



ŽEMAGRINDŽIO AUTOBUSO DINAMINIAI TYRIMAI

Darius VAINORIUS¹, Kristina KILIKEVIČIENĖ², Artūras KILIKEVIČIUS³,
Nikolaj ŠEŠOK⁴, Igor ILJIN⁵

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva

*El. paštas: ¹darius.vainorius@vgtu.lt; ²kristina.kilikeviciene@vgtu.lt; ³arturas.kilikevicius@vgtu.lt;
⁴nikolaj.sesok@vgtu.lt; ⁵igor.iljin@vgtu.lt*

Santrauka. Darbo tyrimų tikslas – išanalizuoti žemagrindžio autobuso dinamines charakteristikas taikant virpesių lygtis. Tikslui pasiekti pirmiausia buvo sudarytas ½ autobuso sistemos dinaminis modelis ir atliktas sistemos modeliavimas žadinant realių amplitudžių reikšmėmis. Sudarytas autobuso sistemos dinaminis modelis leidžia analizuoti charakteringus ir pavojingus autobusui dinaminis virpesius.

Reikšminiai žodžiai: žemagrindis autobusas, virpesiai, dinaminės charakteristikos, dinaminis modelis, modeliavimas, amplitudės dažninė charakteristika, ½ autobuso sistema.

Įvadas

Europoje ir Lietuvoje viešojo transporto autobusai būna įvairių konstrukcijų. Žemagrindžiai autobusai plačiai naudojami visuomeniniame transporte, bet miestuose vis dar važinėja ir senesnio ar labai seno dizaino autobusai.

Nors komercinių krovinių automobilių dinaminės ratų apkrovos variantai buvo plačiai ištirti, atlikta tik keletas tyrimų miesto ar užmiesčio autobusų važiavimo ir dinaminės ratų apkrovos charakteristikoms nustatyti (Kilikevičienė *et al.* 2015; Minka, Ayo 2007). Šie tyrimai atskleidė, kad įvairūs konstrukciniai sprendimai ir eksploataavimo sąlygos daro nemažą įtaką automobilių kelio dangai perduodamoms dinaminėms ratų apkrovoms ir važiavimo metu sukeltiems virpesiams, perduodamiems vairuotojui/keleiviui transporto priemonėje (Lin *et al.* 1994). Virpesių analizė plačiai naudojama mechaninėms sistemoms vertinti (Kilikevičius 2015; Jurevičius *et al.* 2015). Žinoma, kad prie dinaminės ratų apkrovos ir važiavimo kokybės labai prisideda tokie veiksniai: a) eksploataavimo sąlygos: kelių nelygumai, greitis ir didžiausias pakrautos transporto priemonės leistinas svoris; b) įvairūs konstrukciniai sprendimai, susiję su ašinėmis apkrovomis, ašių konfiguracija, pakabos ir padangų statinėmis ir dinaminėmis savybėmis. Transporto priemonės pakabos ir padangos vaidmuo, atsižvelgiant į sunkiųjų transporto priemonių įtaką kelio apkrovai, buvo nagrinėti daugelyje tyrimų. Tačiau daugiausia dėmesio skiriama pakabos ir ašių konfiguracijos savybėms

atkurti (Lin *et al.* 1994), o pakabos ir padangų slopinimo savybių poveikis buvo nagrinėjamas tik nedaugelyje tyrimų. Atlikus tyrimus, padaryta išvada, kad važiavimo metu transporto priemonės su pneumatine pakaba yra žymiai pranašesnės už transporto priemones, kurių pakabos turi plieninę spyruoklę.

