



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
GELEŽINKELIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Donatas Sankauskas

**KELEIVINIŲ VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ĮTAKOS
VAŽIAVIMO TOLYGUMUI TYRIMAS
RESEARCH INTO IMPACT OF COACH SUSPENSION
PARAMETERS ON SMOOTH RUNNING**

Baigiamasis magistro darbas

Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 612E20003

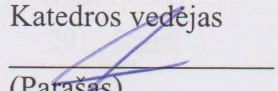
Geležinkelių transporto inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2016

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
GELEŽINKELIŲ TRANSPORTO KATEDRA

TVIRTINU
Katedros vedėjas


(Parašas)
Gediminas Vaičiūnas
(Vardas, pavardė)
2016-05-26
(Data)

Donatas Sankauskas

**KELEIVINIŲ VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ĮTAKOS
VAŽIAVIMO TOLYGUMUI TYRIMAS
RESEARCH INTO IMPACT OF COACH SUSPENSION
PARAMETERS ON SMOOTH RUNNING**

Baigiamasis magistro darbas

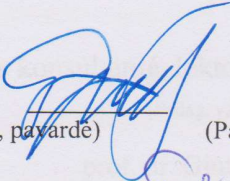
Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 612E20003

Geležinkelių transporto inžinerijos specializacija

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis

Vadovas dr. doc. Gintautas Bureika

(Pedag. vardas, vardas, pavardė)


(Parašas)

2016-05-26
(Data)

Lietuvių kalbos konsultantė lekt. A. Petrėtienė

(Pedag. vardas, vardas, pavardė)


(Parašas)

2016-05-26
(Data)

Vilnius, 2016

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS FAKULTETAS
GELEŽINKELIŲ TRANSPORTO KATEDRA

Sausumos transporto inžinerijos studijų kryptis
Transporto inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621E20003
Geležinkelių transporto inžinerijos specializacija

TVIRTINU
Katedros vedėjas

(Parašas)

Gediminas Vaičiūnas

(Vardas ir pavardė)

2015-05-06

(Data)

BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO
UŽDUOTIS

2015-05-06 Nr. 08

Vilnius

Studentui **DONATUI SANKAUSKUI**

(Vardas ir pavardė)

Baigiamojo darbo tema: *Keleivinių vagonų pakabos parametrų įtakos važiavimo tolygumui tyrimas*
patvirtinta 2015 m. gegužės 4 d. dekanų potvarkiu Nr. 122ti.

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2016 m. gegužės mėn. 15 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

Įvadas. Mokslo publikacijų, nagrinėjančių keleivinių vagonų dinamiką, apžvalga. Keleivinių vagonų judėjimo problematika, darbo tikslo ir uždavinių formulavimas. Keleivinio vagono pakabos parametrai. Keleivinių vagonų judėjimo dinaminis modeliavimas, imitacinio važiavimo stabilumo vertinimas nustatant Nadalio koeficiento reikšmes. Keleivinio vagono skersinės ir vertikalios dinamikos (svyravimų) tyrimas. Vagono pakabos spyruoklių standumo ir judėjimo greičio įtakos vagono kėbulo skersiniams pagreičiams tyrimas. Tyrimo rezultatų susisteminimas. Bendrosios išvados ir pasiūlymai.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai: lietuvių kalbos konsultantė, lektorė Angelika Petrėtienė

(Pedag. vardas/moksl. laipsnis, vardas ir pavardė)

Vadovas

(Parašas)

prof. dr. Gintautas Bureika

(Pedag. vardas/moksl. laipsnis, vardas ir pavardė)

Užduotį gavau

(Parašas)

Donatas Sankauskas

(Vardas ir pavardė)

2014-12-16

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

Transporto inžinerijos fakultetas

Geležinkelių transporto katedra

ISBN ISSN

Egz. sk. 3.....

Data 2016-05-20

Sausumos transporto inžinerijos studijų programos baigiamasis magistro darbas

Pavadinimas **Keleivinių vagonų pakabos parametrų įtakos važiavimo tolygumui tyrimas**

Kalba

X

Lietuvių

Anglų

Anotacija

Baigiamajame magistro nagrinėjama viena pagrindinių vagono dinamikos savybių – judėjimo tolygumas. Riedmenų judėjimo tolygumas vertinamas jų masių svyravimo procesų ir vibracijų parametrais. Judant bėgių kelio nelygumais, sužadinami priverstiniai kėbulo, pakabos ir važiuoklės elementų svyravimai. Programiniu paketu „Universal Mechanism“ modeliuojamas keleivinio vagono judėjimas bėgių keliu su parinktais vertikaliais ir skersiniais bėgių nelygumais. Nustatoma vagono kėbulo svyravimų amplitudžių bei pagreičių priklausomybė nuo vertikaliųjų ir skersinių pakabos parametrų.

Darbą sudaro 4 dalys: įvadas, keleivinio vagono judėjimo tolygumo problematikos nagrinėjimas, prekinių vagonų pakabos parametrų analizė, keleivinio vagono pakabos parametrų modeliavimas, pakabos spyruoklių standumo ir judėjimo greičio įtakos vagono skersiniams pagreičiams tyrimas, išvados ir siūlymai, literatūros sąrašas.

Darbo apimtis – 85 p. teksto be priedų, 56 iliustr., 7 lent., 13 bibliografinių šaltinių.

Atskirai pridedami darbo priedai.

Prasminiai žodžiai: riedmenų dinamika, vagono stabilumas, nuriedėjimas nuo bėgių, Nadalio kriterijus.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Transport engineering
Departamento f Railway Transport

ISBN ISSN
Copies No. 3
Date 2016-05-20

Master Degree Studies **Land Transport engineering** study programme Master
Graduation Thesis

Title **Research into impact of coach suspension parameters on smooth running**

Author **Donatas Sankauskas**

Academic supervisor **Assoc Prof Dr Gintautas Bureika**

Thesis language

☒

Lithuanian

☐

English

Annotation

One of the main wagon dynamics feature – running smoothness is analyzed in this thesis. The running smoothness is evaluated by parameters of vibrations and by oscillation process. Then moving on track irregularities oscillation of elements of forced coach body, suspension and chassis elements comes out. Four-axle couch movement on track with given vertical and lateral rail irregularities are simulated by using computer package „Universal Mechanism“. Couch body opscillations amplitude and acceleration dependence of vertical and lateral suspensions settings were found out. Dependence between couch suspensijon parameters and derailment when changing couch mass were examined in this research.

Work consists 85 pages of text without appendices, 56 figures, 7 Tables, 12 bibliographical sources.

3 appendices are attatched.

Keywords: rail vehicle dynamics, wagon stability, derailment, Nadal critreria

Donatas Sankauskas, 20102500

(studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Transporto inžinierijos fakultetas

(fakultetas)

Transporto inžinierija, GTfm – 14

(studijų programa, akademinė grupė)

MAGISTRINIO DARBO (PROJEKTO)

SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2016 m. gegužės 18 d.
(data)

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas (projektas) tema

Keleivinių vagonų pakabos parametrų įtaka važiavimo tolygumui tyrimas

d. dekanas potvarkiu

patvirtintas 20 15 m. gegužės 4d Nr. 122ti, yra
yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe (projekte) pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar
netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Mano darbo (projekto) vadovas : dr. doc. Gintautas Bureika

Kitų asmenų indėlio į kursinį projektą (darbą, kompleksinį projektą) nėra. Jokių įstatymų
nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs(-usi).


(parašas)Donatas Sankauskas
(vardas ir pavardė)

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS	8
LENTELIŲ SĄRAŠAS	10
IVADAS	11
1. KELEIVINIO VAGONO JUDĖJIMO TOLYGUMO PROBLEMATIKOS NAGRINĖJIMAS	12
1.1. Vagono dinamikos bei pakabos tyrimų, mokslo publikacijų apžvalga.....	12
1.2. Tyrimo problematika	29
1.3. Tyrimo tikslas ir uždaviniai	30
2. KELEIVINIO VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ANALIZĖ.....	31
2.1. Pakabos parametrų parinkimo principai	31
2.2. Vertikali pakabos charakteristika.....	31
2.3. Vagono skersinės ir išilginės pakabos charakteristikos	33
3. KELEIVINIO VAGONO PAKABOS PARAMETRŲ MODELIAVIMAS.....	36
3.1. „Universal Mechanism“ kompiuterinės programos aprašymas	36
3.2. UM programa modeliuojamo keleivinio vagono aprašymas	37
3.3. UM programa modeliuojamas bėgių kelias	40
3.4. Modeliuojamų parametrų parinkimas	41
3.5. Keleivinio vagono modeliavimo rezultatai	47
3.6. Judėjimo greičio įtakos judėjimo tolygumui tyrimas.....	52
4. PAKABOS SPYRUOKLIŲ STANDUMO IR JUDĖJIMO GREIČIO ĮTAKOS VAGONO KĖBULO SKERSINIAMS PAGREIČIAMS TYRIMAS	55
4.1. Pakabos standumo įtakos keleivinio vagono kėbulo skersiniams pagreičiams tyrimas ..	55
4.2. Judėjimo greičio įtakos vagono kėbulo skersiniams pagreičiams tyrimas	57
IŠVADOS	58
LITERATŪRA	60
PRIEDAI	61
1 priedas. Modeliavimo rezultatai, kai vagono judėjimo greitis – 120 km/h	62
2 priedas. Modeliavimo rezultatai, kai keičiamas vagono judėjimo greitis	78
3 priedas. Straipsnis magistro darbo tema	81

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1 pav. Izoliuotos sinusoidės formos įduba	13
2 pav. Kelias su izoliuota sinusoidės formos įduba	13
3 pav. Keleivinio vagono kėbulo mazgų vertikaliųjų virpesių poslinkių kitimas	13
4 pav. Keleivinio vagono kėbulo mazgų vertikaliųjų virpesių greičių kitimas	14
5 pav. Keleivinio vagono kėbulo mazgų vertikaliųjų virpesių pagreičių kitimas	14
6 pav. Kėbulo gale esančio mazgo vertikaliųjų virpesių priklausomybė nuo sinusoidės formos	15
7 pav. Kėbulo mazgų vertikaliųjų virpesių riklausomybė nuo judėjimo greičio	16
8 pav. Galimos dinamikos nagrinėjimo kryptis	17
9 pav. Keleivinio vagono vežimėlio dinaminis modelis	19
10 pav. Realus 120 m ilgio kelio profilis, turintis II laipsnio nelygumus	20
11 pav. Kėbulo mazgų virpesių amplitudžių kitimas, kai vagono dinaminę sistemą veikia realaus kelio nelygumai	20
12 pav. Kėbulo mazgų virpesių pagreičių kitimas, kai vagono dinaminę sistemą veikia realaus kelio nelygumai	20
13 pav. Ašidėžės pakabos vertikaliųjų pagreičių koeficientas K_{dva}	23
14 pav. Ašidėžės pakabos skersinių pagreičių koeficientas K_{dha}	23
15 pav. Vagono stovumo koeficientas K_s	23
16 pav. Pagrindinių jutiklių išdėstymo ant keleivinio vagono grindų schema	24
17 pav. Keleivinio vagono, turinčio pakabą su oro pagalve, judėjimo tolygumo koeficiento W_h priklausomybė nuo judėjimo greičio	25
18 pav. Keleivinio vagono, turinčio pakabą su oro pagalve, judėjimo tolygumo koeficiento W_v priklausomybė nuo judėjimo greičio	25
19 pav. Keleivinio vagono su spyruokline pakaba judėjimo tolygumo koeficiento W_h priklausomybė nuo judėjimo greičio	25
20 pav. Keleivinio vagono su spyruokline pakaba judėjimo tolygumo koeficiento W_v priklausomybė nuo judėjimo greičio	25
21 pav. Ašidėžės laisvumo įtaka aširačio atakos kampui (Ψ), aširačio susidėvėjimo skaičiui (N) ir Q/Y koeficientui	27
22 pav. Skersinės sijos ir trinties pleiščių padėtis vežimėlio rėme persikreipimo sąlygomis:	27
23 pav. Netolygaus riedmenų judėjimo žala geležinkelių bėgių infrastruktūrai ir riedmenims	29
24 pav. Keleivinio vagono judėjimo tolygumo nagrinėjimo kryptys	30

25 pav. Pakabos netiesinės tamprumo jėgos charakteristika	32
26 pav. Dviejų ašių vežimėlių aširačių poslinkių modeliai:	34
27 pav. Dviejų ašių vežimėlių aširačių poslinkių modeliai.....	34
28 pav. Ašidėžių pakabos šlyties ir lenkimo standumo schema	35
29 pav. Kompiuterinio modelio bendras vaizdas	36
30 pav. Vagono kėbulo poslinkių schema.....	38
31 pav. Vežimėlio poslinkių schema	38
32 pav. Modeliuojamo vežimėlio centrinės pakabos vaizdas.	39
33 pav. Vertikalieji bėgių linijos nelygumai	40
34 pav. Skersiniai bėgių linijos nelygumai	40
35 pav. Pakabos svyravimų skaičiavimo modelis.....	42
36 pav. Spyruokles veikiančių jėgų, momentų ir deformacijų schema.....	43
37 pav. Nagrinėjamų kėbulo taškų išdėstymo bendras vaizdas	45
38 pav. Rato ir bėgio kontakto jėgos.....	46
39 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$).....	47
40 pav. Pilno vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)	47
41 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$).....	48
42 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$).....	48
43 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$).....	49
44 pav. Pilno vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)	49
45 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo pagreičiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)	50
46 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)	50
47 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$).....	51
48 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)	51
49 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai	53
50 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$).....	53
51 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai	54
52 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo pagreičiai	54
53 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus	54
54 pav. Skersinių pagreičių priklausomybė nuo pakabos standumo ($v = 120 \text{ km/h}$)	56
55 pav. Skersinių pagreičių priklausomybė nuo pakabos standumo ($v = 120 \text{ km/h}$)	56
56 pav. Keleivinio vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybės nuo vagono judėjimo greičio grafikas ($v = 120 \text{ km/h}$)	57

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1 lentelė. Rezonansiniai keleivinio vagono judėjimo greičiai, kai kelio nelygumai – II laipsnio (Keršys 2001).....	17
2 lentelė. Pagrindinių dinaminių rodiklių leidžiamos reikšmės (Dailydka 2011).....	21
3 lentelė. Pagrindiniai dinaminiai rodikliai (Dailydka 2011).....	22
4 lentelė. Laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai	37
6 lentelė. Pakabos spyruoklių vertikalios ir skersinio standumo diapazonas	41
7 lentelė. Leidžiamos keleivinio vagono kėbulo svyravimų pagreičių ribos	42

IVADAS

Geležinkelių transportas yra viena iš pagrindinių krašto transporto rūšių, o keleivinių vagonų ūkis – viena iš svarbiausių ir sudėtingiausių geležinkelių transporto ūkio šakų.

Keleiviniu vagonu vadinamas geležinkelių riedmenų vienetas keleiviamas vežti, restorano vagonai, bagažo, pašto ir specialiosios paskirties vagonai. Didelę reikšmę turi vagonų konstrukcijų racionalumas ir jų techniniai konstrukciniai rodikliai, nuo kurių priklauso vežimo komfortiškumas, galimybė plačiai diegti kompleksinę mechanizaciją ir automatizaciją gaminant ir remontuojant vagonus, taip pat jų eksploatacija (traukinio, rezervinio parko formavimas ir pan.), vežimo ir panaudojimo galimybės.

Tobulėjant traukos priemonėms, didėjant judėjimo greičiui, kai keliama didesni eismo saugumo reikalavimai, vis daugiau dėmesio skiriama riedmenų dinaminių procesų nagrinėjimui ir rato su bėgiu sąveikos jėgų tyrimui. Tai leidžia nustatyti svarbiausius kelio ir riedmenų konstrukcinius parametrus, tinkamai parinkti medžiagas, įvertinti deformacijas, užtikrinti mechanizmų stiprumą, patikimumą ir ilgaamžiškumą, pasiekti kuo didesnę judėjimo tolygumą ir komfortiškumą.

Dėl dinaminių smūgių intensyviai dyla riedmenų važiuoklė ir pakabos elementai, o iš kitos pusės – bėgiai. Prastėjanti bėgių kelio kokybė lemia dažnesnę bėgių kelio priežiūrą – didėja išlaidos. Prastėjanti riedmenų techninė būklė lemia didesnę remontų skaičių bei vagonų prastovas depuose, taip pat – didėjančias išlaidas.

Nagrinėjant vagono judėjimą, pagrindiniu rodikliu reikia laikyti stovumo koeficientą, nes šis parametras pirmasis riboja važiavimo greitį. Todėl magistro darbe nagrinėjama keleivinio vagono pakabos parametrų ir kėbulo svyravimų nuo bėgių priklausomybė, kintant keleivinio vagono pakabos parametrams, judėjimo greičiui ir masei, apkraunančiai pakabą.

Baigiamojo darbo tikslas:

Modeliuojant keleivinių vagonų pakabos parametrus riedmenims judant parinkto profilio keliu, nustatyti pakabos parametrų įtaką vagono kėbulo svyravimams ir vagono judėjimo stabilumui.

Uždaviniai:

1. Sumodeliuoti keleivinio vagono pakabą bei bėgių kelią „Universal Mechanism“ programa.
2. Nustatyti pakabos parametrų, vertikaliosios apkrovos įtaką vagono kėbulo svyravimams ir vagono judėjimo tolygumui bei stabilumui.
3. Suformuluoti išvadas ir rekomendacijas.

1. KELEIVINIO VAGONO JUDĖJIMO TOLYGUMO PROBLEMATIKOS NAGRINĖJIMAS

1.1. Vagono dinamikos bei pakabos tyrimų, mokslo publikacijų apžvalga

Geležinkelių 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 (Keršys *et al.* 1997).

Geležinkelių riedmenys juda bėgiais, ant kurių būna nelygumų. Dėl to atsiradę geležinkelių riedmenų virpesiai gali būti nepageidaujami, ypač jeigu nelygumai dažnai pasitaiko kelyje ir judama dideliu greičiu (Keršys *et al.* 1997).

Gamtoje visi esantys kūnai yra deformuojami (kūnas - vientisa sistema arba sistema su paskirstytais parametrais), tačiau tokių kūnų judėjimo analizė yra sudėtinga, todėl inžineriniuose skaičiavimuose transporto priemonė nagrinėjama kaip nedeformuojamų kūnų, kurie sujungti tam tikrais elementais, sistema (Bogdevičius 2012).

Tarp pagrindinių vagono dinamikos savybių svarbią vietą užima judėjimo tolygumas, išreiškiamas vagono masių svyravimo procesų ir vibracijų charakteristikomis bei priklausomas nuo kėbulo ir ratų svyravimų, atsirandančių judant kelio nelygumais. Šie procesai lemia beveik visas vagono eksploatacines ir technines charakteristikas (Keršys *et al.* 1997).

Straipsnyje (Keršys 2001) nagrinėjami vertikalieji dinaminiai procesai, vykstantys keleiviniam vagonui judant izoliuota sinusoidės formos įduba.

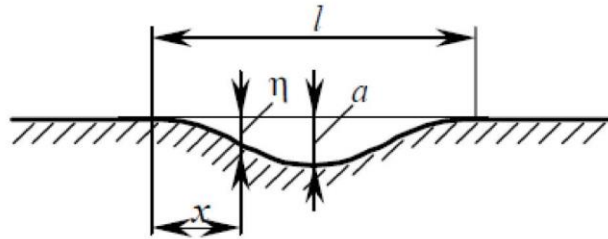
Praktika rodo, kad dažniausiai ant bėgių pasitaiko sinusoidės formos nelygumų (žr. 1 pav.) kurie aprašomi:

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

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

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

Naudojant programinį paketą ANSYS, vagono vertikaliesiems priverstiniams virpesiams skaičiuoti sudarytas vagono dinaminis modelis. Tiriant vagono dinamines savybes buvo nagrinėjami kėbulo virpesiai, jam judant pastoviu 40 km/h greičiu skirtingų parametrų (ilgis $l = (0,5 - 4)$ m, gylis $a = (5 - 40)$ mm) sinusoidės formos įdubomis (žr. 2 pav.).

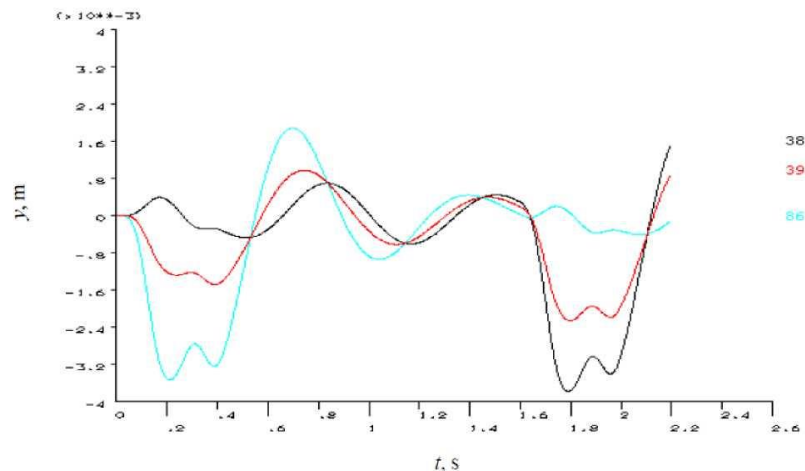


1 pav. Izoliuotos sinusoidės formos įduba

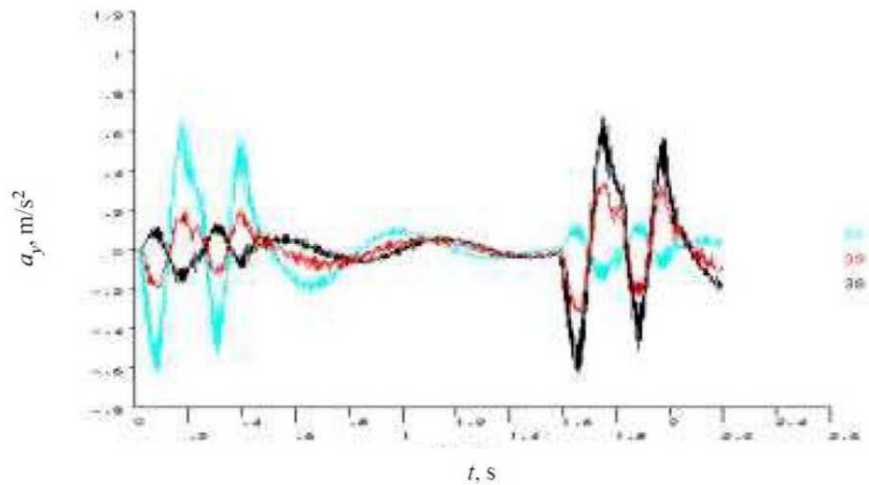


2 pav. Kelias su izoliuota sinusoidės formos įduba

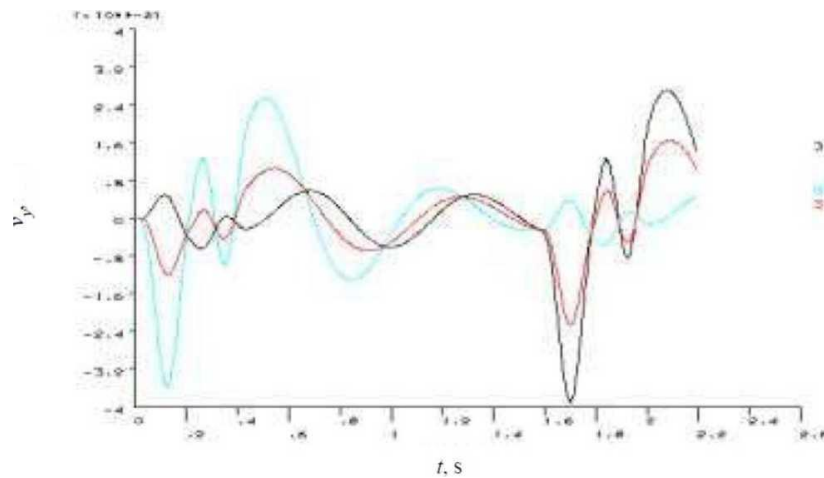
Dinaminiams procesams nagrinėti pasirinkti trys kėbulo mazgai: vagono priekyje – 86, viduryje – 39 ir gale – 38. 3–5 pav. pavaizduoti keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l = 2$ m, $a = 10$ mm) 40 km/h greičiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkių (a), greičių (b), pagreičių (c) kitimo grafikai.



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



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



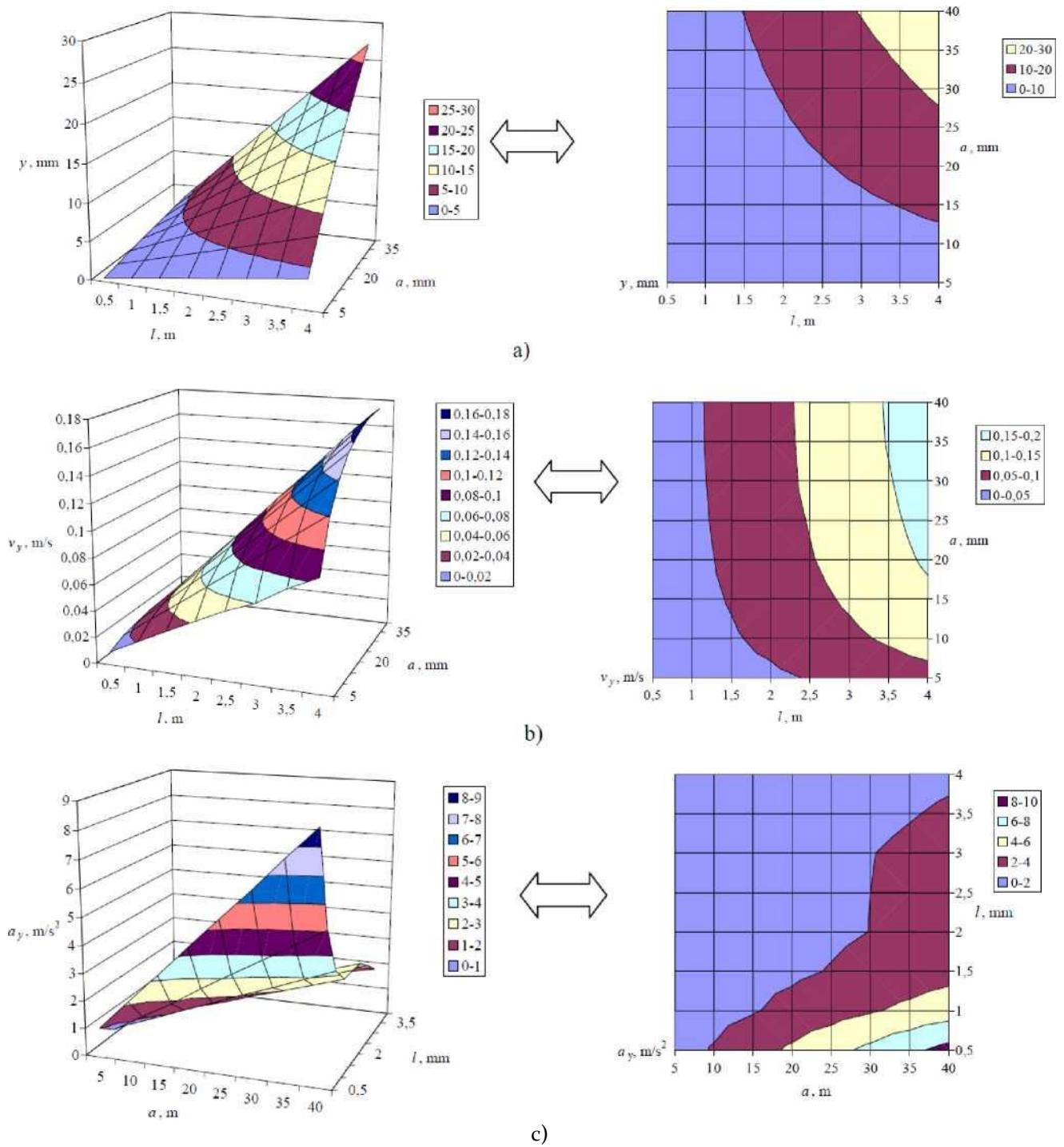
5 pav. Keleivinio vagono, judančio sinusoidės formos įduba ($l = 2$ m, $a = 10$ mm) 40 km/h greičiu, kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių pagreičių kitimas

Apskaičiavus keleivinio vagono vertikaluosius virpesius 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 (10 pav.).

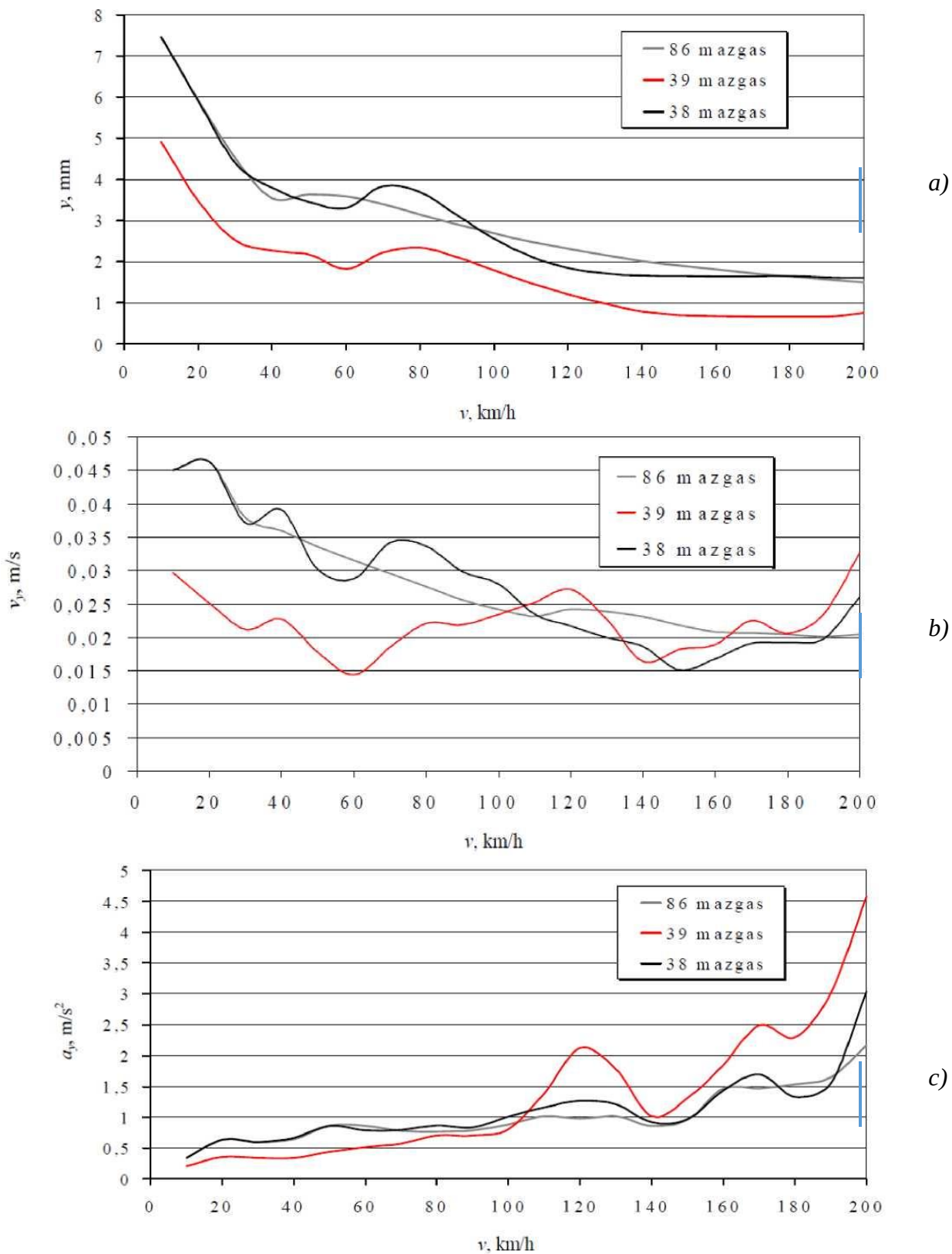
Iš 6 pav. a matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių poslinkiai gaunami, kai $l = (2,5-4)$ m ir $a = (25-40)$ mm.

Iš 12 pav. b matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių greičiai gaunami, kai $l = (2-4)$ m ir $a = (10-40)$ mm.

Iš 12 pav. c matyti, kad didžiausi kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių pagreičiai gaunami, kai $l = (0,5-1,5)$ m ir $a = (15-40)$ mm.



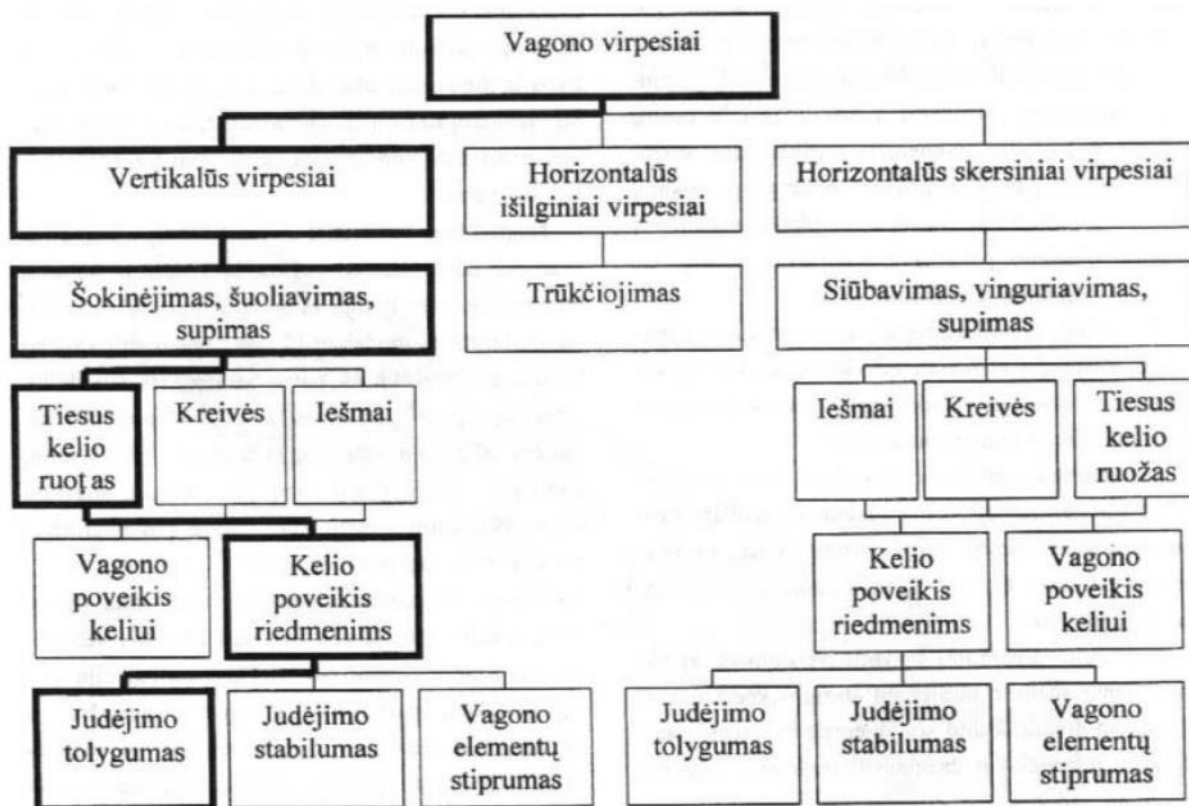
6 pav. Kėbulo gale esančio mazgo 38 vertikalųjų virpesių poslinkių (a), greičių (b) ir pagreičių (c) maksimalių reikšmių priklausomybė nuo sinusoidės formos įdubos ilgio l ir gylio a , kai vagonas juda 40km/h greičiu



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

1 lentelė. Rezonansiniai keleivinio vagono judėjimo greičiai, kai kelio nelygumai – II laipsnio (Keršys 2001).

