



## PREKINIŲ VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ĮTAKOS VAŽIAVIMO TOLYGUMUI TYRIMAS

Vytautas BALEVIČIUS<sup>1</sup>, Stasys STEIŠŪNAS<sup>2</sup>, Gintautas BUREIKA<sup>3</sup>

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas*

*El. paštas: <sup>1</sup>vytautasbalevicius@gmail.com; <sup>2</sup>stasys.steiusnas@vgtu.lt; <sup>3</sup>gintautas.bureika@vgtu.lt*

**Santrauka.** Straipsnyje nagrinėjama viena pagrindinių vagono dinamikos savybių – važiavimo tolygumas. Riedmenų važiavimo tolygumas vertinamas jų masių svyravimo proceso ir kėbulo vibracijų parametrais. Vagonui važiuojant bėgių kelio nelygumais, sužadinami priverstiniai kėbulo, pakabos ir važiuoklės elementų svyravimai. Programiniu paketu „Universal Mechanism“ sumodeliuotas prekinio keturašio vagono važiavimas keliu, kuriame yra bėgių vertikalių ir skersinių nelygumų. Nustatyta vagono kėbulo svyravimų amplitudžių priklausomybė nuo bėgių kelio nelygumų bei vertikaliųjų ir skersinių pakabos parametrų. Straipsnyje nagrinėjama vagono pakabos parametrų ir stabilumo nuriedėjimui nuo bėgių priklausomybė, kintant vagono masei. Pabaigoje pateiktos išvados.

**Reikšminiai žodžiai:** programinė įranga „Universal Mechanism“, riedmenų dinamika, vagono stabilumas, nuriedėjimas nuo bėgių, Nadalio kriterijus.

### Įvadas

Geležinkelio transportas yra viena iš pagrindinių šalies transporto rūšių, o vagonų parkas yra viena iš svarbiausių geležinkelio įmonių ūkinės veiklos sričių.

Didelę reikšmę turi vagonų konstrukcijų racionalumas, jų techniniai ekonominiai rodikliai ir tinkamumas vežamiems kroviniams. Nuo vagonų eksploatacinių rodiklių priklauso kelio vežamasis pajėgumas, galimybė plačiai diegti kompleksinę krovos darbų, traukinių formavimo ir vagonų remonto mechanizaciją ir automatizaciją, kapitalinių įdėjimų dydžiai ir kt. (Bureika *et al.* 2009; Bazaras, Dundulis 1996).

Tobulėjant traukos priemonėms, didėjant judėjimo greičiui, kai keliami vis didesni eismo saugumo reikalavimai, vis daugiau dėmesio skiriama riedmenų dinaminiam procesams nagrinėti ir rato sąveikos su bėgiu jėgoms tirti (Steišūnas *et al.* 2013). Tai leidžia nustatyti svarbiausius kelio ir riedmenų konstrukcinius parametrus, tinkamai parinkti medžiagas, įvertinti deformacijas, užtikrinti mechanizmų stiprumą, patikimumą ir ilgaamžiškumą, pasiekti kuo didesnį judėjimo tolygumą ir komfortabilumą (Keršys *et al.* 1999).

Šiame darbe nagrinėjama viena pagrindinių vagono dinamikos savybių – judėjimo tolygumas, aprašomas vagono masių svyravimo procesų ir vibracijų charakteristikomis. Jų pobūdis priklauso nuo kėbulo ir ratų svyravimų, atsirandančių judant bėgių kelio nelygumais.

Vagono masių vertikalūs, skersiniai bei išilginiai dinaminiai svyravimai daro didelę įtaką judėjimo tolygumui, t. y. riedmenų tampriosios pakabos gebėjimui slopinti kėbulo virpesius, kurie turi neviršyti kritinių reikšmių. Vieni iš pagrindinių parametrų, lemiančių važiavimo tolygumą, yra vagono masių virpesių amplitudės ir pagreičiai. Didžiausi leistini prekinio vagono kėbulo svyravimų pagreičiai vertikalioji kryptimi  $0,7 \text{ m/s}^2$ , o horizontalioji kryptimi  $0,5 \text{ m/s}^2$ . Straipsnyje nagrinėjama šių dinaminio rodiklių priklausomybė nuo bėgių kelio nelygumų bei vertikaliųjų ir skersinių pakabos parametrų.

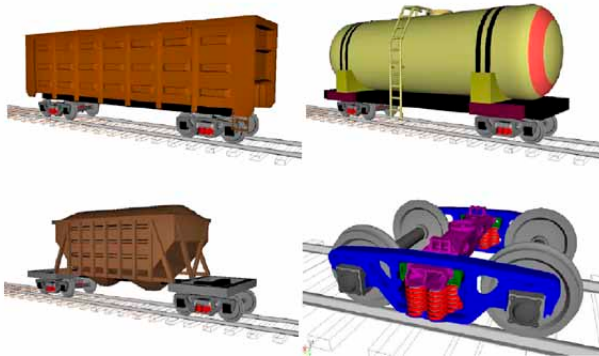
Vienas svarbiausių dinaminio rodiklių, ribojančių vagonų važiavimo greitį, yra stabilumo koeficientas. Siekiant įvertinti vagonų stabilumą bėgių vėžėje, straipsnyje nagrinėjama vagono pakabos parametrų ir stabilumo kriterijų priklausomybė, kintant vagono pakrovimo laipsniui.

