

KELEIVINIO VAGONO DINAMIKA VAŽIUOJANT IZOLIUOTOMIS ĮDUBOMIS

R. Keršys, Ž. Bazaras

Kauno technologijos universitetas

1. Įvadas

Keleivinis transportas yra svarbus visuomeninio gyvenimo veiksnys. Daugelyje pasaulio šalių vis daugiau keleivių pervežama geležinkeliais. Išsivysčiusiose Europos šalyse, kuriose dėl automobilių kamščių keliuose vis aktualesnės ekologinės ir eismo saugumo problemos, ieškoma alternatyvių keleivių vežimo būdų ir dažniausiai jie nukreipiami į geležinkelių transportą.

Lietuvoje geležinkelio transporto priemonės dar nėra labai patrauklios keleiviui dėl nepakankamo kelionės komforto lygio, palyginti nedidelio traukinių greičio, prastų kelio ir riedmenų dinamiškos charakteristikos, nepakankamai išplėto geležinkelių tinklo, kurio konfigūracija dažnai neatitinka keleivio poreikių.

Geležinkelio riedmenų dinamikos tyrimas yra sudėtingas uždavinys. Vagonui netgi nedideliu greičiu judant tiesiu keliu kyla problemų, susijusių su vingiavimo virpesiais. Važiuojant dideliu greičiu gali pasireikšti dideli vertikalieji virpesiai arba vingiavimas.

Geležinkelio riedmenys juda bėgiais, ant kurių būna nelygumų. Dėl to atsiradę geležinkelio riedmenų virpesiai gali būti nepageidaujami, ypač jeigu nelygumai dažnai pasitaiko kelyje ir judama dideliu greičiu.

Šiame darbe buvo nagrinėjami vertikalieji dinaminiai procesai, vykstantys keleiviniam vagonui judant izoliuota sinusoidės formos įduba.

2. Izoliuotų įdubų įvertinimas

Izoliuotu galima vadinti tą nelygumą, prieš kurį visi vagono virpesiai, sukelti ankstesnių nelygumų, užgęsta.

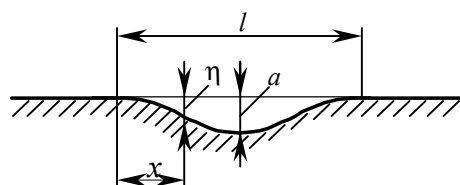
Izoliuoti kelio nelygumai gali atsirasti dėl silpnų sankasų, išplauto balasto, sutrūnijusių pabėgių ir pan.

Praktika rodo, kad dažniausiai ant bėgių pasitaiko sinusoidės formos nelygumų (1 pav.), kurie aprašomi [1–4]:

$$\eta(t) = \frac{a}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{l} x \right) = \frac{a}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{l} vt \right), \quad (1)$$

l – įdubos ilgis, m; a – įdubos gylis, m.

Šiuo atveju kelias yra absoliučiai standus ir skaičiuojant neįvertinamos bėgio vertikalsios deformacijos.



1 pav. Izoliuota sinusoidės formos įduba

Fig 1. The slump of isolated sinusoid shape

3. Izoliuotos įdubos parametru įtaka vagono kėbulo vertikaliesiems virpesiams

Naudojant programinį paketą ANSYS, vagono vertikaliesiems priverstiniais virpesiams skaičiuoti sudarytas vagono dinaminis modelis [5]. Vagono charakteristikos pateiktos 1 lentelėje [6, 7].

Tiriant vagono dinamines savybes buvo nagrinėjami kėbulo virpesiai, jam judant pastoviu 40 km/h greičiu skirtingų parametru (ilgis $l=(0,5-4)$ m, gylis $a=(5-40)$ mm) sinusoidės formos įdubomis (2 pav.).



