

VAGONO KĖBULO VIRPESIŲ TYRIMAS SMŪGIUOJANT KRINTANČIU KROVINIU

R. Skvireckas, Ž. Bazaras, L. Beržinskaitė

Kauno technologijos universitetas

1. Įvadas

Projektuojant geležinkelio transporto riedmenis, daug dėmesio skiriama procesams, vykstantiems smūgiuojant. Smūgis vyksta mechaninėje sistemoje ir apibūdinamas sistemos taškų greičių poslinkiais per labai trumpą laiką. Pokyčiai vyksta, kai, susiduriant kūnams, atsiranda labai didelės jėgos. Kuo trumpesnis smūgio laikas, tuo didesnė jėga. Su tokiais reiškiniais susiduriama kuriant ir eksploatuojant geležinkelio riedmenis: vagonus, lokomotyvus. Smūgio jėgos veikia vagoną jį pakraunant ekskavatoriais arba kranais [1, 2].

Šiame darbe nagrinėjama viena iš vagonų dinamikos problemų – tai dinaminiai procesai, vykstantys smūgiuojant vagoną stambiu kroviniu, krintančiu ant jo iš tam tikro aukščio krovimo metu; atlikta vagono įlinkių analizė smūgiuojant trimis skirtingo dydžio masėmis.

2. Vagono dinamikos problemos

Vagono konstrukcijos elementus veikiant dinaminėms apkrovoms, juose sklinda tampriųjų deformacijų bangos, kurios pasižymi bangų atspindėjimo ir interferencijos (bangų sumavimo) savybėmis. Šiomis bangų savybėmis ir skiriasi dinaminės apkrovos ir deformacijos nuo statinių. Kiekvienoje medžiagoje deformacijos bangos sklinda tam tikru greičiu (garso greičiu), kuris priklauso nuo konstrukcijos tamprumo savybių, tankio, o kai kada ir nuo geometrinės formos.

Kadangi tampriųjų deformacijos bangų sklidimo greitis didelis, palyginti su kėbulo ant spyruoklių svyravimo greičiu, tai ir konstrukcijos tampriųjų virpesių dažnis bus gerokai didesnis negu kėbulo – standaus elemento, uždėto ant spyruoklių, virpesių dažnis. Kon-

strukcijai virpant, joje atsiranda aukštadažniai įtempimai. Dažniausiai jie nesukelia didesnio suirimo, bet dėl jų atsiranda nuovarginių pažeidimų.

Sukurti universalų vagono kėbulo matematinį modelį, kuriame būtų įvertinti visi riedmenų ir kelio tarpusavio sąveikos aspektai, neįmanoma. Tačiau, naudojant įvairius supaprastintus matematinius modelius, galima nagrinėti sudėtingus dinامينius procesus [3, 4].

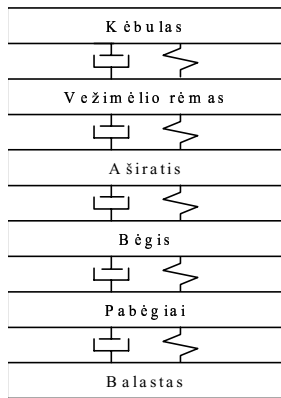
Smūgio poveikio į vagoną modeliai naudojami, nagrinėjant jo pažeidimus nuo smūgiųjų apkrovų, atsirandančių smūgiuojant krintančiu kroviniu (1 pav.). Kiekvienas kietasis kūnas turi šešis laisvės laipsnius. Sprendžiant riedmenų dinamikos uždavinius vagono kėbulas ar vežimėlio rėmas taip pat gali turėti šešis laisvės laipsnius. Kadangi kiekvienam laisvės laipsniui aprašyti taikoma dinaminė lygtis, tai jų bus lygiai tiek, kiek laisvės laipsnių yra dinaminėje sistemoje. Tokių dinaminųjų lygčių sprendimas yra sunkus ir ne visada būtinus. Todėl daug dėmesio skiriama supaprastintiems matematiniam modeliams kurti [1].