Riedmenų modeliavimas realiomis sąlygomis yra labai ilgai trunkantis arba pernelyg sudėtingas. Šiam procesui palengvinti taikomas kompiuterinis modeliavimas. Tyrimams atlikti autoriai naudoja programinį paketą „Universal Mechanism“ (toliau – UM), sukurtą mechaninių objektų dinamikai tirti. Objektai jungiami į daugiakompiuterines sistemas ir analizuojami. Tokiose sistemose standieji kūnai jungiami kinematiniais tarpiniais ryšiais ir jėgų

elementais. UM gali būti atliekamas paprastas robotų ir sudėtingas daugiafunkčių sistemų, tokių kaip automobiliai, lokomotyvai ar vagonai, dinaminis modeliavimas.

### Prekinio vagono dinaminio modelio sudarymas

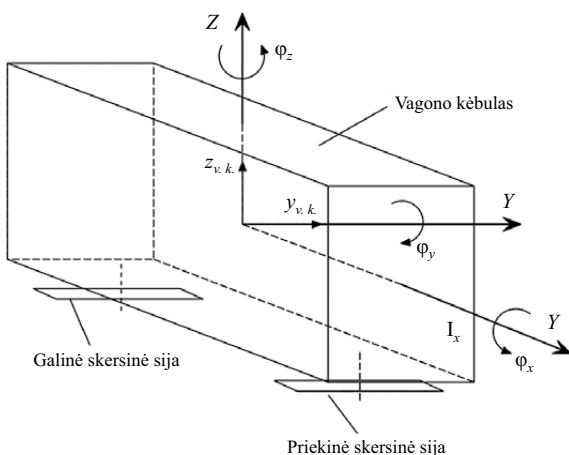
Modeliuojamo prekinio keturašio vagono su dviem 18–100 tipo vežimėliais bendras vaizdas pateiktas 1 pav. Modelis sukurtas programiniu paketu UM.



1 pav. Vagono kompiuterinio modelio bendras vaizdas  
Fig. 1. Overall picture of the model for a computer wagon

Vagono modelį sudaro kėbulas, dvi skersinės sijos ir du vežimėliai. Kiekvienas vežimėlis susideda iš dviejų spyruoklinės pakabos blokų, dviejų šoninių sijų ir dviejų aširačių. Per dvi skersines sijas vagono kėbulas remiasi į spyruoklių pakabą. Spyruoklių pakaba remiasi į šonines sijas, kurios per ašidėžes remiasi į aširačius.

Išskyrus spyruoklinę pakabą visi kiti vagono elementai modeliuojami kaip standūs kūnai, kurie gali judėti visomis trimis Dekarto koordinatų sistemos kryptimis. Pakaba sudaryta iš spyruoklių ir trinties pleištu, kurie leidžia sker-



2 pav. Vagono kėbulas bendras vaizdas  
Fig. 2. Overall image of the car body

sinius ir vertikaliuosius poslinkius. Aširačių ir šoninių sijų jungimo ryšys leidžia šoninėms sijoms pasisukti aširačių atžvilgiu. Atsižvelgiant į specifinį jungimo ryšį tarp vagono kėbulo ir vežimėlio rėmo, galimas vežimėlio rėmo santykinis persikreipimas kėbulo atžvilgiu, vežimėlio rėmas įgauna lygiagretainio formą.

Vagono kėbulo ir vežimėlio bendras vaizdas pateiktas atitinkamai 2 ir 3 pav.

Vagono modelio laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai pateikti 1 lentelėje.

1 lentelė. Laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai  
Table 1. Calculation results of degrees of freedom

	Laisvės laipsniai							Vnt.	L.L.S.
	x	y	z	$\Phi_x$	$\Phi_y$	$\Phi_z$	$\Phi_{Pa}$		
Vag. kėbulas		+	+	+	+	+		1	5
Vežimėlis		+	+		+	+	+	2	10
Iš viso laisvės laipsnių									15

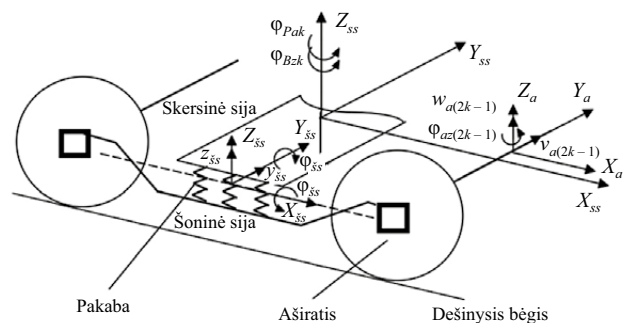
Kompiuterinis prekinio vagono modelis turi 15 laisvės laipsnių.