Įdubos ilgis l, m	Rezonansiniai judėjimo greičiai, km/h	
	Kai savasis dažnis $f = 1,3789 \text{ Hz}$	Kai savasis dažnis $f = 10,27 \text{ Hz}$
0,5	2,481	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



8 pav. Galimos dinamikos nagrinėjimo kryptis

Siekiant įvertinti keleivinio vagono judėjimo greičio įtaką kėbulo vertikaliesiems virpesiams,

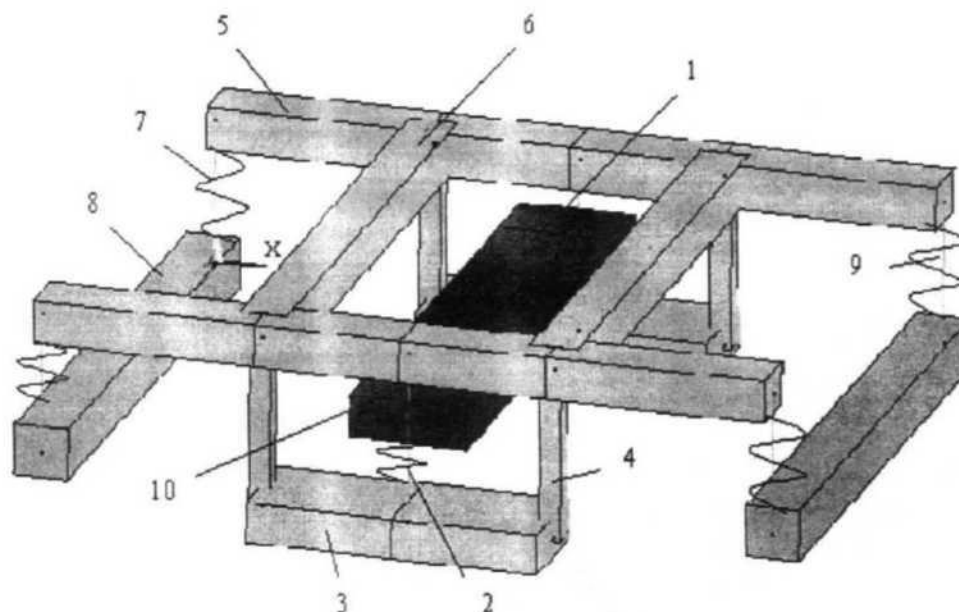
pasirinkta I nukrypimo laipsnio sinusoidės formos įduba, kurios parametrai: ilgis $l = 2$ m, gylis $a = 10$ mm. Vagono judėjimo greitis buvo didinamas nuo 10 km/h iki 200 km/h kas 10 km/h. Važiuojant vis kitokiu greičiu nustatomos maksimalios virpesių poslinkių, greičių ir pagreičių reikšmės, kuriomis naudojantis sudaryti jų priklausomybių nuo greičio grafikai (žr. 7 pav.). Iš 7 pav. a kreivių matyti, kad vagono judėjimo greičiams esant apie 10 km/h ir apie 15 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 tuomet vagono kėbulo mazgų vertikalųjų virpesių maksimalios pagreičių reikšmės yra didžiausios. Vagonui judant minėtais greičiais didžiausius virpesių pagreičius įgauna kėbulo galas

Straipsnyje (Keršys 2001) pateiktos vagono judėjimo greičių reikšmės, kurioms esant bus pasiekiamas rezonansinis žadinimas (žr. 1 lentelę), kai kelio nelygumai - II laipsnio (žr. 10 pav.). Straipsnyje (Keršys 1999) nagrinėjama viena iš vagono dinamikos problemų - tai vertikalūs dinaminiai procesai, atsirandantys vagonui judant vertikaliais kelio nelygumais. Darbe pateikiamos galimos vagono dinamikos nagrinėjimo kryptys (žr. 8 pav.). Straipsnyje (Keršys 1999), naudojant programinį paketą ANSYS, keleivinio vagono vertikalųjų priverstinių virpesių skaičiavimui sudarytas vagono dinaminis modelis. Sudarant šį modelį įvertintos vagono geometrinės ir mechaninės charakteristikos.

Tyrėjo darbe taikant programinį paketą ANSYS buvo sprendžiami erdviųjų konstrukcijų tiesiniai statikos ir dinamikos uždaviniai, t. y. nustatomos vagono elementų dinaminės charakteristikos ir parenkami optimalūs judėjimo greičiai skirtingomis eksploatacijos sąlygomis. Nagrinėjant vertikaliai apkrautą vagono kėbulą, neamortizuotos masės, vežimėlio rėmas ir kėbulas tarpusavyje yra sujungti tampriąja spyruokline pakaba. Vagono virpesiams sumažinti naudojama dviejų lygių pakaba (žr. 9 pav.), kurioje apkrova nuo kėbulo į vežimėlio rėmą perduodama per viršspyruoklinę siją 1, kuri remiasi į spyruokles 2, o jos savo ruožtu - į padėklus 3. Realiame vagone padėklai su vežimėlio rėmu sujungti lankstine pakaba, leidžiančia judėti skersai ir išilgai kelio krypties, tačiau nagrinėjant vertikalius virpesius imama kaip traukės 4 standžius sujungimus. Vežimėlio rėmas, kurį sudaro dvi išilginės 5 ir dvi skersinės 6 sijos, per spyruokles 7 sujungtas su aširačiais 8. Rato centrų vietose aširačiai standžiai įtvirtinami. Virpesiams slopinti naudojami vežimėlio virpesių slopintuvai 9, sumontuoti tarp ratų ir vežimėlio rėmo, ir vagono kėbulo virpesių, slopintuvai 10, esantys tarp vežimėlio rėmo ir

viršspyruoklinės sijos.



9 pav. Keleivinio vagono vežimėlio dinaminis modelis:

1 – viršspyruoklinė sija; 2 – spyruoklės; 3 – padėklai; 4 – trauklės; 5 – išilginės sijos; 6 – skersinės sijos; 7 – spyruoklės; 8 – aširačiai; 9 – virpesių slopintuvai.

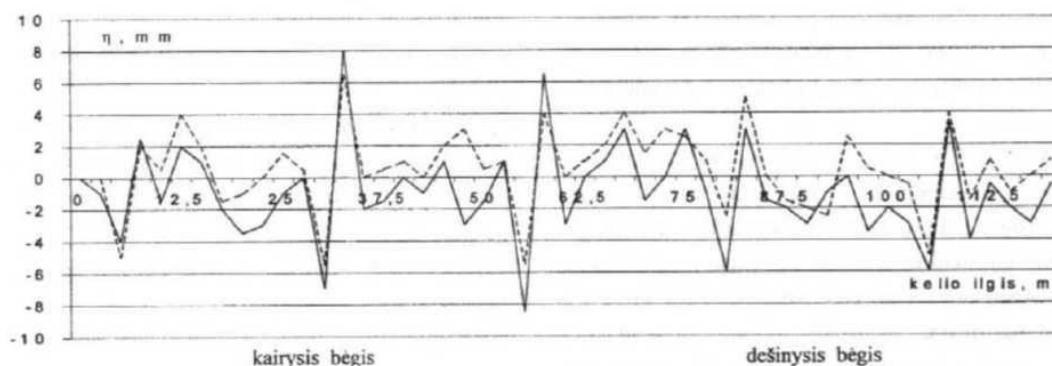
Tiriant vagono dinamines savybes, buvo nagrinėjami kėbulo virpesiai esant skirtingiems judėjimo greičiams bei esant įvairiems kelio nelygumams. Vagono judėjimo greitis buvo didinamas pamažu, kas 10–20 km/h. Dinaminiai procesai buvo nagrinėjami neišeinant iš 20–140 km/h greičių ribų. Sudarytam skaičiuojamajam dinaminiam modeliui žadinantį poveikį nustatčius kelio nelygumus aprašančiomis funkcijomis buvo nagrinėjamos trijų kėbulo mazgų, t. y. Nr. 86, Nr. 38 ir Nr. 39 virpesių amplitudės ir pagreičiai. Pirmieji du yra ties kėbulo atramos taškais į vežimėlio rėmus, trečias – vagono viduryje.

Nagrinėjamą dinaminį modelį žadinant realia kelią aprašančia funkcija (žr. 10 pav.), gaunamos kėbulo mazgų virpesių amplitudės, kurių maksimalių reikšmių kitimas priklausomai nuo vagono judėjimo greičio grafiškai pavaizduotas 11 pav.

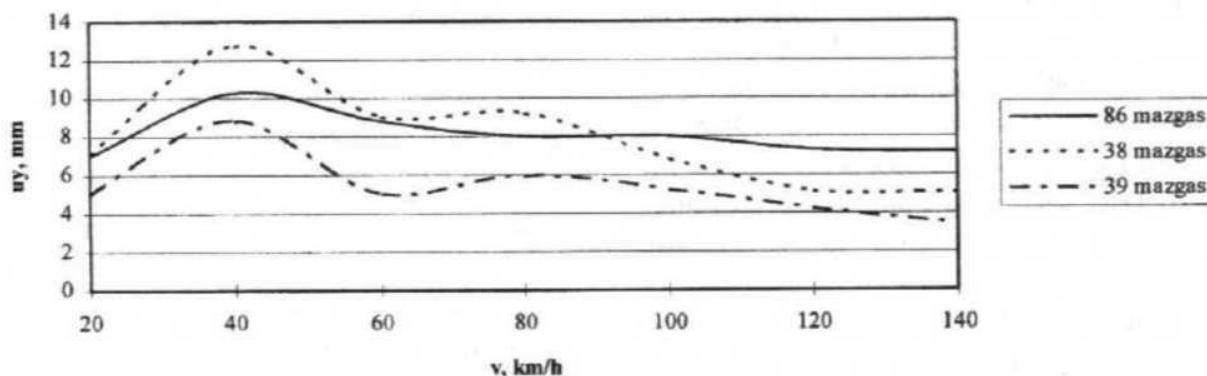
Iš 11 pav. kreivių matyti, kad vagono judėjimo greičiams esant apie 40 km/h, žadinimo jėgų sukelti virpesiai artimi kėbulo saviesiems virpesiams, vadinasi, važiuodamas šiuo greičiu vagonas gali pradėti judėti rezonansiniu režimu. Iš grafiko taip pat galima nustatyti, jog, vagono judėjimo greičiui esant mažesniai nei 90 km/h, vagono gale atsirandantys virpesiai yra didesni už kėbulo priekyje veikiančius virpesius.

Iš 12 pav. matyti, kad 38 ir 39 mazgų virpesių charakteristikos yra panašaus pobūdžio, o apie 86

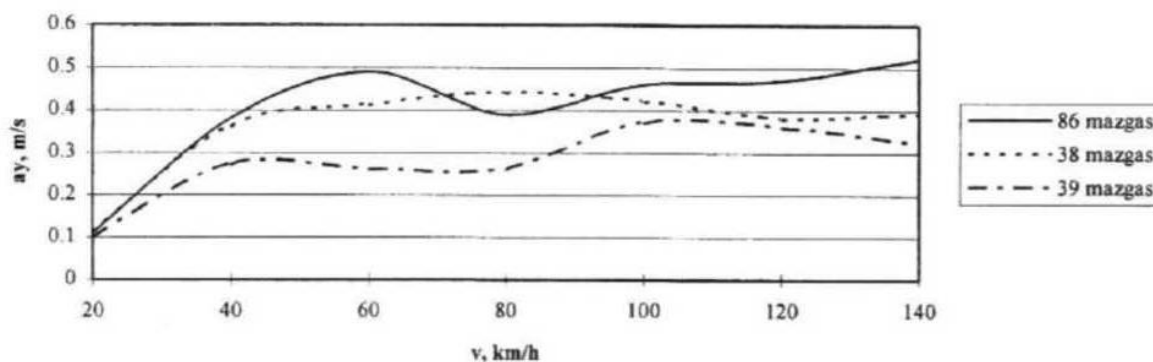
mazgo virpesių pagreičius to pasakyti negalima. Čia viskas kinta atvirkščiai.



10 pav. Realus 120 m ilgio kelio profilis, turintis II laipsnio nelygumus



11 pav. Kėbulo mazgų virpesių amplitudžių kitimas, kai vagono dinaminę sistemą veikia realaus kelio nelygumai



12 pav. Kėbulo mazgų virpesių pagreičių kitimas, kai vagono dinaminę sistemą veikia realaus kelio nelygumai

Analogiškai skaičiavimai atlikti esant sandūrinio ir besandūrio kelio nelygumams, turintiems skirtingo laipsnio nukrypimus. Straipsnyje teigiama, kad besandūrio kelio nelygumai yra tolydesni, dėl to žadinimas tampa artimas harmoninių priverstinių virpesių žadinimui. Be to, esant tam pačiam periodui ir 1,5 karto mažesniai nukrypimų dydžiui nei sandūriniam kelyje, kėbulo virpesių pagreičių reikšmės, kai greitis didesnis nei 70 km/h, tampa didesnės.

Disertacijoje (Dailydka 2011) nagrinėjamas vienas pagrindinių keleivių komforto gerinimo veiksnių - vibracija. Praktiškai vertinant riedmenų vibracijos lygį, atsižvelgiant į keleivių patogumą, naudotasi Sperlingo tolygios eigos rodikliu:

$$W_z = 0,896c(f)^{10}\sqrt[10]{a^3f^{-1}}, \quad (2)$$

čia: a – pagreičio amplitudė, cm/s^2 ; $c(f)$ – dažnio ir krypties koeficientas, veikiantis keleivio savijautą; f – vibracijos dažnis, Hz.

Vibracijos dažniai nepaklūsta sinusoidiniam dėsnui, todėl eigos tolygumui įvertinti gali būti naudojama ir kita išraiška:

$$W_z = 0,896 \sqrt{\sum_i \sum_j P_{ij} a_{ij}^3 c^{10}(f) f^{-1}}, \quad (3)$$

čia: i, j – intervalų indeksai, atitinkamai amplitudėms ir greitėjimo proceso skirtingų pusperiodžių dalims; p – i-tojo intervalo ir j-tosios dalies kartotinumai.

Apskaičiuoti tolygios eigos rodikliai lyginami su standartine vertinimo skale (ISO 2631). Pagal lyginamuosius rezultatus galutinai įvertinama vagono važiuoklės kokybė.

Į tikslo funkciją įtraukiami ašidėžių ir centrinės pakabos pakopų normuojami dinaminiai rodikliai:

1. K_{dva}^{max} – ašidėžės pakabos vertikalusis dinaminis koeficientas;
2. K_{dha}^{max} – ašidėžės pakabos horizontalusis dinaminis koeficientas;
3. K_s^{min} – stovumo koeficientas, įvertinantis rato briaunos pasipriešinimą užlipimui ant bėgio;
4. K_{dvc}^{max} – centrinės pakabos vertikalusis dinaminis koeficientas;
5. A_{kv}^{max}, g – vertikalus kėbulo pagreitis;
6. A_{kh}^{max}, g – horizontalus kėbulo pagreitis.

Šie dinaminiai rodikliai turi skirtingas leistinas reikšmes. (Dailydka 2011) disertacijoje pateikiamos pagrindinių dinaminių rodiklių leistinos reikšmės (žr. 2 lentelę).

2 lentelė. Pagrindinių dinaminių rodiklių leidžiamos reikšmės (Dailydka 2011)

K_{dva}^{max}	K_{dha}^{max}	K_s^{min}	K_{dvc}^{max}	A_{kv}^{max}, g	A_{kh}^{max}, g
0,8	0,38	1*	0,6	0,6	0,25

*Skaiciuojant pagal bėgio ir aširačio sąveikos jėgas.

Ribojamos visų dinaminio rodiklio viršutinės reikšmės, išskyrus stovumo koeficiento reikšmę K_{TM} . Šiam rodikliui parenkama minimali leistinoji reikšmė. Siekiant suvesti dinaminio rodiklio kitimą (kaitą) į vieną diapazoną nuo 0 iki 1, juos būtina normuoti. Tam tikslui visus dinaminio rodiklius, išskyrus K , būtina padidinti iki jų maksimalių leidžiamųjų reikšmių, o K_s reikšmę pakeisti taip, kad normuotas rodiklis mažėtų didinant K ir didėtų ją mažinant. Įvertinus išdėstytus pakeitimus, tikslo funkcijos parametrų vektorius atrodo taip:

$$\bar{\varphi} = \left[\frac{K_{dva}}{K_{dva}^{max}} \cdot \frac{K_{dha}}{K_{dha}^{max}} \cdot \frac{(K_s^{max} - K_s)}{K_s^{max} - K_s^{min}} \cdot \frac{K_{dvc}}{K_{dvc}^{max}} \cdot \frac{A_{kv}}{A_{kv}^{max}} \cdot \frac{A_{kh}}{A_{kh}^{max}} \right]^T, \quad (4)$$

T – transponuota matrica.

Disertacijoje (Dailydka 2011) sprendžiami optimalių važiuoklės parametrų paieškos uždaviniai. Tam atliekama optimalių parametrų paieška esant skirtingiems važiavimo greičiams, kai pradiniai parametrai tokie patys, kurie pasirinkti pirmiau. Apskaičiuojami optimalūs parametrai, kai važiavimo greitis $v = 60$ km/h. Optimalių parametrų paieškos rezultatai pateikti 3 lentelėje.

Ašidėžių pakabos optimalios parametrų reikšmės skirtingomis kryptimis:

1. išilgine kryptimi $K_m = 0$, $F_{ax} = 0,25$;
2. skersine kryptimi $= 0$, $F^l = 0,19$;
3. vertikaliaja kryptimi $= 15\,530$, $V_{az} = 100$.

3 lentelė. Pagrindiniai dinaminiai rodikliai (Dailydka 2011)

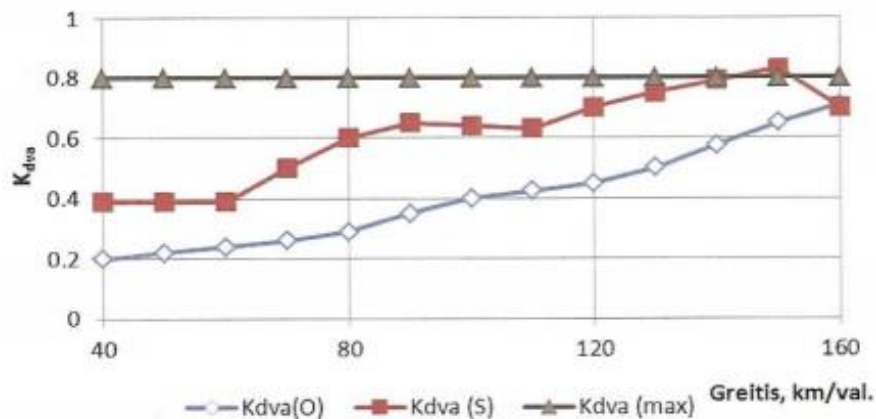
	K_{dva}	K_{dha}	K_s	K_{avc}	Įvertis
Esant pradinėms parametrų reikšmėms	0,327	0,218	2,399	0,33	0,27943
Esant optimalioms parametrų reikšmėms	0,287	0,183	3,21	0,286	0,10732
Skirtumas, %	-12	-16	34	-13	-62

Centrinės pakabos optimalios parametrų reikšmės skirtingomis kryptimis:

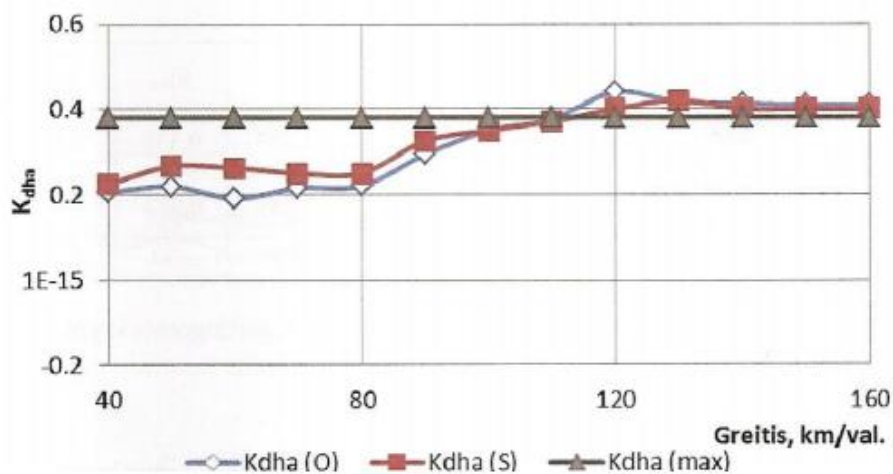
1. Išilgine kryptimi $K_{cx} = 5750$, $F_{cx} = 0,165$.
2. Skersine kryptimi $K_{cy} = 10700$, $F_{cy} = 0,016$.
3. Vertikaliaja kryptimi $K_{cz} = 2620$, $F_{cz} = 0,116$.
4. Šliaužiklio optimalios parametrų reikšmės skirtingomis kryptimis:

5. Išilgine kryptimi $K_{ax} = 0, F_{ax} = 0,12$.
6. Skersine kryptimi $K_y = 0, F_{ay} = 0,105$.
7. Vertikaliaja kryptimi $K_{az} = 290, V_{az} = 0$.

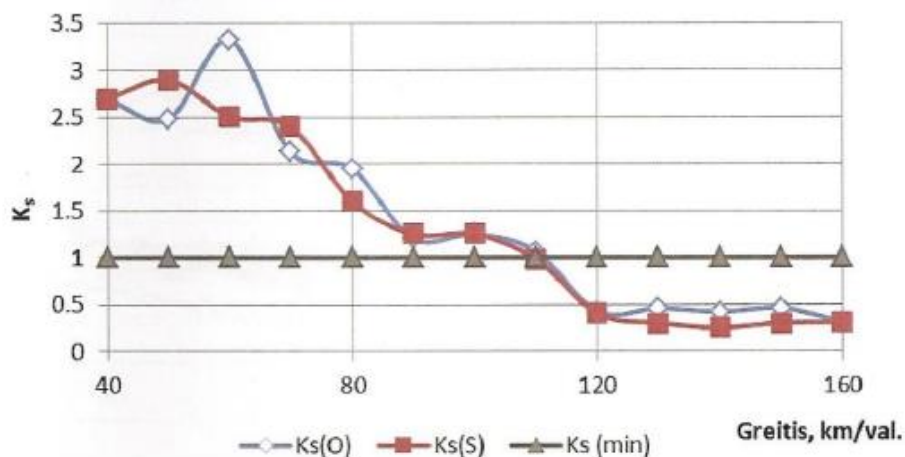
Grafinis K_d ir K_s kitimas parodytas 13, 14 ir 15 paveiksluose.



13 pav. Ašidėžės pakabos vertikaliųjų pagreičių koeficientas K_{dva}



14 pav. Ašidėžės pakabos skersinių pagreičių koeficientas K_{dha}



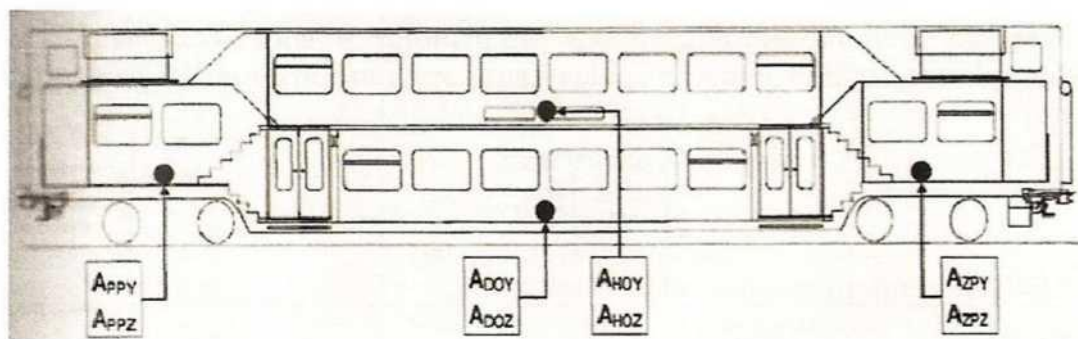
15 pav. Vagono stovumo koeficientas K_s

Iš 13-15 pav. pateiktų skaičiavimo rezultatų matyti, kad pasirinkto vežimėlio tiek su standartiniais (S), tiek su optimizuotais (O) parametrais ribinis važiavimo greitis yra 100 km/h. Jį riboja koeficientas K Tyrėjas aptardamas darbe atliktus optimalių važiuoklės parametų paieškos tyrimo rezultatus,

teigia, kad nustatant optimalius važiuoklių pakabų parametrus, pagrindiniu rodikliu tikslo funkcijoje reikia laikyti stovumo koeficientą, nes šis parametras pirmasis riboja važiavimo greitį. Skaičiuoti reikėtų imant mažiausią greitį kuriam esant dinaminių rodiklių reikšmės viršija leistinąsias ribas. Toliau reikia ieškoti sprendinių su kitomis pradinių parametų reikšmėmis, kiekvieną kartą.

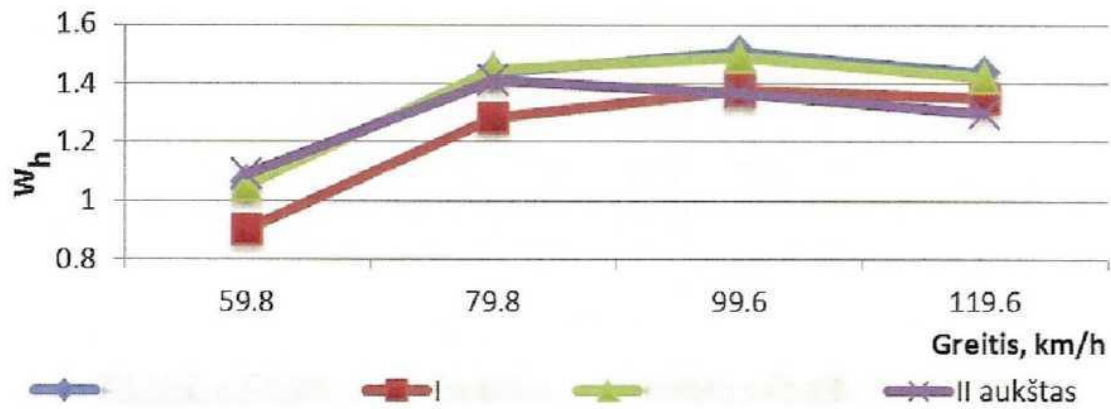
Nustatant minimalų greitį kuriam esant dinaminių rodiklių reikšmės viršija leistinąsias ribas. Ši metodika labai svarbi skaičiuojant važiuoklės parametrus nuolat augant traukinių greičiams.

Tyrėjas taip pat atlieka eksperimentinį tyrimą. Užsakant naujus keleivinius riedmenis, techninės užduotys konkursams, t. y. būsimiems tiekėjams, sudaromos remiantis aukščiau pateikta važiuoklių dinaminių rodiklių skaičiavimo metodika bei reikalaujamomis tolygios eigos koeficiento reikšmėmis visame numatomame riedmenų eksploatavimo greičių diapazone, nes šis rodiklis yra pagrindinė gero keleivių komforto sąlyga. Tyrėjui dalyvaujant elektrinio traukinio EJ575 bandymuose nustatyta, kad praktinių bandymų rezultatai gerai koreliuoja su apskaičiuotais ($\pm 1,7$), t. y. tolygios eigos koeficientas neviršijo leidžiamųjų (reikalaujamų) ribų. 17-20 paveiksluose pateikiami elektrinio dviaukščio traukinio EJ575 bandymo rezultatai Kaišiadorių-Pravieniškių ruože. Rezultatai gauti matuojant skersinius ir vertikalius pagreičius prikabinamame pakrautame vagonė pagal schemą parodytą 16 paveiksle.

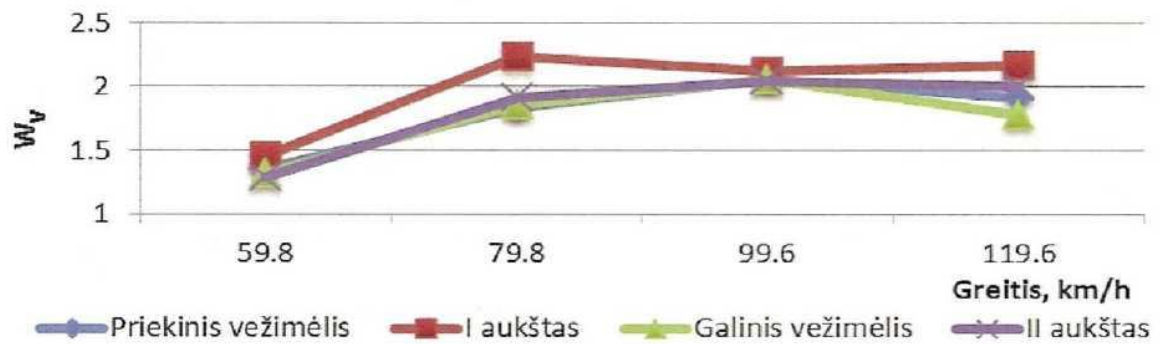


16 pav. Pagrindinių jutiklių išdėstymo ant keleivinio vagono grindų schema

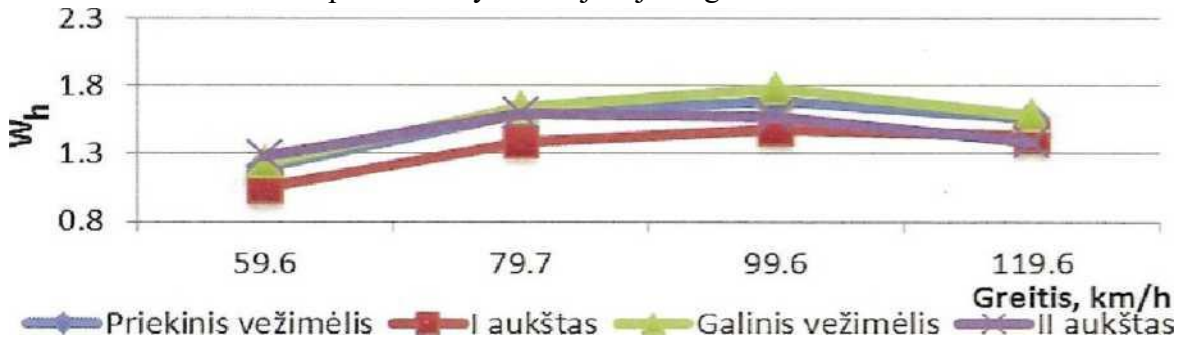
16 paveiksle APPY, APPZ, ADOY, ADOZ, AHOY, AHOZ, AZPY, AZPZ - atitinkamai priekinio vežimėlio, I aukšto, II aukšto ir galinio vežimėlio zonose sumontuoti horizontaliųjų ir vertikaliųjų pagreičių jutikliai.



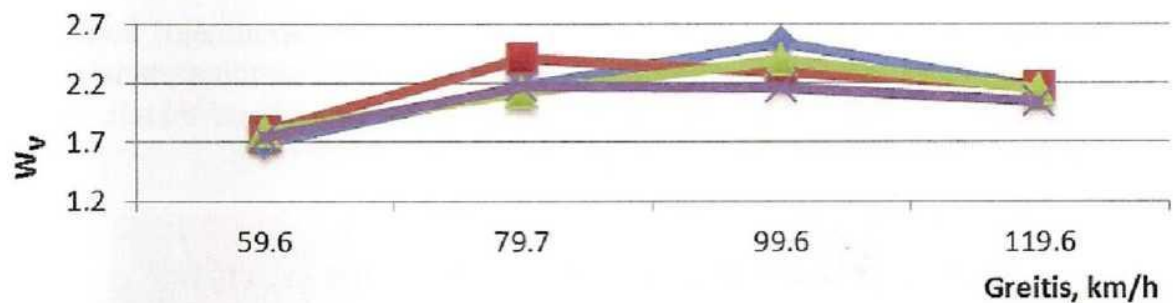
17 pav. Keleivinio vagono, turinčio pakabą su oro pagalve, judėjimo tolygumo koeficiento W_h priklausomybė nuo judėjimo greičio



18 pav. Keleivinio vagono, turinčio pakabą su oro pagalve, judėjimo tolygumo koeficiento W_v priklausomybė nuo judėjimo greičio



19 pav. Keleivinio vagono su spyruokline pakaba judėjimo tolygumo koeficiento W_h priklausomybė nuo judėjimo greičio



20 pav. Keleivinio vagono su spyruokline pakaba judėjimo tolygumo koeficiento W_v priklausomybė nuo judėjimo greičio

Kaip matyti iš 17 ir 18 pav., esant oro pagalvei greičių diapazone nuo 60 iki 120 km/h W_h tesiekia vos 1,5, o W_v esant greičiui 80 km/h šiek tiek viršija reikšmę 2,0. Tai irgi labai geras rodiklis.

Bandant vadinamąją avarinę (spyruoklinę) pakabą, iš 19 ir 20 pav. matyti, kad horizontalus W_h galinio vežimėlio zonoje didžiausias, bet neviršija 1,75 reikšmės, o W_v reikšmė galinio vežimėlio zonoje, esant 100 km/h greičiui, įgauna maksimalią reikšmę ir siekia apie 2,5, tai irgi vertinama kaip labai gera reikšmė. Ribinė keleivinių vagonų W_v reikšmė yra 3,0 - 3,25. Taigi gamintojas neperžengė techninės sąlygose nurodytų tolygios eigos koeficiento reikšmių.

Taigi (Dailydka 2011) disertacijoje sudaryta tikslo funkcija leidžia apskaičiuoti dinaminis vagono rodiklius (vertikalius K_{dva} ir horizontalius K_{dha}^{max} ašidėžių rodiklius, minimalų stovumo K_s^{min} koeficientą, centrinės pakabos vertikalų dinaminį koeficientą K_{dha}^{max} bei vertikalųjį A_{kv}^{max} ir horizontalųjį A_{kh}^{max} kėbulo pagreičius) esant bet kokiems leistiniams važiavimo greičiams. Remiantis šiais rodikliais atliekami eksperimentiniai tyrimai.

Straipsnyje (Boronenko *et al.* 2006) aprašomas prekinių vagonų vežimėlis 18-100, išanalizuojama jo pakaba važiuojant tiesėmis ir kreivėmis. Straipsnyje siūlomi papildomi pakabos elementai kurie užtikrintų sklandesnį važiavimą. Siūlomos patobulintos pakabos: trijų dalių vežimėliai, turintys didesnę spyruoklės deformaciją ir elastingus šoninius nešiklius; turintys tamprųjį ryšį tarp galvūgalio ir trinties pleišto, ir tarp aširačių ir šoninių rėmų; turintys elastingą ryšį tarp aširačių ir šoninių rėmų, kuris įrengtas tarpašiniu ryšiu. Visais trimis atvejais atliekama vagonų kompiuterinis modeliavimas. Tušti ir pakrauti vagonai išbandomi tiesiame kelyje ir kreivėse, nustatomas jų maksimalus leistinas greitis, veikiančios jėgos, kėbulo vibracijos. Nustatomos pakabos parametrų priklausomybės važiavimo tolygumui.

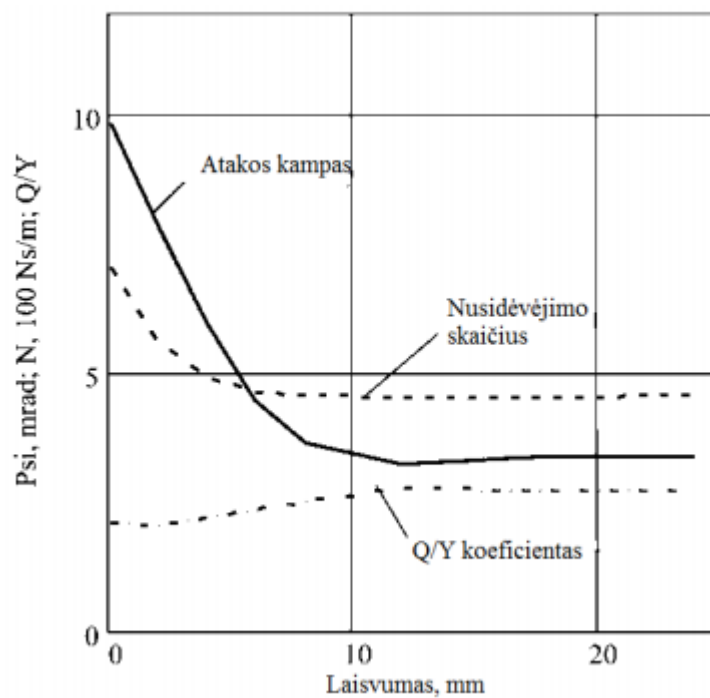
Visi patobulinti vežimėliai turi daug pranašumų lyginant su 18-100 vežimėliu. Dizainas su papildoma tarpašine sąsaja suteikia mažiausią atakos kampą ir didžiausią nuvažiuoti nuo bėgių saugos koeficientą, bet šiek tiek didesnis nusidėvėjimo skaičius.

Straipsnyje (Boronenko *et al.* 2006) teigiama, kad vienas iš svarbiausių parametrų, kuris daro įtaką kreivių įveikimui, yra išilginis laisvumas tarp ašidėžės ir šoninio rėmo. 21 pav. vaizduojama atakos kampo, susidėvėjimo skaičiaus ir Q/Y saugos koeficiento įtaka ašidėžės laisvumui.

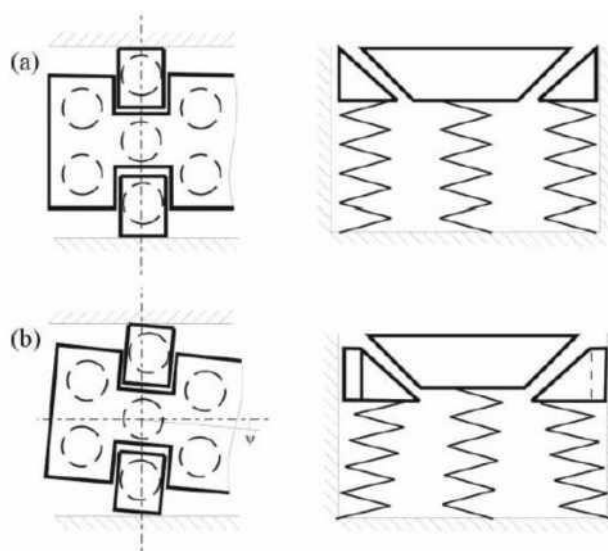
Tai rodo, kad dėl laisvumo tarpelio mažesnio už 8 mm atakos kampas ir susidėvėjimo skaičius smarkiai išauga, o Q/Y saugos koeficientas sumažėja. Tokiu atveju, pirmo ir trečio aširačio briaunos kontaktuoja su bėgiu vienu tašku. Tai reiškia, kad užtikrinti sklandų trijų dalių 18-100 vežimėlio kreivių įveikimą, laisvumo tarpelis turi būti ne mažiau 6 mm. Didžiausias išilginis ašidėžės laisvumas leidžiamas iki 15 mm.