2 pav. Kelias su izoliuota sinusoidės formos įduba

Fig 2. Road with the slump of isolated sinusoid shape

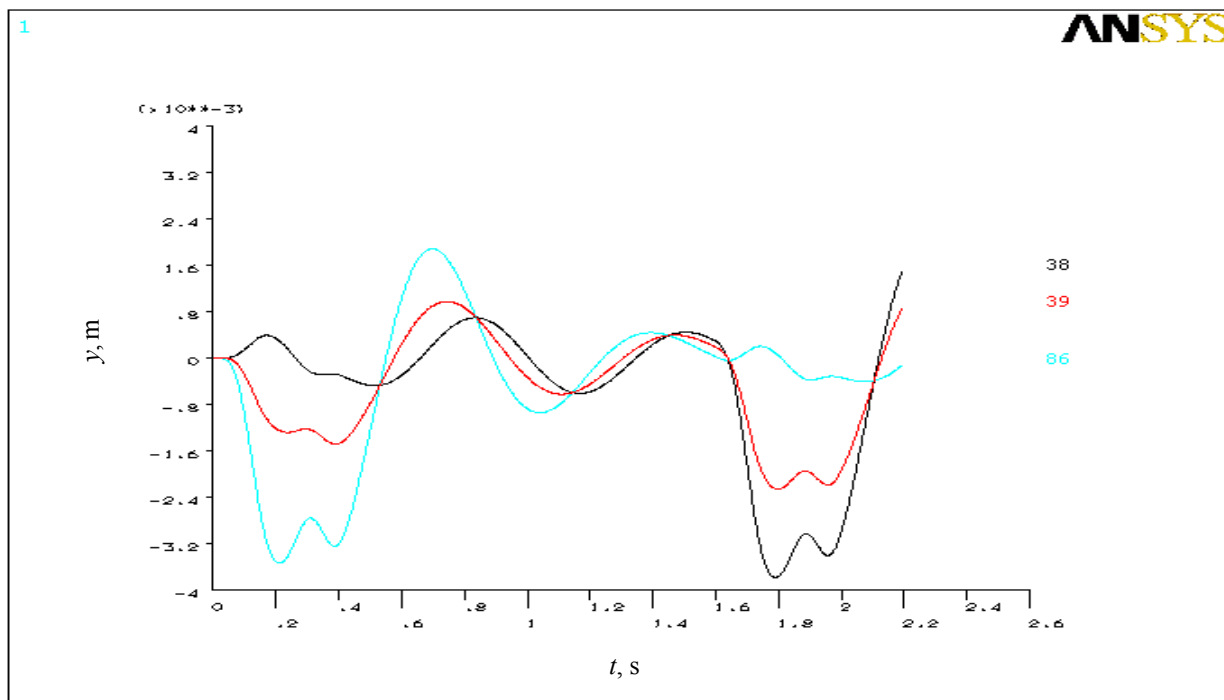
Dinaminiam procesams nagrinėti pasirinkti trys kėbulo mazgai: vagono priekyje – 86, viduryje – 39 ir gale – 38.

3–5 pav. pavaizduoti keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l=2$ m, $a=10$ mm) 40 km/h grei-