### Bėgių kelio kompiuterinio modelio sudarymas

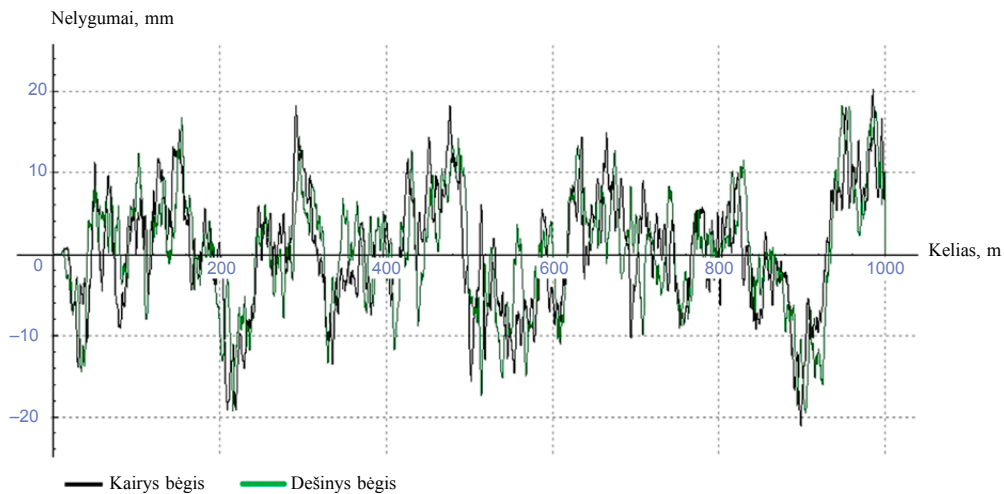
Geležinkelio riedmenys juda bėgiais, kuriuose yra nelygumų. Dėl nelygumų atsiranda nepageidaujamų geležinkelio riedmenų virpesių, ypač jeigu bėgių kelio nelygumai kartojasi ir judama dideliu greičiu (Keršys *et al.* 1999).

UM programa modeliuojamas 1 km ilgio tiesus bėgių kelias. Jam priskiriami teoriniai (sukurti) vertikalieji (4 pav.) ir skersiniai (5 pav.) bėgių vėžės nelygumai iki 20–30 mm.

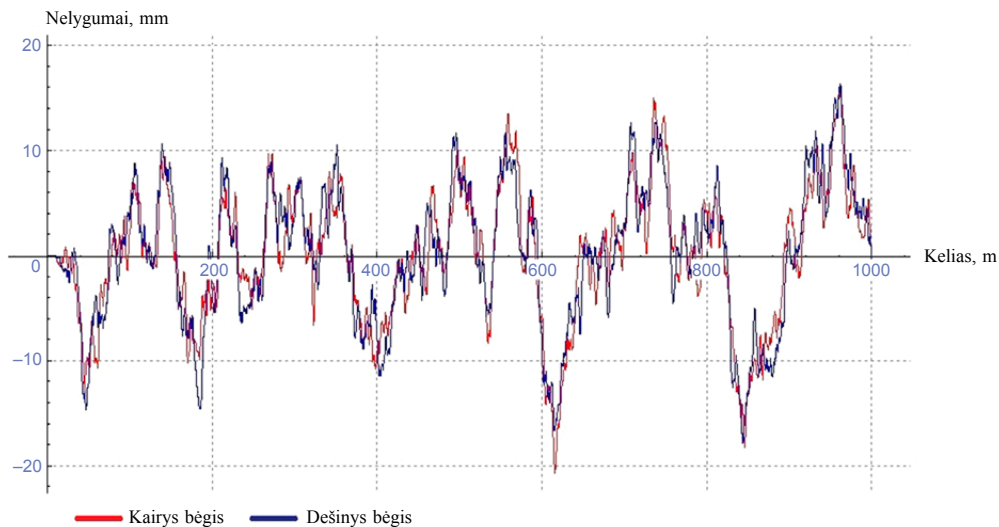
Nelygumai priskiriami atskirai kiekvienam bėgiui. Siekiant gauti kuo didesnius vagono virpesius modeliuojamas bėgių kelias, kuriame dažnai pasitaiko nelygumų.



3 pav. Vežimėlio bendras vaizdas  
Fig. 3. Overall image of the bogie



4 pav. Vertikalieji bėgių vėžės nelygumai  
Fig. 4. Irregularity of vertical rail track



5 pav. Skersiniai bėgių vėžės nelygumai  
Fig. 5. Irregularity of lateral rail track

### Modeliuojamų parametrų parinkimas

Prekinių vagonų pakabose naudojami įvairūs tamprieji elementai. Nagrinėjant vertikaliąją dinamiką orientuojamasi ne į konkrečius tampriuosius elementus, nors tai yra svarbu, bet į vertikaliąją dinamiką veikiančias jėgų charakteristikas, t. y. į elemento vertikalios jėgos  $P$  priklausomybę nuo jo statinės deformacijos  $f_{st}$ :  $P = P(f)$  (Ballew *et al.* 2011).

Pakabos statinė deformacija, kuriai būdingos tiesinės charakteristikos, nustatoma pagal formulę (Ballew *et al.* 2011):

$$f_{st} = \frac{P_{st}}{c}, \quad (1)$$

čia  $P_{st}$  – pakabos statinė apkrova, N;  $c$  – pakabos standumas, N/m.

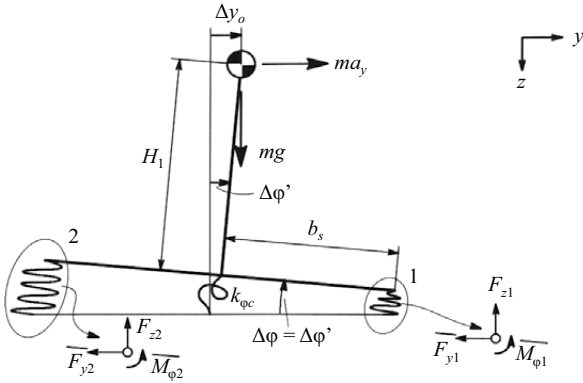
Pasirenkami kintamieji – vertikalūs ir skersiniai pakabos spyruoklių standumas. Vertikalūs spyruoklės standumas imamas nuo 630 iki 830 kN/m ir atitinkamai skersinis – nuo 640 iki 840 kN/m. Vienos dvigubos spyruoklės standumo reikšmės pateiktos 2 lentelėje.