Teoriniai tyrimai

Buvo tirtas *Mercedes Benz O405* žemagrindis autobusas (1 pav.). Autobusas per dieną vidutiniškai nuvažiuoja 300 km. Amortizatoriai keičiami kas 120 000 km. Atlikta žemagrindžių autobusų konstrukcijų analizė leido įvertinti pagrindinius tokio tipo žemagrindžių autobusų geometrinis parametrus. Pasirinktas žemagrindis autobusas turi daugelio gamintojų žemagrindžių autobusų bruožus, kas leidžia nagrinėti jį kaip plataus pritaikymo tyrimo objektą bei gautus tyrimo rezultatus ir dėsningumus pritaikyti ir kitiems žemagrindžiams autobusams.

Mercedes Benz O405 autobuso sistemą sudaro:

- ratai su padangomis – neamortizuotoji masė;
- pakaba (amortizatoriai, spyruoklės, oro pagalvės);
- rėmas;
- kėbulas – amortizuotoji masė.

Autobuso pagrindiniai parametrai pateikti 1 lentelėje.

Šiame darbe buvo naudojami inercijos parametrai, pakabos komponentų parametrai ir geometriniai autobu-



1 pav. Mercedes Benz O405 žemagrindis autobusas

Fig. 1. Mercedes Benz O405 low-floor bus

so parametrai. Inercijos momentai apskaičiuojami pagal autobusų gamintojo parametrus. Pakabos komponentų, pavyzdžiui, amortizatorių, pneumatinių oro pagalvių ir padangų, duomenys gauti atliekant laboratorinius bandymus. Geometriniai duomenys ir fizikinės konstantos paimtos iš gamintojo pateiktos techninės žemagrindžio autobuso charakteristikos.

1 lentelė. Žemagrindžio autobuso duomenys

Table 1. Data of the low-floor bus

Parametrai	Tuščias
Autobuso konstrukcijos masė (kg)	9250 – 9390
Inercijos momentas J (kgm ²)	124 195
Priekinės pakabos masė (kg)	700
Galinės pakabos masė (kg)	1250
Priekinės pakabos standumo koeficientas, k_1 (N/m)	560 000
Priekinės pakabos slopinimo koeficientas, h_1 (Ns/m)	5200
Galinės pakabos standumo koeficientas, k_2 (N/m)	560 000
Galinės pakabos slopinimo koeficientas, h_2 (Ns/m)	5200
Ratų standumo koeficientas, k_3 ir k_4 (N/m)	921 607
Ratų slopinimo koeficientas, h_3 ir h_4 (Ns/m)	800

Žemagrindžio autobuso modelis išilginiame pjūvyje

Yra platus spektras autobusų konstrukcijų, kurios yra naudojamos miesto viešajame transporte. Žemagrindžiai autobusai plačiausiai naudojami miesto transporte, tačiau vis dar naudojami ir ankstesnio dizaino (klasikiniai) autobusai. Įvairių autobusų projektavimo specifikacijos akivaizdžiai parodo, kad visi autobusai eksploatuojami pagal atitinkamus svorius ir matmenų charakteristikas, o ašys pagal tam tikrus panašumus, tokius, kaip pakabos komponentai, geometrinis išdėstymas ir sujungimai. Skirtingų autobusų geometrinės ir inercinės savybės gali šiek tiek skirtis.

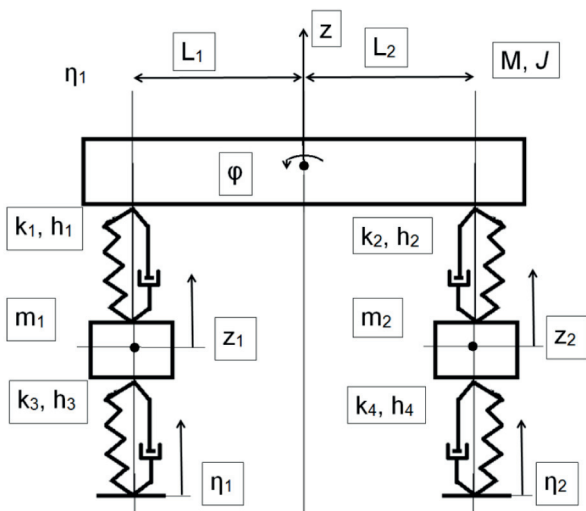
Šiame tyrime modelis sudarytas išilginiame plokštumoje. Jis gali būti taikomas įvairių modelių autobusams. Šis modelis buvo pritaikytas žemagrindžiam miesto autobusui. Priekinės pakabos ašis susideda iš vienos oro pagalvės abiejose pusėse, nutolusios per 0,2032 m atstumą nuo priekinės ašies išilgine kryptimi, ir vieno amortizatoriaus, montuojamo statmenai oro pagalvei. Galinė pakaba susideda iš dviejų oro pagalvių abiejose pusėse, oro pagalvės nutolusios per 1,391 m atstumą viena nuo kitos išilgine kryptimi, ir dviejų amortizatorių, kurie montuojami arti oro pagalvių be nuolydžio.