Nagrinėjant sistemos dinamikos uždavinius modelis vaizduojamas kaip masių, tarpusavyje sujungtų fiktyviomis spyruoklėmis ir slopintuvais (2 pav.), eilė. Tai leidžia įvertinti nagrinėjamos skaičiavimo schemas atskirų konstrukcinių elementų standumo ir energijos išsklaidymo charakteristikas. Skaičiavimų tikslumas priklauso nuo schemas detalizavimo, nuo išskaidytų konstrukcijos elementų skaičiaus.

Vagono dinaminųjų procesų nagrinėjimo tikslas yra analiziškai išreikšti kėbulo virpesių funkciją nuo vagoną veikiančių smūgio jėgų. Tam pirmiausia sudaroma skaičiuojamoji schema, be to, turi būti žinomi visi vagono mechaniniai ir geometriniai parametrai.



1 pav. Dinaminųjų procesų, vykstančių vagone smūgiuojant krintančiu kroviniu, matematinis modelis
 Fig 1. Mathematical model of dynamical processes which occurred in a wagon during the impact of the falling load



2 pav. Geležinkelio ir riedmenų elementų sąveikos skaičiavimo schema

Fig 2. Calculation scheme of interaction of road and rolling – stocks elements

Veikiant smūginėms apkrovoms, vagono skaičiuojamąją schemą sudarantys elementai įgauna visų tipų deformacijas. Kėbulo vidurinė sija, apatinė ir viršutinė rėmjuostės, vežimėlio viršspyruoklinė sija ir išilginės sijos įgauna lenkiamąsias deformacijas, skersinės kėbulo ir vežimėlio sijos – lenkiamąsias ir sukamąsias deformacijas, šoninės sienos statramsčiai – tempiamąsias, gniuždomąsias ir lenkiamąsias deformacijas.

Vagono virpesių tyrimo smūgiuojant krintančiu kroviniu eiga:

1. Pasirenkama vagono skaičiuojamoji schema:

- vagono matmenys;
- vagono ir vežimėlių bazės;
- kėbulo parametrai: matmenys, masė, svorio centro padėtis ir inercijos momentai;
- vežimėlių parametrai: pagrindiniai matmenys, elementų masės, jų svorio centrų padėtys ir inercijos momentai, vertikaliosios apkrovos nuo ašies į bėgį;
- principinė tampriųjų pakabų schema;
- tampriųjų elementų vertikalus standumas ir pakabų vertikalus slopinimo parametrai.

2. Nustatomi vagono savieji virpesiai:

- vežimėlio ir kėbulo ant tampriųjų elementų laisvieji virpesiai.

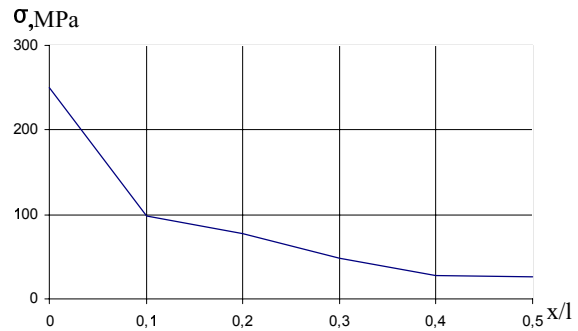
3. Įvertinamos dinaminės apkrovos:

- kėbulo atsakas į žadinančių jėgų poveikį.

4. Įvertinamos vagono dinaminės savybės:

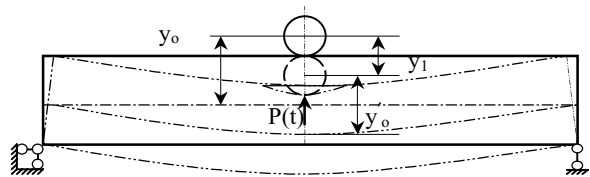
- virpesių amplitudės, pagreičiai ir dažniai.