2 lentelė. Pakabos vertikaliojo ir skersinio standumo diapazonas  
Table 2. The suspension of vertical and lateral stiffness range

Vertikalūs spyruoklių standumas, kN/m	Skersinis spyruoklių standumas, kN/m
630	640
680	690
730	740
780	790
830	840

UM tiriama vertikaliųjų ir skersinių vagono kėbulo poslinkių priklausomybė nuo pakabos parametrų: vertikaliųjų ir skersinio pakabos standumo.

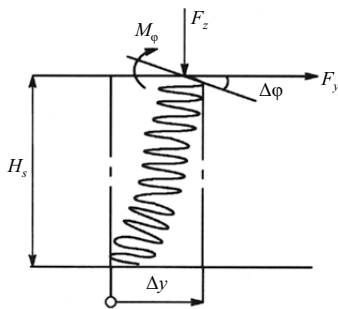
Daroma prielaida, kad vagono kėbulas ir pakaba yra simetriški centro linijos atžvilgiu (Andersson *et al.* 2007). Pakabos skaičiavimo modelis pateikiama 6 pav.



6 pav. Pakabos svyravimų skaičiavimo modelis  
Fig. 6. Model for calculating suspension oscillation

Paveikslo paaiškinimai:  $m$  – masė, apkraunanti pakabą, kg;  $a_y$  – skersinis pagreitis,  $m/s^2$ ;  $\Delta \phi' = \Delta \phi$  – suspausto pakabos elemento masės svyravimų kampas;  $g$  – laisvojo kritimo pagreitis,  $m/s^2$ ;  $H_1$  – atstumas iki masės centro, m;  $b_s$  – atstumas iki atramos į pakabą, m.

Spyruokles veikiančių jėgų ir deformacijų schema pateikta 7 pav.



7 pav. Spyruokles veikiančių jėgų, momentų ir deformacijų schema  
Fig. 7. Diagram of spring forces, moments and deformations

Užrašoma 1 ir 2 spyruoklių matricos lygtis yz plokštumoje (Andersson *et al.* 2007):

$$\begin{pmatrix} F_y \\ M_{\phi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{yy} & k_{y\phi} \\ k_{\phi y} & k_{\phi\phi} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta y \\ \Delta \phi \end{pmatrix}, \quad (2)$$

čia:  $F_y$  – skersinė jėga, N;  $M_{\phi}$  – lenkimo momentas, Nm;  $k_{yy}$  – skersinis standumas, N/m;  $k_{y\phi} = k_{\phi y}$  – įstrižinis standumas, N/m;  $k_{\phi\phi}$  – lenkimo standumas, N/m;  $\Delta y$  – skersinis poslinkis, m;  $\Delta \phi$  – pokrypio kampas.

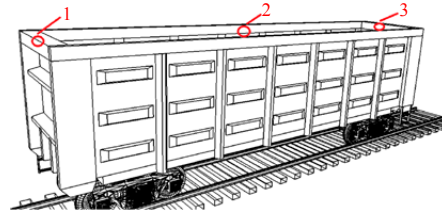
Užrašoma vagono kėbulo skersinio poslinkio išraiška (Andersson *et al.* 2007):

$$\Delta y' = \frac{ma_y}{2k_{yy}} \left[ 1 - 2k_{y\phi} \frac{H_1 - \frac{k_{y\phi}^2}{k_{yy}}}{2b_s^2 k_{zz} + k_{\phi c} - mgH_1 - 2 \frac{k_{y\phi}^2}{k_{yy}}} \right], \quad (3)$$

čia:  $m$  – masė, apkraunanti pakabą, kg;  $a_y$  – skersinis pagreitis,  $m/s^2$ ;  $k$  – pakabos standumas atitinkamoje plokštumoje, N/m;  $g$  – laisvojo kritimo pagreitis,  $m/s^2$ ;  $H_1$  – atstumas tarp masės centro ir pakabos (Z ašis), m;  $b_s$  – atstumas tarp masės centro ir pakabos (Y ašis), m.

Iš (1) ir (3) formulių matoma, kad vertikaliųjų pakabos deformacija  $f_{st}$  bei skersinis poslinkis  $\Delta y'$  priklauso nuo pakabos statinės apkrovos, t. y. nuo vagono masės, todėl atliekamas tuščio ir pakrauto vagono modeliavimas.

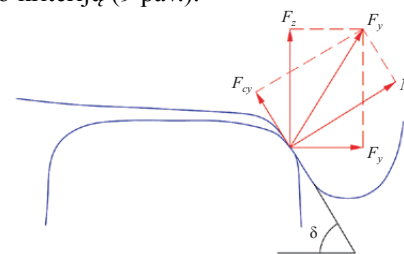
Nagrinėjant vertikaliuosius ir skersinius vagono kėbulo poslinkius pasirenkami 3 kėbulo taškai. Iš (3) formulės matoma, kad vagono kėbulo skersinis poslinkis  $\Delta y'$  didėja didėjant atstumui  $H_1$  nuo kūno prijungimo taško prie pakabos, todėl pasirenkami taškai aukščiausioje vagono kėbulo vietoje. Vagono taškų koordinatės: 1 (6,57; 0; 4,25), 2 (0; 0; 4,25), 3 (-6,57; 0; 4,25) (8 pav.).



