA a jej celkový jazdný pruh (*CJP*) pre rôzne typy zákrut, ktoré sú určené dĺžkou prechodovej trajektórie, ktorá je určená časom a rýchlosťou pohybu KA, uhlom natočenia. kruhovej trajektórie a dĺžky počiatkovej trajektórie.

Analýza výpočtov ukázala, že najväčšia hodnota *CJP* autobusu nastáva pri pohybe v kruhu.

Trajektórie charakteristických bodov autobusu a prívesu, a teda aj celkový jazdný pruh kĺbového autobusu, sa získajú bez zohľadnenia bočného vychýlenia pneumatík, čo môže výrazne ovplyvniť (do 15 %) tak manévrovateľnosť, ako aj stabilita pohybu kĺbového autobusu. Preto pri praktickej implementácii KA s riadeným prívesom treba zvoliť kompromisný zákon na základe komplexnej analýzy rôznych kritérií riadenia a ich vplyvu na dynamické správanie jazdnej súpravy v stacionárnom aj nestabilnom režime pohybu.

Charakteristickým znakom návrhu funkčných systémov, ktoré zabezpečujú stabilitu a manévrovateľnosť akýchkoľvek vozidiel vrátane KA, sú paralelné procesy navrhovania, optimalizácie a modelovania ich dynamiky pohybu, berúc do úvahy multikritériá niekedy protichodných úloh [3]. Ako je známe, charakteristiky stability pohybu a manévrovateľnosti KA sú určené kombináciou prevádzkových, hmotnostných, geometrických a konštrukčných parametrov jeho modulov. Vo všeobecnosti sú požadované pomery týchto parametrov z hľadiska stability a manévrovateľnosti rozdielne aj pre rovnaké vozidlo v rozsahu prevádzkových zaťažení a rýchlostí. V dôsledku toho je ťažké získať presné štrukturálne parametre a kvantitatívne ukazovatele v počiatkových štádiách tvorby KA podľa kritérií stability pohybu a manévrovateľnosti [3-5].

Výber a optimalizácia parametrov KA pre celý rozsah prevádzkových rýchlostí a zaťažení vyžaduje diferenciálne pohybové rovnice. Takéto rovnice rôzneho stupňa zložitosti sú uvedené v prácach [6 - 7, atď.]. Pre dvojčlánkové kĺbové autobusové vlaky sú rovnice na určenie manévrovateľnosti a stability pohybu uvedené v prácach [8-9] a pre trojčlánkové - v prácach [10-12].

V citovaných prácach sa analyzoval vplyv konštrukčných a prevádzkových faktorov na hodnotu kritického rýchlosti priamočiareho pohybu, najmä sa zistilo, že jej zvýšenie možno dosiahnuť zvýšením základne autobusu a prívesu, ako napr. ako aj hmotnosť autobusu a koeficienty odporu proti priehybu kolies hnacej nápravy náprav autobusu a prívesu. Súčasne sa zväčšuje vzdialenosť od ťažiska k zadnej náprave autobusu, zväčšuje sa vzdialenosť od ťažiska k bodu spojenia autobusu s prívesom, zvyšuje sa hmotnosť autobusu, prívesu a súčiniteľa odporu kolies hnanej nápravy autobusu vedie k zníženiu kritického rýchlosti cestného vlaku. Zároveň tieto

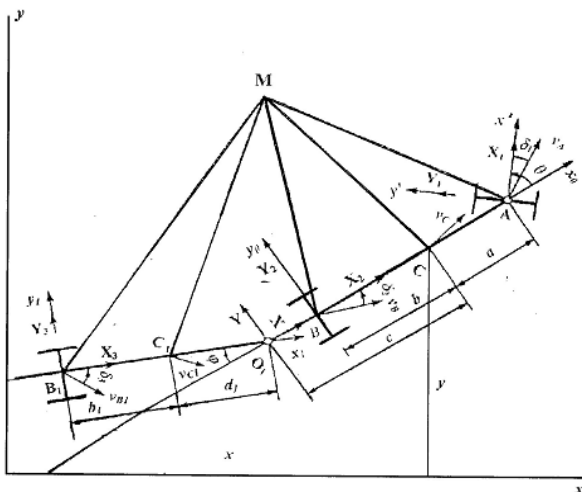
faktory môžu byť počas fungovania KA ovplyvnené rôznymi spôsobmi.

Účelom práce je zvýšiť manévrovateľnosť a stabilitu pohybu KA s riadenou návesnou časťou z dôvodu výberu racionálnych kompozičných a hmotnostných parametrov jednotlivých článkov a ich riadiacich systémov.

1 VÝSLEDKY VÝSKUMU

Už skôr bolo stanovené, že KA môže byť konkurencieschopným metrom s kapacitou 180 ÷ 200 cestujúcich. Pri tejto kapacite cestujúcich by mala byť celková dĺžka autobusu v rozmedzí 21,5 ÷ 22,5 m. Pre rovnomerné zaťaženie náprav vozidla by rozloženie cestujúcich medzi autobusom a prívesom malo byť v rozmedzí 2:1,5 pre základňu autobusu do 5,5 ÷ 6,5 m a príves do 5,0 ÷ 6,0.