Pakabos jėgos. Pakabos jėgos susidaro dėl pneumatinių slopinimo sistemos ir amortizatorių, kurių charakteristikos yra netiesinės. Pateiktos autobuso sistemos komponentinis modelis integruojamas išilginiame plokštumoje, kurioje pagal pateiktą dinaminį modelį galima spręsti amortizuotosios ir neamortizuotosios masės judesio uždavinius. Apibendrinta jėga sukurama amortizatoriaus ir oro pagalvės, tarpinių dalių trinties ir hidraulinių jėgų.

Modeliai komponentų charakteristikoms apibūdinti. Miesto autobusų padangų apkrovos važiavimo metu yra tiesiogiai susijusios su statinėmis ir dinaminėmis pakabos komponentų bei padangų savybėmis, kurios yra netiesinės funkcijos, priklausančios nuo įvairių projektavimo ir eksploatavimo veiksnių. Todėl analitinis modelis būna veiksmingas, jei tiksliai nustatomos modelio sudedamųjų dalių statinės ir dinaminės savybės. Be to, komponentų koeficientai ir modeliai turi būti priartinti prie realių reikšmių visame eksploatavimo diapazone. Jėgos, kurias sukuria pakabos komponentai, yra netiesinės funkcijos, priklausančios nuo komponentų konstrukcijos bei amortizuojamosios ir neamortizuojamosios masės poslinkių ir greičių. Jėgos, kurias sukuria transporto priemonės padangos, priklauso nuo statinės apkrovos ir padangų slėgio.

Miesto autobusai būna eksploatuojami įvairiomis sąlygomis, tačiau šiame eksploatavimo sąlygų spektre komponentų savybės nebuvo tinkamai kiekybiškai nustatytos. Buvo atlikti tyrimai, kuriais buvo siekiama nustatyti skirtingų miesto autobusų pakabos komponentų charakteristikas (Boileau, Boutin 1992; Boileau *et al.* 2002). Gauti bandymo rezultatai naudojami tiksliau apibūdinti oro pagalvių, amortizatorių ir padangų netiesines charakteristikas, kurios yra ištrauktos į siūlomą miesto autobuso išilginiame plokštumoje modelį.

Oro pagalvės (oro spyruoklės). Lanksčios ant ašies pritvirtintos oro pagalvės yra miesto autobuso pakabos tamprusis elementas, jungiantis pakabą su rėmu. Skirtingai nei komercinių krovinių automobilių, miesto autobusų pakabos ir padangų apkrovos gali gerokai skirtis dėl kintančio vežamų keleivių skaičiaus. Priekinės ašies apkrova modely-



2 pav. 1/2 Autobuso dinaminis modelis
Fig. 2. The dynamic model of the 1/2 bus

je gali svyruoti nuo 40 kN (kai nėra keleivių) iki maždaug 61 kN (kai pilnai apkrautas), o galinės ašies apkrova gali skirtis nuo 81 kN iki maždaug 116 kN. Atlikus bandymus laboratorijose, buvo nustatytos priekinės bei galinės pakabos ašių pneumatinių spyruoklių slėgio-deformacijos ir jėgos-deformacijos charakteristikos esant skirtingoms statinėms apkrovoms.