Antras svarbus trijų dalių vežimėlio judėjimo parametras – vežimėlio šoninių sijų persikreipimo standumas, priklausantis nuo antrinės pakabos spyruoklių ir trinties pleišto bendro veikimo. Situacija,

kai vežimėlis plokštumoje užima lygiagrečio poziciją vaizduojama 22 paveiksle.



21 pav. Ašidėžės laisvumo įtaka aširačio atakos kampui (Ψ), aširačio susidėvėjimo skaičiui (N) ir Q/Y koeficientui



22 pav. Skersinės sijos ir trinties pleiščių padėtis vežimėlio rėme persikreipimo sąlygomis:

Čia: a) pradinė padėtis; b) persikreipimo padėtis.

Maksimalus leidžiamas tarpas tarp skersinės sijos ir trinties pleiščių – 7 mm.

Straipsnio (Orlovą *et al.* 2008) pagrindinis darbo tikslas yra teorinis ir eksperimentinis skirtingų

konfigūracijų pakabos, su pleištinėmis trintimi, slopinimo jėgos charakteristikų tyrimas. Gautos analitinės išraiškos rodo, kad santykinis trinties koeficientas, atsparumas deformacijai ir jėgos padėtis veikiant pasvirusį paviršių, turi įtakos pakabos parametrams. Analitinės išraiškos yra patikrintos naudojant statinius bandymus su eksperimentiniais vežimėliais. Rezultatai leido sudaryti algoritmą kuris užtikrina trinties pleišto racionalią trintį, atsparumą deformacijai bei trinties pleišto polimerinių trinkelų patvarumą, ant pasvirusių paviršių.

Straipsnyje (Orlova *et al.* 2008) teigiama, kad keičiant vežimėlio pakabos parametrus galima pakeisti skersinės sijos persikreipimą šiais būdais:

Persikreipimo standumas C_w padidėja 7,5 karto padidinus trinties koeficientą ant trinties pleišto nuožulnaus paviršiaus nuo 0 iki 0,25;

Persikreipimo standumas C_w padidėja 1,8 karto padidinus kampą tarp nuožulnaus pleišto paviršiaus ir horizontaliosios nuo 45 ° iki 55°;

Persikreipimo standumas C_w padidėja 2,3 karto pailginus vertikalią trinties paviršių nuo 120 iki 280 mm.

Darbe siūlomi ir patvirtinami matematiniai modeliai, kurie leidžia apskaičiuoti pagrindines pakabos charakteristikas su pleištinėmis trinties slopintuvu ir įtakoja dinamines trijų dalių vežimėlio ir pleištinės elementų atsparumo savybes: santykinį trinties koeficientą; atsparumą deformavimui; jėgų reikšmes ir pasiskirstymą ant nuožulnių pleišto paviršių.

Atsižvelgiant į pakabos charakteristikų ir pleišto parametrų tyrimo rezultatus siūlomas racionalus algoritmas kuriams trinties pleištais su konkrečiais spyruoklių parametrų nustatymais.

Straipsnyje (Sun *et al.* 2008) teigiama, kad trijų dalių vežimėlio pakabos sistemoje yra dviejų pagrindinių tipų trinties pleištai - „nuolatinio slopinimo“ pleištas ir kintamojo slopinimo pleištas.

Siekiant ištirti šių dviejų pleišto tipų pakabos sistemų dinamines savybes, buvo sukurtas bendras vagono-bėgių dinamikos sąveikos modelis. Modelis skiriasi nuo įprastinių dviem aspektais: pleišto masė įeina į modelį ir bėgiai modeliuojami kaip lankstus elementas, pabėgiai, balastas ir sankasos modeliuojami su keliais laisvės laipsniais. Pakabos sistemos dinaminės reakcijų charakteristikos yra modeliuojamos, palyginamos ir aptariamoms skirtingomis pleišto trinties sąlygomis ir skirtingais bėgių kelio profiliais.

Straipsnyje teigiama, kad pleišto trinties charakteristikos turi didelę įtaką pakabos sistemos dinamikai. Kai pleišto slopinimo jėga yra didesnė (pvz. pleišto trinties koeficientas 0,2 ir 0,3) pleištas gali veiksmingai apriboti pakabos svyravimus nuo rezonanso.

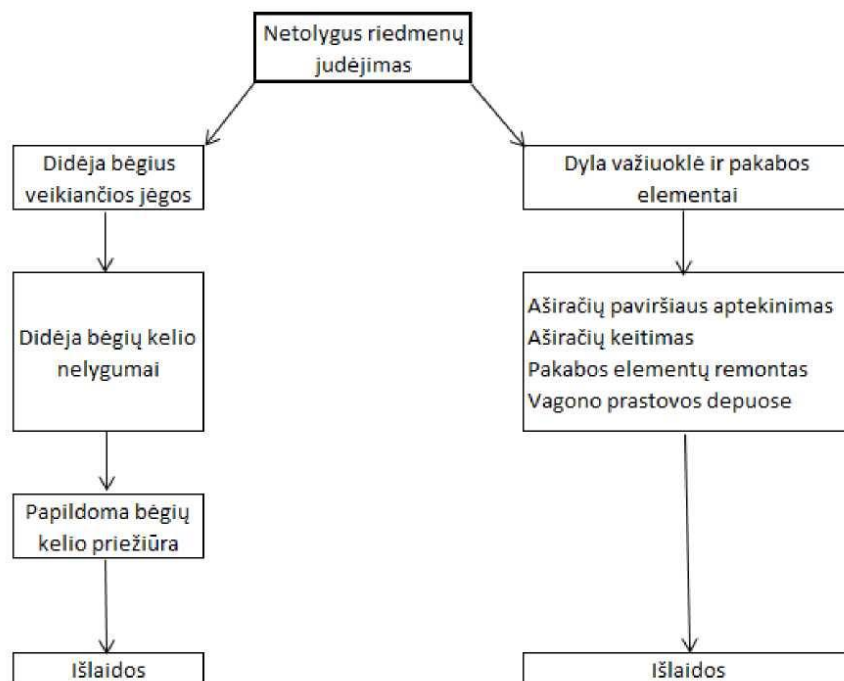
Mokslo straipsnių apžvalgos apibendrinimas:

1. Nagrinėtose mokslo straipsniuose dažniausiai tiriami ir aprašomi keleivinių vagonų kėbulų svyravimai.
2. Mokslo straipsniuose orientuojamasi į kelio parametrų ir judėjimo greičio, tačiau mažai dėmesio skiriama į pakabos parametrų įtaką judėjimo tolygumui.
3. Analizuojant literatūrą pasirinkti vertikalūs bei skersiniai pakabos parametrai, kurių įtaka judėjimo tolygumui nagrinėjama tiriamajame baigiamajame darbe.
4. Išanalizuotoje literatūroje teigiama, kad vagono stabilumo nuo nuriedėjimo koeficientas pirmasis riboja važiavimo greitį. Taigi tyrime nagrinėjama pakabos parametrų bei vertikaliosios apkrovos įtaka vagono stovumui.

1.2. Tyrimo problematika

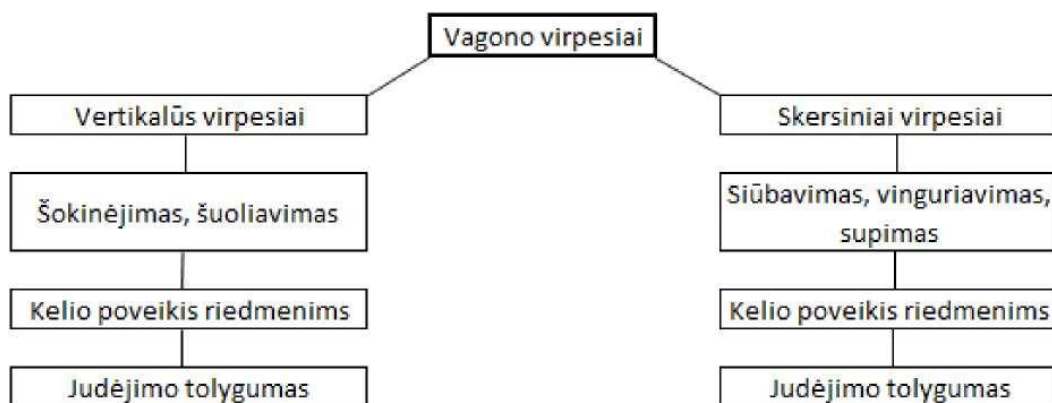
Netolygus judėjimas nepageidaujamas ne tik keleiviniuose vagonuose, bet ir prekiniuose. Nuo keleivinio vagono važiavimo tolygumo priklauso vežamų žmonių komforto išlaikymas. Efektyvus komfortiško važiavimo išlaikymas formuoja gerą visuomenės požiūrį į keliavimą geležinkelių transportu.

Geležinkelių riedmenims judant bėgių kelio nelygumais, dėl dinaminių smūgių, intensyviai dyla riedmenų važiuoklė ir pakabos elementai bei bėgiai. 23 paveiksle pateikta riedmenų netolygaus judėjimo žala geležinkelių transportui.



23 pav. Netolygaus riedmenų judėjimo žala geležinkelių bėgių infrastruktūrai ir riedmenims

Iš 23 paveikslo pastebima, kad prastėjanti bėgių kelio kokybė reikalauja dažnesnės bėgių kelio priežiūros, o tai lemia didėjančias išlaidas. Prastėjanti riedmenų techninė būklė lemia didesnę remontų skaičių bei vagonų prastovas depuose, taip pat – didėjančias išlaidas.



Parenkamos keleivinio vagono judėjimo tolygumo nagrinėjimo kryptys (žr. 24 pav.)

24 pav. Keleivinio vagono judėjimo tolygumo nagrinėjimo kryptys

Šiame darbe nagrinėjamas judėjimo tolygumas tiesiame kelio ruože. Jis išreiškiamas vagono vertikaliais ir skersiniais virpesiais.

1.3. Tyrimo tikslas ir uždaviniai

Tyrimo objektas

Keleivinių vagonų pakabos parametrų įtaka važiavimo tolygumui esant skirtingiems pakabų paramterams.

Tyrimo tikslas

Modeliuojant keleivinių vagonų pakabos parametrus riedmenims judant parinkto profilio keliu, nustatyti pakabos parametrų įtaką vagono kėbulo svyravimams ir vagono judėjimo stabilumui.

Darbo uždaviniai

1. Sumodeliuoti keleivinio vagono pakabą bei bėgių kelią „Universal Mechanism“ programa.
2. Nustatyti pakabos vertikaliosios apkrovos įtaką vagono kėbulo svyravimams ir vagono judėjimo stabilumui.
3. Nustatyti pakabos parametrų įtaką vagono judėjimo tolygumui ir vagono judėjimo stabilumui.
4. Suformuluoti išvadas ir rekomendacijas.

2. KELEIVINIO VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ANALIZĖ

2.1. Pakabos parametrų parinkimo principai

Projektuojant naujus ir tobulinant esamus vagonus, būtina iš anksto įvertinti dinamines jų savybes. Dinaminių apkrovų mažinimo vagonuose lemiamas veiksnys, leidžiantis didinti ir greitį, yra racionalus pakabos pakopų parinkimas (Dailydka 2011).

Geležinkelių transporto priemonės parametrai laikomi optimaliais, jeigu jų dinaminės charakteristikos atitinka šiuos reikalavimus:

1. Pakankamas kritinio greičio rezervas atsižvelgiant į projekcinį greitį.
2. Važiavimo kokybė, bėgius veikiančios jėgos ir saugumo veiksniai atitinka standartus tiesiame bėgių kelyje ir kreivėse visuose greičių diapazonuose.
3. Trinties elementų ir ratų profilių nusidėvėjimas turi neviršyti leidžiamųjų ribų.

Geležinkelių transporto plėtros patirtis rodo, kad pradiniam etape pakabos parametrai gali būti apskaičiuojami naudojant paprastus techninius metodus, aprašytus toliau. Optimizuojant pakabos parametrus, dažniausiai naudojamas kompiuterinis modeliavimas.

2.2. Vertikali pakabos charakteristika

Pakaba turi palaikyti ir slopinti tamprių bei netamprių vagono masių judesius, užtikrinti geriausią važiavimo kokybę bei atitikti aukščiausius saugumo reikalavimus, užtikrinti konkrečius važiavimo parametrus, pavyzdžiui, užtikrinti, kad vagonas liktų nustatytų gabaritų ribose.

Prekinių vagonų pakabose naudojama daugybė tampriųjų elementų konstrukcijų. Nagrinėjant vertikaliąją elgseną orientuojamasi ne į konkrečias tampriųjų elementų konstrukcijas, kas yra svarbu, bet į tai sukeliančias jėgų charakteristikas, elemento vertikalios jėgos P priklausomybę nuo jo statinės deformacijos f : $P = Pf$ (Ballew *etal.* 2011).

Pakabos statinė deformacija su tiesinėmis charakteristikomis (pastovus standumas) nustatoma pagal formulę:

$$f_{st} = \frac{P_{st}}{c}; \quad (5)$$

čia: P – pakabos statinė apkrova, c – pakabos standumas.

Tiesinėje pakaboje, kurioje egzistuoja priklausomybė tarp svyravimų natūralaus dažnio ir statinės deformacijos:

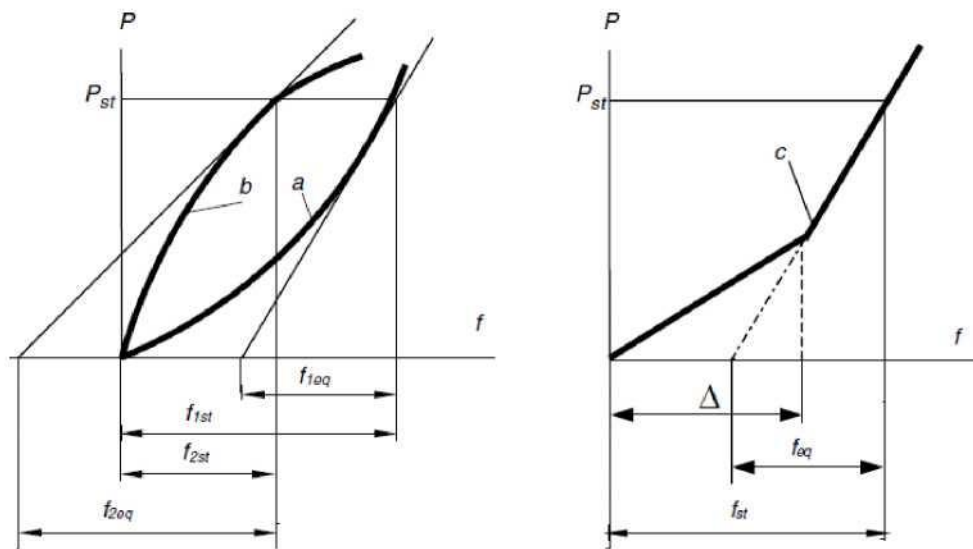
$$\omega^2 = c / M = g / f_{st}; \quad (6)$$

čia: M – transporto priemonės tamprųjų elementų masė; g – laisvasis kritimo pagreitis.

Keleivinių riedmenų svyravimo dažnis paprastai yra 0,9–1,2 Hz diapazone, o prekiniuose vagonuose šis dažnis gali pakilti iki 2,5 Hz pakrauto ir 4 Hz nepakrauto vagono sąlygomis.

Siekiant išvengti pernelyg didelės deformacijos, moderniose pakabų sistemose naudojamos kintamo standumo pakabos, kurios reikiamai apkrovai užtikrina optimalų standumą bei statinę deformaciją. Pakabos elementuose su kintamu standumu (žr. 25 pav.) veikiant statinei jėgai P_{st} , dinaminiai virpesiai pasiskirsto apie pusiausvyros padėtį. Šiuo atveju ekvivalentinis standumas bei deformacija:

$$c_{eq} = \left. \frac{dP}{df} \right|_{P=P_{st}}; \quad f_{eq} = \frac{P_{st}}{c_{eq}}, \quad (7)$$



25 pav. Pakabos netiesinės tamprumo jėgos charakteristika

Čia: a) kieta charakteristika, b) minkšta charakteristika, c) laužtinė su mažėjančiu standumu charakteristika (Ballew *et al.* 2011)

Pakaboje su kieta charakteristika $f < f_{st}$, su minkšta charakteristika $f > f_{st}$, kur f visiškai statinė deformacija. Prekiniuose geležinkelių riedmenyse dažniausiai naudojamos pakabos su laužtinėmis jėgos charakteristikomis (žr. 25 pav. c). Pirmoji charakteristikos dalis su pastoviu standumu c_1 užtikrina leidžiamą svyravimų dažnį tuščio vagono sąlygomis, o antroji charakteristikos dalis su pastoviu standumu c_2 užtikrina leidžiamą svyravimų dažnį pakrauto vagono sąlygomis. Šiuo atveju:

$$c_{eq} = \begin{cases} c_1, f \leq \Delta \\ c_2, f > \Delta \end{cases}; \quad f_{eq} = \begin{cases} \frac{P_{st}}{c_1}, P_{st} \leq c_1 \Delta \\ \frac{P_{st}}{c_2}, P_{st} > c_1 \Delta \end{cases}, \quad (8)$$

Čia: Δ yra nuokrypis atitinkantis laužtinės charakteristikos lūžio tašką. Δ reikšmė parenkama tokia, kad normaliomis tuščio vagono pakabos judėjimo sąlygomis nebūtų pasiekiamas lūžio taškas.

Svarbu apriboti greta esančių vagonų automatinių sukabinimo įtaisų aukščio skirtumus. Didžiausias sukabinimo įtaisų aukščio neatitikimas matuojamas pilnai pakrauto vagono, kurio įtaisai yra pasidėvėję, su naujo, tuščio vagono sukabinimo įtaisais. Automatinių sukabinimo įtaisų lygių skirtumas susidaro dėl pakabos statinės deformacijos, tampriųjų elementų senėjimo ir vežimėlio sudedamųjų dalių nusidėvėjimo (pvz., rato profilio nusidėvėjimas, centrinės atramos ir šoninio rėmo nusidėvėjimas).

Ekspluatuojant vagonus taip pat reikia apriboti kėbulo pasisukimą, siekiant išvengti vagono virtimo nuožulniose kreivėse bei užtikrinti, kad vagonas liktų leistiname pakrovos gabarite. Kai egzistuoja didžiausias vagono kėbulo pasisukimo kampas ir didžiausia šoninė jėga, pasiekiamas mažiausias vertikalusis pakabos standumas.

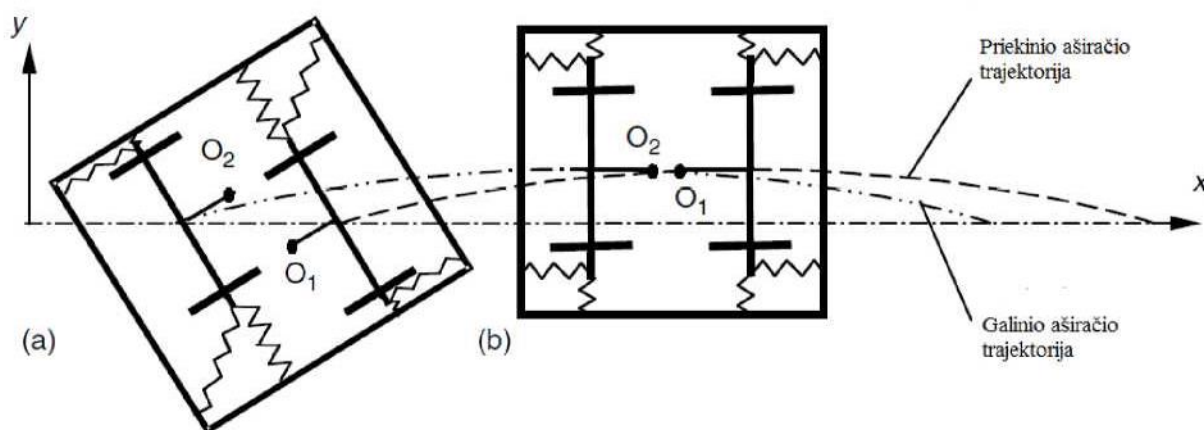
2.3. Vagono skersinės ir išilginės pakabos charakteristikos

Teoriniai tyrimai ir eksperimentai rodo, kad ašidėžės stabilumas didėja didinant jos standumą su vežimėlio rėmu. Šios priklausomybės pobūdis yra netiesinis. Maksimalų greitį įtakoja ryšys tarp pakabos standumo, masės ir ratų kūgiškumo. Ašidėžės pakabos išilginio standumo didinimas susilpnina aširačio stabilumą kreivėse, tuo pat metu didinamas skersinis standumas, mažina aširačio galimybes saugiai įveikti didelius skersinius nelygumus.

Iškyla esminis konfliktas tarp didelio greičio stabilumo reikalavimų tiesiame bėgių kelyje ir saugaus kreivių nelygumų įveikimo. Plokštumoje skersinis ir išilginis standumas turi būti parinktas toks, kad užtikrintų geriausias važiavimo savybes, atsižvelgiant į sąlygas kokiomis bus eksploatuojamas vagonas (kelio profilis).

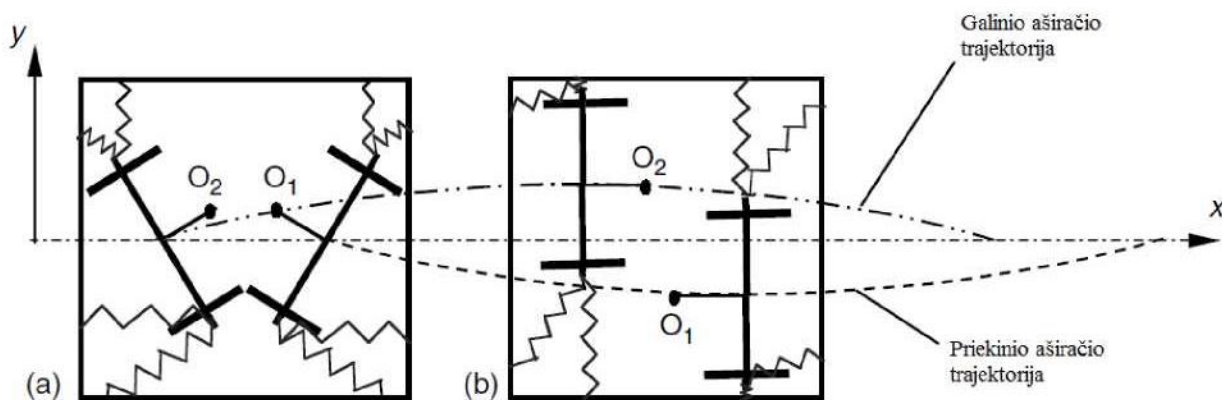
Siekiant pasirinkti preliminarų vežimėlio standumą horizontalioje plokštumoje, naudinga žinoti ašidėžės pakabos standumo ir važiavimo kokybės ryšius analizės ar grafine forma.

Natūralios vibracijos modeliai pavaizduoti 26 ir 27 paveiksluose. Jie gali būti gaunami iš dviejų ašių vežimėlių tiesinių judėjimo lygčių (Ballew *et al.* 2011).



26 pav. Dviejų ašių vežimėlių aširačių poslinkių modeliai:

Čia: a) vingiavimas tiesiame kelyje; b) šoninis poslinkis tiesiame kelyje (Ballew *et al.* 2011)



27 pav. Dviejų ašių vežimėlių aširačių poslinkių modeliai.

Čia: a) vingiavimas kreivėje; b) šoninis poslinkis kreivėje (Ballew *et al.* 2011)

Atlikus modelių analizę galima teigti, kad:

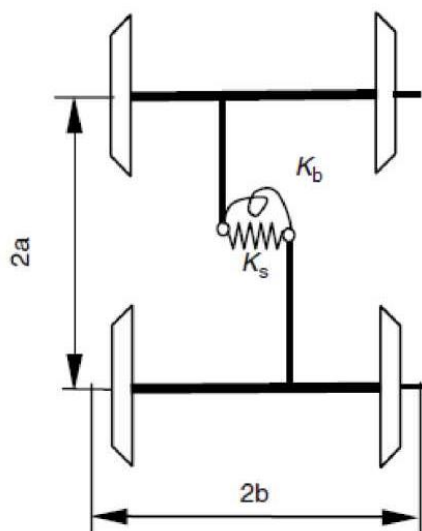
1. Vingiavimas tiesiame kelyje (žr. 26 pav. a) yra santykinis skersinis poslinkis tarp aširačio O ir O centrų ir vežimėlio centro.
2. Panašūs skersiniai poslinkiai atsiranda važiuojant kreivę (žr. 27 pav. b).
3. Santykinis pasisukimas tarp aširačių centrų O ir O pasireiškia aširačiams vingiuojant kreivėje (Žr. 27 pav.a).

Šie du apibendrinti parametrai gali būti naudojami vežimėlių nagrinėjimui:

1. Standumas atitinkantis santykinį skersinį poslinkį tarp aširačių centrų vadinamas šlyties standumu (K_s).
2. Standumas atitinkantis santykinį pokrypio kampą tarp aširačių vadinamas lenkimo standumu (K_b).

Sutartinis vežimėlio šlyties ir lenkimo standumas pateiktas 28 paveiksle atitinkamai kaip spyruoklės poslinkis ir pasisukimas. Apibendrintas standumas K_s ir K pirmiausiai turi ypatingą fizikinę prasmę. Šlyties standumui K_s didesnę įtaką turi transporto priemonės kritinis greitis, o lenkimo standumą K daugiausiai įtakoja aširačių atakos kampas kreivėse.

Šlyties ir lenkimo standumo naudojimas supaprastina ašidėžių pakabų nagrinėjimą, neatsižvelgiama į vežimėlio inerciją, tai leidžia plokštumoje parinkti vežimėlių standumą neatsižvelgiant į jo konkretų dizainą.



28 pav. Ašidėžių pakabos šlyties ir lenkimo standumo schema

Stabilumo problemos sprendimas rodo, kad įprastų geležinkelių transporto priemonių kritinis greitis yra šlyties ir lenkimo standumo funkcija. Kreivių įveikimo kokybė gali būti įvertinta naudojant susidėvėjimo skaičiaus ryšį su šlyties ir lenkimo standumu.

3. KELEIVINIO VAGONO PAKABOS PARAMETRŲ MODELIAVIMAS

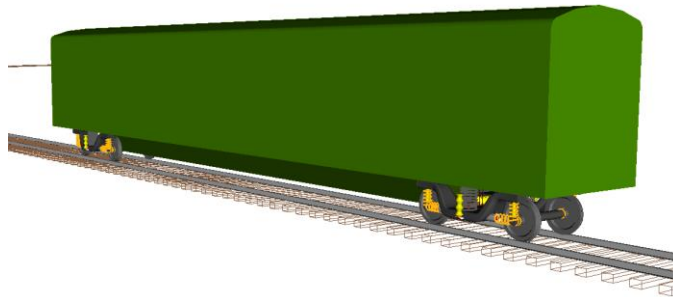
3.1. „Universal Mechanism“ kompiuterinės programos aprašymas

Atliekant testavimus ir bandymus su realiomis sistemomis, dažnai supaprastintomis, ar jų atskiromis dalimis, pasikliaujant patirtimi, intuicija, ekspertų ir analitikų patarimais, gana dažnai rezultatai būna visai ne tokie, kokių laukiama.

Viena iš pagrindinių tokių testavimų ir analizių neefektyvumo priežasčių - pernelyg sunku numatyti sudėtingų sistemų veikimą, jų dalių tarpusavio sąveiką, ypač ilgalaikėje perspektyvoje, taip pat ir priimamų sprendimų pasekmes.

Tuomet, kai modeliavimas su realiomis sistemomis yra arba labai brangus, arba pernelyg sudėtingas, pasitelkiamas kompiuterinis modeliavimas, kartais vadinamas ir kompiuteriniu imitaciniu modeliavimu.

29 paveiksle pateiktas bendras modeliuojamo keleivinio vagono, su dviem 18-100 tipo vežimėliais, vaizdas. Modelis sukurtas naudojant programinį paketą „Universal Mechanism“ (UM).



29 pav. Kompiuterinio modelio bendras vaizdas

Programinis paketas UM skirtas palengvinti mechaninių objektų, kurie gali būti jungiami į daugiafunkcines sistemas, analizę. Gali būti atliekamas paprastas robotų ar sudėtingas daugiafunkcinių sistemų kaip automobilių, lokomotyvų ar vagonų modeliavimas. Tokiose sistemose standūs kūnai gali būti sujungti kinematiniais ryšiais ir jėgos elementais. Kiekvienas modeliuojamas standus kūnas gali turėti po 6 laisvės laipsnius.

Modeliuojant prekinį vagoną UM programa galima modeliuoti šiuos parametrus:

1. Dinaminius procesus, kaip saugumo kriterijus, išilgines ir skersines kelią bei vagoną veikiančias jėgas, nuriudėjimo nuo bėgių galimybę, kontakto nuovargį, nusidėvėjimą, važiavimo komfortą,

- laisvai pasirinkto taško judėjimą, kelio profilį bei nelygumus;
- Galima keisti įvairius geometrinius bei inercinius parametrus, spyruoklių parametrus, frikcinių elementų trinties koeficientus;
 - Modeliuojant dinامينius judėjimus galimi skirtingi bėgių bei rato profiliai, kelio standumas, trinties koeficientas rato ir bėgio sąveikoje;

3.2. UM programa modeliuojamo keleivinio vagono aprašymas

Vagono modelį sudaro kėbulas, dvi skersinės sijos ir du vežimėliai (žr. 29-31 pav.). 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 ašidėžias atsiremia į aširačius.

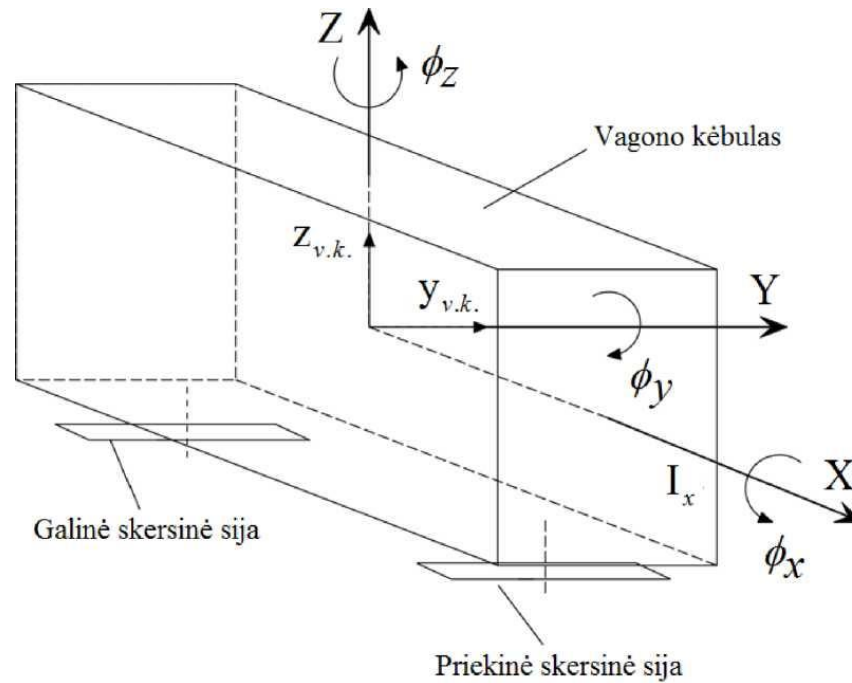
Visi vagono elementai išskyrus spyruoklinę pakabą, modeliuojami kaip standūs kūnai kurie gali judėti visomis trimis Dekarto koordinačių sistemos kryptimis. Pakaba sudaryta iš spyruoklių ir trinties pleiščių, kurie leidžia skersinius ir vertikaliuosius poslinkius. Aširačių ir šoninių sijų jungimo ryšys leidžia šoninėms sijoms pasisukti aširačių atžvilgiu. Persikreipimo metu vežimėlio rėmas įgauna lygegretainio formą. Skaiciuojant vagono laisvės laipsnius šis lygiagretus šoninių sijų persikreipimas žymimas Φ_{pa} . Vagono kėbulo ir vežimėlio leistinių poslinkių schemas pateiktos atitinkamai 30 ir 31 paveiksle. Vagono modelio laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai pateikti 4 lentelėje.

4 lentelė. Laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai

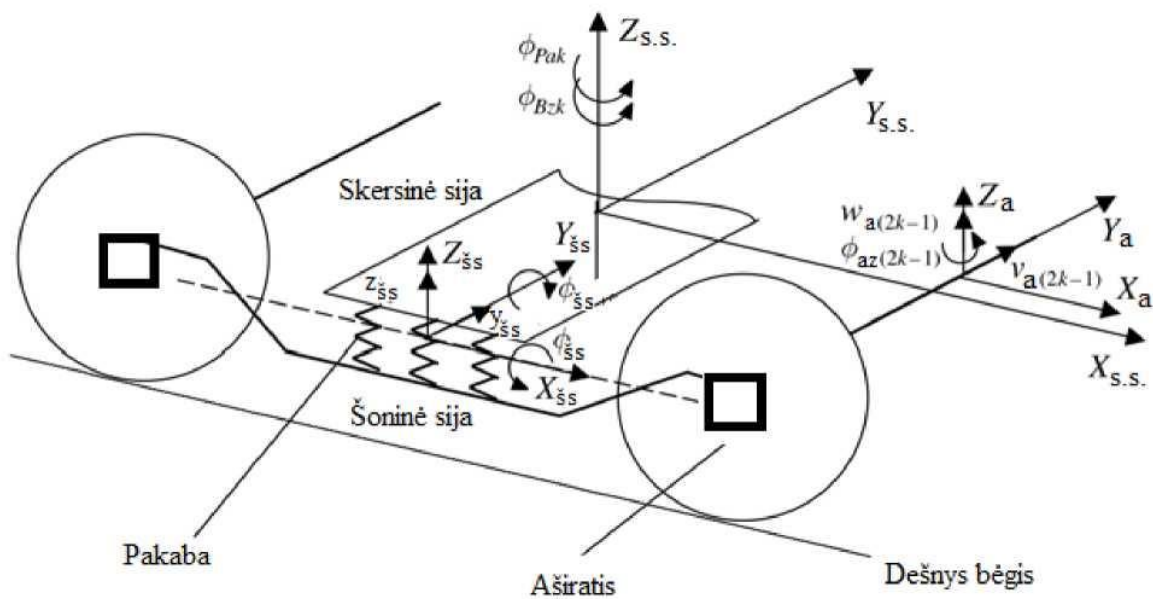
Kryptys Dalys	Vagono detalių leistinos judėjimo kryptys							Vagono detalių skaičius	Laisvės laipsnių skaičius
	x	y	z	Φ_x	Φ_y	Φ_z	Φ_{pa}		
Vagono	–	+	+	+	+	+	–	1	5
Vežimėlis	–	+	+	–	+	+	+	2	10
Iš viso									15

Keleivinio vagono kompiuterinis modelis turi 15 laisvės laipsnių. Vagono poslinkis judėjimo kryptimi nevertinamas.

Keleivinio vagono modelyje aširačiai ir šoninės sijos jungiamos standžiai (žr. 31 pav.). Vežimėlio techninės charakteristikos pateiktos 5 lentelėje.