$$\begin{aligned}
 & (m + m_2) \cdot \dot{V} - m_2 \cdot (d_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega + m_2 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \ddot{\varphi}_1) + m \cdot \omega \cdot U + m_2 \cdot \omega \cdot (U + \omega \cdot c) + m_2 \cdot l_1 \times \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1 = \\
 & = Y_1 \cdot \sin \theta - X_1 \cdot \cos \theta + Y_1' \cdot \sin \theta - X_1' \cdot \cos \theta - \sum (X_{11} + X_{11}') + \sum [(Y_2 + Y_2') \cdot \sin \theta_2 - (X_2 + X_2') \cdot \cos \theta_2] - X_{2gal} \cdot \cos \theta_2, \\
 & (m + m_2) \cdot \dot{U} - (c \cdot m_2 + m_2 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1) \cdot \dot{\omega} + m_2 \cdot l_1 \times \cos \varphi_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + (m + m_2) \cdot \omega \cdot V - m_2 \cdot d_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi_1 = \\
 & = Y_1 \cdot \cos \theta - X_1 \cdot \sin \theta + Y_1' \cdot \cos \theta - X_1' \cdot \sin \theta + (Y_{11} + Y_{11}') + (Y_2 + Y_2') \cdot \cos \theta_2 - (X_2 + X_2') \cdot \sin \theta - X_{2gal} \cdot \sin \theta_2, \\
 & -c \cdot m_2 \cdot \dot{U} + (I + c^2 \cdot m_2) \cdot \dot{\omega} + c \cdot m_2 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 - c \cdot m_2 \cdot \omega \cdot V + c \cdot m_2 \cdot d_1 \cdot \omega_1^2 \sin \varphi_1 = (X_1 \cdot \sin \theta - Y_1 \cdot \cos \theta) \cdot \\
 & \cdot (\varepsilon \cdot \sin \theta + a) + (Y_1' \cdot \cos \theta - X_1' \cdot \sin \theta) \cdot (\varepsilon \cdot \sin \theta + a) + (Y_1 \cdot \sin \theta - X_1 \cdot \cos \theta) \cdot (H + \varepsilon \cdot \cos \theta) - (Y_1' \cdot \sin \theta - X_1' \cdot \cos \theta) \cdot \\
 & \cdot (H + \varepsilon \cdot \cos \theta) - c \cdot (Y_{11} + Y_{11}') \cdot b_2 - c \cdot [(Y_2 + Y_2') \cdot \cos \theta_2 - (X_2 + X_2') \cdot \sin \theta_2] - X_{2gal} \cdot \sin \theta_2 \times \frac{B}{2} + M_{CT1} + M_{p1} + M_{h1}, \\
 & m_2 \cdot d_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \dot{V} + m_2 \cdot d_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \dot{U} - [I_1 \cdot \dot{\omega} + (I_2 + m_2 \cdot d_1^2) \cdot \ddot{\varphi}_1] + [V \cdot \cos \varphi_1 - (U - \omega \cdot c) \cdot \sin \varphi_1] \cdot m_2 \cdot d_1 = \\
 & = \sum l_1 \cdot [(X_2 + X_2') \cdot \sin \theta_2 + (Y_2 + Y_2') \cdot \cos \theta_2] + M_{CT2} + M_{p2} + M_{h2} - M_{gal},
 \end{aligned} \tag{1}$$



Obr. 1. Schéma nestabilnej rotácie KA

Schéma výpočtu KA je znázornená na obr. 1. Predná náprava hnacieho článku vozidla KA má riadené kolesá, ktorých priemerný uhol natočenia θ sa rovná polovici súčtu uhlov natočenia vonkajších a vnútorných kolies. Zadná náprava je neotočná a je umiestnená za ťažiskom autobusu. Vlečná časť KA spočíva na náprave, ktorej kolesá môžu byť buď neotáčavé alebo otočné (všeobecnejší prípad platí pre otočné kolesá). Uhol natočenia týchto kolies je

označený θ_2 . Okrem toho sa brzdný moment na jednom z kolies nápravy prívesu používa na korekciu trajektórie prívesu vzhľadom na trajektóriu autobusu, keď sa vozidlo pohybuje po zakrivených trajektóriách.

Známa sústava rovníc popisujúcich pohyb KA na nestabilnej zákrute [2] je doplnená o brzdný moment na jednom z kolies nápravy prívesu a je zapísaná v tvare (1), kde:

m, I je hmotnosť a centrálny moment zotrvačnosti autobusu vzhľadom k zvislej osi,

m_2, I_2 je hmotnosť a centrálny moment zotrvačnosti prívesu vzhľadom k zvislej osi,

θ, θ_1 – uhly sklonu autobusu a prívesu,

φ_1 je uhol autobusu a prívesu,

V, U, V_2, U_2 sú pozdĺžne a priečne priemety

rýchlostí ťažiska autobusu a prívesu na os pohybujúceho sa súradnicového systému, ktoré sú s nimi neustále spojené,

ω – uhlová rýchlosť autobusu,

$M_{gal} = f(\varphi_k, \dot{\varphi}_k)$ je brzdný moment na nápravovom kolese prívesu, ktorý slúži na korekciu trajektórie jazdnej súpravy,

M_c je moment odporu voči otáčaniu prívesu,

$X_{1,2,3}, Y_{1,2,3}, X'_{1,2,3}, Y'_{1,2,3}$ sú pozdĺžne a priečne reakcie povrchu vozovky na kolesá ľavej a pravej strany autobusu a prívesu.

Interakcia kolies s nosnou plochou v priečnom smere je opísaná prostredníctvom reakcie povrchu vozovky v závislosti od uhla vychýlenia nelineárnou hypotézou:

$$Y = K_1 \cdot \delta^1 - K_2 \cdot \delta^3 + K_3 \cdot \delta^5. \tag{2}$$

Stabilizačné momenty pneumatiky sú tiež opísané ako nelineárna závislosť od uhla predstihu:

$$M_{CT} = \sigma_1 \cdot \delta^1 - \sigma_2 \cdot \delta^3 + \sigma_3 \cdot \delta^5. \tag{3}$$

kde $k_1, k_2, k_3, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ sú charakteristiky pneumatík riadiaceho modulu kolies (RMK);

- momenty viskózneho trenia v riadení sú úmerné uhlom natočenia poháňaných kolies:

$$\begin{aligned} M_{h1} &= h_1 \times \dot{\theta}, \\ M_{h2} &= h_2 \times \dot{\phi}, \end{aligned} \quad (4)$$

kde h_1 a h_2 sú koeficienty viskózneho trenia v častiach riadenia,

M_{r1} , M_{r2} - momenty pružnosti v ovládaní riadenia prednej a zadnej nápravy sú úmerné uhlom natočenia poháňaných kolies:

$$\begin{aligned} M_{r1} &= \chi_1 \times \dot{\theta}, \\ M_{r2} &= \chi_2 \times \dot{\phi}, \end{aligned} \quad (5)$$

kde χ_1 a χ_2 sú koeficienty tuhosti pohonu riadenia.