8 pav. Nagrinėjamų kėbulo taškų išdėstymo bendras vaizdas  
Fig. 8. The overall layout of wagon body points

Straipsnyje (Steišūnas *et al.* 2013) teigiama, kad nustatant važiuoklių pakabų parametrus, pagrindiniu veiksniu reikia laikyti stabilumo kriterijų, nes jis pirmasis riboja riedmenų judėjimo greitį. Siekiant gauti tikslesnę judėjimo bėgių vėžėje stabilumo koeficiento priklausomybę nuo pakabos spyruoklių standumo ir vagono masės, judėjimas modeliuojamas konstrukciniu greičiu, t. y. 120 km/h.

Nagrinėjant rato ir bėgio kontakto jėgas atsižvelgiama į Nadalio kriterijų (9 pav.).



9 pav. Rato ir bėgio kontakto jėgos (Petrenko 2013)  
Fig. 9. Wheel contact forces (Petrenko 2013)

Nadalio kriterijus:

$$N_{ad} = \frac{F_y}{F_z} = \frac{\operatorname{tg}\delta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\delta} < 0,85, \quad (4)$$

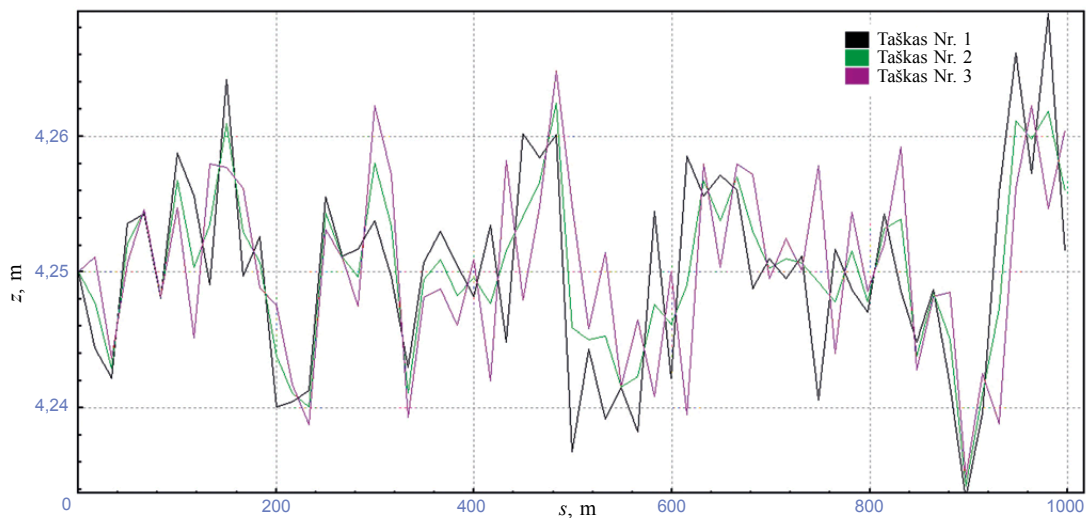
čia  $\mu$  – trinties koeficientas tarp rato ir bėgio;  $\delta$  – rato atakos kampas.

Nadalio kriterijus pavieniui ratui, pasiūlytas Federalinei geležinkelių administracijai (JAV), ir buvo naudojamas geležinkelių transporto sistemoje. Nadalis apibrėžė originalią formuluotę (įvertinančią rato ir bėgio kontakte veikiančias jėgas, trinties koeficientą ir tarpusavio atakos kampą), mažinančią rato nuriedėjimo nuo bėgio riziką.

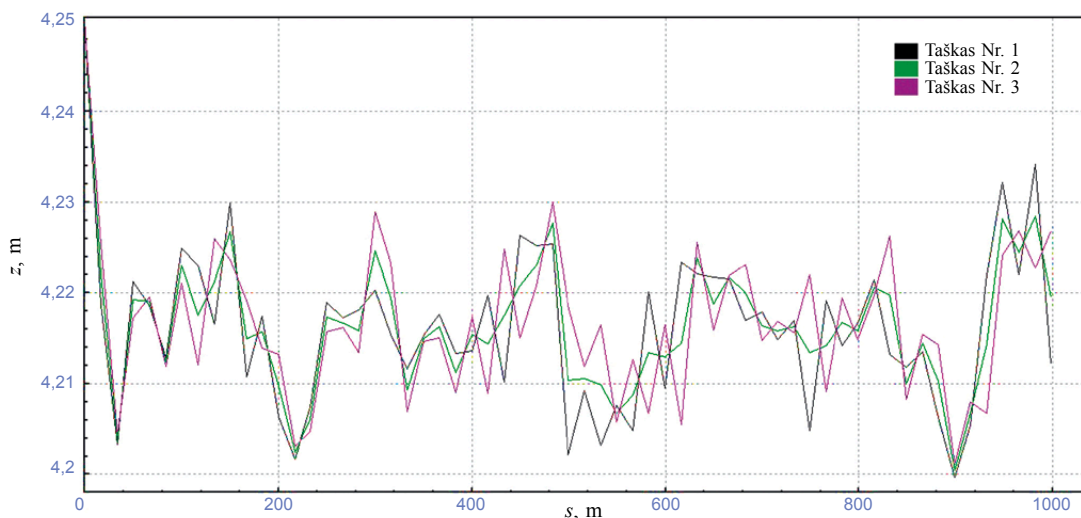
Nadalio kriterijus rodo minimalų  $F_y / F_z$  santykį, kada atsiranda tikimybė aširačio briaunai užriedėti ant bėgio. Kitaip tariant, išlaikant riedmenų važiavimo rodiklius žemesnius nei Nadalio kriterijų vertė, aširačio briaunos užkilimas ant bėgio negalimas.