30 pav. Vagono kūbulo poslinkių schema



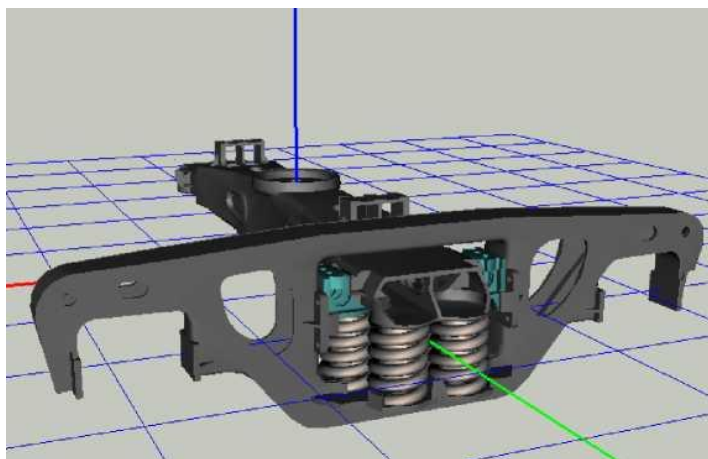
31 pav. Vežimėlio poslinkių schema

5 lentelė. Vežimėlio 18-100 techninės charakteristikos

Rodiklio pavadinimas	Reikšmė
Vežimėlio bazė, mm	1850
Statistinis įlinkis nuo bruto svorio, mm	(46-50)
Statistinis įlinkis nuo taros, mm	9,0
Konstrukcinis greitis, km/h	160
Serijinės gamybos pradžios metai	1957
Pakabos elementai	Trinties ir spyruoklių
Virbalo skersmuo: išorinis, mm; vidinis, mm.	30; 21
Spyruoklės vijų skaičius: išorinių / vidinių: visas; darbinis	5,5/8,5; 4,0/7,0
Darbinė spyruoklių apkrova: išorinė, N; vidinė, N	9,8–1900; 9,8–800
Visiškai suspaustų spyruoklių apkrova, kg; ne didesnė kaip: išorinė / vidinė	3740/1038
Spyruoklės masė, kg, ne mažesnė kaip: išorinės; vidinės	14,8; 7,05
Vežimėlio rėmas	Be jungties
Atstumas nuo BGL iki neprispausto pakulnio paviršiaus, mm	806 ⁺¹²
Vežimėlių gabaritiniai matmenys, mm: ilgis; plotis	2863; 2590
Ašies tipas	RU IŠ
Vežimėlio masė, t	4,7

Modeliuojamo vežimėlio centrinės pakabos bloką sudaro 7 spyruoklės ir 2 trinties pleištai.

Modeliuojamo vežimėlio centrinės pakabos vaizdas pateiktas 32 paveiksle.

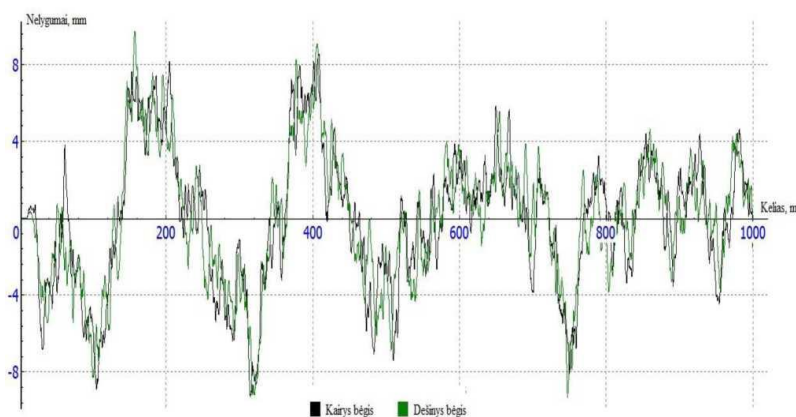


32 pav. Modeliuojamo vežimėlio centrinės pakabos vaizdas

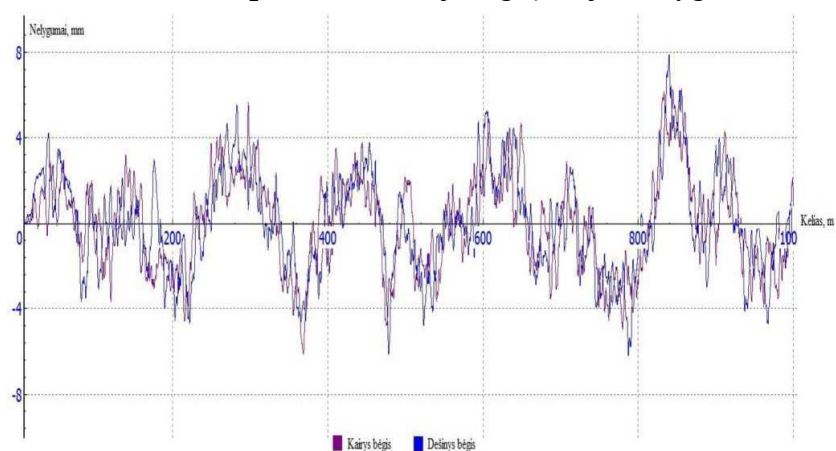
UM programa leistinas spyruoklių bei trinties pleiščių parametrų modeliavimas.

3.3. UM programa modeliuojamas bėgių kelias

Geležinkelių riedmenys juda bėgiais su nelygumais. Dėl nelygumų atsirada geležinkelių riedmenų virpesiai, ypač jeigu nelygumai dažnai pasitaiko kelyje ir judama dideliu greičiu (Keršys *et al.* 1997). Sudarant bėgių kelio profilį atsižvelgiama į leistinus bėgių vėžės nelygumus, kurie neribotų maksimalaus leistino vagono judėjimo greičio, t. y. 120 km/h. Modeliuojant bėgių kelio profilį remtasi JAV naudojamais bėgių kelio saugumo reikalavimais (UM programa orientuota į užsienyje taikomus standartus), pagal kuriuos bėgių kelias atsižvelgiant į nelygumus ir vagono judėjimo greitį skirstomas į 9 kategorijas. Parenkama 5 kategorija, kuri leidžia keleivinio vagono judėjimo greitį iki 129 km/h. UM programa modeliuojamas 1 km ilgio tiesus bėgių kelias. Jam priskiriami sinusoidiniai vertikalieji (žr. 33 pav.) ir skersiniai (žr. 34 pav.) bėgių vėžės nelygumai iki 10 mm. Nelygumai priskiriami atkirai kiekvienam bėgiui. Siekiant gauti tikslesnes kėbulo svyravimų priklausomybes modeliuojamas bėgių kelias su dažnai pasikartojančiais nelygumais.



33 pav. Vertikalieji bėgių linijos nelygumai



34 pav. Skersiniai bėgių linijos nelygumai

3.4. Modeliuojamų parametrų parinkimas

Prekinių vagonų pakabose naudojami įvairūs tamprieji elementai. Nagrinėjant vertikaliąją dinamiką orientuojamasi ne į konkrečius tampriuosius elementus kas yra svarbu, bet į vertikaliąją dinamiką įtakančias jėgų charakteristikas, t.y. elemento vertikalios jėgos P priklausomybę nuo jo statinės deformacijos f : $P = P(f)$.

Pakabos statinė deformacija su tiesinėmis charakteristikomis nustatoma pagal formulę:

$$f_{st} = \frac{P_{st}}{c}; \quad (9)$$

čia: P - pakabos statinė apkrova, N; c - pakabos standumas, N/m.

Atsižvelgiant į pakabos statinės deformacijos išraišką pasirenkami kintamieji - vertikalusis ir skersinis pakabos spyruoklių standumas. Atlikus literatūros apžvalgą pastebėta, kad prekių vagonų pakabose naudojamų spyruoklių standumas svyruoja nuo 400 kN/m iki 800 kN/m.

Standumo ribos parenkamos proporcingai kas 100 kN/m, nuo standartinių eksploatacijoje naudojamų spyruoklių standumo. Vienos dvigubos spyruoklės vertikalusis standumas imamas nuo 432 kN/m iki 832 kN/m ir atitinkamai skersinis nuo 443 kN/m iki 843 kN/m. Vienos dvigubos spyruoklės standumo reikšmės pateiktos 6 lentelėje.

6 lentelė. Pakabos spyruoklių vertikalios ir skersinio standumo diapazonas

Vertikaljasis spyruoklių standumas, kN/m	Skersinis spyruoklių standumas, kN/m
323	120
376	140
430*	160*
484	180
534	200

* – eksploatacijoje naudojamų spyruoklių standumas.

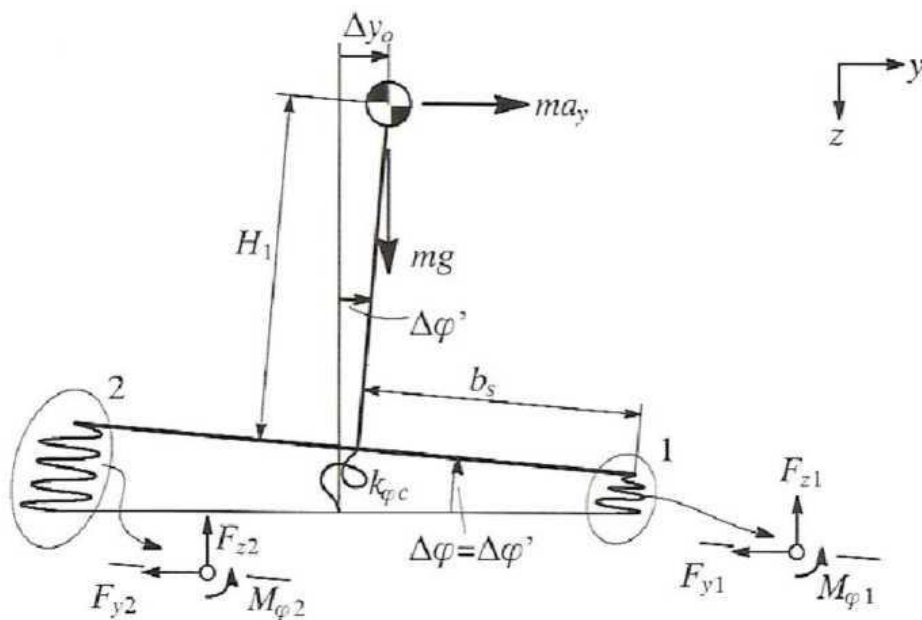
Atlikus literatūros apie vagonų dinamikos analizę pastebėta, kad dažniausiai straipsniuose yra tiriami ir aprašomi tik keleivinių vagonų kėbulų svyravimai. Magistro darbe tirama pakabos parametrų įtaka keleivinio vagono kėbulo svyravimams. Nustatomi kėbulo poslinkiai bei pagreičiai vertikalia ir skersine kryptimi.

Leidinyje (Вершинский *et al.* 1991) pateikiamos keleivinio vagono eksploatacijoje leistino kėbulo svyravimo pagreitčių ribos (žr. 7 lentelę).

7 lentelė. Leidžiamos keleivinio vagono kėbulo svyravimų pagreičių ribos

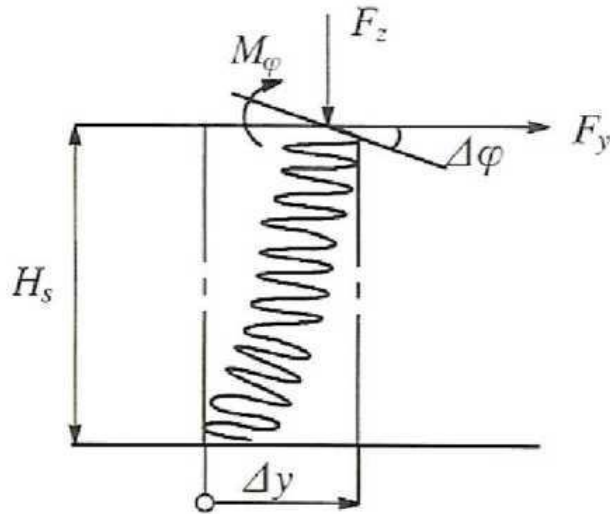
Vagono eksploatacija	Kėbulo svyravimų pagreičiai, m/s ²	
	Vertikalia kryptimi	Skersine kryptimi
Puiki	0,10	0,05
Gera	0,15	0,10
Patenkinama	0,20	0,15
Leistina (ribinė)	0,35	0,30
Pastoviam naudojimui netinkama	>0,70	>0,50

Nustatyti kėbulo svyravimai lyginami su leistinomis ribomis. Daroma prielaida, kad vagono kėbulas ir pakaba yra simetriški centro linijos atžvilgiu (Andersson *et al.* 2007). Pakabos svyravimų skaičiavimo modelis pateiktas 35 paveiksle.



35 pav. Pakabos svyravimų skaičiavimo modelis

čia: m — masė, apkraunanti pakabą, kg; a_y — skersinis pagreitis, m/s²; $\Delta\varphi' = \Delta\varphi$ — suspaustos pakabos svyravimų kampas; g — laisvojo kritimo pagreitis, m/s²; H_1 — atstumas iki masės centro, m; b_s — atstumas iki atramos į pakabą, m.



36 pav. Spyruoklės veikiančių jėgų, momentų ir deformacijų schema

Užrašoma 1 ir 2 spyruoklių (žr. 35, 36 pav.) skaičiavimo matrica yz koordinačių plokštumoje:

$$\begin{pmatrix} F_y \\ M_\varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{yy} & k_{y\varphi} \\ k_{\varphi y} & k_{\varphi\varphi} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta y \\ \Delta\varphi \end{pmatrix}, \text{ kur } k_{y\varphi} = k_{\varphi y} < 0. \quad (10)$$

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

Jėgos veikiančios vertikalia kryptimi išraiška:

$$F = k_{zz} \cdot \Delta z. \quad (11)$$

Simetriškos spyruoklės apie y ašį, apkrautos vertikalia jėga F, tiesinis standumas gali būti užrašomas taip:

$$k_{y\varphi} = k_{\varphi y} = -\left(\frac{F_z}{2} + k_{yy} \cdot \frac{H_s}{2}\right) \quad (12)$$

Tada spyruoklės parametrai gali būti išreikšti taip:

$$F_{y1} = k_{yy}\Delta y_1 + k_{y\varphi}\Delta\varphi' \quad (13)$$

$$M_{\varphi1} = k_{y\varphi}\Delta y_1 + k_{\varphi\varphi}\Delta\varphi' \quad (14)$$

$$\Delta y_1 = \Delta y_0 - H_1 \cdot \Delta\varphi' \quad (15)$$

$$\Delta y_2 = \Delta y_1 = \Delta y_0 - H_1 \cdot \Delta\varphi' \quad (16)$$

$$\Delta z_1 = z_0(mg) + b_s \cdot \Delta\varphi' \quad (17)$$

$$\Delta z_2 = z_0(mg) - b_s \cdot \Delta\varphi' \quad (18)$$

$$M_{\varphi1} = M_{\varphi2} = k_{\varphi y}\Delta y_1 + k_{\varphi\varphi}\Delta\varphi' = k_{y\varphi}\Delta y_1 + k_{\varphi\varphi}\Delta\varphi' \quad (19)$$

$$F_{y2} = F_{y1} = k_{yy}\Delta y_1 + k_{y\varphi}\Delta\varphi' \quad (20)$$

$$F_{z1} = F_{z0} + k_{zs} \cdot b_s \cdot \Delta\varphi' \quad (21)$$

$$F_{z2} = F_{z0} + k_{zs} \cdot b_s \cdot \Delta\varphi' \quad (22)$$

Pusiausvyros lygtys:

$$ma_y - F_{y1} - F_{y2} = 0 \quad (23)$$

$$ma_y \cdot H_1 + mg \cdot H_1 \cdot \varphi' - F_{z1} \cdot b_s + F_{z2} \cdot b_s - M_{\varphi1} - M_{\varphi2} - k_{\varphi\varphi} \cdot \Delta\varphi' = 0 \quad (24)$$

Iš formulių (20) ir (23) gaunama:

$$2k_{yy}\Delta y_1 + 2k_{y\varphi} \cdot \Delta\varphi' = ma_y \quad (25)$$

Iš formulių (24), (21) ir (22) gaunama:

$$2k_{y\varphi}\Delta y_1 + (2b_s^2 k_{zs} + k_{\varphi\varphi} - mgH_1) \cdot \Delta\varphi' = ma_y H_1 \quad (26)$$

Daroma prielaida, kad spyruoklėms $2k_{\varphi\varphi} \cong 2b_s^2 k_{zs}$, tada galima užrašyti siūbavimo kampo $\Delta\varphi'$ ir šoninio poslinkio $\Delta y'$ išraiškas:

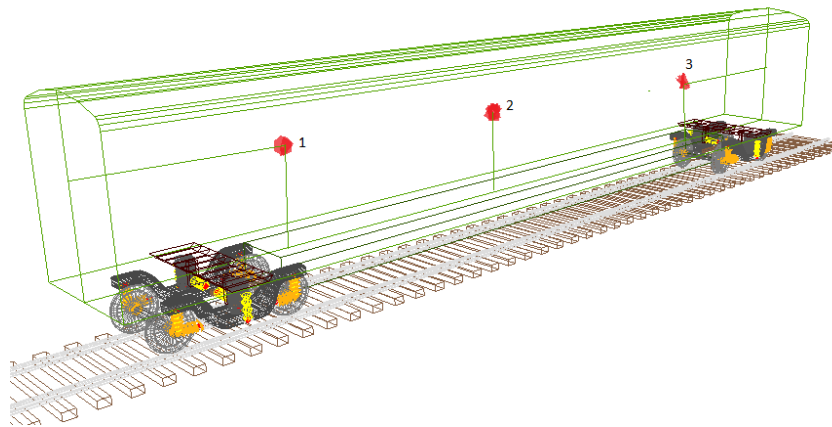
$$\Delta\varphi' = ma_y \frac{H_1 - \frac{k_{y\varphi}}{k_{yy}}}{2b_s^2 + k_{\varphi\varphi} - mgH_1 - 2\frac{k_{y\varphi}^2}{k_{yy}}} \quad (27)$$

$$\Delta y' = \frac{ma_y}{2k_{yy}} \left[1 - 2k_{y\varphi} \frac{H_1 - \frac{k_{y\varphi}}{k_{yy}}}{2b_s^2 k_{zs} + k_{\varphi\varphi} - mgH_1 - 2\frac{k_{y\varphi}^2}{k_{yy}}} \right] \quad (28)$$

Galima teigti, kad įstrižinis standumas $k_{y\varphi}$ veikia siūbavimo kampą $\Delta\varphi'$ bei šoninį poslinkį $\Delta y'$. Šiuos rodiklius taip pat veikia atstumas iki masės centro H_1 ir apkrovos jėga mg (Andersson *et al.* 2007).

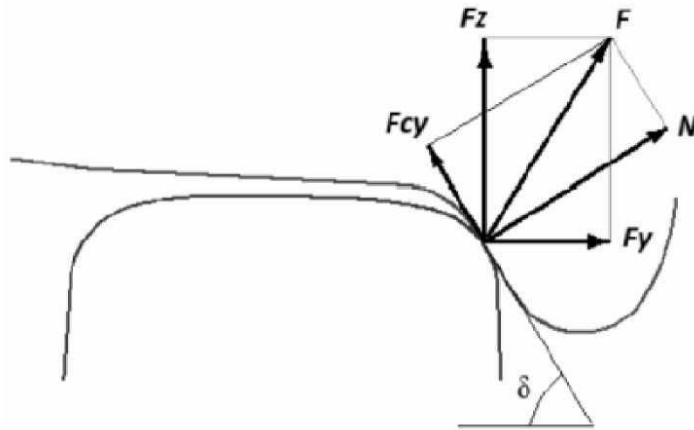
Iš (9) ir (28) formulių matoma, kad vertikalioji pakabos deformacija f_{st} bei skersinis poslinkis Ay' priklauso nuo pakabos statinės apkrovos, nuo vagono masės, todėl atliekamas tuščio ($m = 32$ t) ir pilno ($m = 36$ t) vagono modeliavimas.

Nagrinėjant vertikalius ir skersinius vagono kėbulo poslinkius pasirenkami 3 kėbulo taškai. Iš (24) formulės matyti, kad taško skersinis poslinkis Ay' didėja didėjant atstumui H nuo kūno prijungimo taško prie pakabos, todėl pasirenkami taškai aukščiausioje vagono koordinatėje. Vagono taškų koordinatės: 1 (6,57 ;0; 4,25), 2 (0; 0; 4,25) ir 3 (-6,57; 0; 4,25) (žr. 37 pav.).



37 pav. Nagrinėjamų kėbulo taškų išdėstymo bendras vaizdas

Disertacijoje (Dailydka 2011) teigiama, kad nustatant optimalius važiuoklių pakabų parametrus, pagrindiniu rodikliu reikia laikyti stovumo koeficientą, nes šis parametras pirmasis riboja judėjimo greitį. Siekiant gauti tikslesnę judėjimo bėgių vėžėje stovumo 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. Rato ir bėgio kontakte veikiančios jėgos pateiktos 38 paveiksle.



38 pav. Rato ir bėgio kontakto jėgos

Nadalio kriterijus yra lygus:

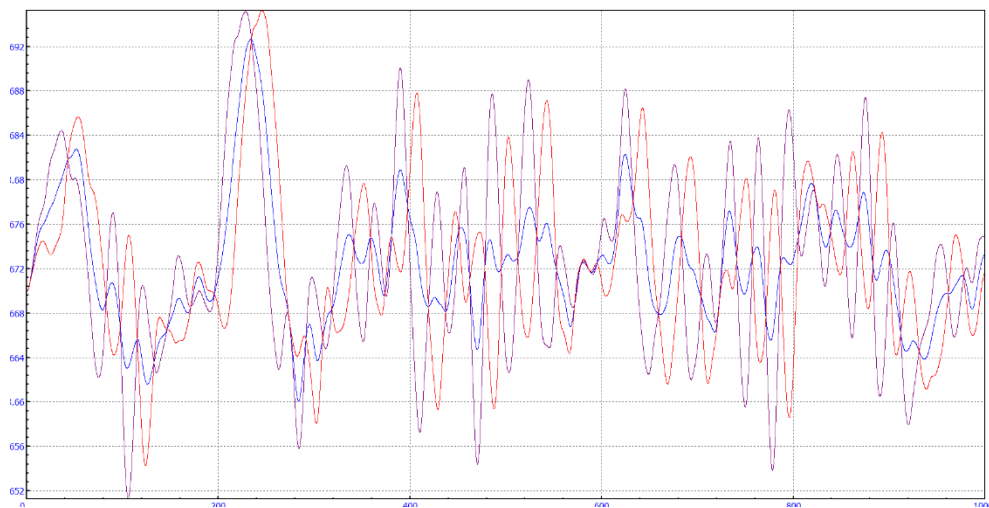
$$Nad = \frac{F_y}{F_z} = \frac{\operatorname{tg} \delta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \delta} < 0,85 \quad (29)$$

čia: μ – trinties koeficientas tarp rato ir bėgio, δ – rato atakos kampas.

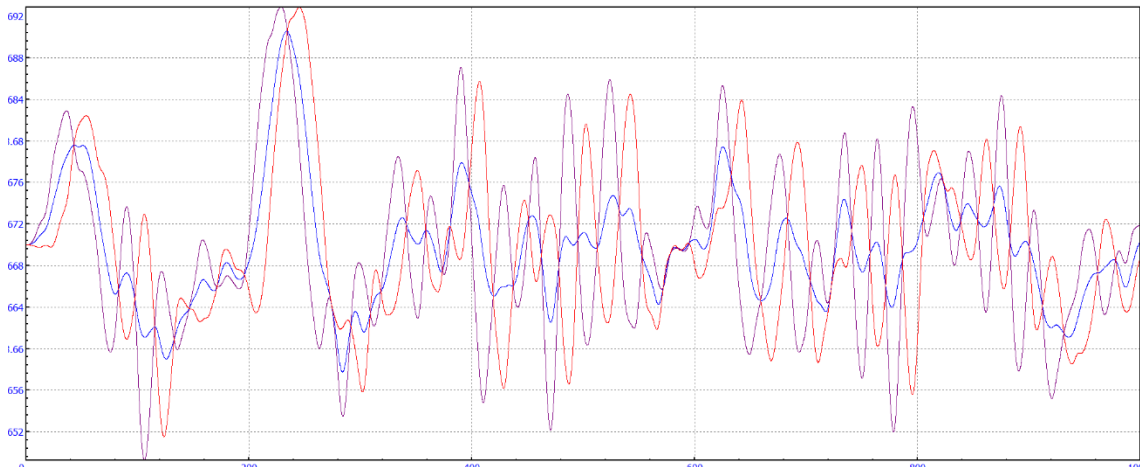
Nadalio kriterijus pavieniam ratui, pasiūlytas Federalinei geležinkelių administracijai (JAV) ir buvo naudojamas geležinkelių transporto sistemoje. Nadalis apibrėžė originalią formuluotę (įvertinančią rato ir bėgio kontakte veikiančias jėgas, trinties koeficientą ir tarpusavio atakos kampą), minimizuojančią rato nuvažiavimo nuo bėgio riziką. Nadalio kriterijus parodo minimalų F_y / F_z santykį, kada atsiranda tikimybė aširačio briaunai užlipti ant bėgio. Kitaip tariant, išlaikant riedmenų važiavimo parametrus žemiau Nadalio kriterijaus vertės, aširačio briaunos užlipimas ant bėgio negalimas.

3.5. Keleivinio vagono modeliavimo rezultatai

Tyrimo rezultatai pateikiami grafine forma. Nustatoma vagono kėbulo vertikalų poslinkių priklausomybė nuo pakabos vertikaliosios apkrovos masės. Modeliavimas atliekamas, kai vagono judėjimo greitis 120 km/h, tuščio ir pilno vagono sąlygomis. Pakabos spyruoklių vertikalusis standumas $k_v = 323 \text{ kN/m}$ ir skersinis $k_s = 120 \text{ kN/m}$ (žr. 39– 40 pav.). Iš 39 ir 40 paveiksluose pateiktų vertikalųjų vagono taškų poslinkių grafikų judant 120 km/h greičiu pastebima, kad esant pilnam vagonui, padidinus vagono masę 4 t, vertikalųjų kėbulo taškų poslinkių pusiasvyros padėties koordinatė sumažėja nuo 3,67 m iki 3,66 m. Tuščio vagono kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,03916 m, o pilno vagono kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,03928 m. Amplitudė pakito 1,2 mm.

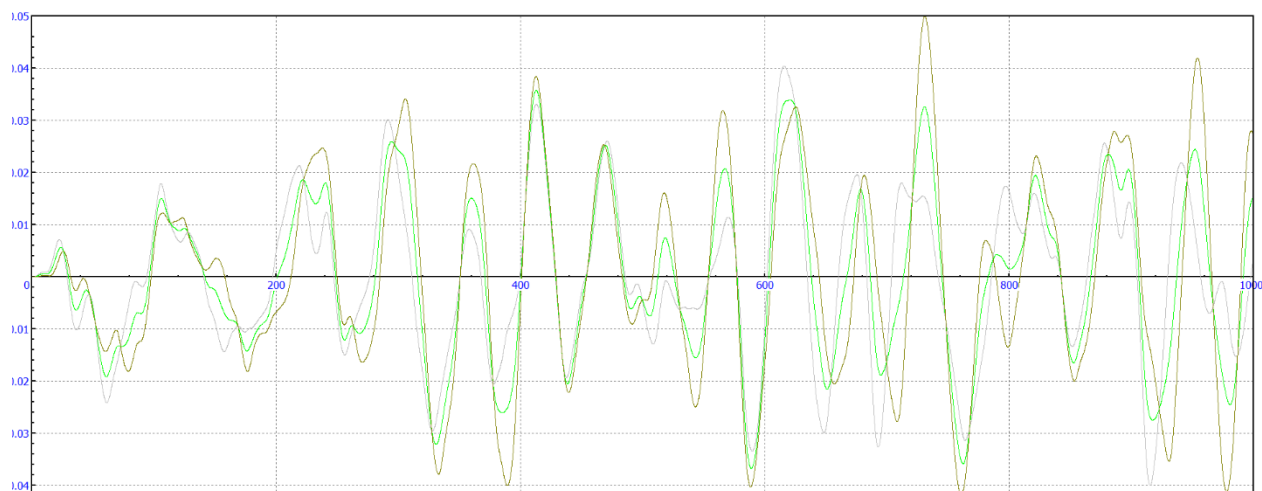


39 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)

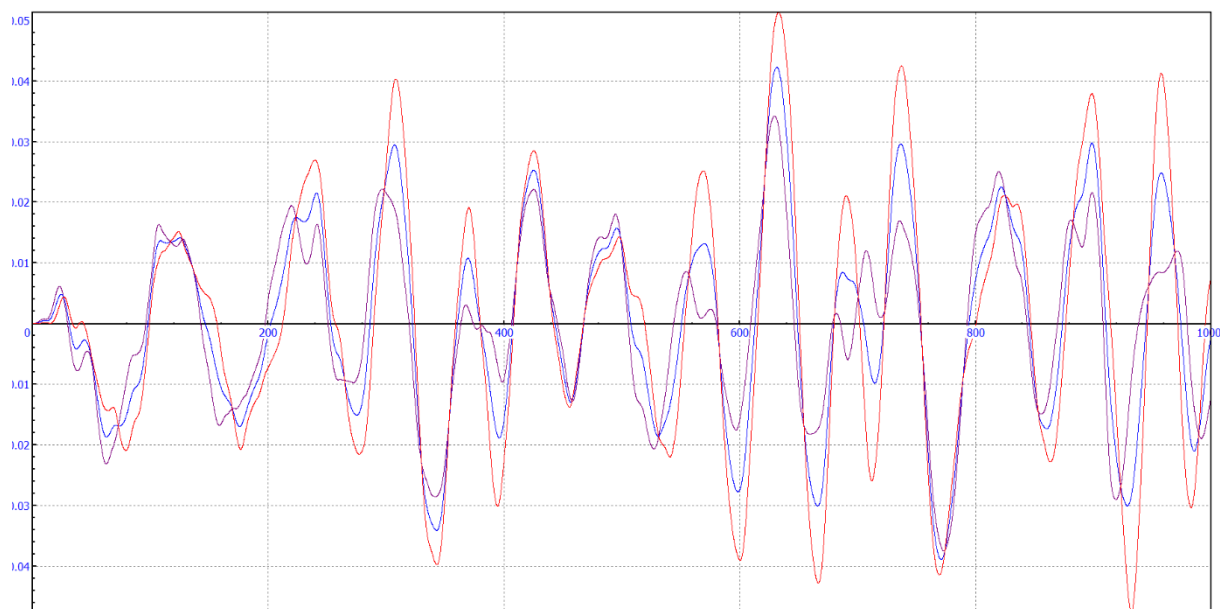


40 pav. Pilno vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)

Nustatoma vagono kėbulo skersinių poslinkių priklausomybė nuo pakabos parametrų standumo. Modeliavimas atliekamas, kai keleivinio vagono judėjimo greitis 120 km/h, tuščio vagono sąlygomis. Mažinamas pakabos spyruoklių vertikalusis standumas (nuo $k_v = 430$ kN/m iki $k_v = 323$ kN/m) ir skersinis (nuo $k_s = 160$ kN/m iki $k_s = 120$ kN/m) (žr. 41–42 pav.).

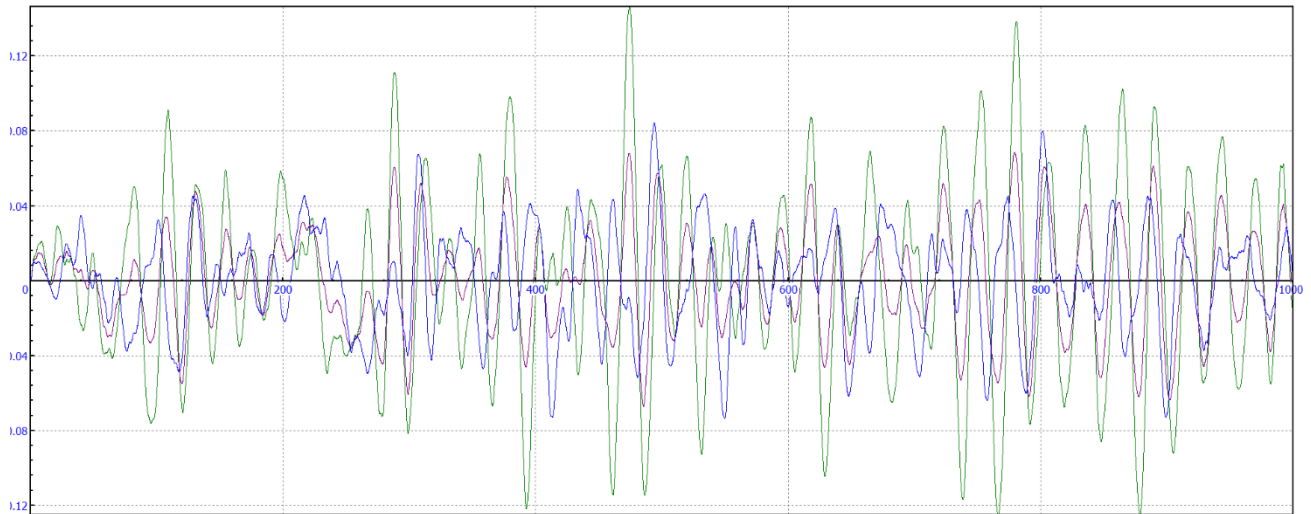


41 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 323$ kN/m, $k_s = 120$ kN/m)

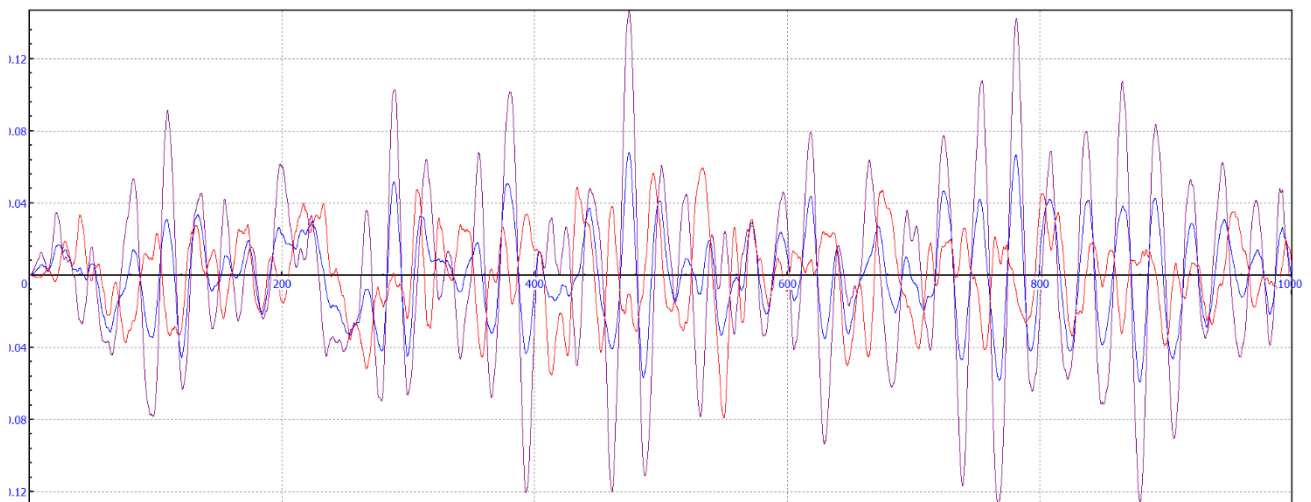


42 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 534$ kN/m, $k_s = 200$ kN/m)

Iš 41 ir 42 paveiksluose pateiktų skersinių keleivinio vagono kėbulo taškų poslinkių grafikų pastebima, kad sumažinus pakabos spyruoklių standumą, kėbulo taškų poslinkių amplitudžių skirtumas 24,26 mm. Iš dalies pakito svyravimų pobūdis, padidinus spyruoklių standumą 1,4 karto poslinkių, siekiančių 5 mm, kiekis sumažėjo 2 kartus, dėl to kelio nelygumai bus mažiau juntami keleiviams. Nustatoma keleivinio vagono kėbulo vertikalųjų pagreičių priklausomybė nuo pakabos vertikaliosios, vagono masės. Modeliavimas atliekamas, kai keleivinio vagono greitis 120 km/h, tuščio ir pilno keleivinio vagono sąlygomis. Vertikalusis spyruoklių standumas $k_v = 534 \text{ kN/m}$, o skersinis $k_s = 200 \text{ kN/m}$ (žr. 43-44 pav.).