Koeficient odolnosti proti priečnemu posunu k je definovaný ako:

$$k = k_o \cdot \frac{\sqrt{1 - \left[\frac{X}{(\phi \cdot G)^2} \right]}}{1 + 0,375 \cdot \frac{X}{G}}, \quad (6)$$

kde k_o je koeficient odolnosti voči bočnému vychýleniu pri absencii pozdĺžnych síl na koleso, G je vertikálne zaťaženie kolesa,

X je hodnota pozdĺžnej sily daná pomerom.

$$X = \begin{cases} \frac{M_k}{r}, & \text{ak } \frac{M_k}{r} < \phi \cdot G \\ \phi \cdot G, & \text{ak } \frac{M_k}{r} \geq \phi \cdot G \end{cases}, \quad (7)$$

kde M_{gal} je brzdný moment pôsobiaci na koleso prívěsu.

Uhly odchýlky osí KA sa zapisujú v tvare:

- pre RMK autobusu:

$$\delta_1 = \theta - \arctg \frac{u + \omega \cdot (a - c \cdot \cos \theta) - c \cdot \theta \cdot \cos \theta}{V + c \cdot (\omega + \theta) \cdot \sin \theta}, \quad (8)$$

- pre skelet autobusu s neriaditeľnou nápravou:

$$\delta_2 = \arctg \frac{-u + b \cdot \omega}{v - \varepsilon \cdot \omega}, \quad (9)$$

- pre nápravu prívěsu:

$$\delta_3 = -\arctg \frac{V \cdot \sin \phi + (u - \omega \cdot v) \cdot \cos \phi - (\omega - \dot{\phi}) \cdot d}{V \cos \phi - (u - \omega \cdot v) \cdot \sin \phi} - \alpha, \quad (10)$$

Hodnoty V , U , ω , ϕ_1 sa získajú z dynamických rovníc cestného vlaku. Súradnice ťažiska a uhol kurzu autobusu sa určujú pomocou kinematických rovníc:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= V \cdot \cos \theta - U \cdot \sin \theta, \\ \dot{y} &= V \cdot \sin \theta - U_{cjs} \cdot \theta, \\ \dot{\theta} &= \omega. \end{aligned} \quad (11)$$

Účelom zavedenia riadenia prívěsu je zníženie celkového jazdného pruhu vozidla, čo poskytuje

potrebnú manévrovateľnosť napríklad pri jazde v kruhu, pre ktorú musí byť splnená rovnosť $R_B = R_E$ v dôsledku otáčania kolies prívěsu. Sústruženie kolesových vozidiel vr. a prívěsu, možno vykonať otáčaním jeho kolies a brzdením kolies na jednej strane alebo kombináciou týchto dvoch spôsobov, ďalej len kombinovaný spôsob riadenia prívěsu.

Rovnica dynamiky kruhového pohybu KA s kombinovaným spôsobom riadenia otáčania má nasledujúci tvar:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}} \times \left[\frac{1}{m \cdot L} \cdot \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{f \cdot g}{L} - \frac{f \cdot h}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right], \end{aligned} \quad (12)$$

kde ω je uhlová rýchlosť prívěsu v rovine cesty,

t je čas,

$\bar{\alpha}$ priemerný uhol natočenia vodiacich kolies prívěsu,

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{2} \cdot \alpha' + \alpha'', \quad (13)$$

kde α' a α'' sú uhly natočenia vnútorných (vzhľadom k stredu otáčania) a vonkajších vodiacich kolies,

b je vzdialenosť od nápravy k ťažisku prívěsu,

m je hmotnosť prívěsu,

L je pozdĺžny rázvor prívěsu,

M_{k1} a M_{k2} sú brzdné momenty na vonkajších a vnútorných kolesách prívěsu,

r_{d1} a r_{d2} sú dynamické polomery ľavého a pravého kolesa prívěsu ($r_{d1} = r_{d2} = r_d$),

f je koeficient valivého odporu kolies prívěsu,

h je výška ťažiska prívěsu,

i_z je polomer zotrvačnosti prívěsu vzhľadom na vertikálnu os,

V_{x1} je lineárna rýchlosť cestného vlaku v smere pozdĺžnej osi.

Z rovnice (12) je vidieť, že rozdiel brzdných momentov na kolesách prívěsu je:

$$\Delta M_{k1} = M_{k1} - M_{k2} \quad (14)$$

zvyšuje uhlové zrýchlenie prívěsu v rovine vozovky.

Uvedme rovnicu (12) v tvare:

$$\frac{d\omega}{dt} = a(\alpha) \cdot \left[b(M) - c - d(v, a) \right] + k(\alpha, M), \quad (15)$$

$$\text{kde } a(\alpha) = \frac{\operatorname{tg} \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha}},$$

$$b(M) = \left[\frac{1}{m \cdot L} \cdot \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) \right], \quad c = \frac{f \cdot g}{L},$$

$$d(v, \alpha) = \left[\frac{f \cdot h}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha} \right],$$

$$k(\alpha, M) = \left[\frac{B}{2 \cdot L^2 \cdot m} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} \times \left(\frac{M_{k1} - M_{k2}}{r_{d1}} \right) \right].$$