1 lentelė. Keleivinio vagono charakteristikos

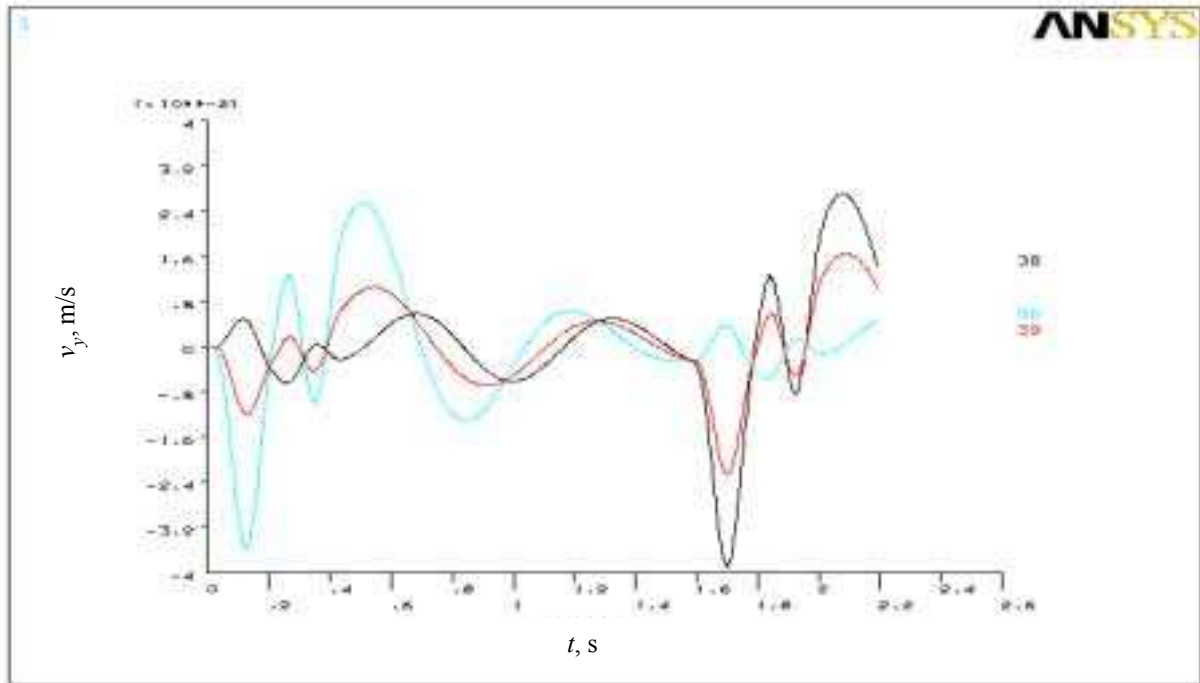
Table 1. Characteristics of a passenger wagon

Charakteristika	Dydis
Vežimėlio masė	7 050 kg
Aširačio su ašidėžėmis masė	1 860 kg
Kėbulo masė	40 040 kg
Vežimėlio rėmo masė	1 860 kg
Vėžės plotis	1,524 m
Vežimėlių bazė	2,5 m
Vagono bazė	17,5 m
Atstumai tarp centrinių spyruoklių ašių plokštumoje, statmenoje keliui	2 m
Atstumai tarp ratų spyruoklių ašių plokštumoje, statmenoje keliui	2 m
Statinis antrojo laipsnio tampraus pakabinimo (centrinių) spyruoklių įlinkis	0,091 m
Statinis pirmojo laipsnio tampraus pakabinimo (ašidėžių) spyruoklių įlinkis	0,040 m
Centrinės spyruoklės standumas	1,08 MN/m
Spyruoklės virš ašidėžės standumas	1,34 MN/m
Bendras vieno vežimėlio standumas	1,54 MN/m
Virpesių slopinimas tarp vežimėlio ir kėbulo	5,2*104 Ns/m
Virpesių slopinimas tarp rato ir vežimėlio rėmo	2,1*104 Ns/m
Kėbulo savieji dažniai vertikalia kryptimi	1,38 Hz
Vežimėlio savieji dažniai vertikalia kryptimi	10,27 Hz



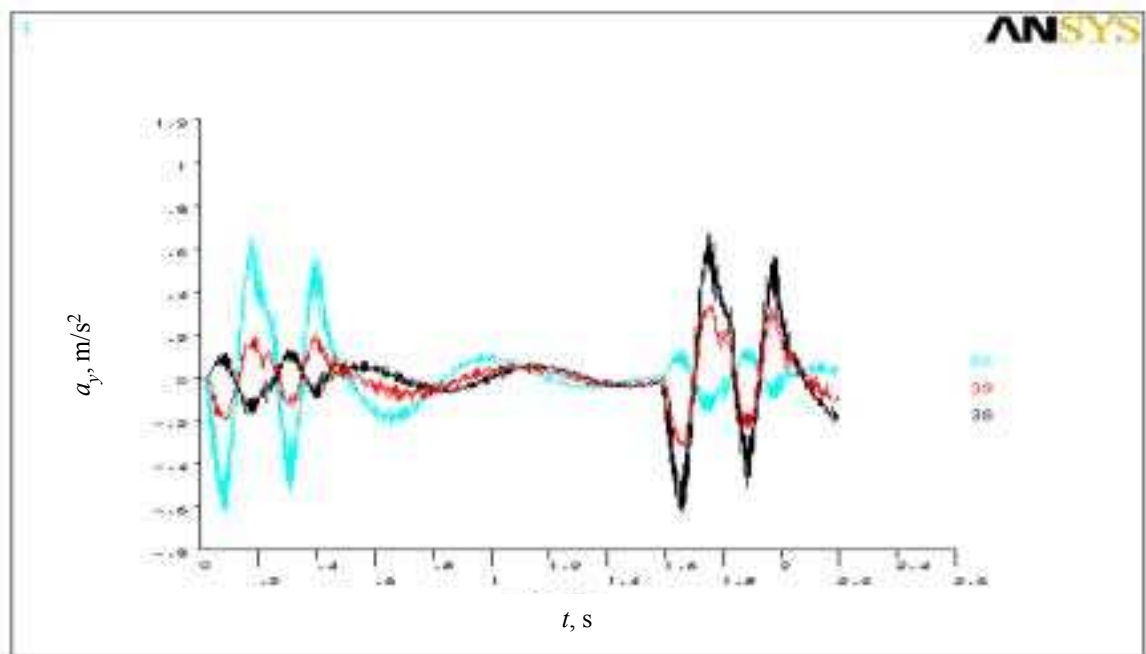
3 pav. Keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l=2$ m, $a=10$ mm) 40 km/h greičiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkių kitimas