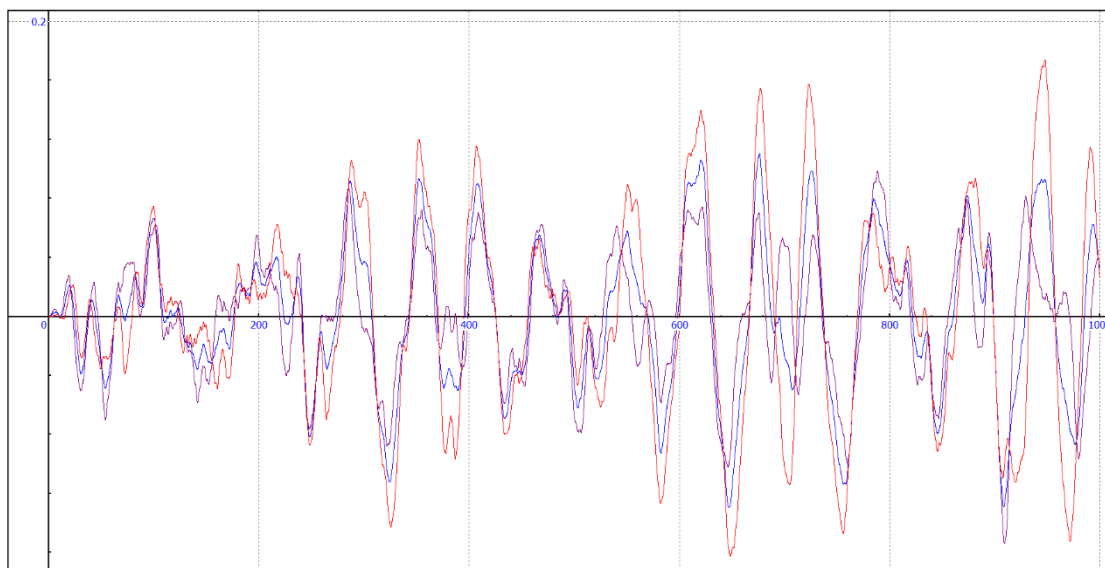
43 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



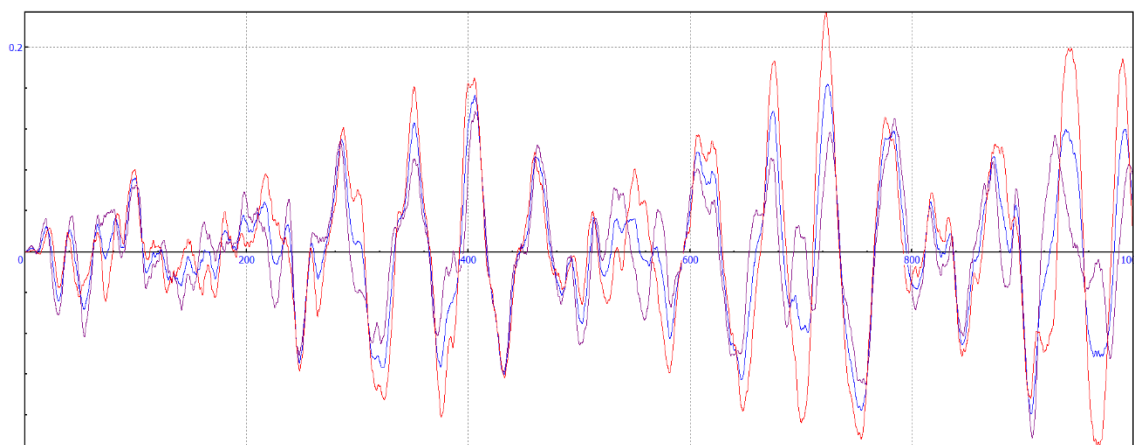
44 pav. Pilno vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)

Padidinus keleivinio vagono masę iki pilno keleivinio vagono sąlygų, padidinus vagono masę 4 t, vertikalųjų kėbulo pagreičių ribos nesumažėja. Tačiau vertikalųjų kėbulo pagreičių amplitudžių ribos didėja 22 % (nuo $0,256 \text{ m/s}^2$ iki $0,329 \text{ m/s}^2$). Todėl kelio nelygumai keleiviui juntami labiau, nors jų

poveikis išlieka toks pat. Nustatoma vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybė nuo pakabos spyruoklių standumo. Modeliavimas atliekamas, kai keleivinio vagono judėjimo greitis 120 km/h, pilno vagono sąlygomis. Mažinamas pakabos spyruoklių vertikalusis standumas (nuo $k_v = 430 \text{ kN/m}$ iki $k_v = 323 \text{ kN/m}$) ir skersinis (nuo $k_s = 160 \text{ kN/m}$ iki $k_s = 120 \text{ kN/m}$) (žr. 41–42 pav.).

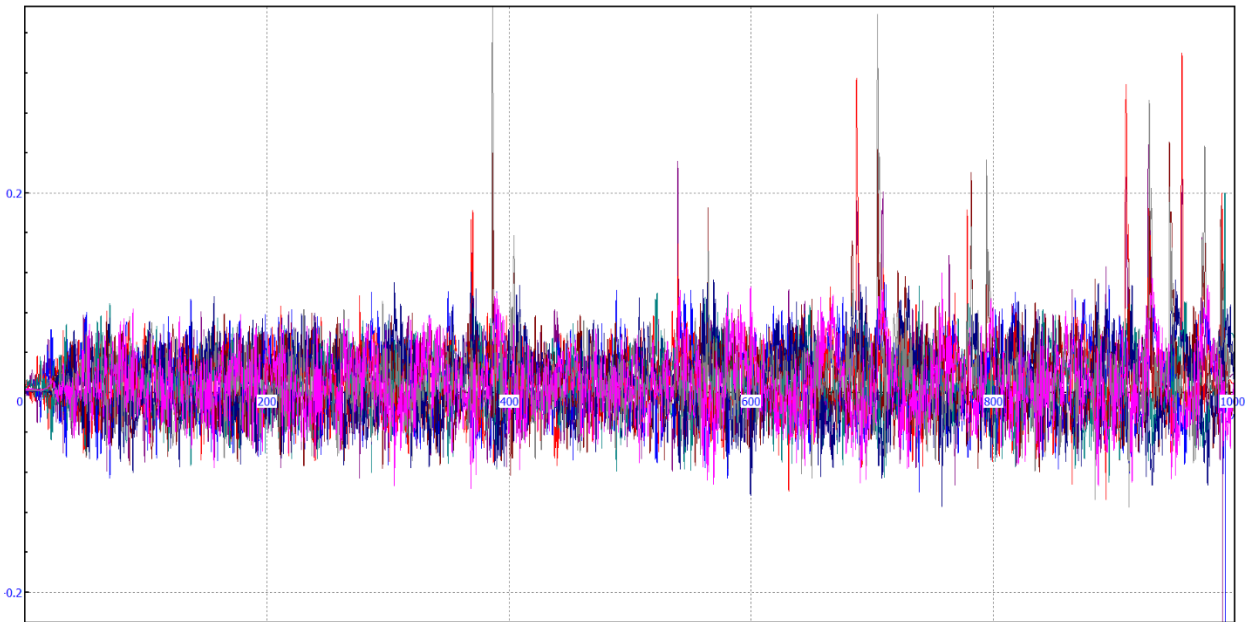


45 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo pagreičiai ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)

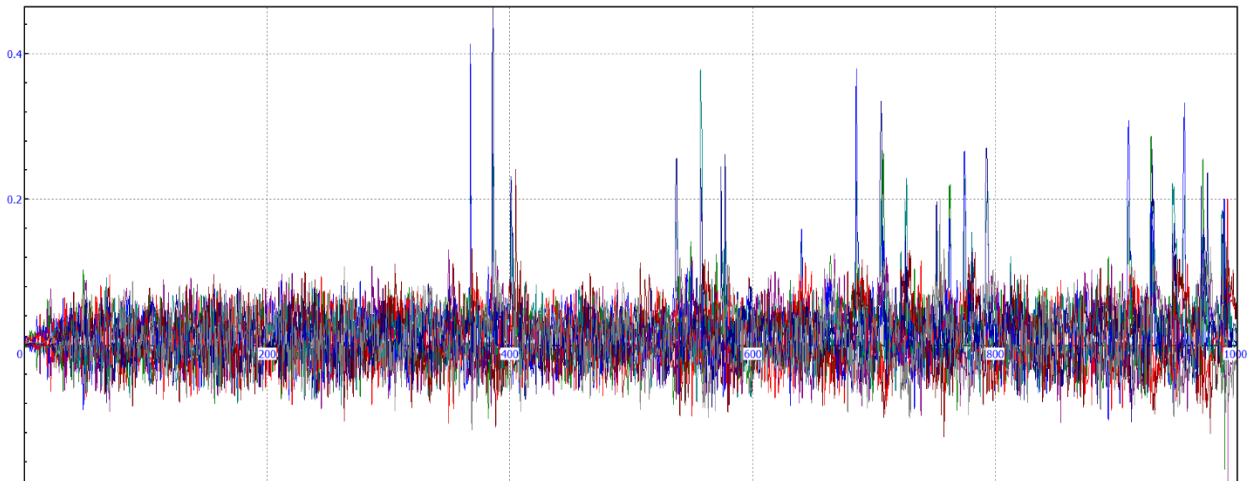


46 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo pagreičiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)

Padidinus keleivinio vagono pakabos spyruoklių standumą 1,34 karto, pilno keleivinio vagono kėbulo taškų skersinių pagreičių amplitudžių ribos didėja nuo $0,16 \text{ m/s}^2$ iki $0,24 \text{ m/s}^2$. Pagal leidžiamų skersinio kėbulo pagreičio ribų (žr. 7 lentelę), leistina riba jau yra viršijama. Siekiant neviršyti leidžiamų skersinių vagono pagreičių ribų, turi būti mažinamas pakabos parametrų standumas.



47 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



48 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus ($k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)

Padidinus pakabos spyruoklių standumą 1,34 karto, Nadalio kriterijaus maksimalių reikšmių skirtumas labai mažas. Sumažinus pakabos spyruoklių standumą, Nadalio kriterijaus reikšmė krito 0,16. Pirmuoju modeliavimo atveju 0,32 riba viršijima 3 kartus, o antruoju – 6 kartus, galima teigti kad didesnio standumo pakaba turi įtakos Nadalio kriterijaus didėjimui. Abiem modeliavimo atvejais neviršijima leistina Nadalio kriterijaus reikšmė 0,85.

Likusieji 3.5 poskyryje parinktų modeliavimo ribų rezultatai pateikti 1 priede.

3.6. Judėjimo greičio įtakos judėjimo tolygumui tyrimas

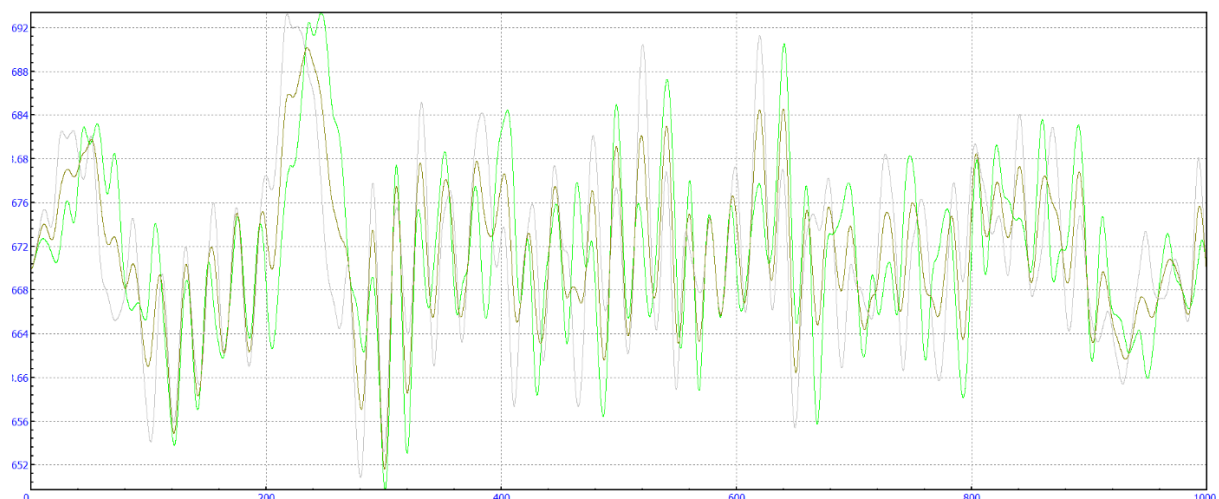
Modeliavimas atliekamas, kai judėjimo greitis 90 km/h. Judėjimo greitis parenkamas atsižvelgiant į Lietuvoje vagono maksimalų leidžiamąjį greitį tarpstočiuose. Modeliavimas atliekamas tuščio vagono sąlygomis. Vertikalusis pakabos spyruoklių standumas $k_v = 534$ kN/m, skersinis $k_s = 200$ kN/m.

Gauti rezultatai ($v = 90$ km/h, $k_v = 534$ kN/m, $k_s = 200$ kN/m) lyginami su tokiais pat parametrais tik 120 km/h greičiu atlikto modeliavimo rezultatais. Tuščio keleivinio vagono kėbulo poslinkių (žr. 49 pav. Ir 39 pav.) amplitudžių intervalai nekinta, tačiau jų dažnis didėja. Pastebėta, kad ryškesni tapo keleivinio vagono kėbulo vidurio svyravimai lyginant su vagono priekiu ir galu.

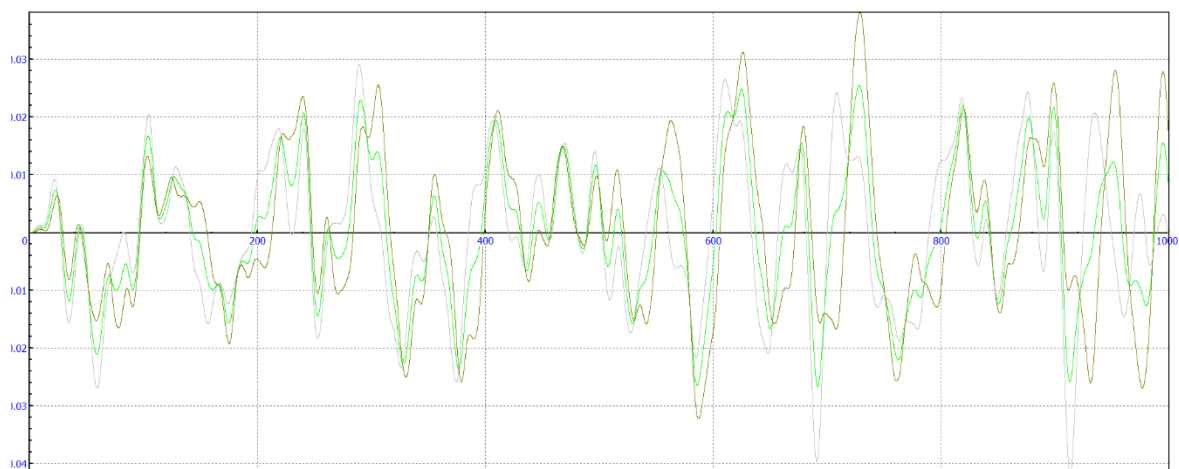
1. Tuščio keleivinio vagono skersinių poslinkių (žr. 50 ir 42 pav.) amplitudės sumažėjo 11,2 mm.
2. Keleivinio vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai (žr. 51 ir 43 pav.) sumažėja nuo $0,144 \text{ m/s}^2$ iki $0,124 \text{ m/s}^2$.
3. Keleivinio vagono skersiniai kėbulo pagreičiai (žr. 52 ir 43 pav.) sumažėja nuo $0,17 \text{ m/s}^2$ iki $0,144 \text{ m/s}^2$.

Atsižvelgiant į keleivinio vagono kėbulo pagreičius skersine kryptimi (žr. 7 lentelę), tuščio keleivinio vagono eksploatacijos rodiklis nuo leistino (ribinio) pasiekia patenkinamo judėjimo tolygumo lygį. Sumažinus judėjimo greitį 30 km/h, Nadalio kriterijaus (žr. 53 ir 48 pav.) maksimali reikšmė sumažėja nuo 0,44 iki 0,28, kai maksimali leidžiama reikšmė 0,85. Sumažinus tuščio vagono judėjimo greitį iki dažniausiai naudojamo tarpstočiuose 90 km/h. Sumažinus greitį ketvirtadaliu, skersiniai kėbulo poslinkiai sumažėja tiek pat. Vertikalieji kėbulo pagreičiai mažėja – 14 %, skersiniai pagreičiai – 15 %. Keleivinio vagono kėbulo pagreičiai bei Nadalio kriterijus neviršija leistinų ribų.

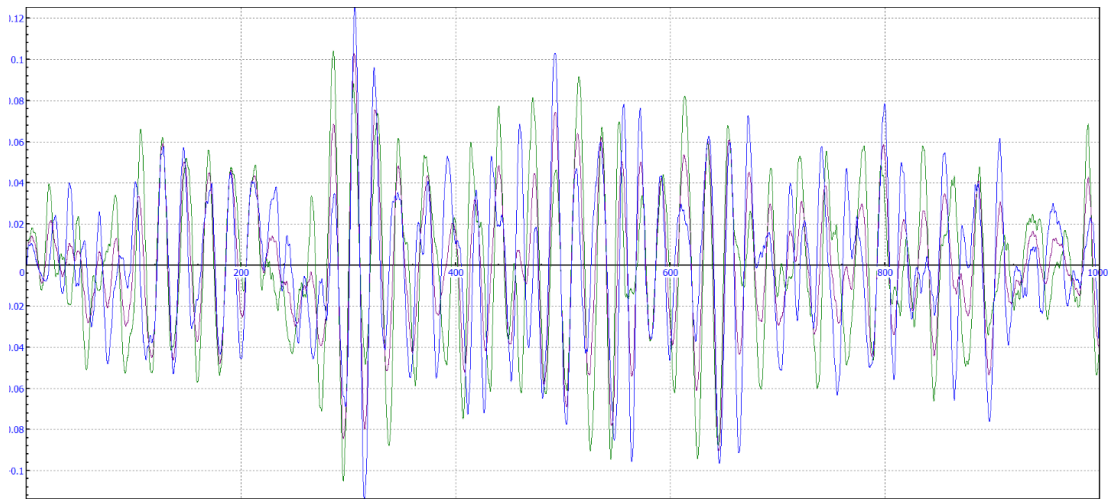
Likusieji 3.6 poskyryje parinktų modeliavimo ribų rezultatai pateikti 2 priede.



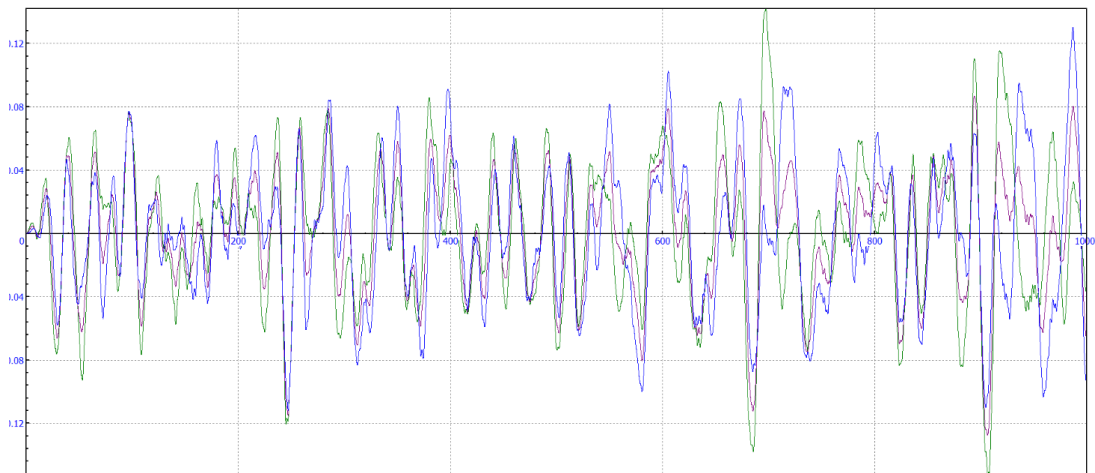
49 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo poslinkiai



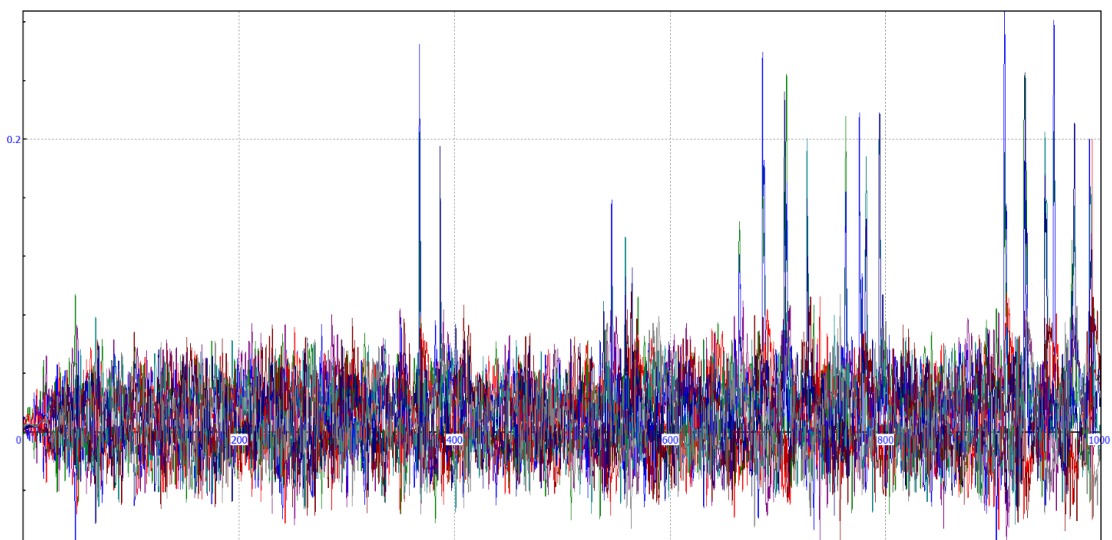
50 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai ($k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



51 pav. Tuščio vagono vertikalieji kėbulo pagreičiai



52 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo pagreičiai



53 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus

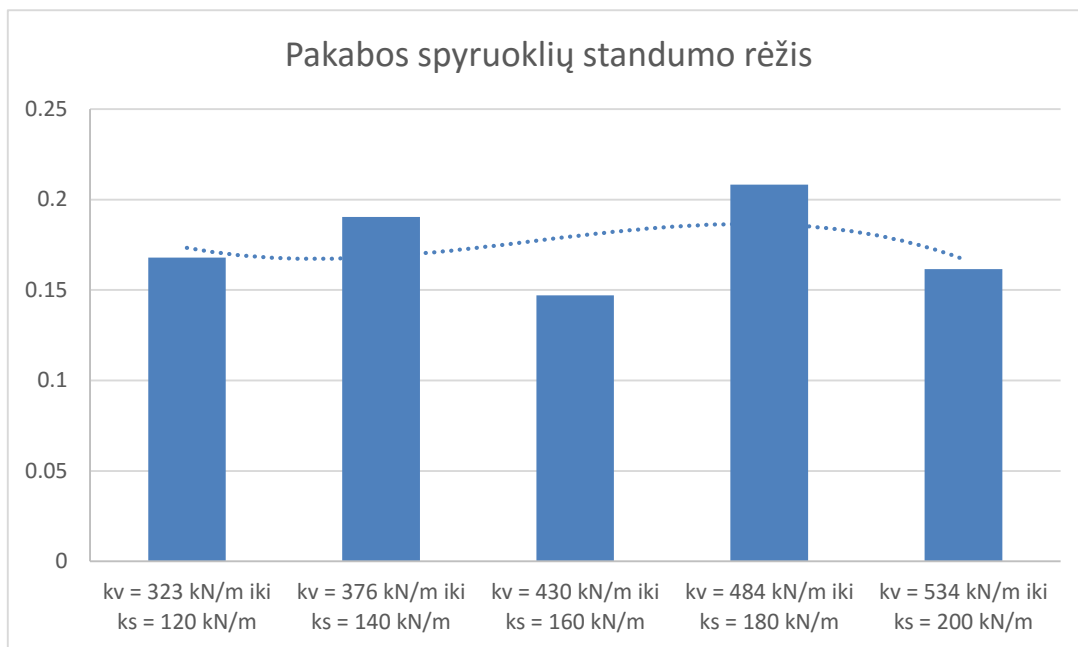
4. PAKABOS SPYRUOKLIŲ STANDUMO IR JUDĖJIMO GREIČIO ĮTAKOS VAGONO KĖBULO SKERSINIAMS PAGREIČIAMS TYRIMAS

4.1. Pakabos standumo įtakos keleivinio vagono kėbulo skersiniams pagreičiams tyrimas

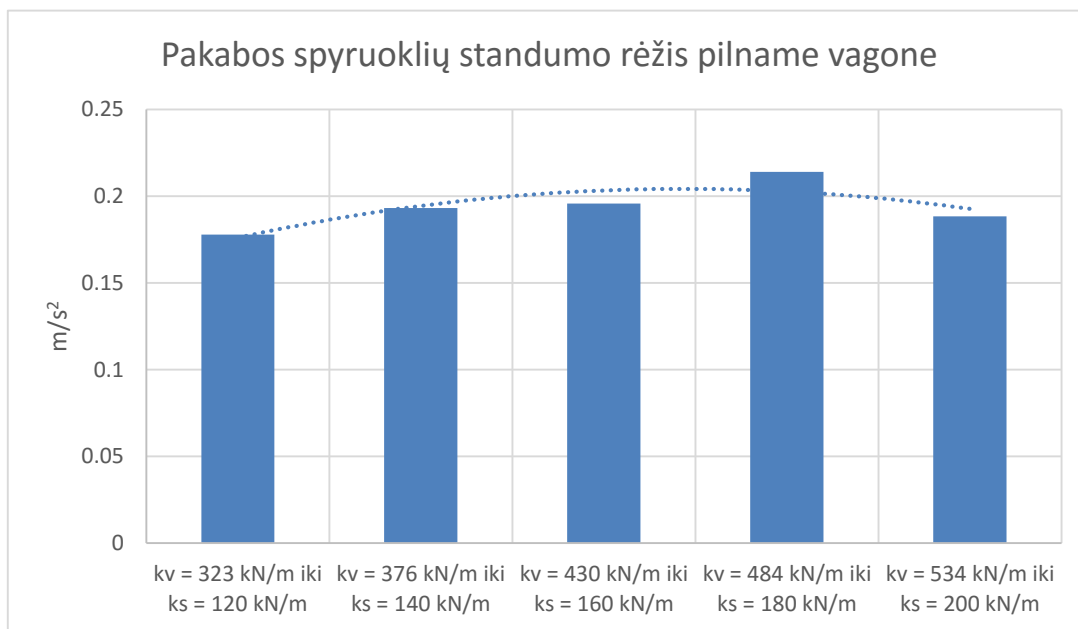
Atlikus prekinio vagono pakabos spyruoklių standumo ir statinės apkrovos modeliavimą, važiuojant 120 km/h greičiu, nustatyta, kad dažniausiai viršijamos leidžiamos vagono kėbulo skersinių pagreičių ribos $0,15 \text{ m/s}^2$ (žr. 7 lentelę). Pagrindiniu rodikliu, lemiančiu, keleivinio vagono judėjimo tolygumą, reikėtų laikyti skersinius vagono kėbulo pagreičius.

Nustatyta, kad vagono kėbulo skersiniai pagreičiai didėja didinant vagono masę. Pavyzdžiui, kai $k_v = 534 \text{ kN/m}$, o $k_s = 200 \text{ kN/m}$, pilno keleivinio vagono kėbulo skersiniai pagreičiai didesni nei tuščio $0,0267 \text{ m/s}^2$ (žr. 54 pav.) Taip pat nustatyta, kad didžiausius pagreičius įgauna vagono galas, todėl sudarant pilno keleivinio vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybės nuo pakabos spyruoklių standumo grafiką (žr. 55 pav.), imamos vagono kėbulo koordinatės taško Nr. 3 skersinių pagreičių reikšmės.

Iš 55 paveikslo pastebima, kad pilno keleivinio keleivinio vagono kėbulo skersiniai pagreičiai didėja didinant pakabos standumą. Modeliuojamo pakabos spyruoklių standumo ribose pilno keleivinio vagono kėbulo skersinių pagreičių reikšmės kinta nuo $0,17 \text{ m/s}^2$ iki didžiausios $0,215 \text{ m/s}^2$, tačiau keleivinio vagono kėbulo skersiniai pagreičiai viršija patenkinamų pagreičių ribą – $0,15 \text{ m/s}^2$.



54 pav. Skersinių pagreičių priklausomybė nuo pakabos standumo ($v = 120 \text{ km/h}$)



55 pav. Skersinių pagreičių priklausomybė nuo pakabos standumo ($v = 120 \text{ km/h}$)

4.2. Judėjimo greičio įtakos vagono kėbulo skersiniams pagreičiams tyrimas

4.1 poskyryje nustatyta, kad modeliujamo pakabos spyruoklių standumo ribose pilno keleivinio vagono kėbulo skersiniai pagreičiai viršija leistiną patenkinamą ribą $0,15 \text{ m/s}^2$. Taigi, nustatoma prekinio vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybė nuo vagono judėjimo greičio.

Modeliavimui parenkamas eksploatacijoje naudojamų pakabos spyruoklių standumas $k_v = 430 \text{ kN/m}$, o $k_s = 160 \text{ kN/m}$. Vagono judėjimo greitis keičiamas nuo 20 iki maksimalaus naudojamo Lietuvos keliuose, t.y. 120 km/h. Parenkami 20 km/h intervalai, įtraukiamas 90 km/h į bandymus. Keleivinio vagono judėjimo greičio modeliavimo rezultatai pateikiami 2 priede. Pilno vagono (vagono masė padidinta 4 t) kėbulo skersinių pagreičių priklausomybės nuo vagono judėjimo greičio grafikas pateiktas 56 pav.



56 pav. Keleivinio vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybės nuo vagono judėjimo greičio grafikas ($v = 120 \text{ km/h}$)

Iš 56 pav. pateikto kėbulo skersinių pagreičių grafiko pastebima, kad didėjant vagono judėjimo greičiui, palaipsniui didėja ir vagono kėbulo skersiniai pagreičiai. Atsižvelgiant į vagono kėbulo skersinių pagreičių patenkinimo ribas, parinktu kelio profiliu keleivinio vagono maksimalus leidžiamasis greitis – 98 km/h.

IŠVADOS

1. Nustatyta, kad keleivinio vagono masė lemia ne tik statinį pakabos įlinkį, bet ir judančio vagono kėbulo poslinkių Z ašimi amplitudes. Padidinus keleivinio vagono masę nuo 32 t iki 36 t, pakabos statinis įlinkis padidėja 1 mm, o vagono kėbulo vertikalųjų svyravimų amplitudės sumažėjo 1,2 mm. Padidinus pilno vagono pakabos vertikalųjų spyruoklių standumą nuo 323 kN/m iki 534 kN/m, o skersinį nuo 120 kN/m iki 200 kN/m, vertikalųjų vagono svyravimų amplitudės sumažėjo 7,2 mm.
2. Nustatyta, kad didesnio standumo pakaba lemia mažesnes judančio vagono kėbulo skersinių poslinkių amplitudes. Vagonui judant 120 km/h greičiu, padidinus vagono pakabos spyruoklių vertikalųjų standumą nuo 323 kN/m iki 534 kN/m, o skersinį nuo 120 kN/m iki 200 kN/m, kėbulo taškų skersinių poslinkių amplitudės sumažėja 12 mm.
3. Konstatuota, kad didinama keleivinio vagono masė lemia mažesnius keleivinio vagono kėbulo pagreičius. Vagonui judant 120 km/h greičiu, kai pakabos spyruoklių vertikalusis standumas $c_v = 430$ kN/m, o skersinis $c_s = 160$ kN/m, padidinus vagono masę nuo 32 t iki 36 t, vertikalųjų pagreičių amplitudžių maksimalios reikšmės sumažėja dydžiu $0,011 \text{ m/s}^2$, o skersinių – $0,074 \text{ m/s}^2$.
4. Ištyrus pakabos spyruoklių standumo įtaką vagono kėbulo skersiniams pagreičiams nustatyta, kad sumažinus pilno vagono pakabos spyruoklių standumą 1,4 karto, gaunamos 10 % mažesnės kėbulo skersinių pagreičių maksimalios reikšmės. Mažinamas pilno vagono pakabos spyruoklių standumas lemia 8 % mažesnes vertikalųjų kėbulo pagreičių maksimalias reikšmes.
5. Modeliuojant keleivinio vagono judėjimą 120 km/h greičiu, nustatyta, kad dažniausiai viršijamos vagono kėbulo skersinių pagreičių priimtinos ribos $0,15 \text{ m/s}^2$. Pagrindiniu rodikliu, lemiančiu keleivinio vagono judėjimo stabilumą, reikėtų laikyti skersinius vagono kėbulo pagreičius.
6. Sudarius pilno keleivinio vagono kėbulo skersinių pagreičių priklausomybės nuo vagono judėjimo greičio grafiką, nustatyta, kad parinktu kelio profiliu maksimalus leistinas judėjimo greitis yra 98 km/h. Judant tokiu greičiu, nebus viršijamos kėbulo skersinių pagreičių patenkinamos ribos.

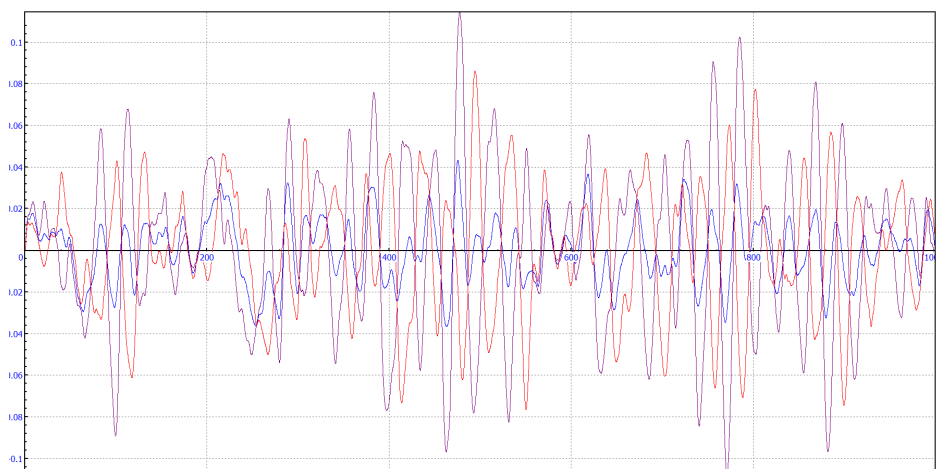
7. Ištyrus pakabos spyruoklių standumo įtaką Nadalio kriterijui tuščio ir pilno vagono sąlygomis, konstatuota, kad didinamas pakabos spyruoklių standumas lemia Nadalio kriterijaus didėjimą (didėja tikimybė aširačio briaunai užlipti ant bėgio), tačiau maksimalių Nadalio kriterijaus reikšmių pokytis labai mažas. Padidinus pakabos spyruoklių standumą 1,4 karto, tuščio keleivinio vagono Nadalio kriterijaus reikšmė didėja nuo 0,3 iki 0,44. Kritinė Nadalio kriterijaus reikšmė 0,85 neviršijama.
8. Didinant pakabos spyruoklių standumą, mažėja kėbulo poslinkių amplitudė, tačiau pagreitis didėja. Padidinto standumo pakaba vadinama „kietąja“, kadangi padidėja kelio atoveiksmis į vagoną ir tuo pačiu važiuoklę, poveikis keleiviams. Taigi, keleivių važiavimo patogumas sumažėja.

LITERATŪRA

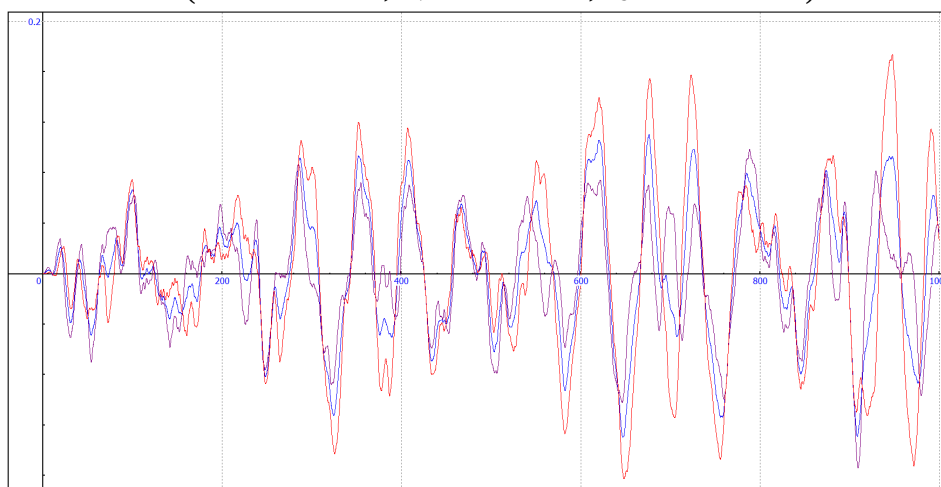
- Balevičius, V.; Steišūnas, S.; Bureika, G. 2014. Prekinių vagonų pakabos parametrų įtakos važiavimo tolygumui tyrimas. *Mokslas – Lietuvos ateitis*. Vilnius : Technika. ISSN 2029-2341. T. 6, Nr. 5 (2014), p. 538–545..
- Bazaras, Ž.; Rutka, A. 2002. Geležinkelių riedmenų konstrukcija. Laboratoriniai darbai. Kaunas: Technologija. 100 p.
- Bogdevičius M.; Žygienė R.; Bureika G. & Dailydka S.. 2016. An analytical mathematical method for calculation of the dynamic wheel–rail impact force caused by wheel flat. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 54(5): 689–705.
- Bogdevičius, M. 2012. *Transporto priemonių dinamika*. Vilnius: Technika. 205 p.
- Iwnicki Simon. 2006. Handbook of railway vehicle dynamics. Boca raton: CRC/Taylor Francis. 535 p.
- Keršys, R.; Bazaras, Ž. 2001. Keleivinio vagono dinamika važiuojant izoliuotomis įdubomis, *Transportas*, XVI, Nr.3: 93–99.
- Keršys, R.; Bazaras, Ž.; Griškevičius, P.; 1999. Vagono vertikalios dinamikos modeliavimas, *Transportas*, XIV, Nr. 5: 220–227.
- Myamlin, S.; Lingaitis L., P.; Dailydka, S.; Vaičiūnas, G.; Bogdevičius, M.; Bureika, G. 2015. Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie. *Transport*. Vilnius : Technika. ISSN 1648-4142. Vol. 30, no. 1 (2015), p. 88–92.
- Orlova, A.; Boronenko, Y. 2010. The influence of the condition of three-piece freight bogies on wheel flange wear: simulation and operation monitoring, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 48: 37-53.
- Orlova, A.; Romen, Y. 2008. Refining the wedge friction damper of three-piece freight bogies, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46: 445–455.
- Sivilevičius, H.; Šukevičius, Š.; Maskeliūnaitė, L.; Bražiūnas, J. 2012. *Transporto sistemos elementai*. Vilnius: Technika. 97 p.
- Steišūnas, S.; Bureika, G. 2014. Study of freight wagon running dynamic stability taking into account the track stiffness variation. *Transports problems*. Gliwice : Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. ISSN 1896-0596. Vol. 9, iss. 4 (2014), p. 131–143.
- Wickens. H. A. 2003. Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability. Lisse : Swets Zeitlinger. 286 p.