Ako vyplýva z (15), uhlové zrýchlenie prívěsu za iných konštantných podmienok výrazne závisí od rozdielu momentov na kolesách nápravy. Preto je dôležité identifikovať vplyv rozdielu momentov na kolesách nápravy prívěsu na ukazovatele manévrovateľnosti vozidla. Na to budeme predpokladať, že uhlové zrýchlenie prívěsu $\frac{d\omega}{dt} = 0$ a

lineárne zrýchlenie (pozdĺž osi x) $\frac{dv_x}{dt} = 0$. Potom dostaneme:

$$a(\alpha) \cdot [b(M) - c - d(v, a)] + k(\alpha, M) = 0. \quad (16)$$

Keďže $a(\alpha \neq 0)$, potom:

$$[b(M) - c - d(v, a)] + k(\alpha, M) = 0. \quad (17)$$

Riešime rovnicu (17) vzhľadom na α . Zároveň berieme do úvahy, že pri ustálenom pohybe sa zložky rovnice (15) $b(M)$ a c navzájom rovnajú. Za tejto podmienky $d(v, \alpha) = k(\alpha, M)$, t. j.:

$$\left[\frac{f \cdot h}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha} \right] = \left[\frac{B}{2 \cdot L^2 \cdot m} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} \times \left(\frac{M_{k1} - M_{k2}}{r_{d1}} \right) \right] \quad (18)$$

alebo

$$\left[\frac{f \cdot h}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \cdot \text{tg}^2 \bar{\alpha} \right] - \left[\frac{B}{2 \cdot L^2 \cdot m} \cdot \text{tg} \bar{\alpha} \times \left(\frac{M_{k1} - M_{k2}}{r_{d1}} \right) \right] = 0. \quad (19)$$

$$u = \frac{k_1 \cdot [-v^2 \cdot (m \cdot a \cdot L_1 + m_1 \cdot b_1 \cdot (a + c)) + l \cdot b \cdot k_2 \cdot L_1] \cdot v}{v^2 \cdot [(b \cdot k_2 - a \cdot k_1) \cdot (m \cdot L_1 + m_1 \cdot b_1) - c \cdot m_1 \cdot b_1 \cdot (k_1 + k_2)] + l^2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot L_1 + 2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot L_1 \cdot a \cdot b} \cdot \theta,$$

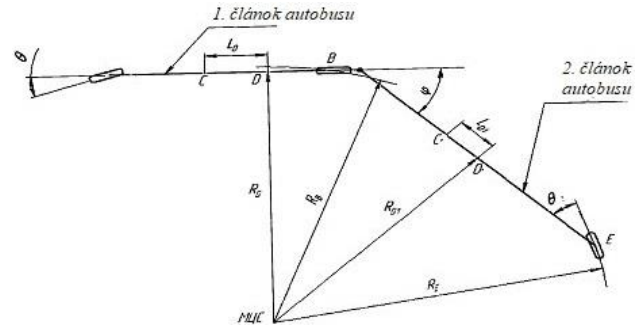
$$\omega = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot L_1 \cdot v}{[(k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) \cdot L_1 \cdot m + ((a + c) \cdot k_1 + (c - b) \cdot k_2) \cdot b_1 \cdot m_1] v^2 - k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1} \cdot \theta, \quad (21)$$

$$\varphi = \frac{[((-b_1 \cdot k_3 \cdot (a + c) + d_1 \cdot k_2 \cdot l) m_1 - k_3 \cdot a \cdot m \cdot L_1) \cdot v^2 + ((l - c) \cdot a + (b + c) \cdot b - l) \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot L] \cdot k_1}{(1 + i_{RSN}) \cdot k_3 \cdot [(m_1 \cdot b_1 + m \cdot L_1) \cdot (k_2 \cdot b - k_1 \cdot a) - m_1 \cdot k_2 \cdot L_1 \cdot c] \cdot v^2 + k_1 \cdot k_2 \cdot l^2 \cdot L_1} \cdot \theta.$$

Po vyriešení rovnice (19) dostaneme:

$$\text{tg} \bar{\alpha} = \frac{\left[\frac{B}{2 \cdot L^2 \cdot m} \times \left(\frac{M_{k1} - M_{k2}}{r_{d1}} \right) \right]}{\frac{f \cdot h}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} \right)}. \quad (20)$$

Podľa získanej rovnice (20) sa určí veľkosť momentu na kolesách nápravy prívěsu, ktorý zabezpečuje jej natočenie do uhla zhodného s uhlom natočenia riadených kolies. Tým je zabezpečená potrebná manévrovateľnosť vozidla napríklad pri kruhovom pohybe, pre ktorý musí byť splnená rovnosť $R_B = R_E$. Požadovaný prevodový pomer i_{RSN} mechanizmu riadenia otočnej nápravy (kolesa) prívěsu sa určuje v nasledujúcom poradí.



Obr. 2. Schéma SZA s riadeným prívěsom

Riešením systému linearizovaných rovníc definujúcich stacionárny režim získame nasledujúce hodnoty fázových premenných vo všeobecnom tvare (21).

Na základe zistených hodnôt fázových premenných sa určujú parametre trajektórie charakteristických bodov prívěsu (obr. 2):

$$R_D = \frac{v}{\omega}, \quad L_D = \frac{u}{\omega}, \quad R_{D1} = \frac{v_1}{\omega}, \quad L_{D1} = \frac{u_1}{\omega},$$