Autobuso dinaminis modelis. Žemagrindžio miesto autobuso pusės dinaminio modelio schema pavaizduota 2 pav. Modelį sudaro amortizuotosios ir neamortizuotosios masės, amortizatoriai ir padangos. Amortizuotoji masė m atitinka vientisą kėbulo, važiuoklės ir keleivių masę. Neamortizuotosios masės m_1 ir m_2 atitinka priekinės ir galinės ašių ir ratų mases.

Laikomasi tokių prielaidų autobuso dinaminiame modelyje: autobusas yra simetriškas išilginės svorio centro ašies atžvilgiu; autobuso rėmas, priekinės ir galinės pakabos yra standūs kūnai; autobuso variklis yra įtrauktas į autobuso rėmą, taip pat nebuvo atsižvelgta į variklio sukeliama virpesių sužadimą; standumo ir slopinimo elementų charakteristikos yra tiesinės; autobuso ratai nuolat kontaktuoja su kelio paviršiumi; autobusas juda išilgai tiesios linijos, pastoviu greičiu.

Pagal 2 pav. pavaizduotą dinaminį modelį sudaromos judėjimo lygtys.

Judėjimo lygtys

Žemagrindis autobusas vaizduojamas kaip 4 laisvės laipsnių sistema (kaip parodyta 2 pav.), darant prielaidą, kad transporto priemonės sukimosi ir skersinė dinamika važiavimo metu turi nedidelį poveikį tiriamajai sistemai. Neamortizuotoji masė yra 1 laisvės laipsnio sistema (Chen,

He 2008). Dėl pakabos spyruoklių ir amortizatorių išdėstymo miesto autobuso modelyje vis dėlto gali atsirasti tam tikri išilginiai momentai ties ašies viduriu. Šie momentai gali būti svarbūs esant amortizuotosios masės išilginiams virpesiams, kuriuos gali sukelti kelio nelygumai ir/ar stabdymas. Nors praktikoje autobuso rėmas pasvyra esant maždaug 6 Hz, šių virpesių poslinkio reikšmė yra labai maža. Taigi amortizuotoji masė vaizduojama kaip kietas/standus kūnas. Tačiau abejotina, ar šis supaprastinimas pagrįstas, kai kalbama apie modernias lengvasvores važiuokles, kuriose gali vykti dideli poslinkiai. Išvedant miesto autobuso kaip sudėtingos virpamosios sistemos diferencialines lygtis, tikslinga taikyti antrojo tipo Lagranžo lygtį:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Phi}{dq_i} + \frac{d\Pi}{dq_i} = Q_i(t), \quad (1)$$

čia T , Π , Φ – sistemos kinetinė, potencinė energijos ir disipacinė funkcija; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – poslinkio, greičio ir pagreičio vektoriai, $\{Q(t)\}$ – išorinio žadinimo jėgų vektorius. Žemiau pateiktos apibendrintų koordinatė z , z_1 , z_2 ir φ lygtys.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dz} \right) - \frac{dT}{dz} + \frac{d\Phi}{dz} + \frac{d\Pi}{dz} = Q_1; \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dz_1} \right) - \frac{dT}{dz_1} + \frac{d\Phi}{dz_1} + \frac{d\Pi}{dz_1} = Q_2; \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dz_2} \right) - \frac{dT}{dz_2} + \frac{d\Phi}{dz_2} + \frac{d\Pi}{dz_2} = Q_3; \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\varphi}} \right) - \frac{dT}{d\dot{\varphi}} + \frac{d\Phi}{d\dot{\varphi}} + \frac{d\Pi}{d\dot{\varphi}} = Q_4, \quad (5)$$

čia $\{z\}$, $\{\dot{z}\}$, $\{z_1\}$, $\{\dot{z}_1\}$, $\{z_2\}$, $\{\dot{z}_2\}$ – poslinkio ir greičio vektoriai; $\{\varphi, \dot{\varphi}\}$ – kampo ir kampinio greičio vektoriai; $\{Q_i\}$ – išorinio žadinimo jėgų vektorius.