PRIEDAI

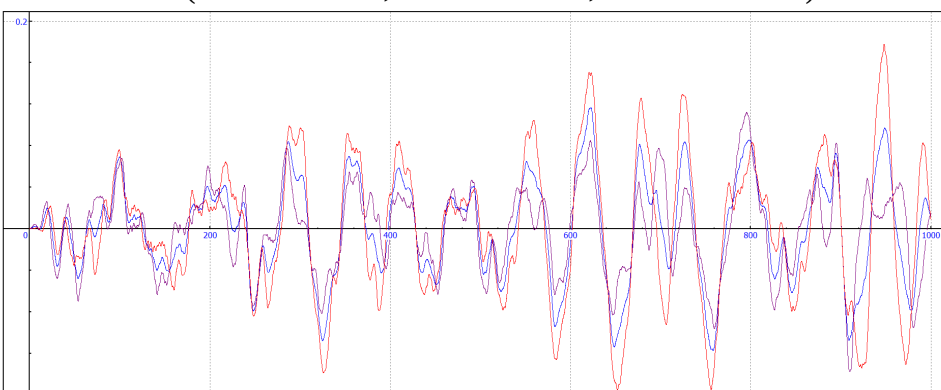
Modeliavimo rezultatai, kai vagono judėjimo greitis – 120 km/h



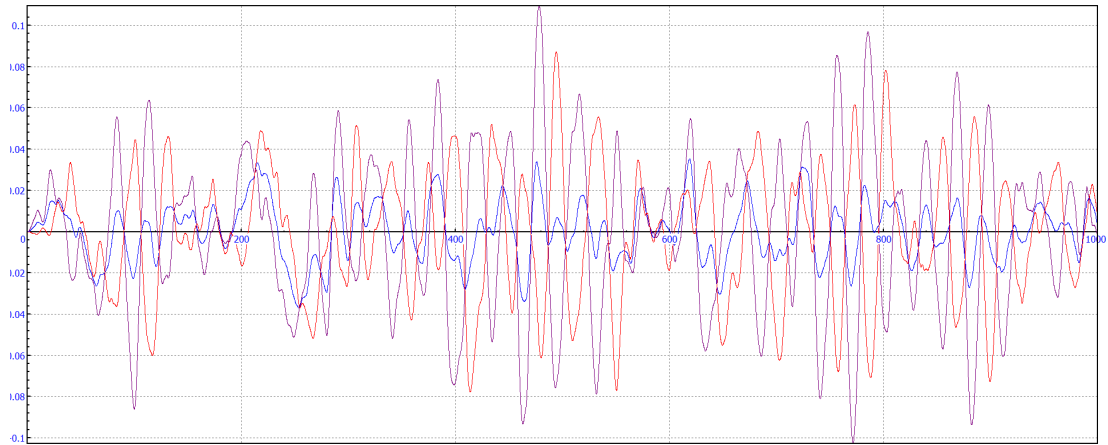
1.1 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)



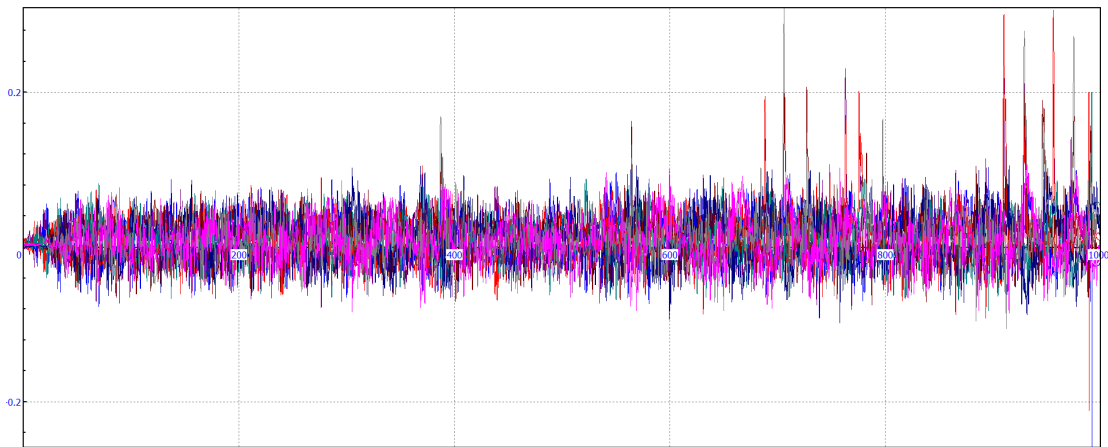
1.2 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)



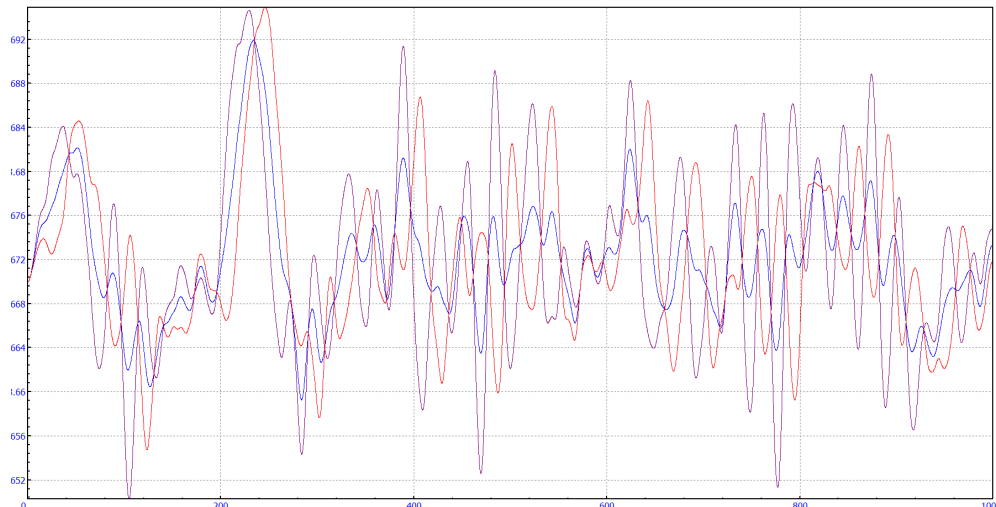
1.3 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)



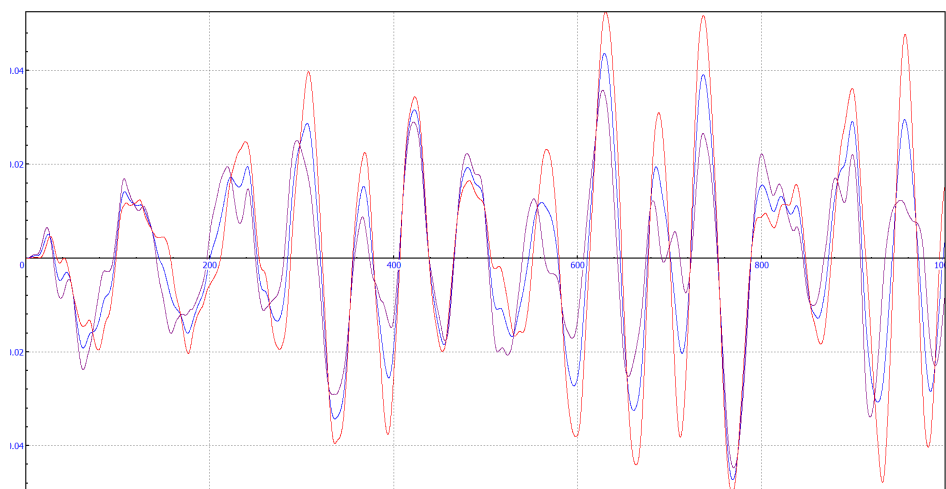
1.4 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)



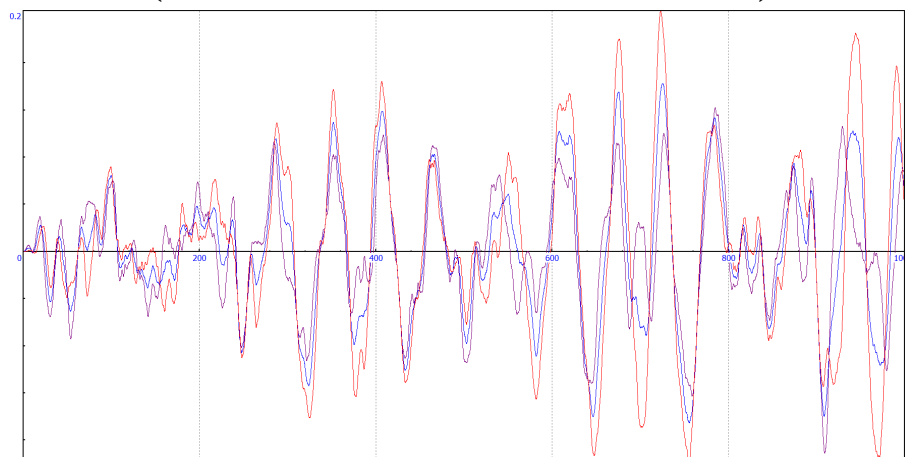
1.5 pav. Pilno vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 323 \text{ kN/m}$, $k_s = 120 \text{ kN/m}$)



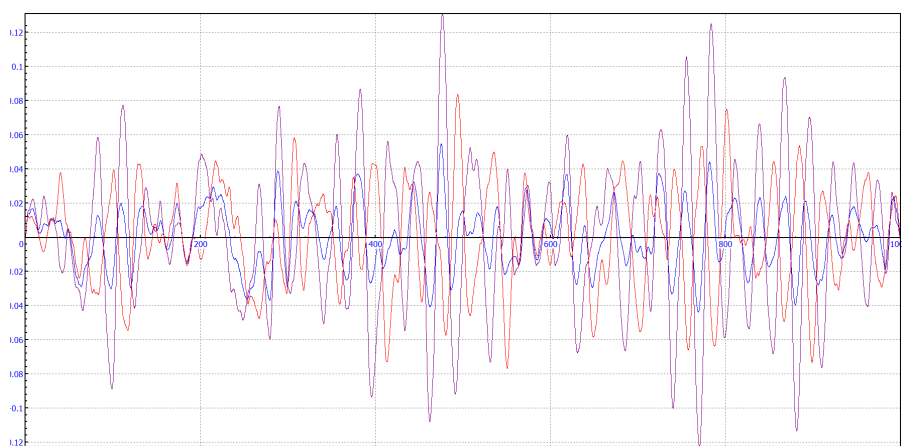
1.6 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



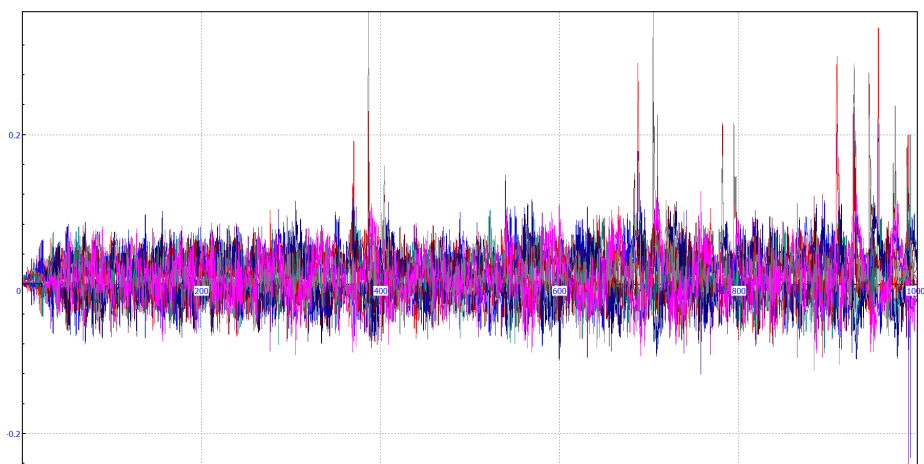
1.7 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



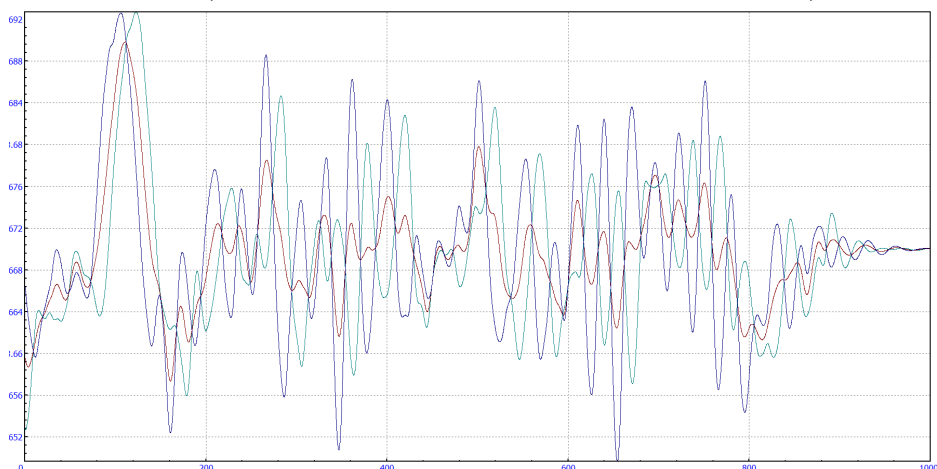
1.8 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



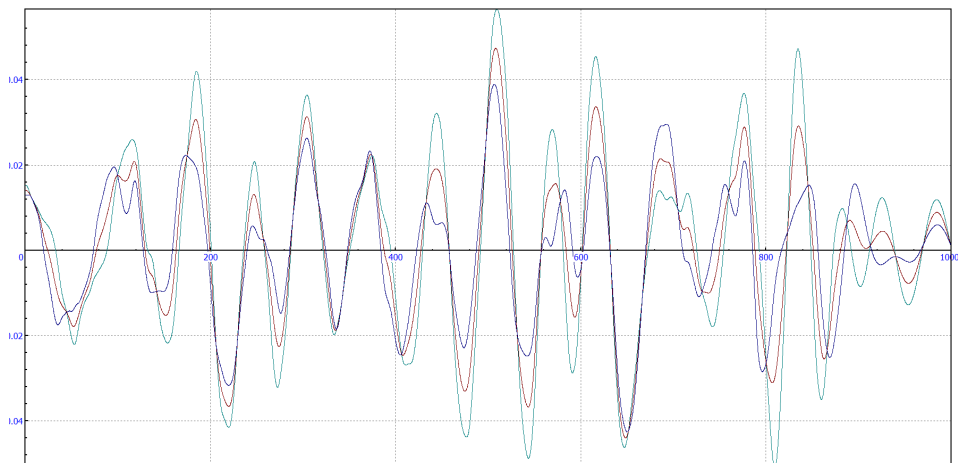
1.9 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



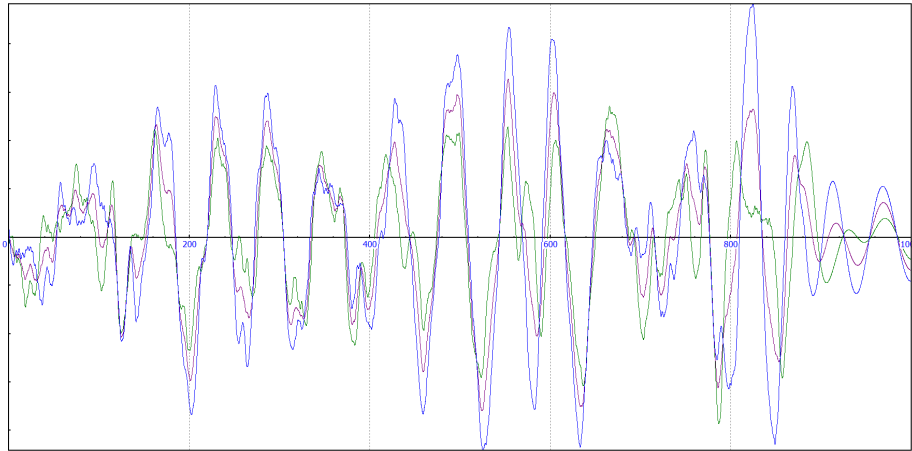
1.10 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



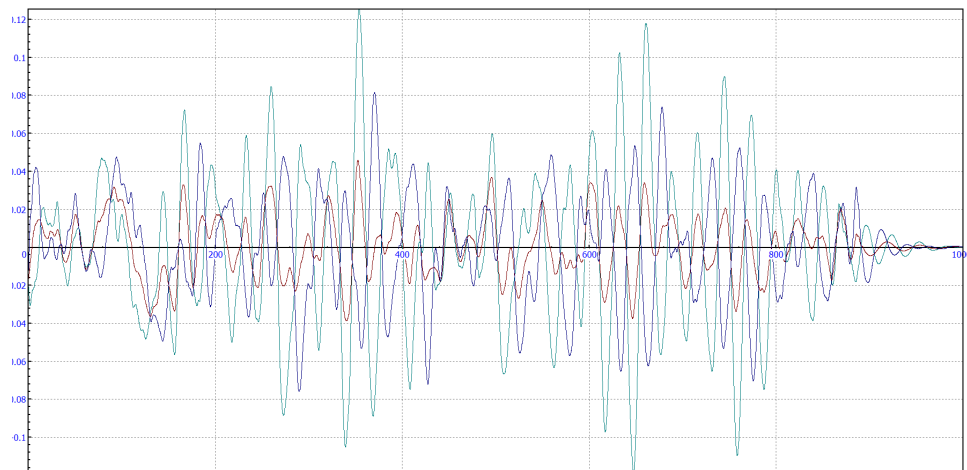
1.11 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



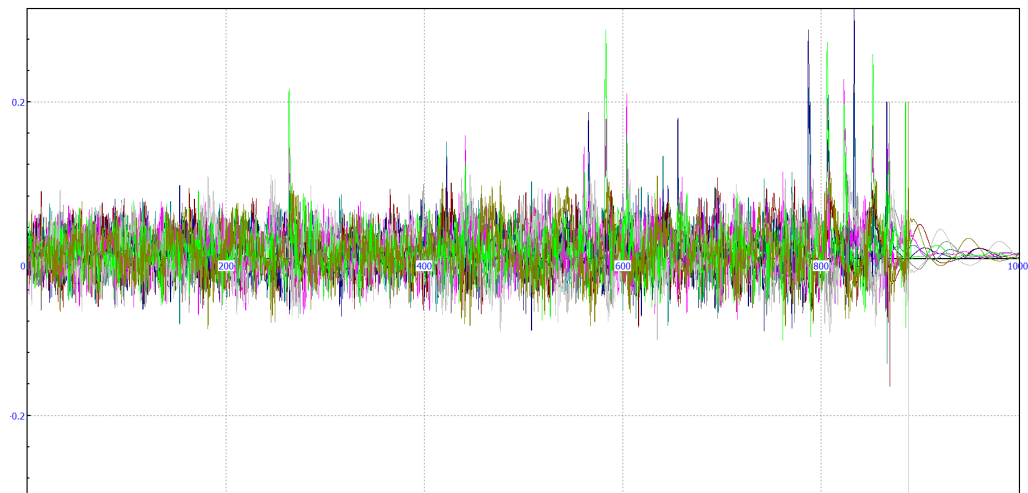
1.12 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



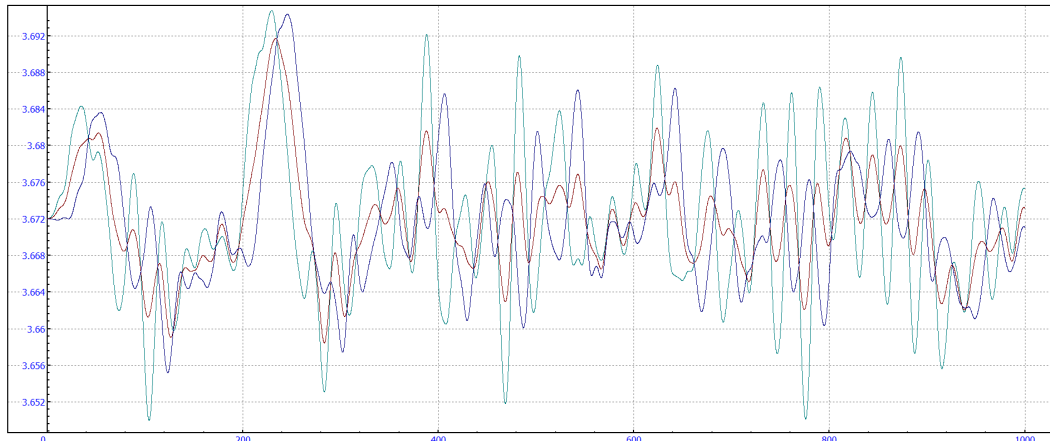
1.13 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



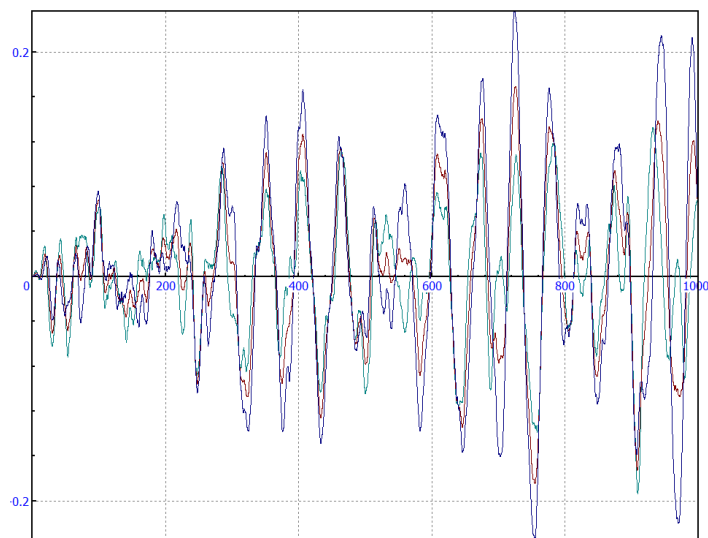
1.14 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



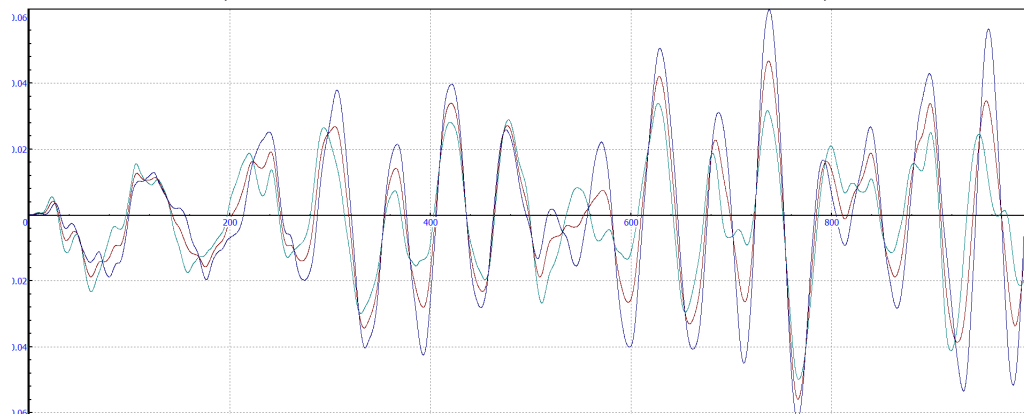
1.13 pav. Pilno vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 376 \text{ kN/m}$, $k_s = 140 \text{ kN/m}$)



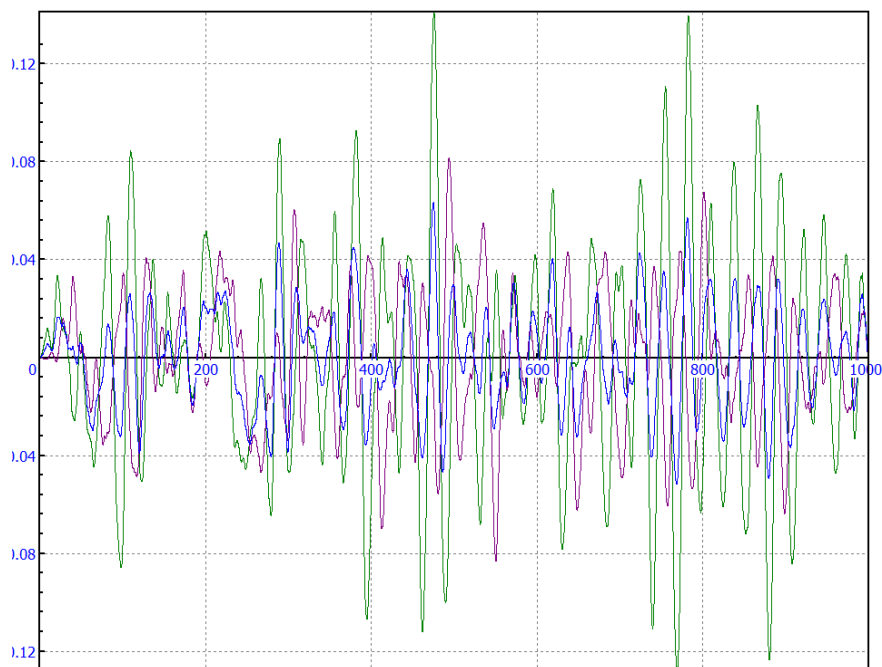
1.16 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



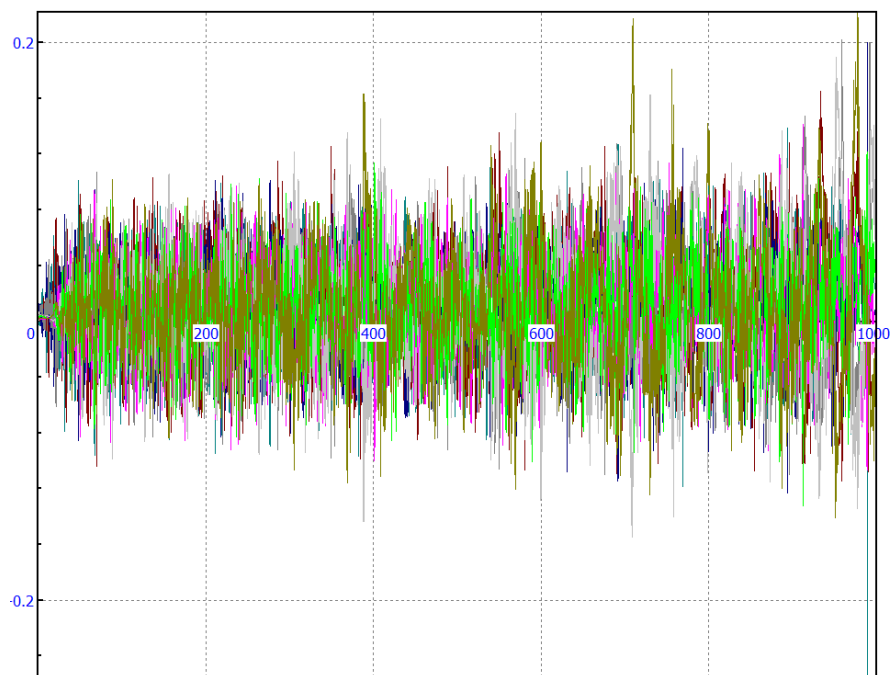
1.17 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



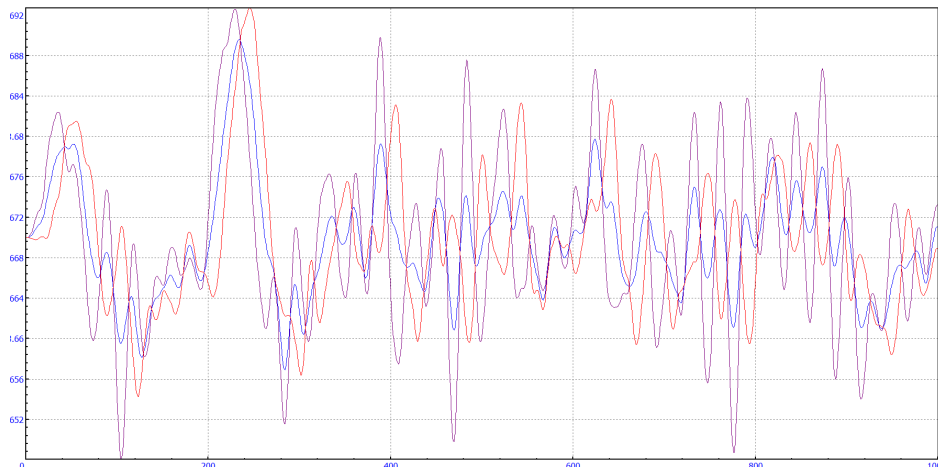
1.18 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



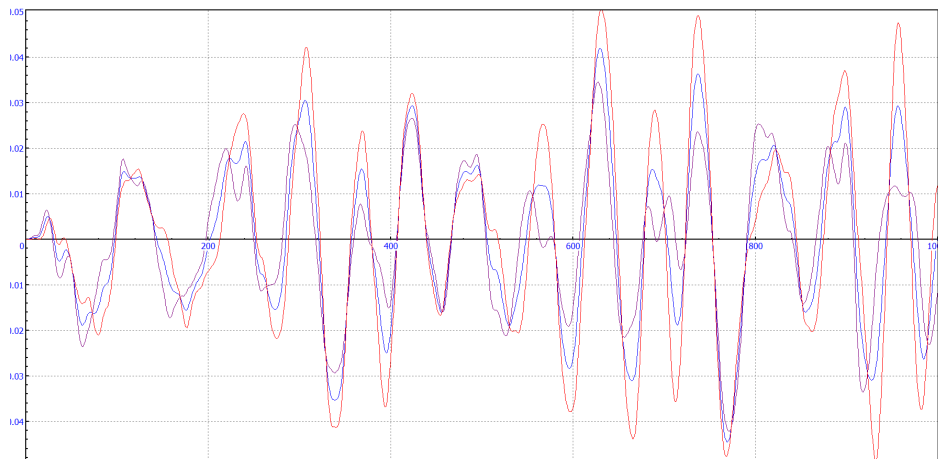
1.19 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



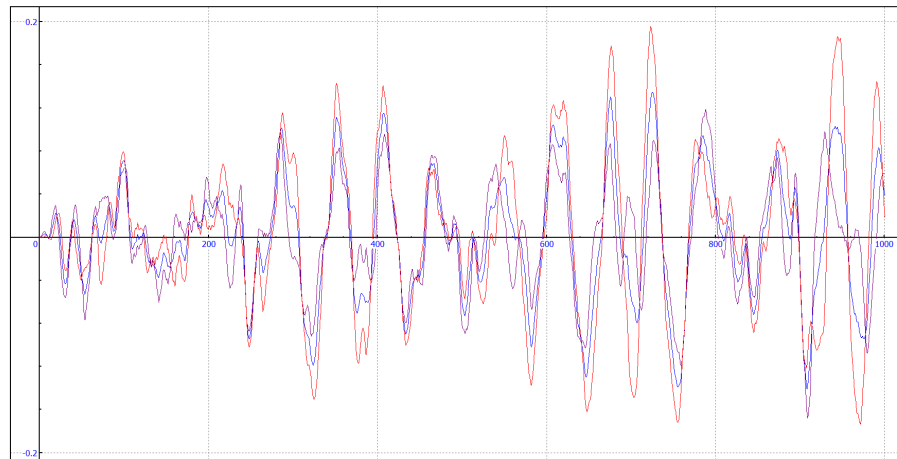
1.20 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



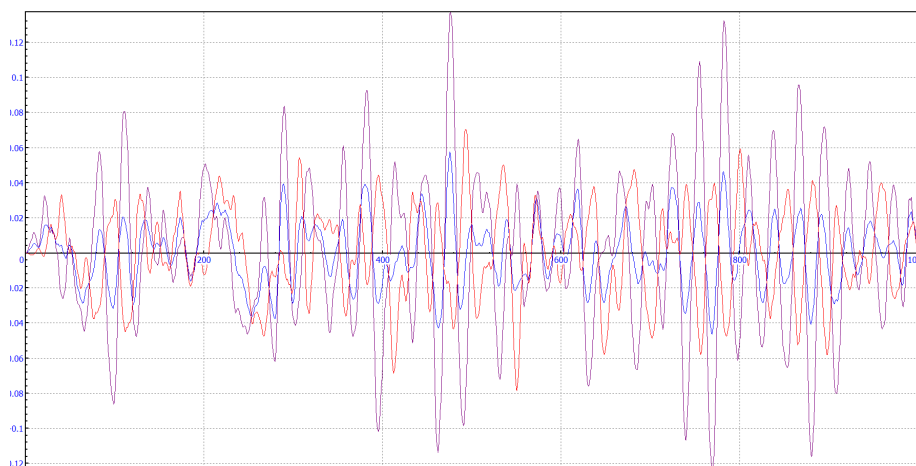
1.21 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



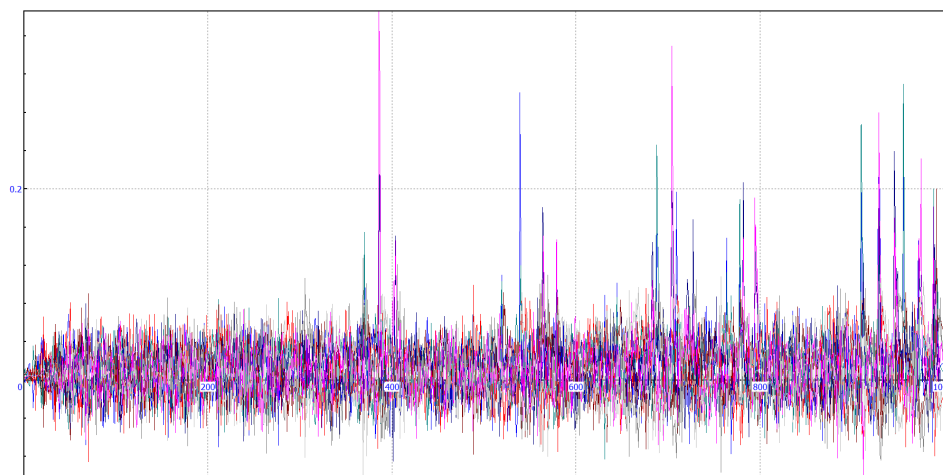
1.22 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



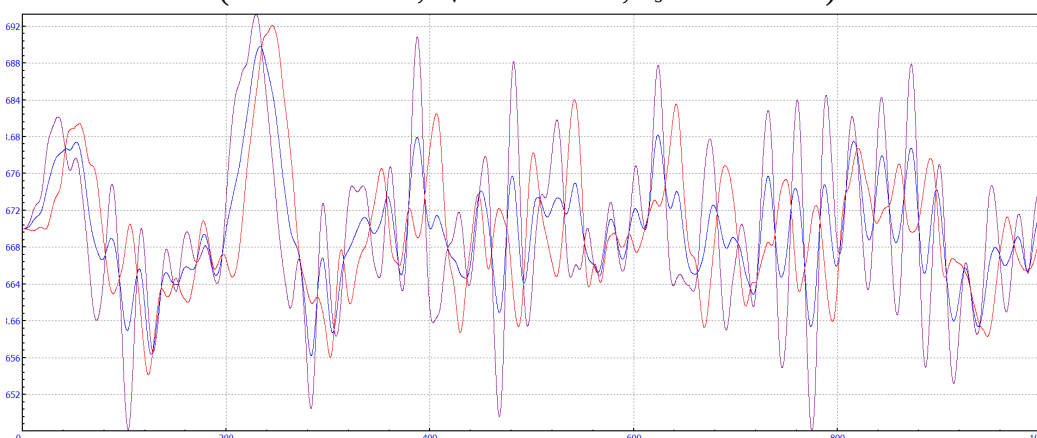
1.23 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