Fig 3. Change of vertical vibrations displacements of the body junctions of a passenger wagon, which moves with the speed of 40 km/h on the slamp ($l=2$ m, $a=10$ mm) of sinusoid shape



4 pav. Keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l=2$ m, $a=10$ mm) 40 km/h greičiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių greičių kitimas

Fig 4. Change of vertical vibrations speeds of the body junctions of a passenger wagon, which moves with the speed of 40 km/h on the slamp ($l=2$ m, $a=10$ mm) of sinusoid shape



5 pav. Keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l=2$ m, $a=10$ mm) 40 km/h greičiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių pagreičių kitimas

Fig 5. Change of vertical vibrations accelerations of the body junctions of a passenger wagon, which moves with the speed of 40 km/h on the slamp ($l=2$ m, $a=10$ mm) of sinusoid shape

čiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkių (a), greičių (b), pagreičių (c) kitimo grafikai.

Apskaičiavus keleivinio vagono vertikaliosios virpesių esant įvairiems įdubos parametrų deriniams, buvo imamos maksimalios virpesių, greičių ir pagreičių reikšmės, kuriomis naudojantis nubrėžti jų priklausomybių nuo sinusoidės formos įdubos ilgio l ir gylio a grafikai (6 pav.).

Iš 6 pav. a matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkiai gaunami, kai $l=(2,5-4)$ m ir $a=(25-40)$ mm.

Iš 6 pav. b matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių greičiai gaunami, kai $l=(2-4)$ m ir $a=(10-40)$ mm.

Iš 6 pav. c matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių pagreičiai gaunami, kai $l=(0,5-1,5)$ m ir $a=(15-40)$ mm.

Minėti įdubos parametrų deriniai nepalankiausi vagono dinamikai, todėl šiuos kelio defektus būtina šalinti.

4. Keleivinio vagono judėjimo greičio įtaka kėbulo vertikaliesiems virpesiams

Siekiant įvertinti keleivinio vagono judėjimo greičio įtaką kėbulo vertikaliesiems virpesiams, pasirinkta I nukrypimo laipsnio sinusoidės formos įduba (2 lentelė) [8], kurios parametrai: ilgis $l=2$ m, gylis $a=10$ mm. Vagono judėjimo greitis buvo didinamas nuo 10 km/h iki 200 km/h kas 10 km/h.

Važiuojant vis kitokiu greičiu nustatomos maksimalios virpesių poslinkių, greičių ir pagreičių reikšmės, kuriomis naudojantis sudaryti jų priklausomybių nuo greičio grafikai (7 pav.).

Iš 7 pav. a kreivių matyti, kad vagono judėjimo greičiams esant apie 10 km/h ir apie 75 km/h, žadinimo jėgų sukelti virpesiai artimi atitinkamai kėbulo ir vežimėlio saviesiems virpesiams, vadinasi, važiuodamas šiais greičiais vagonas gali pradėti judėti rezonansiniu režimu. Todėl reikėtų vengti šių greičių.