Aukščiau pateiktose lygtyse (2, 3, 4 ir 5) kinetinė, potencinė energijos ir disipacinė funkcija turėtų tokias išraiškas:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2; \quad (6)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \left(k_1 (z - L_1 \varphi - z_1)^2 + k_2 (z + L_2 \varphi - z_2)^2 + k_3 (z_1 - \eta_1)^2 + k_4 (z_2 - \eta_2)^2 \right); \quad (7)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \left(h_1 \Delta_1^2 + h_2 \Delta_2^2 + h_3 \Delta_3^2 + h_4 \Delta_4^2 \right); \quad (8)$$

$$dw = Q_1 dz + Q_2 dz_1 + Q_3 dz_2 + Q_4 d\varphi. \quad (9)$$

8 lygtyje $\dot{\Delta}_1 = \dot{z} - L_1 \dot{\varphi} - \dot{z}_1$; $\dot{\Delta}_2 = \dot{z} + L_2 \dot{\varphi} - \dot{z}_2$; $\dot{\Delta}_3 = \dot{z}_1 - \dot{\eta}_1$, $\dot{\Delta}_4 = \dot{z}_2 - \dot{\eta}_2$.

Visos sistemos matematinį modelį sudarys antros eilės diferencialinių lygčių sistema kartu su ryšio lygtimis:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [D]\{q\} = \{Q(t)\}, \quad (10)$$

čia (A) , (B) , (D) – inercijos, slopinimo ir standumo matricos; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ – poslinkio, greičio ir pagreičio vektoriai, $\{Q(t)\}$ – jėgų vektorius.

Inercijos, slopinimo, standumo bei poslinkio, greičio, pagreičio ir jėgų vektorių matricų reikšmės pateiktos žemiau:

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}; \quad (11)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix}; \quad (12)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & d_{14} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} & d_{24} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & d_{34} \\ d_{41} & d_{42} & d_{43} & d_{44} \end{bmatrix}; \quad (13)$$

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{Bmatrix}, \quad \{\dot{q}\} = \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \end{Bmatrix}, \quad \{\ddot{q}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \\ \ddot{q}_4 \end{Bmatrix}, \quad (14)$$

$$\{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{Bmatrix}. \quad (15)$$

Ištačius inercijos, slopinimo, standumo matricų ir poslinkio, greičio, pagreičio ir jėgos vektorių reikšmes į 8 formulę, gauname sistemos dinamikos lygtį matricinėje formoje:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} h_1 + h_2 & L_2 h_2 - L_1 h_1 & -h_1 & -h_2 \\ L_2 h_2 - L_1 h_1 & L_2^2 h_2 + L_1^2 h_1 & L_1 h_1 & -L_2 h_2 \\ -h_1 & L_1 h_1 & h_1 + h_3 & 0 \\ -h_2 & -L_2 h_2 & 0 & h_2 + h_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & L_2 k_2 - L_1 k_1 & -k_1 & -k_2 \\ L_2 k_2 - L_1 k_1 & L_2^2 k_2 + L_1^2 k_1 & L_1 k_1 & -L_2 k_2 \\ -k_1 & L_1 k_1 & k_1 + k_3 & 0 \\ -k_2 & -L_2 k_2 & 0 & k_2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \phi \\ z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3 \eta_1 + k_3 \dot{\eta}_1 \\ k_4 \eta_2 + k_4 \dot{\eta}_2 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