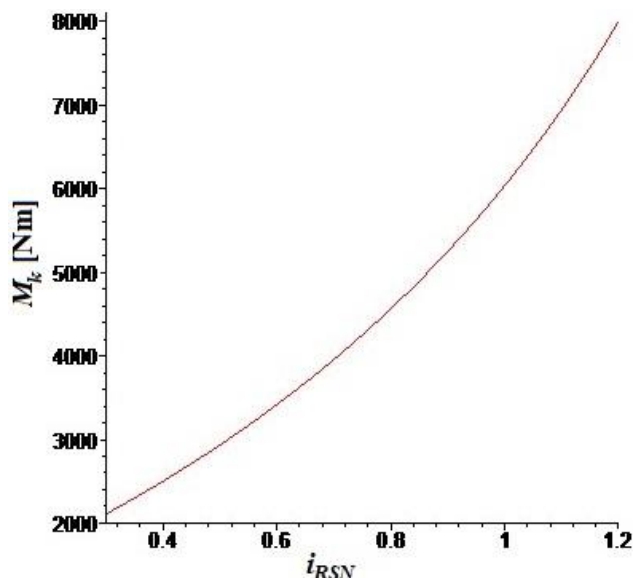
$$R_B = \sqrt{R_D^2 + (CB - L_D)^2}, \quad (22)$$

$$R_E = \sqrt{R_{D1}^2 + (C_1 E - L_{D1})^2}.$$

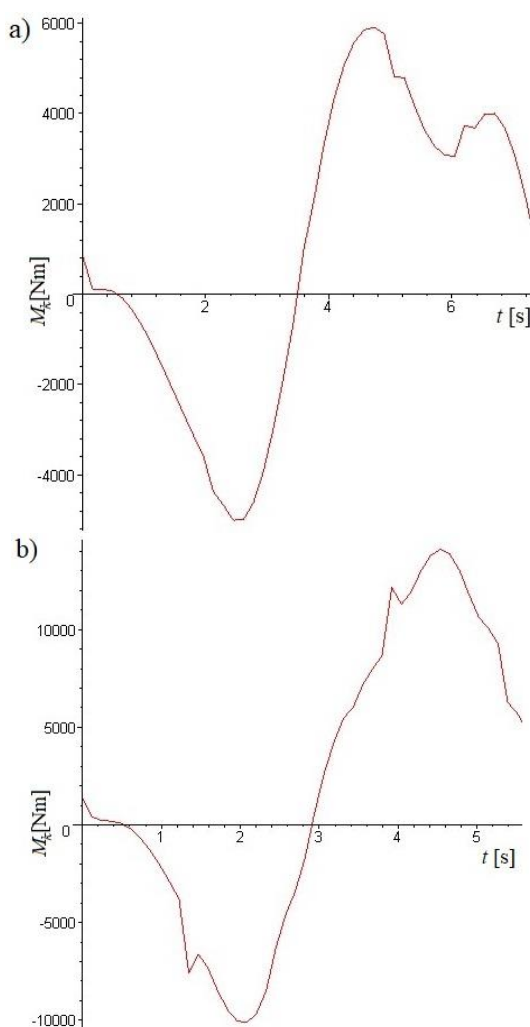
Indikátory manévrovateľnosti sa určujú počas kruhového pohybu vozidla. Nasledujúce hodnoty parametrov sú akceptované ako počiatočné hodnoty: $g = 9,81$; $a = 3,40$; $b = 2$; $b_1 = 2,085$; $d_1 = 2$; $c = 4,39$;

$L = 22,0$; $B = 2,2$; $m = 16000$; $k_f = 0$; $m_2 = 9900$; $k_1 = 160000$; $k_2 = 326000$; $v = 5$; $\sigma_1 = \sigma_2 = 20$; $k_3 = 165000$; $k_{k1} = 2600$; $k_{k2} = 200$; $h_1 = 30$; $h_2 = 30$.

Na obr. 3 je znázornená závislosť momentu na kolesách nápravy prívěsu od prevodového pomeru riadiaceho mechanizmu.



Obr. 3. Závislosť momentu M_k od prevodového pomeru i_{RSN}



Obr. 4. Zmena momentu na náprave prívěsu pri vykonávaní manévru „posun“ KA pri rýchlostiach:
a) $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, b) $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

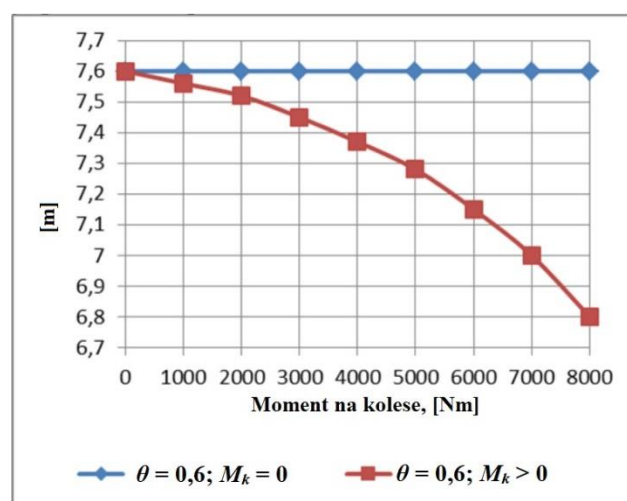
Ako vyplýva z uvedenej závislosti, so zvyšovaním prevodového riadiaceho mechanizmu i_{RSN} sa progresívne zvyšuje moment na kolese prívěsu, čo môže viesť k strate stability pohybu KA. Táto závislosť bola aproximovaná nasledujúcim výrazom:

$$M_k = 2300 + \frac{i_{RSN} - 0,35}{0,0002985 - 0,000124 \cdot i_{RSN}}. \quad (23)$$

Rovnica (23) neobsahuje rýchlosť pohybu, ktorá výrazne ovplyvňuje veľkosť momentu na náprave prívěsu. Na obr. 4 ako príklad ukazuje, ako sa mení moment M_k s rýchlosťou pohybu pri vykonávaní manévru "posunutie".

Na základe výsledkov analýzy racionálnych hodnôt prevodových pomerov, ktoré poskytujú približnú zhodu trajektórií charakteristických bodov autobusu a prívěsu, bola hodnota prevodového pomeru $i_{RSN} = 0,85$, zvolený, ktorý zabezpečuje minimálnu hodnotu RMK.