### Tyrimo rezultatai

Tyrimų rezultatai pateikiami grafine forma. Modeliavimas atliekamas, kai pakabos vertikalusis spyruoklių standumas 630 kN/m, o skersinis spyruoklių standumas 640 kN/m. Vagono judėjimo greitis 120 km/h. Atliekamas tuščio ir pakrauto vagono modeliavimas.



10 pav. Tuščio keturašio vagono vertikalieji kūbulo poslinkiai  
Fig. 10. The lateral displacement of the body of an empty 4-axle wagon



11 pav. Pakrauto keturašio vagono vertikalieji kūbulo taškų poslinkiai  
Fig. 11. The lateral displacement of the body of a loaded 4-axle wagon

Tuščio vagono modeliavimo rezultatai pateikti 10, 12, 14 pav. Pakrauto vagono modeliavimo rezultatai pateikti 11, 13, 15 pav.

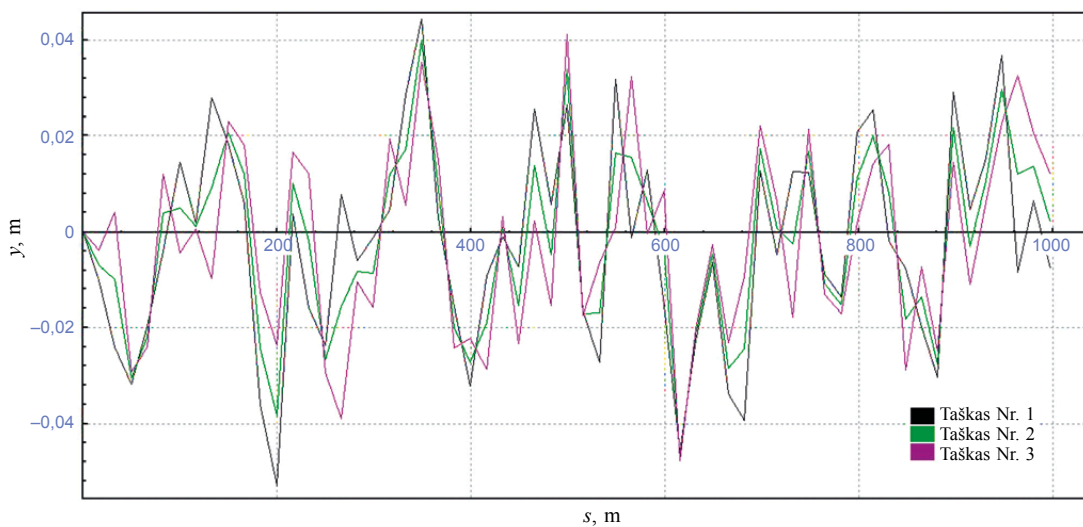
Iš 10 ir 11 paveikslėliuose pateiktų vertikalųjų vagono taškų poslinkių grafikų pastebima, kad padidinus vagono masę nuo 21,4 t iki 81,4 t, vertikalųjų kėbulo taškų poslinkių pusiausvyros padėties koordinatė sumažėja nuo 4,25 m iki 4,215 m. Tuščio vagono kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,036 m, o pakrauto vagono kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,034 m. Amplitudė pakito 2 mm.

Iš 12 ir 13 pav. pateiktų skersinių vagono taškų poslinkių grafikų pastebima, kad padidinus vagono masę nuo 21,4 t iki 81,4 t, skersinių kėbulo taškų poslinkių amplitu-

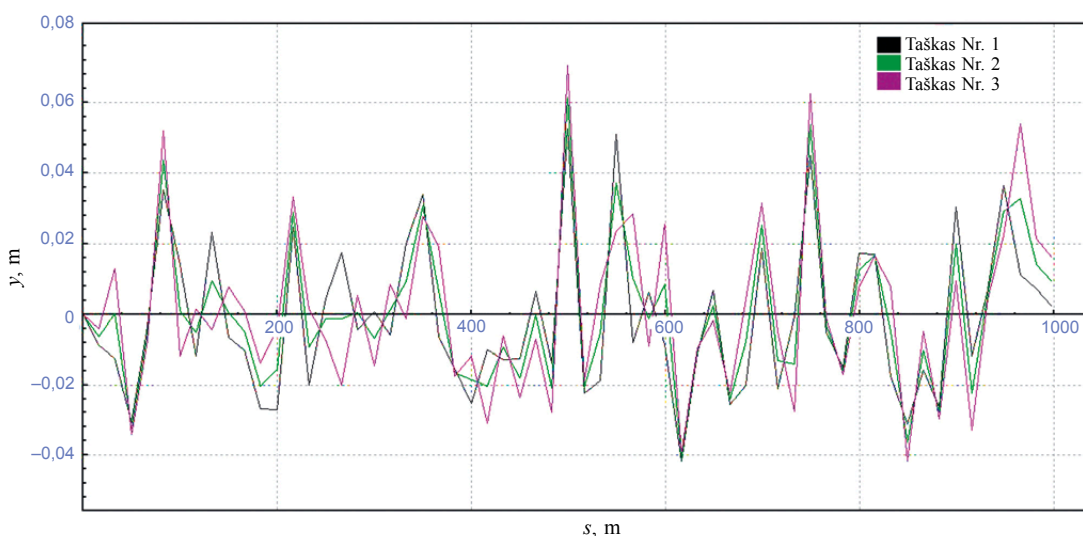
džių skirtumas padidėjo nuo 0,094 m iki 0,112 m. Galima teigti, kad pilnai pakrovus keturašį vagoną, jo kėbulo skersiniai svyravimai padidėja 16 %.