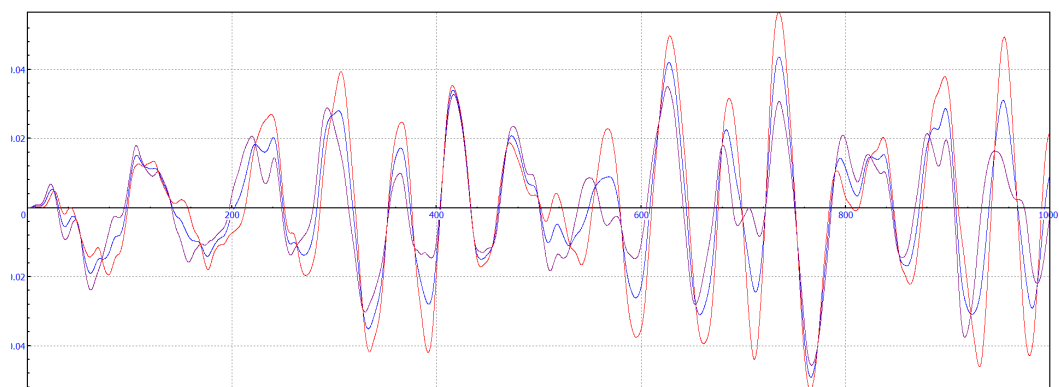
1.24 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



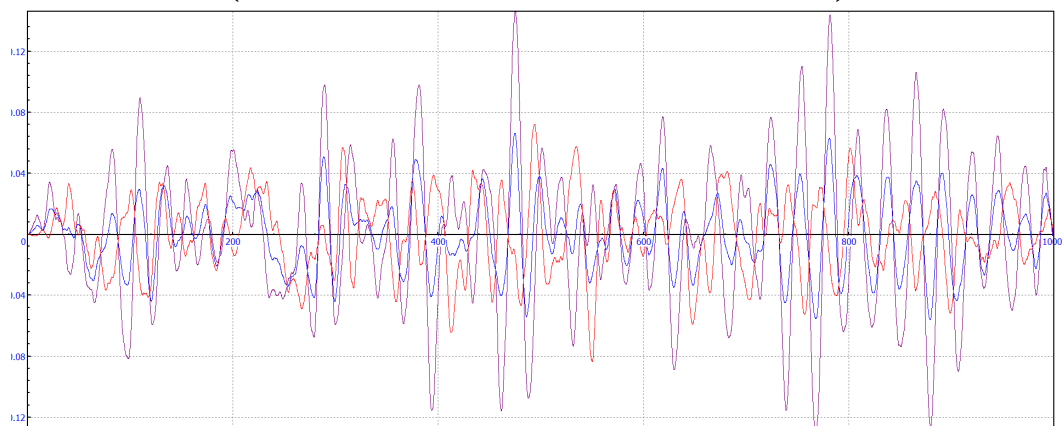
1.25 pav. Pilno vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 430 \text{ kN/m}$, $k_s = 160 \text{ kN/m}$)



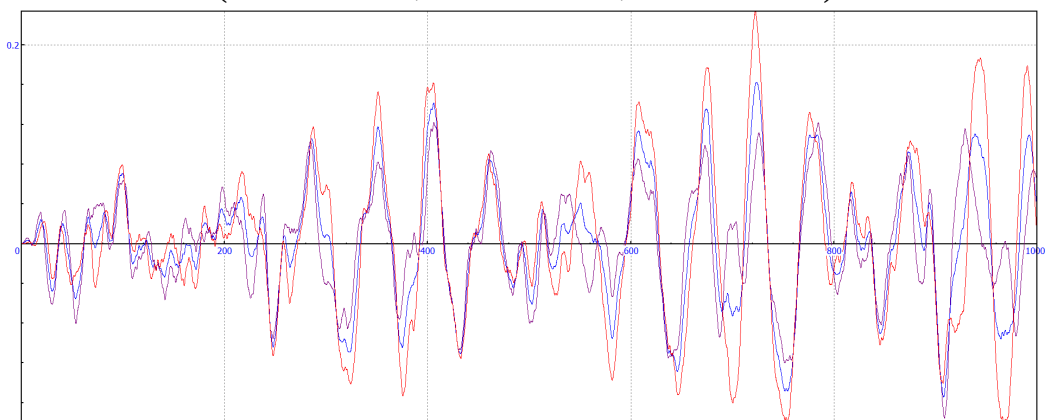
1.26 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



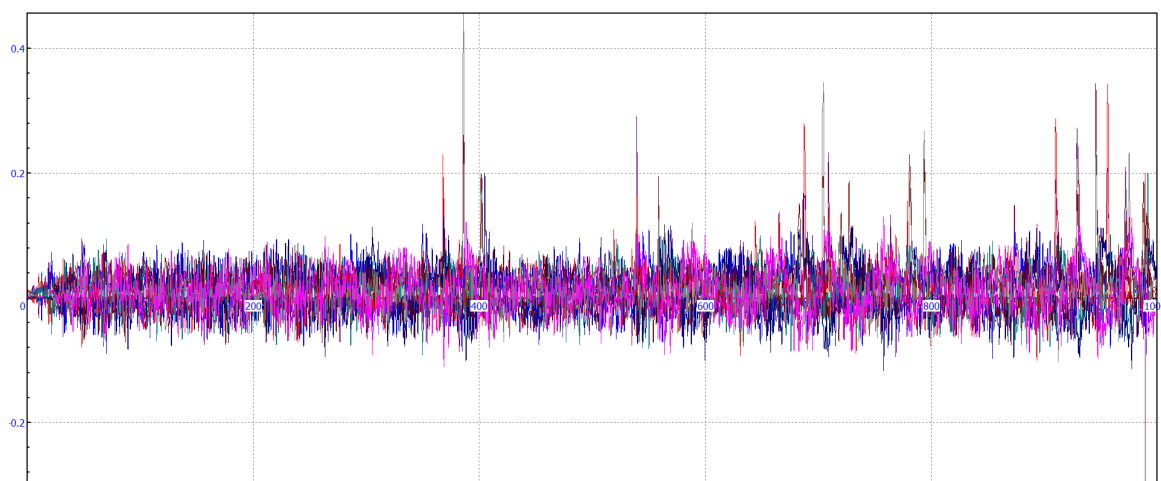
1.27 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



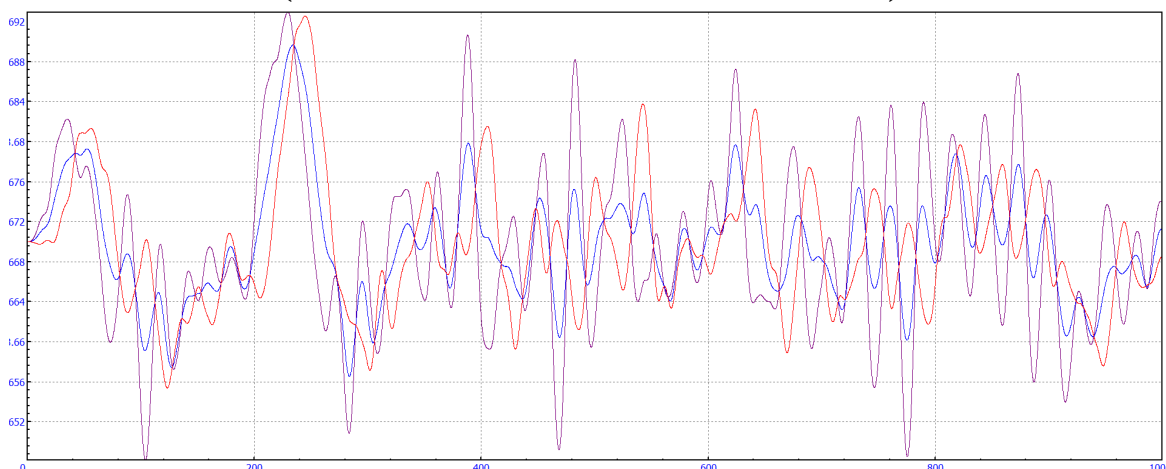
1.28 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



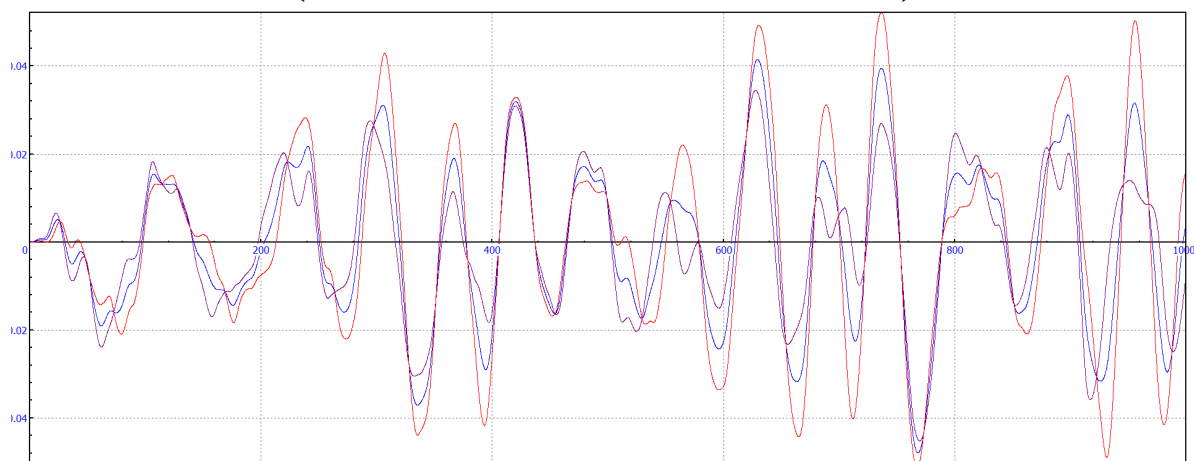
1.29 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



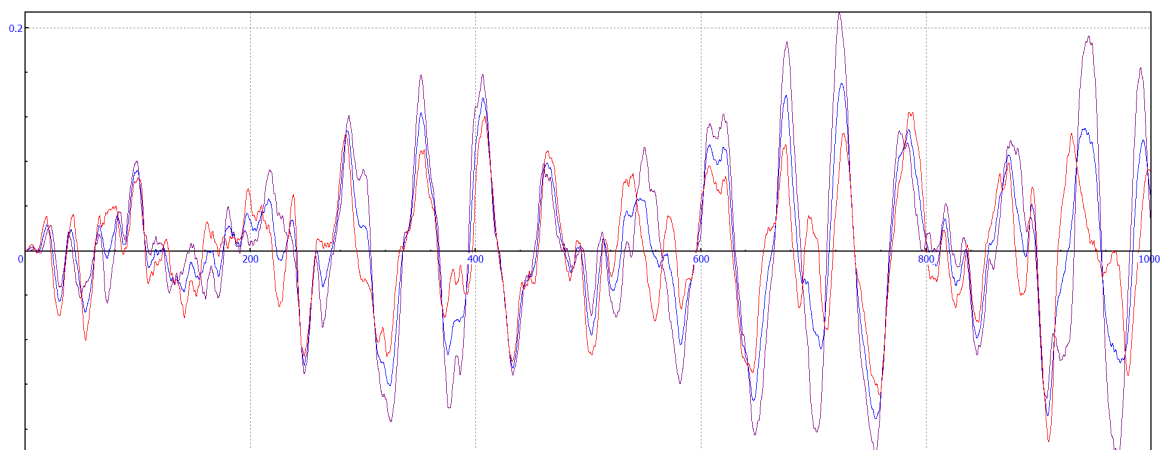
1.30 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



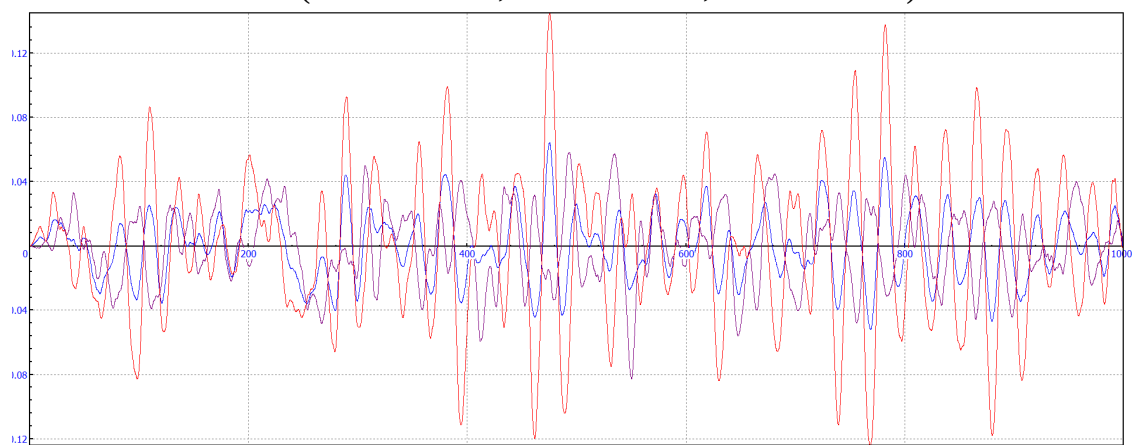
1.31 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



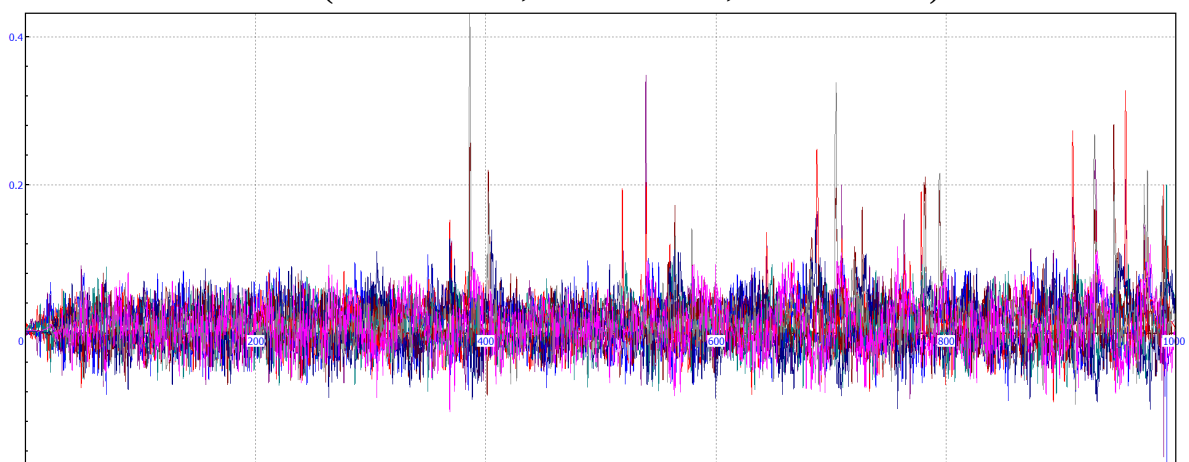
1.32 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



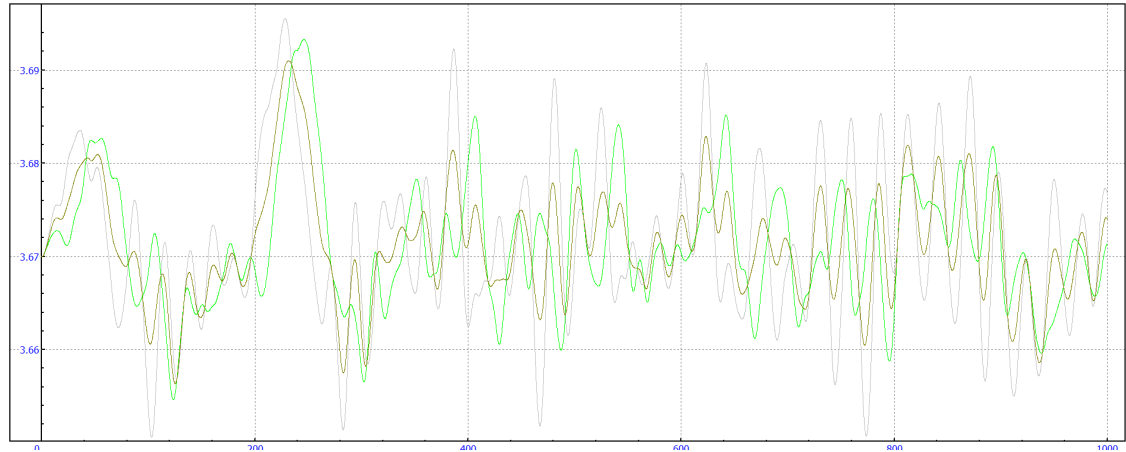
1.33 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



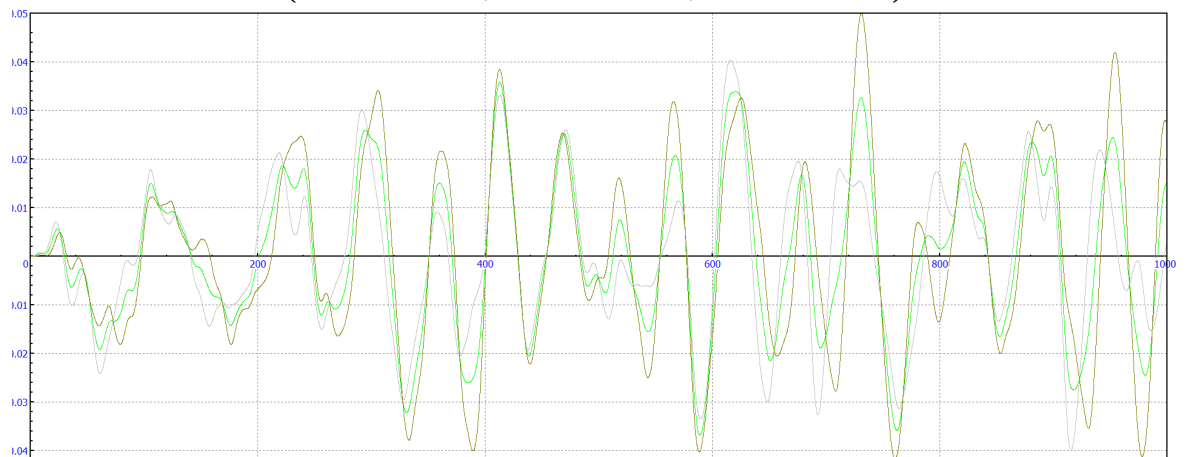
1.34 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



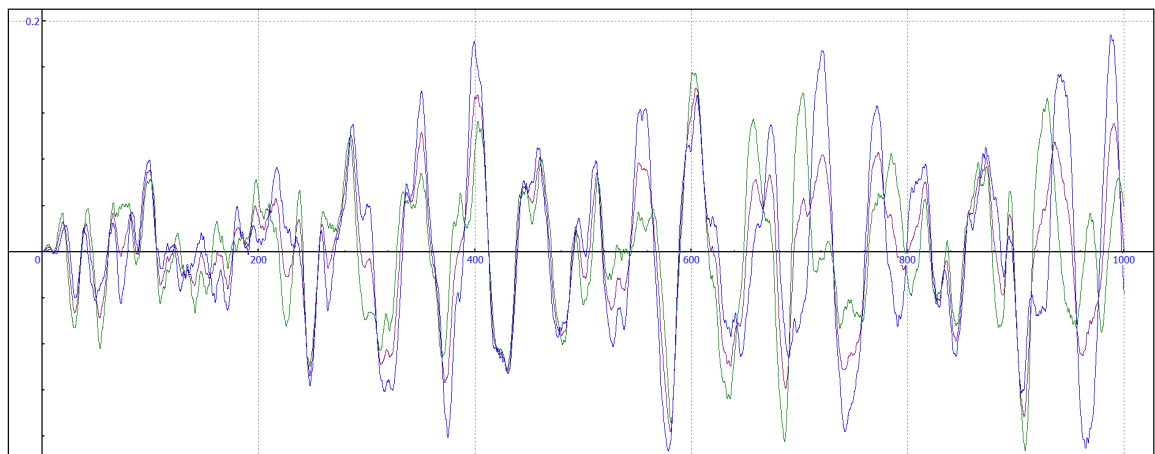
1.35 pav. Pilno vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 484 \text{ kN/m}$, $k_s = 180 \text{ kN/m}$)



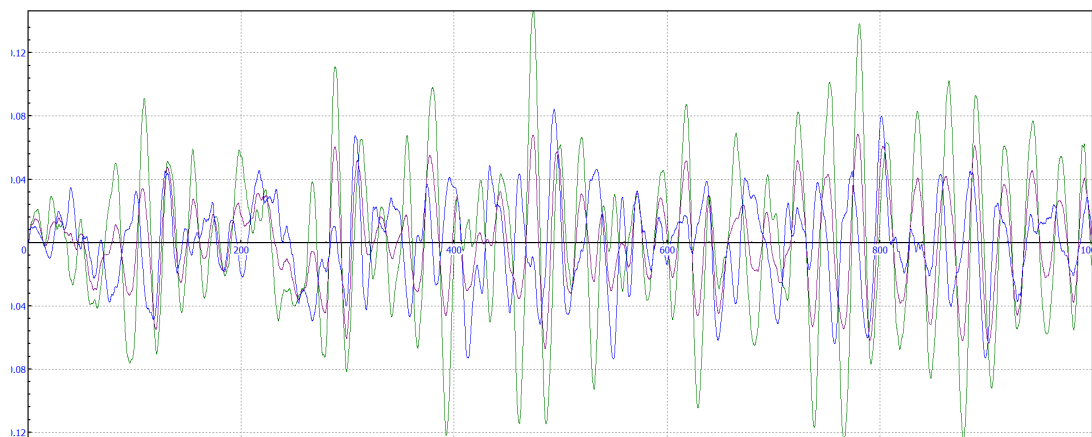
1.36 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



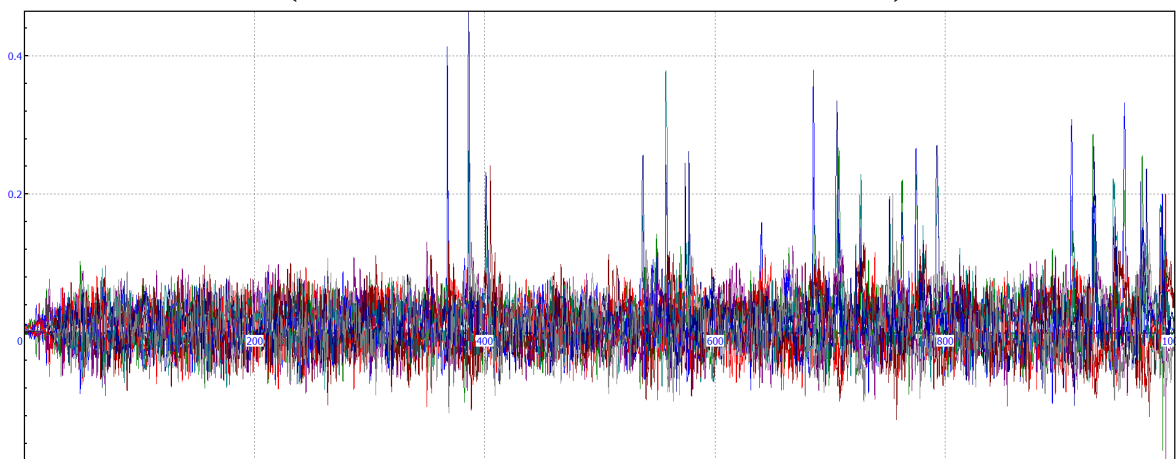
1.37 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



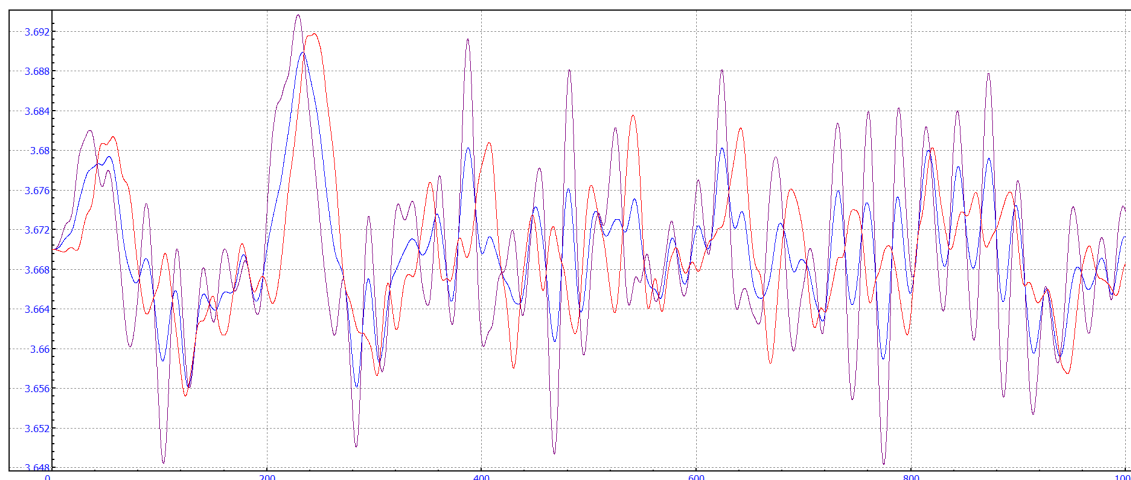
1.38 pav. Tuščio vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



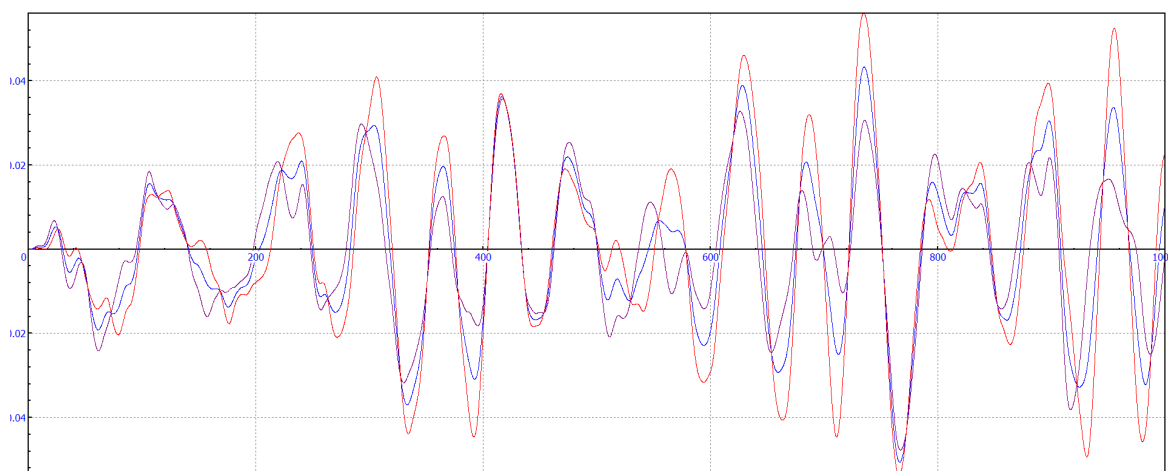
1.38 pav. Tuščio vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



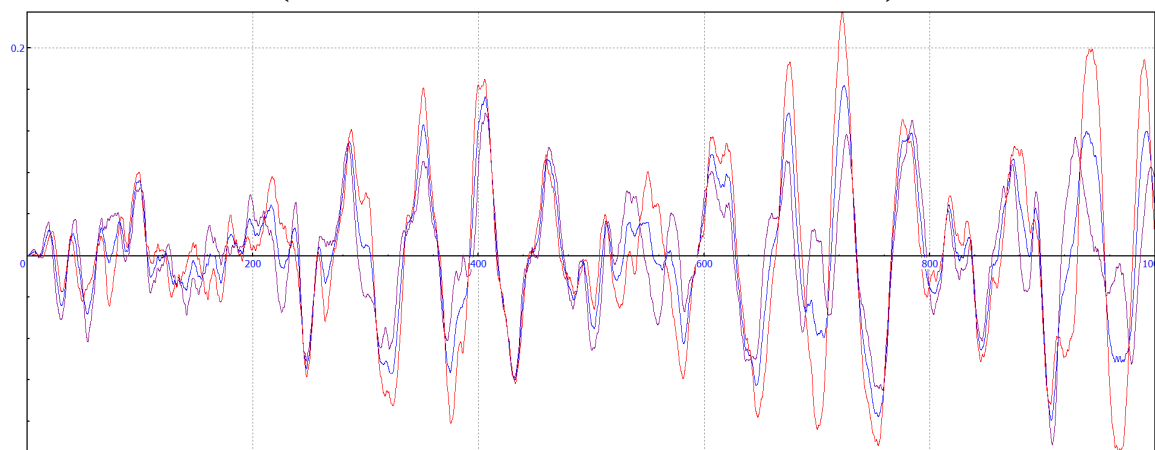
1.39 pav. Tuščio vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



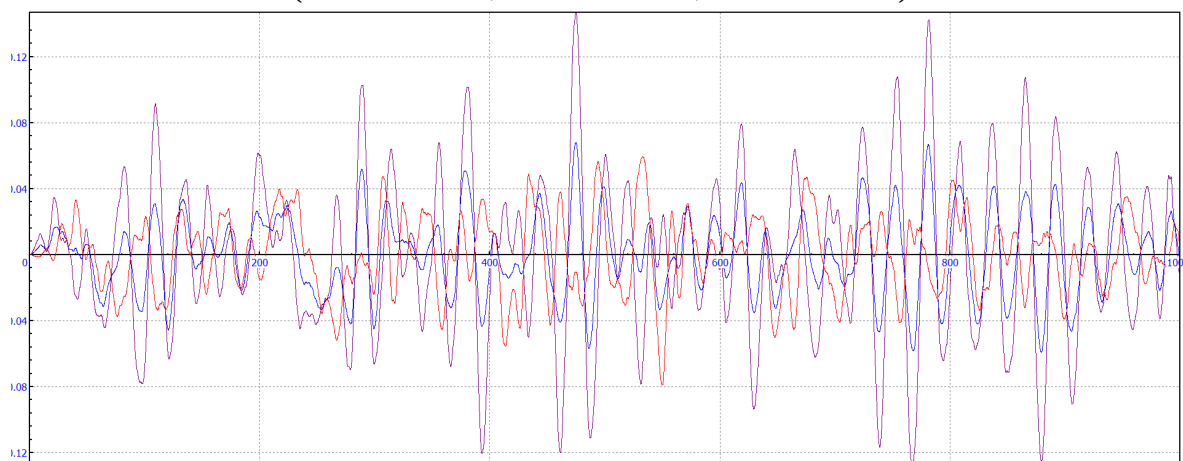
1.40 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



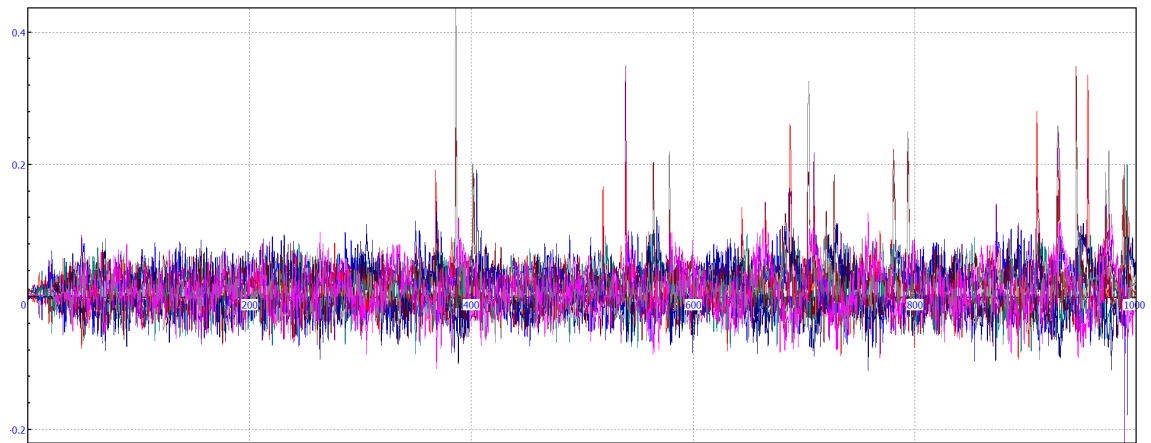
1.41 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų poslinkiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)



1.42 pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)

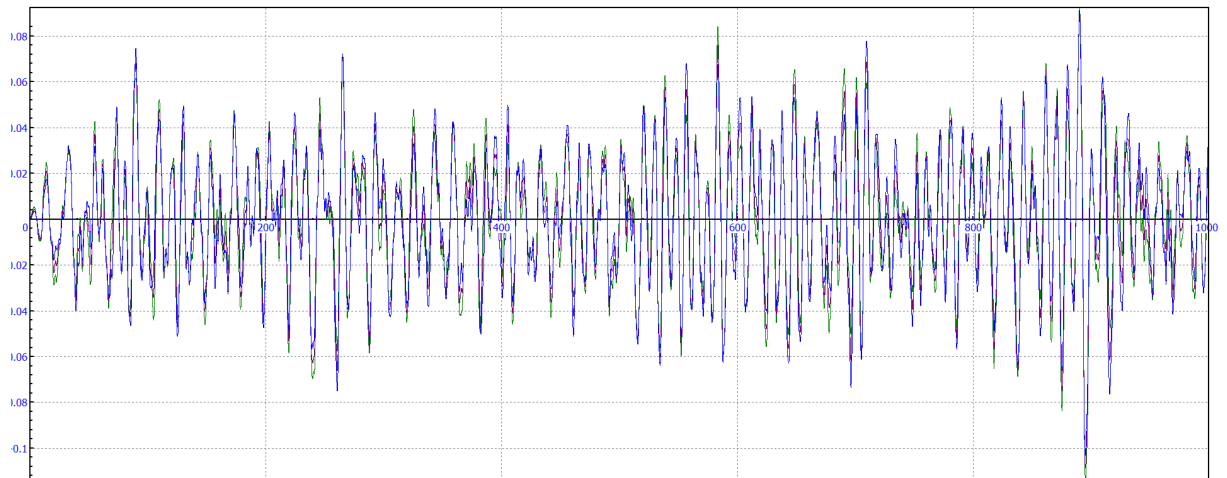


1.43 pav. Pilno vagono vertikalūs kėbulo taškų pagreičiai
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)

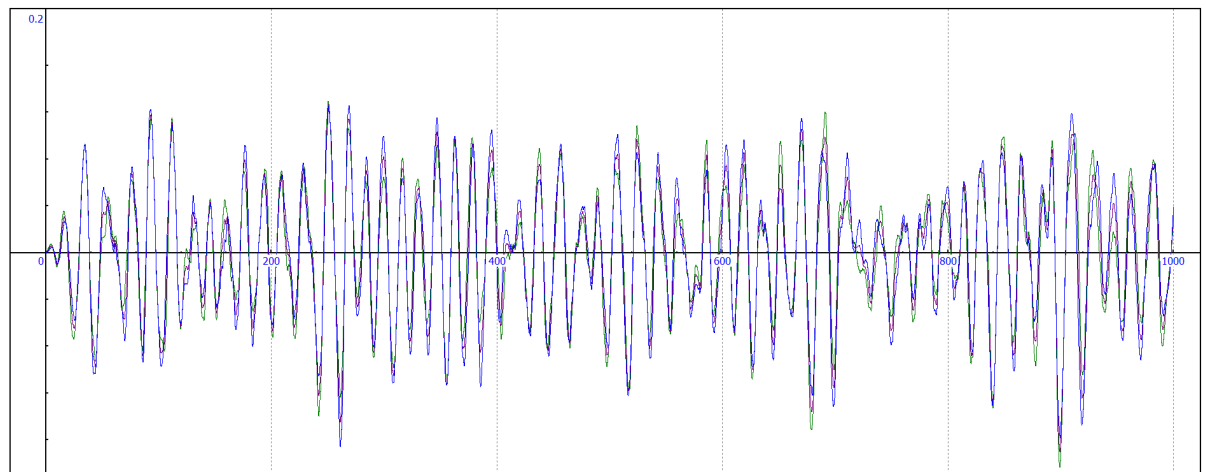


1.44 pav. Pilno vagono Nadalio kriterijus aširačiams
($v = 120 \text{ km/h}$, $k_v = 534 \text{ kN/m}$, $k_s = 200 \text{ kN/m}$)