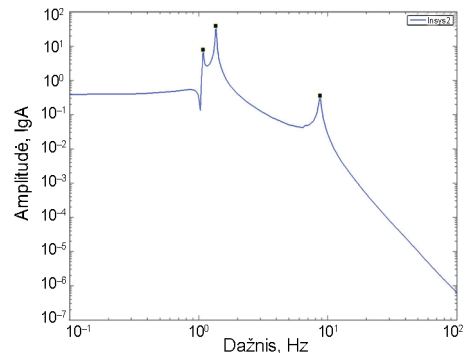
Autobuso modeliavimas

Matlab Simulink modelis buvo sukurtas apibūdinti ½ autobuso veikimą, o pagal anksčiau pateiktas lygtis (1–16 lygtys) sukuriamas autobuso matematinis modelis.

Tiriant tiesinių sistemų dinamines savybes, nustatomos sistemų dažninės charakteristikos. Šios charakteristikos atspindia sistemos reakciją į veikiančias ir harmoninius būdu kintančias žadinimo jėgas, atsirandančias dėl nusistovėjusios reakcijos (nusistovėjusi – tokia reakcija, kuri vyksta pasibaigus sistemos su slopinimu pereinamiesiems virpesių procesams).

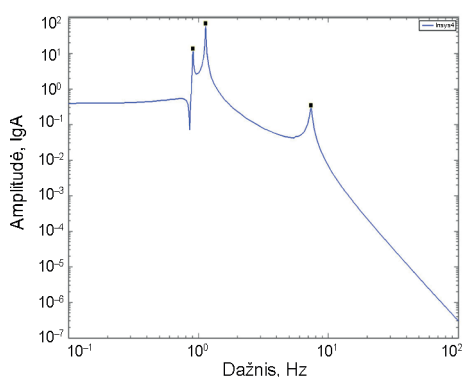
Kai sistema yra tiesinė ir stacionari, ją veikianti harmoninė jėga, kintanti pagal sinusinę arba kosinusinę dėsnius ir turinti atitinkamą amplitudę, fazę ir dažnį, iššaukia tokio paties dažnio (kaip ir veikiančios jėgos) reakciją, tačiau kinta amplitudė ir fazė. Gautos dažninės charakteristikos atspindi šiuos pokyčius, t. y. kintančias amplitudę ir fazę.

Modeliavimo rezultatai pateikti 3–5 pav. 3 pav. pateikta ½ autobuso sistemos, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai, amplitudės dažninė charakteristika. 4 pav. pateikta ½ autobuso sistemos, kai sumažinti per pusę pakabų slopinimo ir standumo koeficientai, amplitudės dažninė charakteristika. 5 pav. pateikta ½ autobuso sistemos,



3 pav. ½ autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudės dažninė charakteristika, kai taikomi realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai

Fig. 3. Amplitude – frequency response obtained by modeling of ½ bus system, when real system stiffness and damping coefficients are applied



4 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudės dažninė charakteristika, perpus sumažinus pakabų slopinimo ir standumo koeficientus

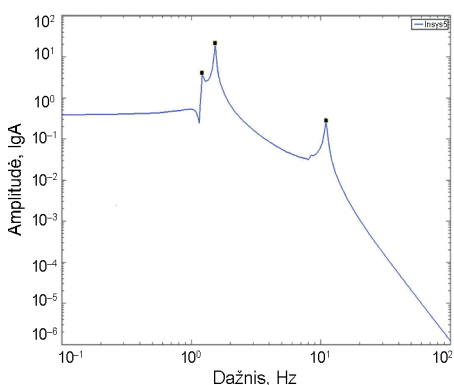
Fig. 4. Amplitude – frequency response obtained by modeling the 1/2 bus system, when suspension stiffness and damping coefficients are cut in half

kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti dvigubai, amplitudės dažninė charakteristika.

Modeliavimo metu gautos 1/2 autobuso sistemos amplitudės dažninės charakteristikos parodo sistemos rezonansinius dažnius. 3 pav. pateikta autobuso sistemos (kai paimti realūs sistemos standumo ir slopinimo koeficientai) amplitudės dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1.08, 1.85 ir 8.71 Hz.