Integrácia sústavy rovníc (1) bola vykonaná pre stanovený prevodový pomer riadiaceho pohonu nápravy (kolesa) prívěsu. Počas integrácie sa polomery trajektórií charakteristických bodov autobusu a prívěsu pod riadiacim systémom 1, ktorý zahŕňa len otáčanie kolies autobusu ($\theta = 0,6 \text{ rad}$) a dynamický ($\theta = 0,6 \text{ rad} + \text{brzdenie jedného z kolies prívěsu}$) pod riadiacim systémom 2 (obr. 5).



Obr. 5. RMK KA pre rôzne systémy riadenia prívěsov

Ako je zrejmé z obr. 5, 22-metrový riadiaci systém celkovej dĺžky pre ovládanie iba kolies autobusu nezabezpečuje splnenie predpisov EHK OSN týkajúcich sa manévrovateľnosti (prípustné RMK - 7,2 m), zatiaľ čo riadiaci systém s kolesom brzdenie v momente $M_k > 5500 \text{ Nm}$ túto podmienku spĺňa.

Účinok ovládania prípojného vozidla čiastočným brzdením kolies na jednej strane je v prvom priblížení ekvivalentný účinku výsledných trecích síl. Veľkosť polomeru otáčania KA zároveň závisí nielen od uhla natočenia riadených kolies autobusu, ale aj od veľkosti brzdného momentu a kolesa, na ktoré je aplikovaný. To je veľmi dôležité pri konštrukcii hybridných autobusov s elektrickým pohonom na náprave ťahadla prívěsu, pretože je možné korigovať nielen trajektóriu ťahadiel prívěsu, ale aj stabilitu kĺbového autobusu.

Pri výskume takého zložitého dynamického systému, akým je systém riadenia nápravy prívesu, je naliehavá otázka stability jej pohybu a k stabilite proti bočnému šmyku a prevráteniu, tradičnej pre samostatné autá, sa pridáva aj stabilita proti sklopeniu. Cestné vlaky so sprievodcom majú vlastnosti, ktoré chýbajú v prípade jednotlivých vozidiel. Vo všeobecnosti nie je stabilita celého systému určená len stabilitou jednotlivých väzieb, ale je potrebná analýza zohľadňujúca vzájomné pôsobenie väzieb. To však súvisí s riešením diferenciálnych pohybových rovníc šiesteho rádu.

Na vyriešenie problému stability KA s riadenou nápravou prívesu je potrebné sformulovať rovnicu rušeného pohybu. V nekritických prípadoch podľa Ljapunova sa možno obmedziť na analýzu lineárnej aproximácie stacionárneho pohybu cestnej súpravy, pre ktorú systém rovníc (1) pripúšťa riešenie $U = 0$, $\omega = 0$, $\varphi_1 = 0$, ($\theta = 0$) a ktorému zodpovedá pohyb po rovine vozovky všetkých bodov jazdnej súpravy s rýchlosťou v po priamke $\theta = \text{konšt.}$ Berme takýto pohyb ako nerušený. Pre takýto pohyb je kritická rýchlosť KA v_{kr} definovaná ako:

$$v_{kr}^2 = k_t \cdot (l - \lambda) \cdot \frac{[k_1 \cdot k_2 \cdot (l - \lambda) + k_1 \cdot \sigma_2 - k_2 \cdot \sigma_1]}{F}, \quad (24)$$

kde:

$$F = k_t \cdot [m \cdot (k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) - (m + m_1) \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) - m_1 \cdot k_2 \cdot (l - \lambda)] - m \cdot (k_1 \cdot \lambda + \sigma_1) \cdot (k_2 \cdot \lambda + \sigma_2) - m_1 \cdot \sigma_1 \cdot (k_2 \cdot l - \sigma_2).$$

Správnou voľbou tuhosti $k_t \leq k_{t*}$ modulu volantu autobusu pre neriaditeľné kolesá prívesu je možné dosiahnuť absenciu kritickej rýchlosti, ktorá je charakteristická pre moderné konštrukcie automobilov:

$$k_{t*} = \frac{m \cdot (k_1 \cdot \lambda + \sigma_1) \cdot (k_2 \cdot b + \sigma_2) + m_1 \cdot \sigma_1 \cdot (k_2 \cdot l + \sigma_2)}{m \cdot (k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) - (m + m_1) \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) - m_1 \cdot k_2 \cdot (l - \lambda)}. \quad (25)$$

Pri KA je možné zvýšiť kritickú rýchlosť pohybu správnym výberom ramena stabilizácie riadených kolies (sklon osi čapu v pozdĺžnej rovine) λ . Pre rameno stabilizátora kolies autobusu dostaneme:

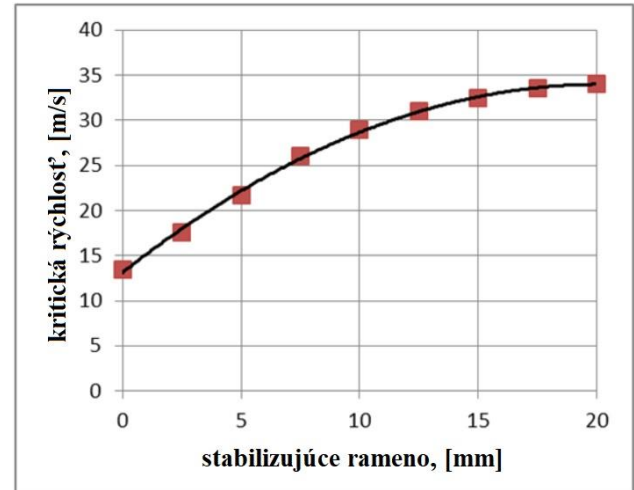
$$\lambda = \frac{k_t \cdot [m \cdot (k_1 \cdot a - k_2 \cdot b) - (m + m_2) \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) - m_2 \cdot k_3 \cdot l]}{k_t \cdot (k_1 \cdot m - k_3 \cdot m_2) + m \cdot k_1 \cdot (k_3 \cdot d_1 + \sigma_2)} - \frac{\sigma_1 \cdot [m \cdot (k_1 \cdot b + \sigma_2) + m_2 \cdot (k_3 \cdot d_1 + \sigma_2)]}{k_t \cdot (k_1 \cdot m - k_3 \cdot m_2) + m \cdot k_1 \cdot (k_3 \cdot d_1 + \sigma_2)}. \quad (26)$$

Na obr. 6 je znázornená závislosť kritickej rýchlosti KA od stabilizačného ramena riadených kolies autobusu.