Pasirinkus skaičiavimo schemą, virpesių dinaminės lygtys aprašomos Lagranžo antrojo tipo lygtimis arba d'Alamberto principu (prie sistemos taškus veikiančių jėgų pridėjus inercijos jėgas, gaunama atsverta jėgų sistema).



3 pav. Normalinių įtempimų pasiskirstymas vagono grindis smūgiuojant krintančiu kroviniu

Fig 3. Distribution of normal strains when the falling load blows the wagon floor



4 pav. Rutulio ir sijos poslinkiai smūgiuojant

Fig 4. Changes of the ball and balk during impact

3. Vagono kėbulo virpesių, smūgiuojant krintančiu kroviniu, tyrimo metodika

Nagrinėsime smūgį koncentruota mase į neapsaugotą vagono grindis.

Bandymai ir savivarčių vagonų naudojimo patirtis parodė, kad labiausiai apkrauti konstrukcijos elementai vagono yra išsidėstę šalia luito kritimo vietos, o įtempimai labai mažėja jam tolstant nuo smūgio zonos (3pav.) [4].

3 paveikslo kreivė vaizduoja didžiausių išmatuotų normalinių įtempimų pasiskirstymą skersiniuose savivarčio vežimėlio pjūviuose. Vagono krovumas – 105 t krintant plieniniam rutuliui, kurio masė 2,8 t, iš 1 m aukščio į neapsaugotą vagono grindų vidurį. Abscisių ašyje atidėtas santykinis atstumas x/l (x – atstumas nuo smūgio vietos vagono viduryje iki matuojamo skerspjūvio; l – vagono ilgis). Skaičiuojant vežimėlio atsparumą krintančio luito smūgiui būtina įvertinti lietimosi vietoje atsirandančias vietines deformacijas.

Nagrinėjama konstrukcija (4 pav.), kai ant sijos krinta kūnas (rutulys), kurio masė M_0 , greitis lietimosi metu v_0 , rutulio kritimo atstumas Y_1 . Tarkime, kad judėjimas vyksta veikiant svorio jėgai P , kuri veikia rutulį iš apačios į viršų [5]. Rutulio judėjimo lygtis bus:

$$M_0 \frac{d^2 Y_1}{dt^2} = M_0 g - P(t) \quad (1)$$

Pradinės sąlygos:

$$Y_1(0) = 0; \frac{dY_1(0)}{dt} = v_0. \quad (2)$$

Suintegravus (1) lygybę, kai pradinės sąlygos (2), gaunama:

$$Y_1(t) = v_0 t + \frac{gt^2}{2} - \frac{1}{M_0} \int_0^t \int_0^{t_1} P(t_2) dt_1 dt_2. \quad (3)$$

Rutulio kelią galima užrašyti ir taip:

$$Y_1(t) = \alpha + \omega_0(t), \quad (4)$$

$\alpha = y_0 - y_0^1$ – rutulio ir sijos svorio centrų dėl vietinės deformacijos sutartėjimas y_0 ir y_0^1 – atstumas tarp rutulio ir sijos svorio centrų iki smūgio ir smūgio amplitudės $\omega_0(t)$ – sijos poslinkis dėl smūgio vietose ir virpesių.

Sulyginus (3) ir (4) lygybes, gaunama:

$$v_0(t) + \frac{gt^2}{2} - \frac{1}{M_0} \int_0^t \int_0^{t_1} P(t_2) dt_1 dt_2 = \alpha + \omega_0(t). \quad (5)$$

Smūgio jėga nustatoma iš (5) lygybės. Dydžiai α ir ω_0 yra smūgio jėgos funkcijos, todėl reikia gauti α ir ω_0 priklausomybę nuo smūgio jėgos.

Teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai smūgiuojant kroviniu rodo, kad daugeliu atvejų kontakto vietoje atsiranda tik tampriosios deformacijos. Tada α galima rasti remiantis Herco teorija. Remiantis ja vietinis glemžimas α bus toks pat, kaip ir veikiant statiškai, tuomet spaudžianti jėga lygi smūginei jėgai.