4 pav. pateikta autobuso sistemos (perpus sumažinus pakabų slopinimo ir standumo koeficientus) amplitudės dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 0.91, 1.52 ir 7.39 Hz.

5 pav. pateikta autobuso sistemos (kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti dvigubai) amplitudės dažninė charakteristika parodo tris aiškiai matomus rezonansinius dažnius – 1.21, 2.31 ir 11 Hz.



5 pav. 1/2 autobuso sistemos modeliavimo metu gauta amplitudės dažninė charakteristika, kai pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinti dvigubai

Fig. 5. Amplitude – frequency response obtained by modeling of 1/2 bus system, when damping and stiffness coefficients are double

Išvados

Sudarytas 1/2 žemagrindžio autobuso sistemos dinaminis modelis leidžia analizuoti charakteringus ir pavojingus autobusui dinامينius virpesius.

Modeliavimo rezultatai rodo, kad per pusę sumažinus pakabų slopinimo ir standumo koeficientus, rezonansiniai dažniai sumažėja lyginant su realiais 15.7, 17.8 ir 15.2 %, o pakabos slopinimo ir standumo koeficientai padidinus dvigubai, rezonansiniai dažniai padidėja lyginant su realiais 12.0, 24.9 ir 26.3 %.

Literatūra

- Boileau, P. E.; Boutin, J. 1992. Whole body vibration exposure in urban buses, in *Proceedings/comptes rendus CSME forum SCGM 1992 "transport 1992+"*, 1–4 June 1992, CONCAVE Research Centre Centre de Recherche Université Concordia University Montreal, Quebec, Canada, 1: 332–337.
- Boileau, P. E.; Rakheja, S.; Wang, Z. 2002. Ride vibration environment of tracked snowplows: spectral classification, *International Journal of Vehicle Design* 30(4): 309–326. <http://dx.doi.org/10.1504/ijvd.2002.002040>
- Chen, H. X.; He, Z. Y. 2008. A study on simulation of road roughness based on international roughness index, *Highway* 11: 155–160.
- Jurevičius, M.; Turla, V.; Bureika, G.; Kilikevičius, A. 2015. Effect of external excitation on dynamic characteristics of vibration isolating table, *Eksploatacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 17(2): 260–265. <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2015.2.13>
- Kilikevičienė, K.; Skeivalas J.; Kilikevičius, A.; Pečiūnas, R.; Bureika, G. 2015. The analysis of bus air spring condition influence upon the vibration signals at bus frame, *Eksploatacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 17(3): 463–469. <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2015.3.19>
- Kilikevičius, A. 2015. Research of dynamics of the precision mechatronical line scale gage calibration system, *Solid State Phenomena* 220–221: 550–553. <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.220-221.550>
- Lin, W. K.; Chen, Y. C.; Kulakowski, B. T.; Streit, D. A. 1994. Dynamic wheel/pavement force sensitivity to variations in heavy vehicle parameters, speed and road roughness, *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design* 1(2): 39–155.
- Minka, N. S.; Ayo, J. O. 2007. Effects of loading behavior and road transport stress in traumatic injuries in cattle transported by road during the hot-dry season, *Livestock Science* 107: 91–95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.livsci.2006.10.013>

RESEARCH OF DYNAMICS OF LOW FLOOR BUS

D. Vainorius, K. Kilikevičienė, A. Kilikevičius, N. Šešok, I. Iljin
Summary

The article describes the dynamics researches of low floor bus. The goal of research is to determine the stability of mechanical system of low floor bus. Performed the dynamic model of 1/2 bus which was conducted the theoretical research in Matlab environment.

Keywords: low floor bus, vibration, dynamic characteristics, dynamic model, simulation, amplitude-frequency characteristics, 1/2 bus system.