Pakrovus keturašį vagoną (padidinus masę nuo 21,4 t iki 81,4 t) Nadalio kriterijus sumažėjo nuo neleistinos reikšmės 1,68 iki saugios reikšmės 0,48 (14 ir 15 pav.). Pastebėta, kad didinama vagono masė užtikrina daug saugesnį vagono važiavimą bėgių keliu (stabilesnį nuriedėjimui nuo bėgių). Pilnai pakrauto keturašio vagono Nadalio koeficientas yra net 3,5 karto mažesnis negu tuščio.

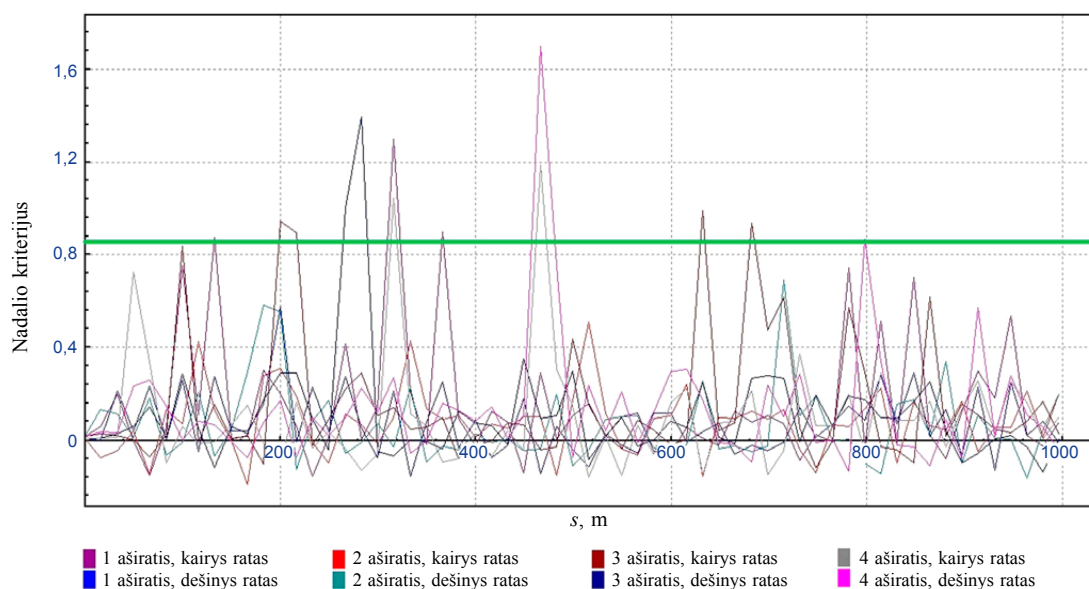
Modeliuojant rato ir bėgio kontakte veikiančių jėgų sąveiką, nevertinamas horizontaliųjų jėgų pokytis.



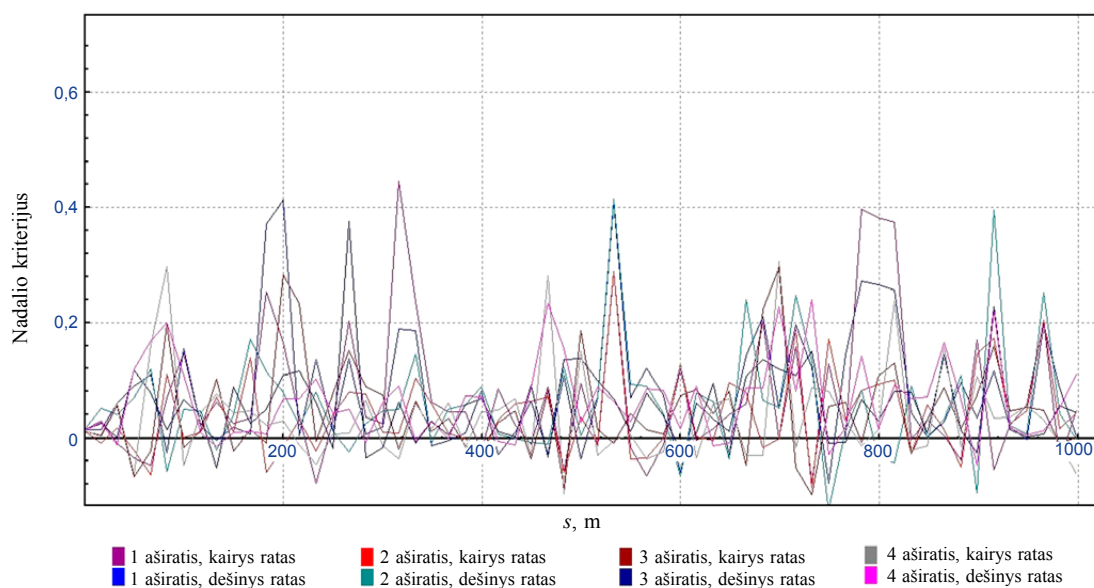
12 pav. Tuščio keturašio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai  
Fig. 12. The lateral displacement of the body of an empty 4-axle wagon