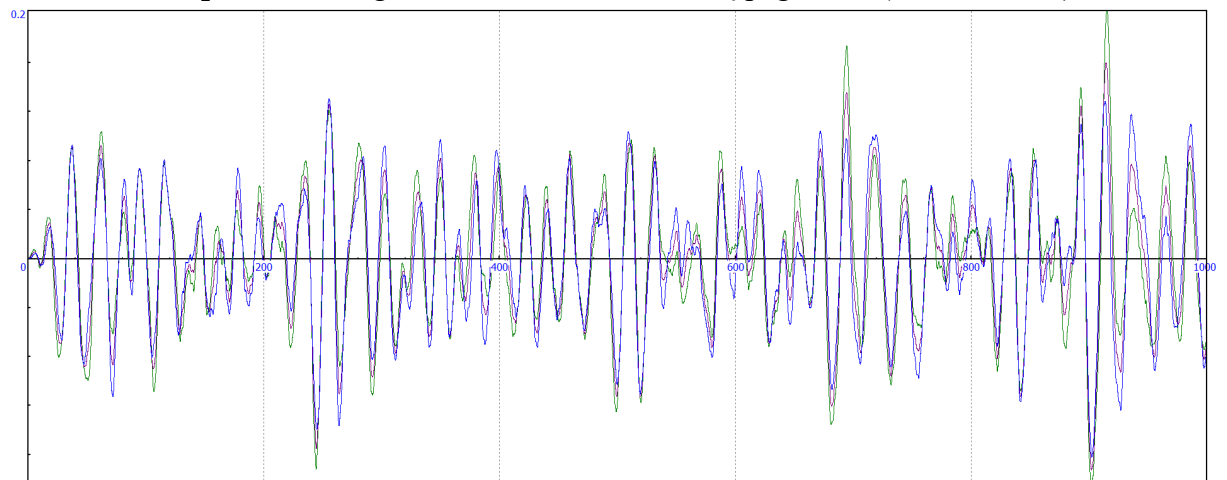
Modeliavimo rezultatai, kai keičiamas vagono judėjimo greitis



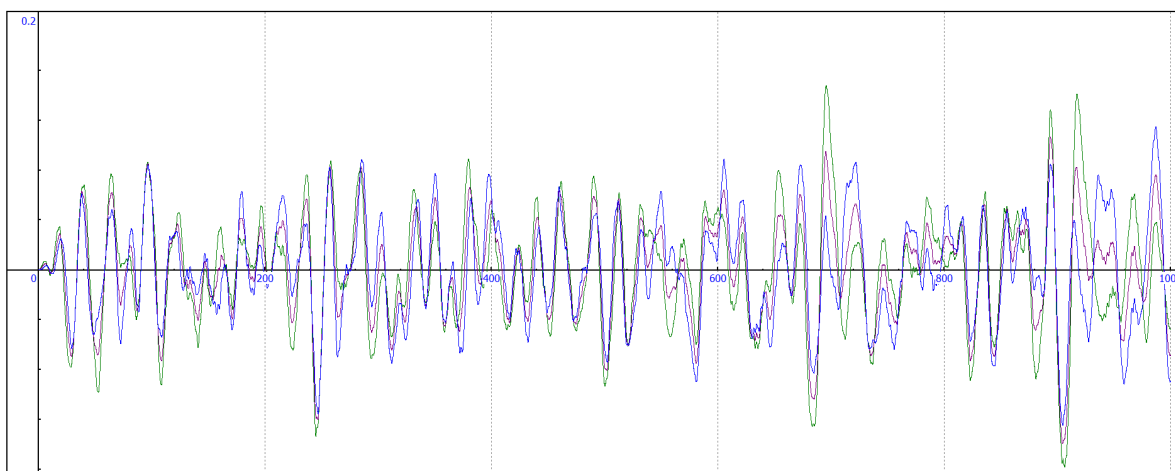
2.1.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 20$ km/h)



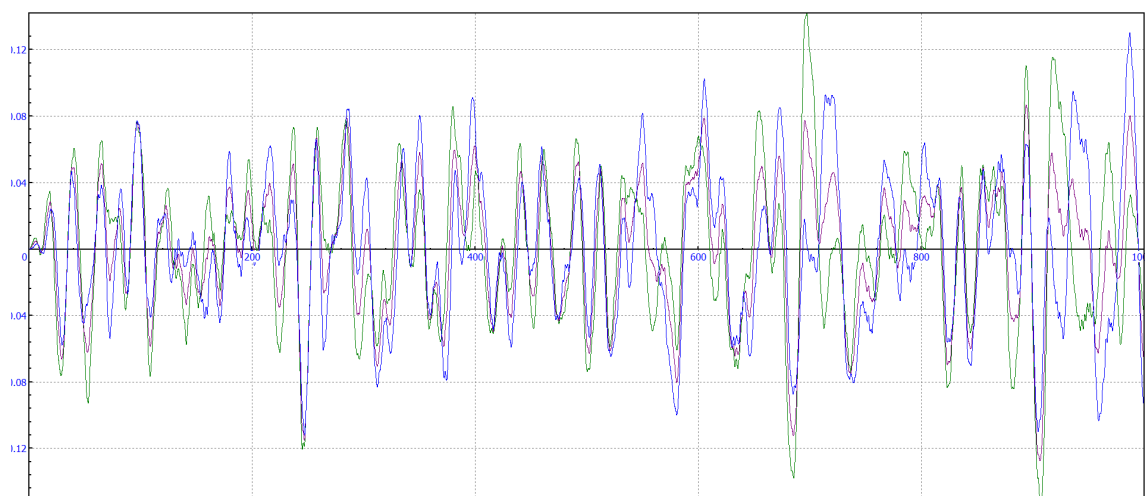
2.2.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 40$ km/h)



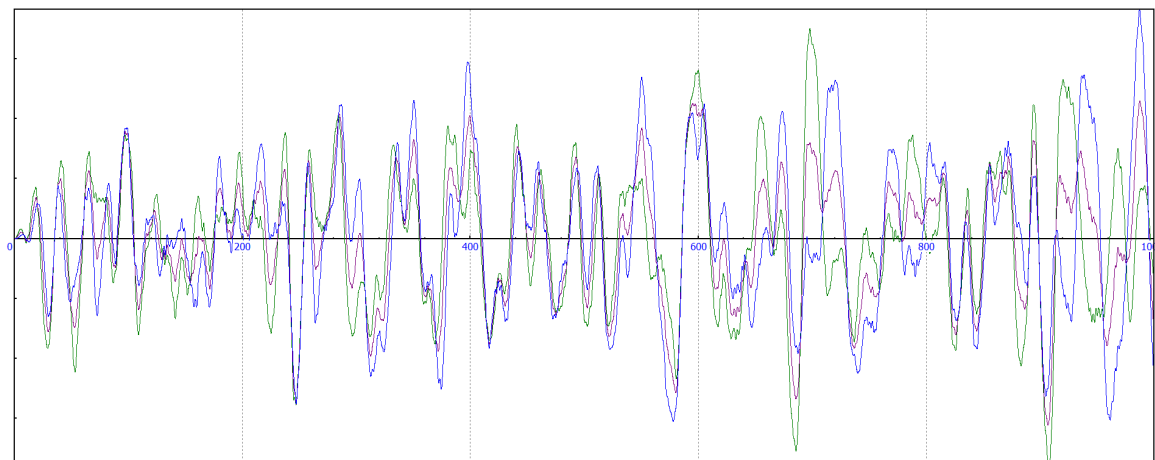
2.3.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 60$ km/h)



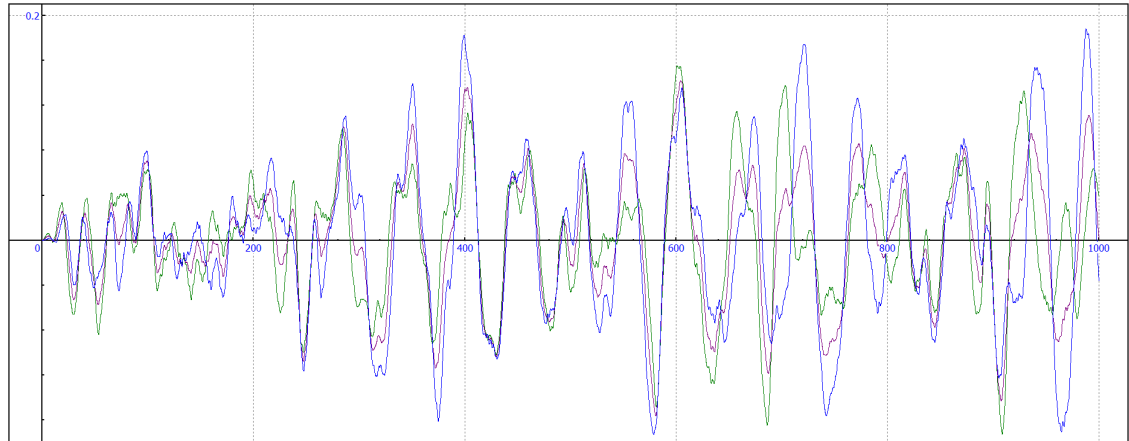
2.4.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 80 \text{ km/h}$)



2.5.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 90 \text{ km/h}$)



2.6.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 100 \text{ km/h}$)



2.7.pav. Pilno vagono skersiniai kėbulo taškų pagreičiai ($v = 120 \text{ km/h}$)



19-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2016 m. gegužės 6 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 19th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 6 May 2016, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 19-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 6 мая 2016 г., Вильнюс, Литва

KELEIVINIŲ VAGONŲ PAKABOS PARAMETRŲ ĮTAKOS VAŽIAVIMO TOLYGUMUI TYRIMAS

Donatas Sankauskas¹, Stasys Steišūnas², Gintautas Bureika³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerijos fakultetas, J. Basanavičiaus g. 28, LT-03224 Vilnius
El. paštas: ¹donatas.sankauskas@gmail.com; ²stasys.steishunas@vgtu.lt; ³gintautas.bureika@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje nagrinėjama viena pagrindinių riedmenų dinamikos savybių – vagono judėjimo tolygumas. Riedmenų judėjimo tolygumas vertinamas jų pakabos svyravimo procesų ir vibracijų parametrais. Judant bėgių kelio nelygumais, sužadinami priverstiniai kėbulo, pakabos ir važiuoklės elementų svyravimai. Programiniu paketu „Universal Mechanism“ modeliuojamas keleivinio vagono judėjimas keliu su duotais vertikalais ir skersiniais bėgių nelygumais. Išnagrinėta vagono kėbulo svyravimų amplitudžių priklausomybė nuo bėgių kelio nelygumų bei vertikalųjų ir skersinių pakabos poslinkių. Straipsnyje taip pat išanalizuotas vagono stabilumo nuvažiavimui nuo bėgių Nadalio kriterijus, kintant pakabos parametrų standumui ir judėjimo greičiui.

Reikšminiai žodžiai: riedmenų dinamika, vagono stabilumas, nuriedėjimas nuo bėgių, Nadalio kriterijus.

Įvadas

Geležinkelių transportas yra viena iš pagrindinių sausumos transporto rūšių. AB „Lietuvos geležinkeliai“ Keleivinių vagonų ūkį sudaro keleiviniai lokomotyvai bei vagonai, automotrisės ir savaeigiai sąstatai (elektriniai ir dyzeliniai traukiniai).

Keleiviniu vagonu vadinamas geležinkelio riedmuo, skirtas keleiviams vežti, restorano vagonai, bagažo, pašto, tarnybinių ir specialieji vagonai. Didelę reikšmę turi vagonų konstrukcijų racionalumas ir jų techniniai konstrukciniai rodikliai, nuo kurių priklauso keleivių vežimo komfortiškumas, galimybė plačiai diegti kompleksinę mechanizaciją ir automatizaciją gaminant bei remontuojant vagonus, taip pat jų eksploatacija (traukinio, rezervinio parko formavimas ir pan.), vežimo ir panaudojimo galimybės (Bureika *et al.* 2009).

Tobulėjant traukos priemonėms, didėjant judėjimo greičiui, tuo pačiu keliama vis didesnė eismo saugumo reiklavimai, vis daugiau dėmesio skiriama riedmenų dinaminio proceso nagrinėjimui ir rato su bėgiu sąveikos jėgų tyrimui (Steišūnas *et al.* 2013). Tai leidžia nustatyti svarbiausius kelio ir riedmenų konstrukcinius parametrus, tinkamai parinkti medžiagas, įvertinti deformacijas, užtikrinti mechanizmų patvarumą, patikimumą ir ilgaamžiškumą, užtikrinti kuo didesnį judėjimo tolygumą ir komfortiškumą.

Šiame straipsnyje nagrinėjama viena pagrindinių vagono dinamikos savybių – judėjimo tolygumas, aprašomas keleivinio vagono pakabos efektyvumas, analizuojamos

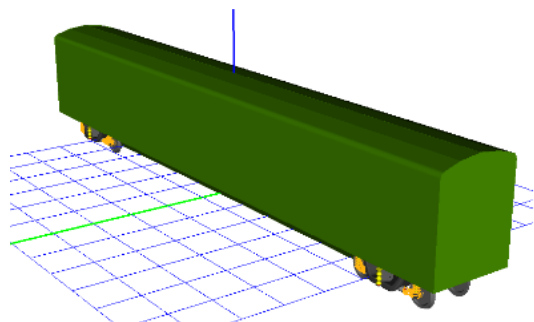
elementų svyravimo procesų ir vibracijų charakteristikos. Jų pobūdis priklauso nuo kėbulo ir ratų svyravimų, atsirandančių judant bėgių kelio nelygumais. Vagono masių vertikalūs, skersiniai bei išilginiai dinaminiai svyravimai daro didelę įtaką judėjimo tolygumui, t. y. riedmenų tampriosios pakabos gebėjimui slopinti kėbulo virpesius, kurie turi neviršyti kritinių reikšmių (Balevičius *et al.* 2014). Vieni iš pagrindinių parametrų, lemiančių važiavimo tolygumą, yra vagono masių virpesių amplitudės ir pagreičiai. Didžiausi leistini keleivinio vagono kėbulo svyravimų pagreičiai vertikaliojo kryptimi 0,2 m/s², o horizontaliojo kryptimi 0,15 m/s².

Riedmenų dinamikos tyrimas realiomis sąlygomis yra labai ilgai trunkantis, brangus ir pernelyg sudėtingas. Šiam procesui palengvinti taikomas kompiuterinis modeliavimas. Imitaciniams tyrimams atlikti autoriai naudoja programinį paketą „Universal Mechanism“ (toliau – UM), sukurtą įvairių mechaninių objektų dinamikai tirti. Objektai jungiami į daugiavertines sistemas ir analizuojami. Tokiose sistemose standūs kūnai jungiami kinematiniais tampriais ryšiais ir jėgų elementais. UM gali būti atliekamas paprastas robotų ir sudėtingas daugiavertinių sistemų, kaip automobilių, lokomotyvų ar vagonų, dinaminis modeliavimas.

Vienas svarbiausių veiksnių, ribojančių didžiausią leistiną vagonų važiavimo greitį, yra važiavimo bėgiais stabilumas. Siekiant įvertinti vagonų stabilumą bėgių vėžėje, šiame straipsnyje nagrinėjama vagono pakabos parametrų ir stabilumo kriterijų priklausomybė, kintant vagono pakabos parametrams.

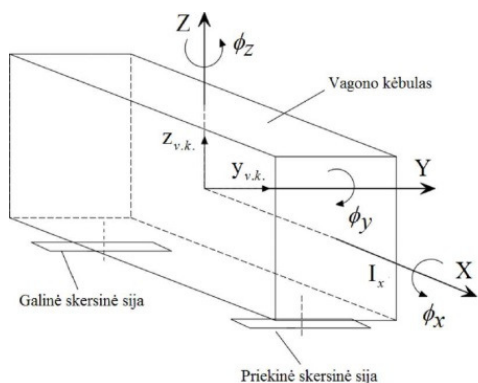
Keleivinio vagono dinaminio modelio sudarymas

Modeliuojamas keleivinio tipo keturračio vagono su dviem 18-100 tipo vežimėliais bendras vaizdas pateiktas 1 paveiksle. Modelis sukurtas programiniu paketu UM.

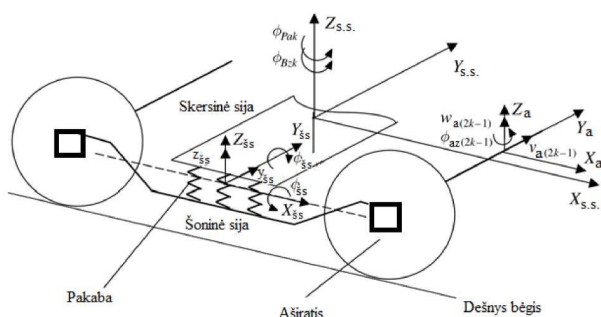


1 pav. Vagono kompiuterinio modelio bendras vaizdas

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 atsiremia į aširačius. Vagono kėbulo ir vežimėlio leistinių poslinkių schemos pateiktos atitinkamai 2 ir 3 paveiksle.



2 pav. Vagono kėbulo bendras vaizdas



3 pav. Vežimėlio bendras vaizdas

Visi vagono elementai, išskyrus spyruoklinę pakabą, modeliuojami kaip standūs kūnai ir gali judėti visomis trimis Dekarto koordinatinių sistemos kryptimis. Pakaba sudaryta iš spyruoklių ir trinties pleiščių, kurie leidžia skersinius ir vertikaliuosius poslinkius. Aširačių ir šoni-

nių sijų jungimo ryšys leidžia šoninėms sijoms pasisukti aširačių atžvilgiu. Persikreipimo metu vežimėlio rėmas įgauna lygiagretainio formą. Skaičiuojant vagono laisvės laipsnius šis lygiagretus šoninių sijų persikreipimas žymimas Φ_{pa} . Vagono modelio laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai pateikti 1 lentelėje.

1 lentelė. Laisvės laipsnių skaičiavimo rezultatai

Vagono dalis	Laisvės laipsniai							vnt.	L.L.S
	x	y	z	Φ_x	Φ_y	Φ_z	Φ_{pa}		
Vagono kėbulas	-	+	+	+	+	+	-	1	5
Vežimėlis	-	+	+	-	+	+	+	2	10
Iš viso laisvės laipsnių									15

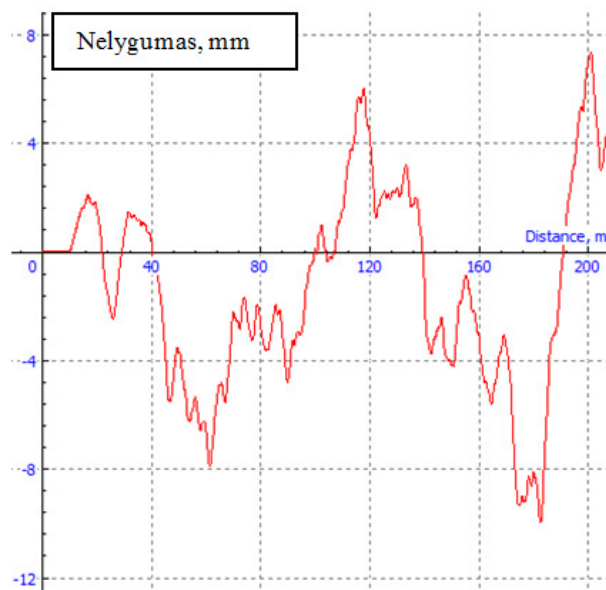
Išvada. Keleivinio vagono kompiuterinis modelis turi 15 laisvės laipsnių. Vagono poslinkis išilgai bėgių (ašies X kryptimi) nevertinamas.

Bėgių kelio kompiuterinio modelio sudarymas

Geležinkelio riedmenys juda bėgiais su nelygumais. Dėl šių nelygumų atsiranda geležinkelio riedmenų virpesiai, ypač jeigu nelygumai periodiškai kartojasi kelyje ir judama dideliu greičiu (Keršys *et al.* 1997).

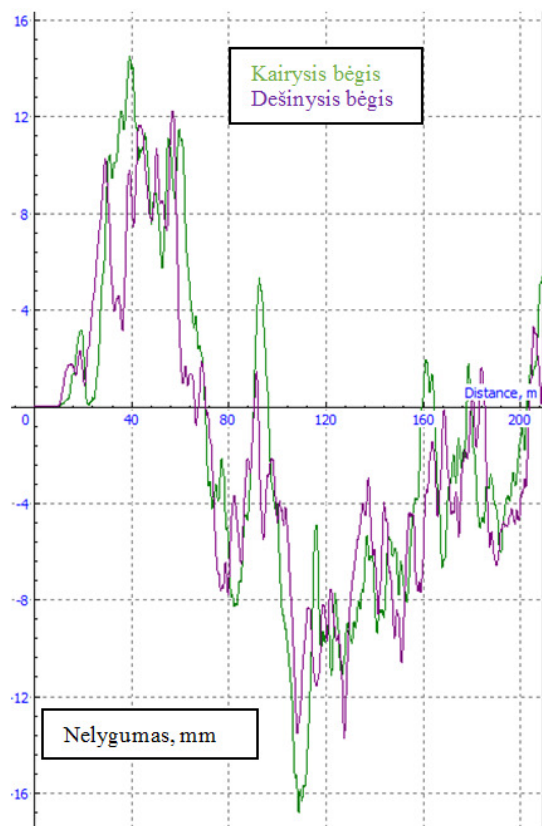
Sudarant bėgių kelio profilį atsižvelgiama į leistinus bėgių vėžės nelygumus, kurie neribotą maksimalaus leistino vagono judėjimo greičio, t. y. 120 km/h. Modeliuojant bėgių kelio profilį remtasi JAV naudojamais bėgių kelio saugumo reikalavimais (UM programa orientuota į užsienyje taikomus standartus), pagal kuriuos bėgių kelias atsižvelgiant į nelygumus ir vagono judėjimo greitį skirstomas į 9 kategorijas. Šiam tyrimui parenkama 5 kategorija, kuri leidžia prekinio vagono judėjimo greitį iki 129 km/h.

UM programa modeliuojamas 200 m ilgio tiesus bėgių kelias. Jam priskiriami skersiniai bėgių vėžės nelygumai (4 pav.) ir sinusoidiniai vertikalieji (5 pav.) iki 16 mm.



4 pav. Skersiniai bėgių vėžės nelygumai

Nelygumai priskiriami atskirai kiekvienam bėgiui. Siekiant gauti kuo didesnius vagono virpesius, bėgių kelias modeliuojamas su dažnai pasitaikančiais nelygumais.



5 pav. Vertikalieji bėgių vėžės nelygumai

Modeliuojamų parametrų parinkimas

Keleivinių vagonų pakabose naudojami įvairūs tamprieji elementai. Nagrinėjant vertikaliąją dinamiką orientuojamasi ne į konkrečius tampriuosius elementus kas yra svarbu, bet į vertikaliąją dinamiką įtakojančias jėgų charakteristikas, t. y. elemento vertikalios jėgos P priklausomybė nuo jo statinės deformacijos f : $P = P(f)$. Pakabos statinė deformacija su tiesinėmis charakteristikomis nustatoma pagal formulę:

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

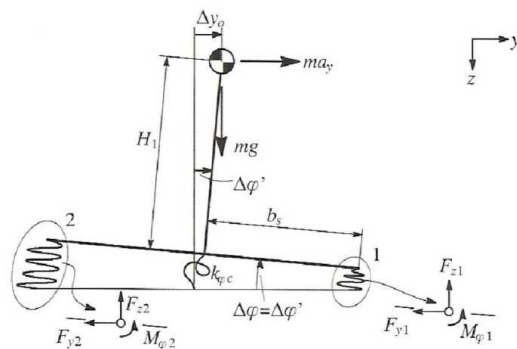
čia: P – pakabos statinė apkrova, N; c – pakabos standumas, N/m.

Pasirenkami kintamieji: vertikalūs ir skersiniai pakabos spyruoklių standumas imamas nuo 387 iki 473 kN/m ir atitinkamai skersinis – nuo 144 iki 176 kN/m. Vienos dvigubos spyruoklės standumo reikšmės pateiktos 2 lentelėje.

2 lentelė. Pakabos vertikalaus ir skersinio standumo diapazonas

Vertikalūs spyruoklių standumas, kN/m	Skersinis spyruoklių standumas, kN/m
387	144
430	160
473	176

UM tiriama vertikaliųjų ir skersinių vagono kėbulo poslinkių priklausomybė nuo pakabos parametrų: vertikalaus 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 paveiksle.



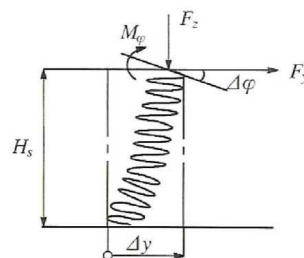
6 pav. Pakabos svyravimų skaičiavimo modelis

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

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

čia: a_y – skersinis pagreitis, m/s²; $\Delta\varphi' = \Delta\varphi$ – suspaustos pakabos svyravimų kampas; g – laisvojo kritimo pagreitis, m/s²; H_1 – atstumas iki masės centro, m; b_s – atstumas iki pakabos atramos, m.

Pakabos spyruokles veikiančių jėgų ir deformacijų schema pateikta 7 paveiksle.



7 pav. Spyruokles veikiančių jėgų, momentų ir deformacijų schema

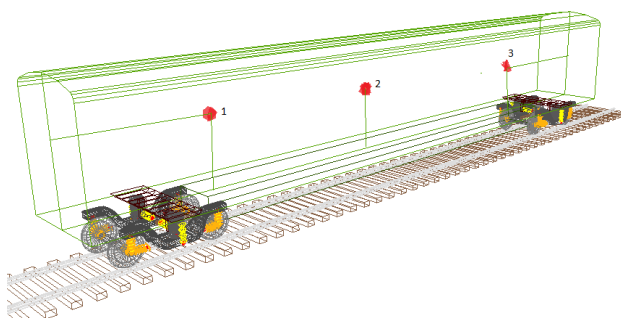
Užrašoma vagono kėbulo skersinio poslinkio išraiška (Andersson *et al.* 2007):

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

čia: k_{yy} – skersinis standumas, N/m; $k_{y\varphi} = k_{\varphi y}$ – įstrižinis standumas, N/m; $k_{\varphi\varphi}$ – lenkimo standumas, N/m; $\Delta y'$ – skersinis poslinkis, m; $\Delta\varphi$ – pokrypio kampas; m – masė apkraunanti pakabą, kg; a_y – skersinis pagreitis, m/s²; k – pakabos standumas atitinkamoje plokštumoje, N/m; H_1 –

atstumas tarp masės centro ir pakabos (Z ašis), m; b_s – atstumas tarp masės centro ir pakabos (Y ašis), m.

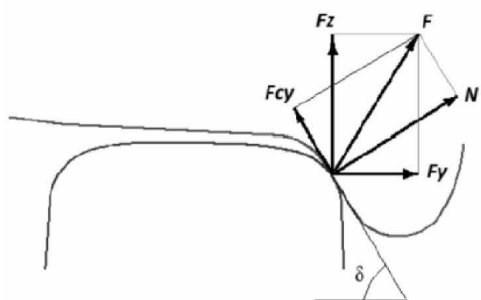
Iš (1) ir (3) formulių matoma, kad vertikalioji pakabos deformacija f_{st} bei skersinis poslinkis $\Delta y'$ priklauso nuo pakabos statinės apkrovos, t. y. nuo vagono masės. Nagrinėjant vertikalios ir skersinės vagono kėbulo poslinkius pasirenkami 3 kėbulo taškai. Iš (3) formulės matoma, kad vagono kėbulo skersinis poslinkis $\Delta y'$ didėja didėjant atstumui H_1 nuo kūno prijungimo taško prie pakabos, todėl pasirenkami taškai esantys sėdinčio ir stovinčio keleivio (žmogaus) lygmenyje. Vagono taškų koordinatės – 1 (9; 0; 3), 2 (0; 0; 3), 3 (–9; 0; 3) – pavaizduotos 8 paveiksle.



8 pav. Nagrinėjamų kėbulo taškų išdėstymo bendras vaizdas

Tyrėjo Steišūno ir kitų straipsnyje (2013) teigiama, kad nustatant važiuoklių pakabų parametrus, pagrindiniu rodikliu reikia laikyti stabilumo kriterijų, nes šis parametras pirmiausiai 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)

Nadalio kriterijus:

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

čia: μ – trinties koeficientas tarp rato ir bėgio; δ – rato atakos kampas.

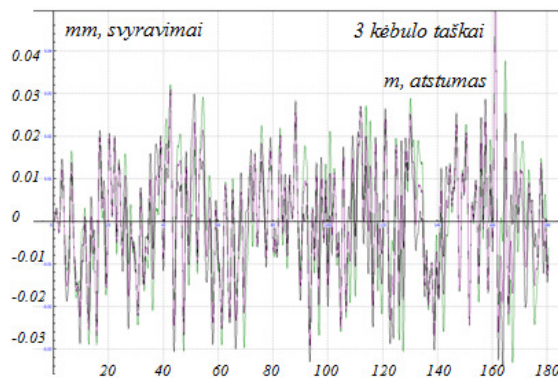
Nadalio kriterijus pavieniam ratui, pasiūlytas Federalinei geležinkelio administracijai (JAV) ir naudojamas geležinkelių transporto sistemoje. Nadalis apibrėžė origina-

lią formulę (įvertinančią rato ir bėgio kontakte veikiančias jėgas, trinties koeficientą ir tarpusavio atakos kampą) minimizuojančią rato nuvažiavimo nuo bėgio riziką. Nadalio kriterijus parodo minimalų skersinės jėgos F_y ir vertikalios jėgos F_z santykį, kuriam esant atsiranda tikimybė aširačio briaunai „užlipti“ ant bėgio. Kitaip tariant, išlaikant riedmenų važiavimo parametrus žemiau Nadalio kriterijaus vertės, aširačio briaunos užlipimas ant bėgio negalimas.

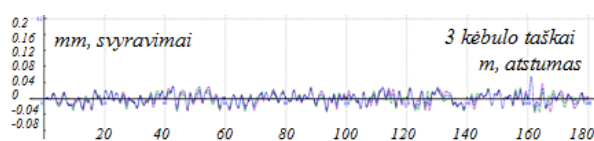
Vagono pakabos ir važiavimo stabilumo tyrimo rezultatai

Tyrimų rezultatai pateikiami grafine forma. Modeliavimas atliekamas, kintant keleivinio vagono judėjimo greičiui nuo 80 km/h iki 120 km/h. Modeliavimas atliekamas tiesioje atkarpoje su parinktais vertikaliais ir skersiniais bėgių nelygumais.

Keleivinio vagono, kurio pakabos standumas vertikalūs – 473 kN/m, skersinis – 176 kN/m, rezultatai pateikti 10, 12 ir 14 paveiksluose. Vagono, kurio pakabos standumas vertikalūs – 387 kN/m, skersinis – 144 kN/m, rezultatai pateikti 11, 13 ir 15 paveiksluose.



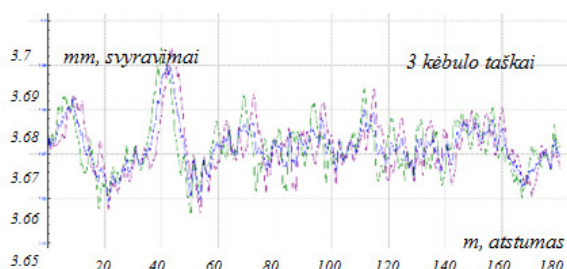
10 pav. Pirmo keleivinio keturračio vagono taškų vertikalieji kėbulo poslinkiai



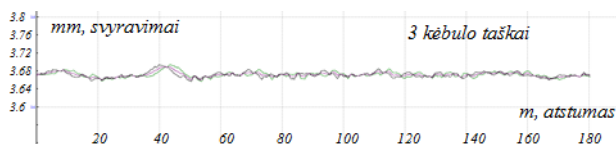
11 pav. Antro keleivinio keturračio vagono taškų vertikalieji kėbulo poslinkiai

Iš 10 ir 11 paveiksluose pateiktų vertikalųjų vagono taškų poslinkių grafikų pastebima, kad padidinus pakabos elementų standumą, vertikalųjų – nuo 387 kN/m iki 473 kN/m, atitinkamai, skersinių – nuo 144 kN/m iki 176 kN/m. Pirmojo vagono vertikalųjų kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,036 m, o antrojo kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,042 m. Amplitudė padidėjo 6 mm.

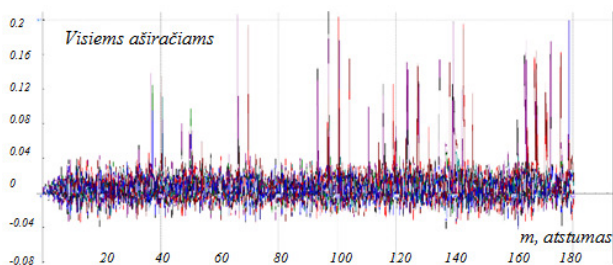
Iš 12 ir 13 paveiksluose pateiktų skersinių vagono taškų poslinkių grafikų pastebima, kad padidinus pakabos elementų standumą, vertikalųjų – nuo 387 kN/m iki 473 kN/m, atitinkamai, skersinių – nuo 144 kN/m iki 176 kN/m. Pirmojo vagono vertikalųjų kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,015 m, o antrojo kėbulo taškų poslinkių amplitudė 0,026 m. Amplitudė pakito 11 mm.



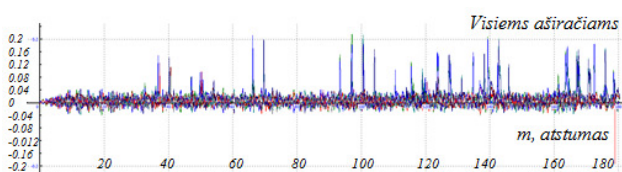
12 pav. Pirmo keleivinio keturašio vagono taškų skersiniai kėbulo poslinkiai



13 pav. Antro keleivinio keturašio vagono taškų skersiniai kėbulo poslinkiai



14 pav. Pirmo keleivinio keturašio vagono aširačių Nadalio kriterijus



15 pav. Antro keleivinio keturašio vagono aširačių Nadalio kriterijus

Atliekant imitacinius bandymus su padidintu vagono pakabos parametrų standumu (vertikaliųjų – nuo 387 kN/m iki 473 kN/m, atitinkamai, skersinių – nuo 144 kN/m iki 176 kN/m). Nadalio kriterijaus reikšmė padidėjo 0,2 iki 0,27. Pažymėtina, jog esant didesnio standumo pakabos elementams nuvažiavimo nuo bėgių tikimybė didesnė 18 %.

Išvados

Konstatuota, kad vagono kėbulo skersinių poslinkių parametrus daugiausiai įtakoja pakabos tampriųjų elementų standumas. Vagonų pakabos vertikaliųjų spyruoklių standumą padidinus nuo 387 kN/m iki 473 kN/m, o skersinių spyruoklių standumą nuo 144 kN/m iki 176 kN/m, keleivinio vagono kėbulo vertikaliųjų svyravimų amplitudė padidėjo 6 mm, o skersinių svyravimų amplitudė – 11 mm.

Padidinus keleivinio vagonų pakabos spyruoklių vertikaliųjų ir skersinių standumą 20 %, esant 120 km/h greičiui Nadalio kriterijaus reikšmė padidėjo 18 %. Taigi, keleivinio vagono važiavimo stabilumas nuriedėjimui nuo bėgių atitinkamai sumažėja.

Pakabos standumas įtakoja kėbulo skersinius ir vertikaliuosius svyravimus, didinant standumą mažėja kėbulo poslinkių amplitudė, tačiau jų pagreitis didėja. Padidinto standumo pakaba vadinama „kietąja“, kadangi padidėja kelio smūgių į važiuoklę poveikis keleiviams. Taigi, keleivinio vagono važiavimo komfortiškumas sumažėja.

Tyrimo metu, esant 120 km/h greičiui, padidinto standumo keleivinio vagono Nadalio kriterijaus dydis pasiekia 0,27 reikšmę. Sumažinus pakabos elementų standumą 20 % Nadalio kriterijaus reikšmė krenta 26 %. Taigi, mažėjant keleivinio vagono pakabos standumui, važiavimo stabilumas nuriedėjimui nuo bėgių didėja.

Mažinant keleivinio vagono greitį nuo 120 km/h iki 40 km/h, kėbulo skersinių ir vertikaliųjų poslinkių amplitudės ir jų pagreičiai mažėja 35 %. Taigi, didėjant keleivinio vagono važiavimo greičiui, vagono važiavimo stabilumas nuriedėjimui nuo bėgių sumažėja.

Literatūra

- Andersson, E.; Berg, M.; Stichel, S. 2007. *Rail vehicle dynamics*. Stockholm: Railway group KTH.P. 224 p.
- Balevičius, V. 2014. *Prekinių vagonų pakabos parametrų įtaka važiavimo tolygumui tyrimas*. Baigiamasis magistrinis darbas. Vilniaus Gedimino technikos universitetas. Vilnius. 84 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.
- Bazaras, Ž.; Dundulis, R. 1996. *Vagonai ir konteineriai: mokomoji knyga*. Kaunas: Kauno technologijos universitetas. 139 p.
- Bureika, G.; Subačius, R.; Kumara, M. 2009 Research on energy efficiency of rolling-stock operation. *Transbaltica 2009: proceedings of the 6th International Scientific Conference*, p. 28–32. April 22–23, 2009. Vilnius: Technika.
- Keršys, R.; Bazaras, Ž.; Griškevičius, P. 1999. Vagono vertikalios dinamikos modeliavimas, *Transportas* 14(5): 220–227. Vilnius: Technika.
- Petrenko, V. 2013. Railway accident investigation using computer simulation modelling. *Transbaltica 2013: the 8th International Conference*, p. 163–168. May 9–10, Vilnius: Technika.
- Steišūnas, S.; Bureika, G.; Liudvinavičius, L. 2013. Survey of assessment methods of rolling-stock chassis hunting and derailment processes. *Transbaltica 2013: the 8th International Conference*, p. 218–224. May 9–10, 2013. Vilnius: Technika.