Jei smūgiuojama rutulio formos kroviniu [5] ir jis krinta ant plokščio smūgiuojamojo kūno paviršiaus, tai:

$$\alpha = \bar{k} P^{2/3}. \quad (6)$$

Koeficientas \bar{k} nustatomas pagal formulę:

$$\bar{k} = 3 \sqrt{\frac{9}{256R} \left[\frac{4(1-\mu_1^2)}{E_1} + \frac{4(1-\mu_2^2)}{E_2} \right]^2}, \quad (7)$$

E_1, E_2, μ_1, μ_2 – tamprumo moduliai ir medžiagos Puasono koeficientai.

Vagono grindys – tai daugiasluoksnė konstrukcija, susidedanti iš plieno lakšto, amortizacinės perdangos. Skaičiuojant vagono atsparumą smūgiui būtina įvertinti atskirų grindų elementų ir viršutinio rėmo mechanines savybes, dydžius. E_2 – smūgiuojamosios konstrukcijos tamprumo modulis nustatomas pagal tamprumo bangos smūgio kryptimi plitimo greitį [2]:

$$a_{vid} = \sqrt{E_2 / \rho_{vid}}, \quad (8)$$

ρ_{vid} – vidutinis smūgiuojamosios konstrukcijos medžiagos tankumas.

Dydis a_{vid} nustatomas iš formulės:

$$a_{vid} = \frac{\sum h_i}{\sum t_i}, \quad (9)$$

h_i, t_i – i -tojo sluoksnio storis ir tamprumo bangos perėjimo per šį sluoksnį laikas, kuris skaičiuojamas taip:

$$t_i = h_i / a_i, \quad (10)$$

a_i – i -tojo sluoksnio medžiagos tamprumo bangos greitis.

Puasono koeficientas μ_2 ir tankis ρ išreikiamas taip:

$$\mu_2 = \frac{\sum \mu_i h_i}{\sum h_i}, \quad (11)$$

$$\rho_{vid} = \frac{\sum \rho_i h_i}{h_i}. \quad (12)$$

μ_1 ir ρ_1 – Puasono koeficientas ir nagrinėjamojo medžiagos sluoksnio tankis.

Kraunant anglį, rūdą ir kitus krovinius, vagonas gana dažnai patiria luitų aštriais kampais smūgius. Tokiems luitams nustatomas (5) lygtyje taikomas vietinis glemžimas α . Bandymai rodo, kad krintant luitų su aštriais kampais kroviniams (pleišto, piramidės formos), lietimosi vietoje atsiranda plastinės deformacijos arba trapus skilimas. Kaip ir apkraunant statiškai, laikysime, kad tampriosios ir plastinės deformacijos plinta nepriklausomai. Tokiu atveju visa deformacija bus [5]:

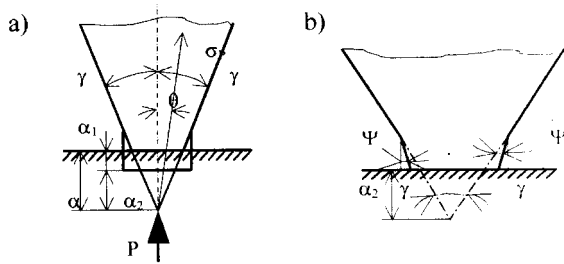
$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2, \quad (13)$$

α_1, α_2 – tamprai ir plastinė deformacijos.

Panagrinėsime tampriai plastines pleišto deformacijas. Sakykime, kad galioja Huko dėsnis. Pasirinkto taško dėmenys pažymimi $u(\rho, \theta)$ ir $v(\rho, \theta)$ spindulio ir lietimamąja kryptimi. Maksimali pleišto deformacija P , pridėta viršutinėje tiesinėje pleišto (5) deformacijos:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\rho &= -\frac{2P \cos \theta}{b\rho(2\gamma + \sin 2\gamma)}, \\ \sigma_\theta &= 0, \\ \tau_{\rho\theta} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

b – pleišto smaigalio ilgis; 2γ – kampas tarp pleišto briaunų.