Ďalej bola vykonaná štúdia vplyvu štrukturálnych a prevádzkových faktorov na manévrovateľnosť a stabilitu pohybu KA, ktorá bola hodnotená na základe kritickej rýchlosti pohybu (v_{kr}) metódou plánovania experimentu [2].

Aby bolo možné rozšíriť výsledky výskumu na KA rôznych dispozičných schém, bolo navrhnuté

vykonať výpočty pomocou bezrozmerných parametrov.



Obr. 6. Závislosť kritickej rýchlosti KA v_{kr} stabilizačného ramena riadených kolies autobusu

Rozsah zmien bezrozmerných parametrov sa volí s prihliadnutím na vlastnosti konštrukcií existujúcich KA a požiadavky na geometrické a hmotnostné parametre platné v krajinách EÚ.

Posudzoval sa vplyv nasledujúcich parametrov, ktoré sa menili v rámci zvolených limitov:

- geometrické parametre:

$$a' = \frac{a}{L} = 0,20 \div 0,80; \quad L' = \frac{L}{D} = 0,35 \div 0,80;$$

$$c' = \frac{c}{L} = 0,00 \div 0,40; \quad d' = \frac{d}{L_1} = 0,00 \div 0,80; \quad (27)$$

$$L'_2 = \frac{L_2}{D_2} = 0,13 \div 0,38,$$

kde L , L_1 – základňa autobusu a prívesu,

D , D_2 – celková dĺžka autobusu a prívesu,

- hmotnostné parametre autobusu a prívesu:

$$m' = \frac{m}{m + m_2} = 0,35 \div 1,10, \quad (28)$$

$$m'_2 = \frac{m_2}{m + m_2} = 0,35 \div 0,80,$$

- koeficienty odolnosti voči priečnemu vychýleniu pneumatík náprav jazdnej súpravy:

$$k'_1 = \frac{k_1}{k_0} = 0,60 \div 1,20; \quad k'_2 = \frac{k_2}{k_0} = 0,60 \div 1,50; \quad (29)$$

$$k'_3 = \frac{k_3}{k_0} = 0,60.$$

Na základe výsledkov výpočtu vplyvu geometrických a hmotnostných faktorov na CJP sa dospelo k týmto záverom:

- základňa autobusu a prívesu majú najvýznamnejší vplyv na výšku CJP. Rast týchto faktorov zvyšuje CJP cestného vlaku;

- také faktory ako poloha stredov olejových článkov jazdnej súpravy a poloha spojovacieho bodu návesu a autobusu, hmotnostné parametre jazdnej súpravy a koeficienty odporu jej kolies majú malý vplyv.

Podobné výpočty sa vykonali na štúdium vplyvu štrukturálnych a prevádzkových faktorov na ukazovatele stability cestnej súpravy. Na základe výsledkov výpočtov sa dospelo k týmto záverom:

- základňa prívěsu a jeho dĺžka prakticky neovplyvňujú hmotnosť jazdnej súpravy,
- hmotnosť autobusu prakticky neovplyvňuje v_{kr} ,
- zníženie hmotnosti prívěsu zvyšuje hmotnosť jazdnej súpravy,
- rázvor kĺbového autobusu do značnej miery závisí od tuhosti pneumatík na zadnej náprave autobusu,
- zvýšenie koeficientu odporu voči bočnému vychýleniu pneumatík prednej nápravy autobusu vedie k zvýšeniu v_{kr} ,
- zvýšenie tuhosti pneumatík nápravy prívěsu znižuje hmotnosť jazdnej súpravy.

Úpravou tlaku vzduchu v pneumatikách náprav cestnej súpravy je možné zmeniť koeficient odporu proti priečnemu vychýleniu, a tým zvýšiť v_{kr} cestnej súpravy.

ZÁVER

Podľa vyvinutého modelu sa určujú ukazovatele manévrovateľnosti a stability pohybu autobusu. Analyzoval sa vplyv konštrukčných parametrov autobusu a prívěsu, prevodového pomeru riadiaceho pohonu a veľkosti brzdného momentu na manévrovateľnosť autobusu.

Na základe výsledkov analýzy racionálnych hodnôt prevodových pomerov, ktoré poskytujú približnú zhodu trajektórií charakteristických bodov autobusu a prívěsu, bola zvolená hodnota prevodového pomeru $i_{RSN} = 0,85$, ktorá zabezpečuje minimálnu hodnotu RMK .

Podakovanie

Tento výskum podporila Kultúrna a vzdelávacia grantová agentúra MŠ SR v projekte č. KEGA 036ŽU-4/2021: „Implementácia moderných metód počítačovej a experimentálnej analýzy vlastností komponentov vozidiel do vzdelávania konštruktérov dopravných prostriedkov budúcnosti.“

Tento výskum podporila Kultúrna a vzdelávacia grantová agentúra MŠ SR v projekte č. KEGA 031ŽU-4/2023: „Rozvoj kľúčových kompetencií absolventa študijného programu Vozidlá a motory.“