Vagono kėbulo viduryje veikiantys virpesiai (39 mazgas) yra daug mažesni už vagono priekyje (86 mazgas) ir gale (38 mazgas) sukeltus priverstinius virpesius.

Vagonui judant didesniu nei 140 km/h greičiu maksimalios poslinkių reikšmės stabilizuojasi ir yra nedidelės.

Iš 7 pav. c matyti, kad reikėtų vengti vagono judėjimo šiais greičiais: 120 km/h, 170 km/h ir apie 200 km/h, nes

2 lentelė. Bėgių įdubų norminis įvertinimas

Table 2. Standard evaluation of track slumps

Nukrypimo laipsnis	Įdubos dydis, mm	Vienos įdubos įvertinimas balais
I	iki 10 imtinai	0
II	daugiau kaip 10 – iki 15 imtinai	2
III	daugiau kaip 15 – iki 20 imtinai	10
IV	daugiau kaip 20 – iki 25 imtinai	50
V	daugiau kaip 25	500

tuomet vagono kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių maksimalios pagreičių reikšmės yra didžiausios. Vagonui judant minėtais greičiais didžiausius virpesių pagreičius įgauna kėbulo galas.

3 lentelėje pateiktos vagono judėjimo greičių reikšmės, kurioms esant bus pasiekiamas rezonansinis žadinimas.

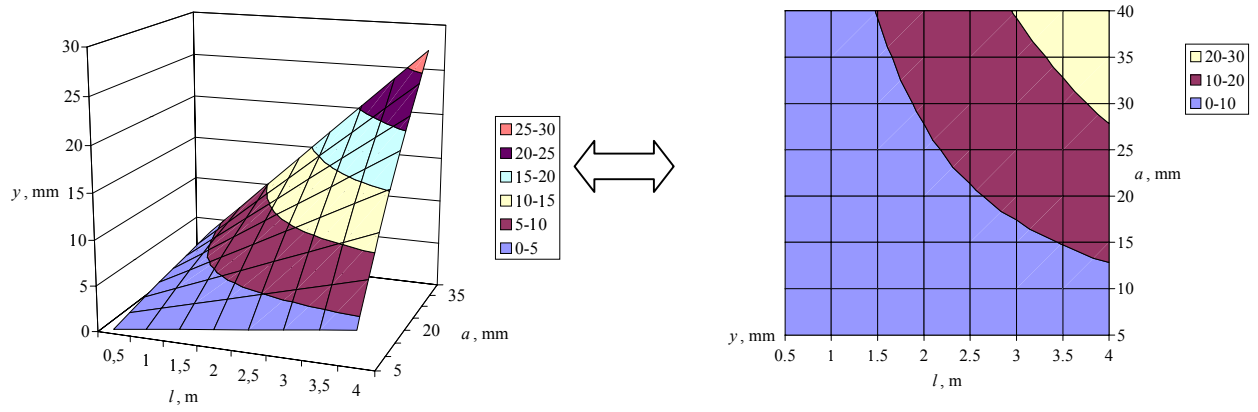
5. Išvados

Darbe nagrinėjami vertikalieji dinaminiai procesai, vykstantys keleiviniam vagonui judant izoliuota sinusoidės formos įduba.