13 pav. Pakrauto keturašio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai  
Fig. 13. The lateral displacement of the body of a loaded 4-axle wagon



14 pav. Tuščio keturašio vagono Nadalio kriterijus  
 Fig. 14. Nadal criteria for an empty 4-axle wagon



15 pav. Pakrauto keturašio vagono Nadalio kriterijus  
 Fig. 15. Nadal criteria for a loaded 4-axle wagon

### Išvados

1. Konstatuota, kad vagono kėbulo skersinių poslinkių rodiklius daugiausia veikia vagono svoris. Pilnai pakrauto keturašio vagono vertikaliųjų vagono kėbulo svyravimų amplitudė, lyginant su tuščio vagono, padidėjo 2 mm, o skersinių svyravimų amplitudė – 18 mm.
2. Padidinus vagonų pakabos vertikaliųjų spyruoklių standumą nuo 630 kN/m iki 830 kN/m, o skersinį spyruoklių standumą nuo 640 kN/m iki 840 kN/m, pakrauto vagono vertikaliųjų kėbulo taškų poslinkių pusiausvyros padėties aukštis padidėjo 8 mm. Vertikaliųjų kėbulo taškų poslinkių pobūdis nepakito, todėl galima teigti, kad pakabos standumas labiausiai veikia vagono svorio centro padėtį (aukštį).
3. Pilnai pakrauto vagono Nadalio kriterijus yra 0,48, o tuščio – net 1,68. Taigi, norint tuščiam vagonui saugiai

važiuoti nagrinėjamu kelio profiliu, važiavimo greitis turi būti mažesnis kaip 72 km/h.

4. Padidinus vagonų pakabos spyruoklių vertikalųjį ir skersinį spyruoklių standumą 1,32 karto, tuščio keturrašio vagono Nadalio kriterijus padidėja 1,24 karto. Taigi vagono stabilumas nuriėdėjimui nuo bėgių sumažėja.
5. Pakabos standumas veikia kėbulo svyravimų pobūdį. Didinant standumą kėbulo poslinkių amplitudės mažėja.
6. Didesnio standumo pakaba, važiuojant vagonui bėgiais, perduoda stipresnius smūgius nuo kelio į kėbulą. Tokia pakaba vadinama „kietąja“.

## Literatūra

- Andersson, E.; Berg, M.; Stichel, S. 2007. *Rail vehicle dynamics*. Railway group KTH, Stocholm. 224 p.
- Ballew, B.; Chan, B. J.; Sandu, C. 2011. Multibody dynamics modelling of the freight train bogie system, *Vehicle System Dynamics* 49(4): 501–526.  
<http://dx.doi.org/10.1080/00423110903259527>
- Bazaras, Ž.; Dundulis, R. 1996. *Vagonai ir konteineriai: moko- moji knyga*. Kaunas: Technologija. 139 p.
- Bureika, G.; Subačius, R.; Kumara, M. 2009. Research on energy efficiency of rolling-stock operation, in *Proceedings of the 6th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2009, 22–23 April 2009, Vilnius, Lithuania*. Vilnius: Technika, 28–32.
- Keršys, R.; Bazaras, Ž.; Griškevičius, P. 1999. Vagono vertikalios dinamikos modeliavimas, *Transportas – Transport Engineering* XIV(5): 220–227. Vilnius: Technika. ISSN 1392-1553.
- Petrenko, V. 2013. Railway accident investigation using computer simulation modelling, in *The 8th International Conference TRANSBALTICA 2013: selected papers, 9–10 May 2013, Vilnius, Lithuania*. Vilnius: Technika, 163–168.
- Steišūnas, S.; Bureika, G.; Liudvinavičius, L. 2013. Survey of assessment methods of rolling-stock chassis hunting and derailment processes, in *The 8th International Conference TRANSBALTICA 2013: selected papers, 9–10 May 2013, Vilnius, Lithuania*. Vilnius: Technika, 218–224.

## INVESTIGATION INTO THE IMPACT OF SUSPENSION PARAMETERS OF FREIGHT WAGONS ON RUNNING SMOOTHNESS

V. Balevičius, S. Steišūnas, G. Bureika

Abstract

The paper analyses the running smoothness of the rolling-stock as the main feature of wagon dynamics. The running smoothness of the freight wagon is evaluated considering the parameters of vibrations and the oscillation process. During the process of wagon running on the track, the forced oscillations of the elements of the body, chassis and suspension are excited. Four-axle freight wagon movement down the track taking into account the given vertical and lateral irregularities has been simulated using soft-

ware package “Universal Mechanism”. The dependencies of the oscillation amplitudes of the wagon body on track irregularities and vertical and lateral suspension settings have been defined. The dependencies of wagon suspension settings and derailment stability on changes in the wagon mass have been examined in the paper. Finally, basic conclusions have been given.

**Keywords:** computer program “Universal Mechanism”, rail vehicle dynamics, wagon stability, derailment, Nadal criteria.