LITERATÚRA

- [1] AVAKOS-BRAVO, V. - ARELLANO, C. C. - PEREZ, D. A. P. - CRUZ, M. H. (2020): *Forecasting People's Influx on Mexico City Metrobus Line 1 Using a Fractal Analysis*. Communications in Computer and Information Science, Vol. 1276 CCIS, pp. 92-105, GIS LATAM Conference, 28-30 September 2020.
- [2] SAKHNO, V. P. - POLYAKOV, V. M. - SHARAY, S. M. - MUROVANY, I. S. - OMELNICKÝ, O. E. (2021): *Kĺbové autobusy. Manévrovateľnosť a stabilita*: monografia - Luck: IVV Lutsk National Technical University, 288 s.
- [3] SAKHNO, V. - IGOR MUROVANY, I. - SHARAI, S. - SELEZNEV, V. (2017): *Comparative evaluation of maneuverability of large and extra large class buses*. Mobile machines. International scientific conference, Kaunas, Lithuania. Aleksandras Stulginskis University, pp. 38-47.
- [4] SAKHNO V. P. - MARCHUK, M. M. - MARCHUK, R. M. (2017): *Study of long haul truck movement along the curvilinear trajectory while steering a carryall semi-trailer - container by braking the wheels of one axle*. INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 52, Issue 2, pp. 107-112.
- [5] SAKHNO, V. P. - BILICHENKO, V. V. - POLYAKOV, V. M. - OMELNYJSKIY, O. E. (2018): *Manévrovateľnosť metrobusov*. Herald of machinebuilding and transport: vedecký časopis. Ministerstvo školstva a vedy Ukrajiny, Vinnická národná technická univerzita. - Vinnyca: VNTU, č. 2(6), pp. 131-140.
- [6] SAKHNO, V. P. - VERBYTSKYI, V. G. - BONDARENKO, A. E. - ENGLEZI, A. O. (2007): *Pohybové rovnice modelu štvorčlánkového kĺbového vozidla*. Avtoshlyahovyk Ukrainy, Bulletin Severného vedeckého centra TAU. Č. 10., pp. 117-120.
- [7] SAKHNO, V. P. - BONDARENKO, A. E. - GLINCHUK, V. M. - ENGLIEZI, O. A. (2009): *Pohybové rovnice trojčlánkového cestného vozidla typu "B-Double"*. Avtoslyahovyk Ukrainy, Bulletin Severného vedeckého centra TAU, č. 12, pp. 164-169.
- [8] V. SAKHNO, V. - POLJAKOV, V. - MYROVANY, I. - SELEZNOV, V. (2016): *Determination of movement stability of especiality large class hybrid bus with active trailer*. INMATEN – Agricultural engineering, Vol. 49, No. 2, pp. 107-118.
- [9] SAKHNO, V. P. - POLYAKOV, V. M. - MUROVANY, I. S. - SELEZNYOV, V. E. (2016): *K predbežnému posúdeniu stability hybridného autobusu mimoriadne veľkej triedy s aktívnym prívěsom*. Bulletin Kharkiv National Road University, Issue 75, pp. 75-82.

- [10] SAKHNO, V. - GERLICI, J. - POLIAKOV, V. - KRAVCHENKO, O. - OMELNITSKY, O. - LACK, T. (2018): *Road train motion stability in BRT system*. XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation, Book of abstracts, September 4-7, Rydzyna Poland, pp. 49-57.
- [11] SAKHNO, V. - OMELNYTSKYI, O. - POLIAKOV, V. (2018): *Otázka týkajúca sa ovládateľnosti metrobusu*. Systemy i srodki transportu samochodowego. Badania, konstrukcja i technologia. Wybrane zagadnienia, Monografia no. 12, Seria: Transport, Rzeszow, pp. 101-108.
- [12] SAKHNO, V. P. - POLYAKOV, V. M. - OMELNYCKYJ, O. E. (2018): *Manévrovatel'nost' trojčlánkového metrobusu*. Vedecký zborník z medzinárodnej vedecko-praktickej konferencie „Nové technológie rozvoja cestnej dopravy“. - Charkovská národná automobilová a cestná univerzita. Vedecko-výskumné expertné forenzné centrum Ministerstva vnútra Ukrajiny, pp. 305-308.
- [13] LOBAS, L. G. - VERBYTSKYI, V. G. (1990): *Kvalitativne a analytické metódy v dynamike kolesových vozidiel*. - Kyjev: Vedecké stanovisko, 232 s.
- [14] ISTED, C. J. - EDDY, C. - CEBON, D. (2022): *Performance assessment of urban goods vehicles*. Vehicle System Dynamics, Vol. 60, No. 7, pp. 2469-2493.
- [15] UBAIDILLAH - SETIAWAN, B. A. - ARIDHARMA, A. P. - LENGGAN, B. W. - CAESAR, B. P. P. (2018): *Steering characteristic of an articulated bus under quasi steady maneuvering*. AIP Conference Proceedings 1931.
- [16] FELICE, A. D. - MERCANTINI, M. - SORRENTINO, S. (2021): *Stability analysis of articulated bus in straight-ahead running manoeuvre*. Journal of Applied and Computational Machines, Vol. 7, No. 3, pp. 1649-1662.
- [17] WENWEI, W. - WEI, Z. - HANYU, Z. - WANKE, C. (2020): *Yaw stability control through independent driving torque control of mid and rear wheels of an articulated bus*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 234, No. 13, pp. 2947-2960.
- [18] MICHALEK, M. M. (2020): *Lining-Up Stabilizers for Pusher and Puller Articulated Vehicles*. Advances in Intelligent Systems and Computing, 1196 AISC, pp. 917-927.
- [19] AURELL, J. - WINKLER, C. B. (1995): *Standard test procedures for the lateral stability of heavy vehicle combinations*. Proceedings of the International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, pp. 463-471.
- [20] EMHEISEN, M. A. - EMIRLER, M. T. - OZKAN, B. (1995): *Lateral stability control of articulated heavy vehicles based on active steering system*. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 11, No. 8, pp. 575-582.
- [21] YANG, F. - CAO, X. - XU, T. - JI, X. (2022): *A skid-steering method for path-following control of distributed-drive articulated heavy vehicles*. IEEE Access, 10, pp. 31538-31547