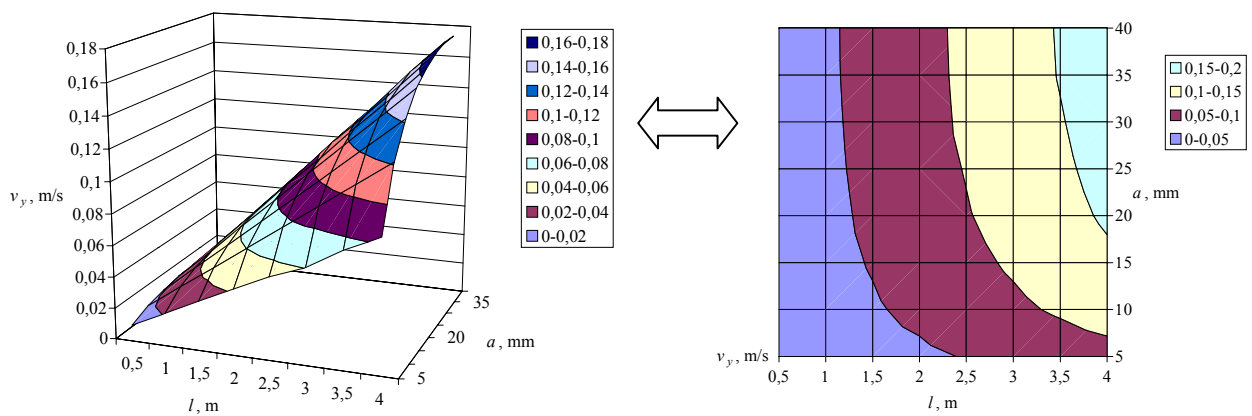
3 lentelė. Rezonansiniai keleivinio vagono judėjimo greičiai

Table 3. Resonant speeds of a passenger wagon

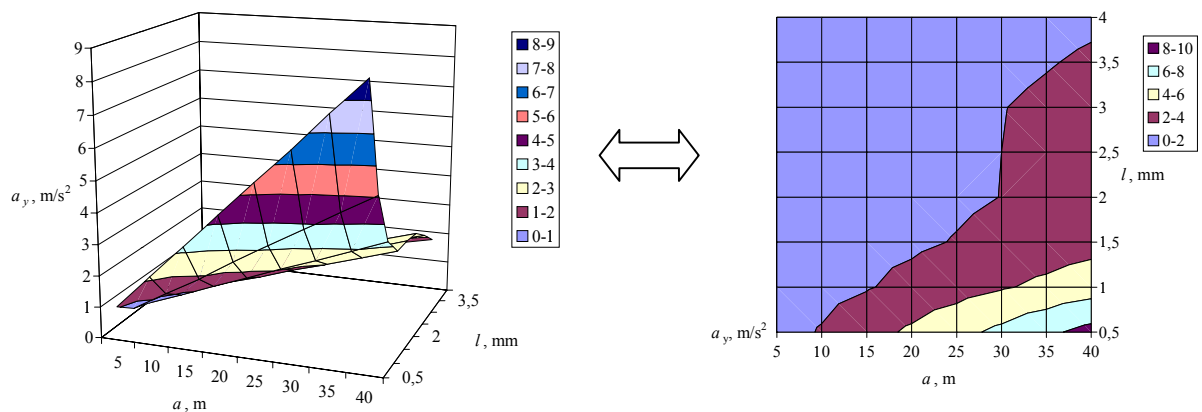
Įdubos ilgis l , m	Rezonansiniai judėjimo greičiai, km/h	
	kėbulo, kai savasis dažnis $f=1,3789$ Hz	vežimėlio, kai savasis dažnis $f=10,27$ Hz
0,5	2,48	18,49
1	4,96	36,97
1,5	7,45	55,46
2	9,93	73,94
2,5	12,41	92,43
3	14,89	110,92
3,5	17,37	129,4
4	19,86	147,89



a)



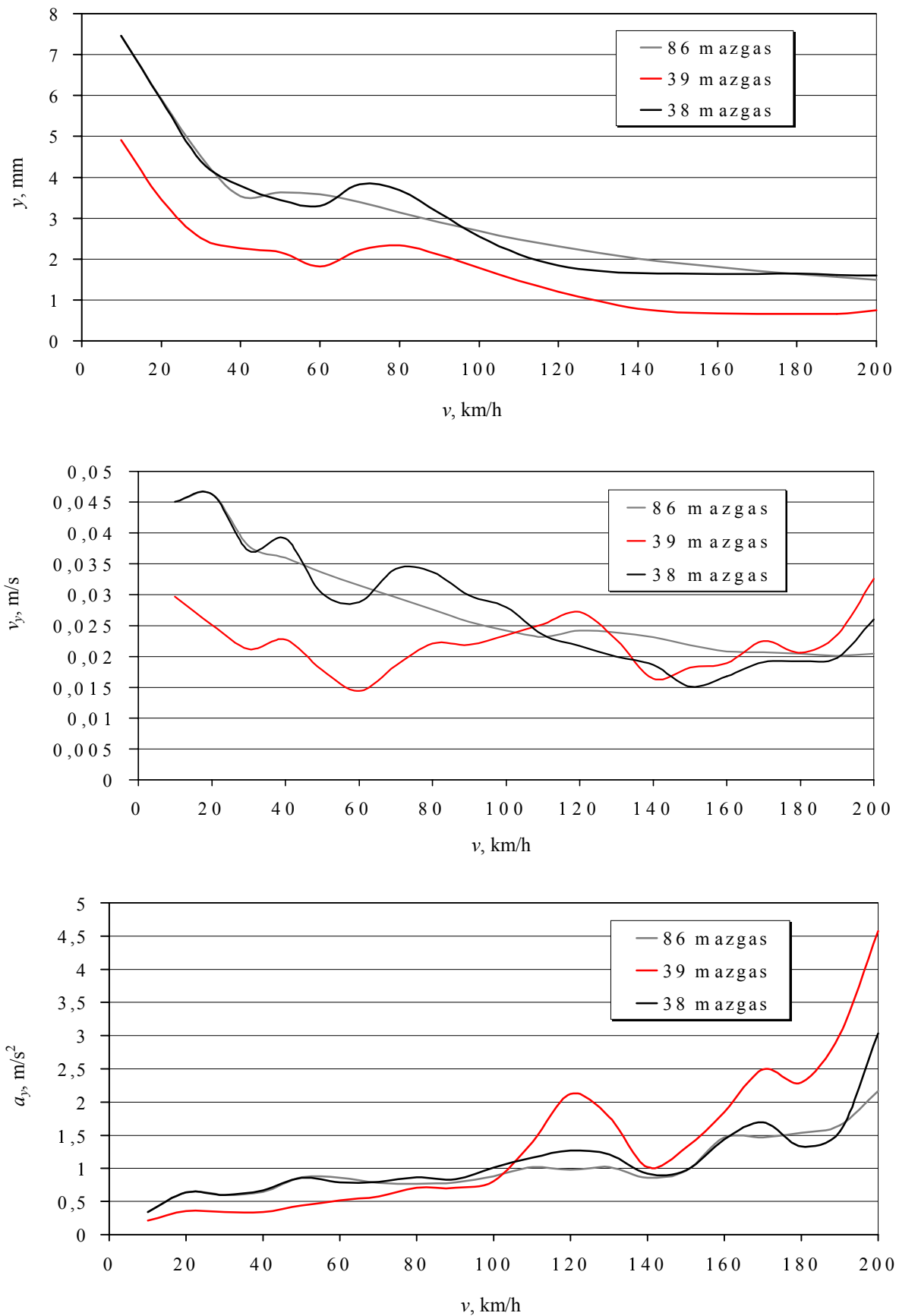
b)



c)

6 pav. Kėbulo gale esančio mazgo 38 vertikalųjų virpesių poslinkių (a), greičių (b) ir pagreičių (c) maksimalių reikšmių priklausomybė nuo sinusoidės formos įdubos ilgio l ir gylio a , kai vagonas juda 40 km/h greičiu

Fig 6. Dependence of maximal values of vertical vibrations displacements (a), speeds (b) and accelerations (c) of the 38th junction at the end of a wagon body on the length l and deep a of the slamp of sinusoid shape when wagon moves with the speed of 40 km/h



7 pav. Kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkių (a), greičių (b) ir pagreičių (c) maksimalių reikšmių priklausomybė nuo judėjimo greičio, kai keleivinį vagoną veikia izoliuota sinusoidės formos įduba, kurios ilgis $l=2$ m ir gylis $a=10$ mm

Fig 7. Dependence of maximal values of vertical vibration displacements (a), speeds (b) and accelerations (c) of the junction of a body on speed when a passenger wagon is affected by the slamp of isolated sinusoid shape when its length $l=2$ m and depth $a=10$ mm

Modeliuojant kelio ir vagono sąveikos dinamiką, buvo vertinama izoliuotos sinusoidės formos įdubos parametrų bei vagono judėjimo greičio įtaka kėbulo vertikaliesiems virpesiams.

Atlikus skaičiavimų analizę, galima nustatyti optimalius vagono judėjimo greičius, kuriais jis turėtų judėti geležinkelio ruožo tam tikroje atkarpoje priklausomai nuo vyraujančių nelygumų dydžio.

Žinant kelio būklę bei vagono dinamines savybes, galima išvengti vagono judėjimo rezonansiniu režimu.

Tai būtų itin efektyvu tais atvejais, kai kontroliuojant geležinkelio ruožo bėgių vėžę nustatomi kokio nors ruožo defektai, kuriuos reikia pašalinti remonto metu, bet nėra galimybės greitai ir operatyviai atlikti remonto darbus, vėluojama kelias dienas ar savaites.

Keleivinio vagono judėjimo dinaminio proceso modeliavimas suteikia galimybę didinti judėjimo greitį, gerinti keleivinio vagono dinamines savybes, mažinti žalimą vagono poveikį keliui ir užtikrinti kelionės komfortą.

Literatūra

1. В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников и др. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств. Киев: Наукова думка, 1999. 240 с.
2. В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. Динамика подвижного состава. М.: Транспорт, 1998. 391 с.
3. М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1996. 559 с.
4. Г. М. Шахунянц. Железнодорожный путь. М.: Транспорт, 1987. 479 с.
5. R. Keršys, Ž. Bazaras, P. Griškevičius. Vagono vertikalios dinamikos modeliavimas // Transportas, XIV t., Nr. 5, Vilnius: Technika, 1999, p. 220–227.
6. Чертежи тележки КВЗ-5 цельнометаллических пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1967. 148 с.
7. Л. А. Шадур, И. И. Челноков и др. Вагоны. М.: Транспорт, 1980. 439 с.
8. Kelmačio vagono įrašų iššifravimo ir bėgių vėžės būklės įvertinimo instrukcija / SPAB „Lietuvos geležinkeliai“. Vilnius: Informacijos ir leidybos centras, 1997. 31 p.

Įteikta 2000 12 17

DYNAMICS OF A PASSENGER WAGON DRIVING ON THE ISOLATED SLAMPS

R. Keršys, Ž. Bazaras

Summary

In this paper vertical dynamical processes are analysed when a wagon moves along the slamp of the isolated sinusoid shape.

The influence of parameters of the slamp of isolated sinu-

soid shape and the speed of the wagon on the vertical vibrations of the body were evaluated when the interaction dynamics of the road and wagon was modelled.

Having performed the analyses of computations it is possible to determine optimal speeds of wagon movement and only these speeds should be allowed for the dominated corrugations in the particular segments.

If the stage of road and dynamical properties of a wagon are known it is possible to avoid the movement of a wagon in a resonant regime.

It is extremely efficient if the defects of some sections of the railway tracks are determined during control and they must be eliminated in time of renovation, but there is no possibility to do this quickly and expedition or renovation work will be delayed for a few days or weeks.

This would allow to improve dynamical properties of a wagon reducing a harmful impact of a wagon on the road and the comfort of passengers would be warranted.

ROBERTAS KERŠYS

Master of Science, doctoral student, Department of Transport Engineering, Kaunas University of Technology (KTU), Kęstučio g. 27, LT-3004 Kaunas, Lithuania. E-mail: robker@centras.lt

Master of Science (transport engineering), Kaunas University of Technology (KTU), 1997. Publications: author of 14 scientific papers. Research interests: railway rolling-stock constructions, traction theory, dynamics of transport means.

ŽILVINAS BAZARAS

Doctor, Associate Professor, Department of Transport Engineering, Kaunas University of Technology (KTU), Kęstučio g. 27, LT-3004 Kaunas, Lithuania. E-mail: zilba@mf.ktu.lt

Doctor of Science (mechanical engineering), Kaunas Polytechnic Institute (KPI), 1984.

First degree in Electrical Engineering, Kaunas Polytechnic Institute (KPI), 1969). Publications: author of 1 monograph, 5 books and 102 scientific papers, 8 investigations, 1 patent registered in Russia. Research interests: railway rolling-stock constructions, traction theory, dynamics of transport means, low-cycle fatigue of construction materials and elements.