5 pav. Pleišto sukeltos deformacijos:
a – tamprioji; b – plastinė

Fig 5. Deformations induced by the wedge:
a – elastic; b – plastic

Deformacijos (plokščiosios deformacijos atveju) polinių koordinatinių sistemoje θ ir ρ atrodys taip:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_\rho &= \frac{\delta u}{\delta \rho} = -\frac{2P(1-\mu^2)\cos\theta}{bE\rho(2\gamma + \sin 2\gamma)} \\ \varepsilon_\theta &= \frac{\delta v}{\rho\delta\delta} + \frac{u}{\rho} = \frac{2P(1+\mu)\mu\cos\theta}{bE\rho(2\gamma + \sin 2\gamma)} \\ \gamma_{\rho\theta} &= \frac{\delta u}{\rho\delta\delta} + \frac{\delta v}{\delta\rho} - \frac{v}{\rho} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

E ir μ – pleišto medžiagos tamprumo modulis ir Pua-sono koeficientas.

Suintegravus (15) lygybę, perstačius ir nustačius pastovų integralą, kai $\theta = 0$, gaunama:

$$u(\theta, \rho) = \frac{2P(1-\mu^2)\mu R}{bE(2\gamma + \sin 2\gamma)} \quad (16)$$

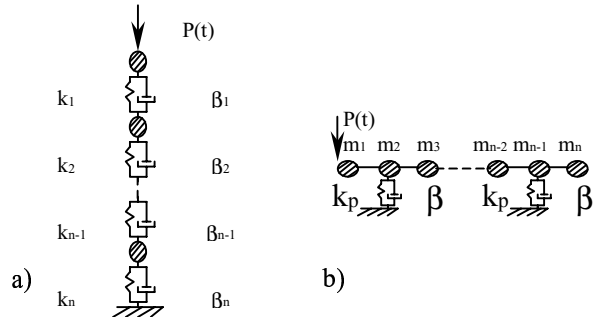
R – atstumas nuo koordinatinių pradžių iki pasirinkto taško, kurio vertikalusis poslinkis lygus 0. Taikant šias formules būtina įvertinti tai, kad apkrovimo (aktyviojo proceso) pasekmė yra tampriai plastinės deformacijos, o nukrovimo (pasyvaus proceso) – tik tampriosios deformacijos.

Nustatysime smūgio vietoje atsiradusį konstrukcijos įlinkį ω_0 . Pirmiausia pasirenkama konstrukcijos skaičiavimo schema. Nagrinėjami du atvejai (6 pav.) [6]:

1. Vertikaliai tampriai tašiais ryšiais sujungta absoliučiai kietų n kūnų grandinė (6 pav., a);

2. Nagrinėjama sąlygiškai neturinti svorio sija su n koncentruotų masių ir besiremianti į tampriai tašias atramas (linginė pakaba) (6 pav., b). Pirmojoje (6 pav., a) skaičiavimo schemoje smūgiuojama į centrą, o an-

trojoje (6 pav., b) smūgiuojama į bet kurį pjūvį. Bandymai rodo, kad smūgiuojant į centrą (luito kritimas į vagono vidurį), smūgis konstrukcijoje sukelia didžiausius įtempimus, todėl ši apkrovimą būtina įvertinti skaičiuojant savivarčio vagono stiprumą.



6 pav. Vagono skaičiavimo schema smūgio jėgai nustatyti
Fig 6. Wagon calculation scheme for the determination of the force of impact

(6 pav., a) pateiktoje schemoje esančioms masėms m_i ir standumams k_i nustatyti taikomas metodas [5]:

$$m_i = \int_{l_i} m f^2 dx; \quad m_i = \int_{F_i} m f^2 dF, \quad (17)$$

m_i – ilgio vieneto masė (vienmatėms sistemoms) arba ploto vieneto (dvimatėms sistemoms) masė; l_i – i -tojo tarpsnio ilgis; F_i – i -tojo tarpsnio plotas; f – kūno taškų koordinatinių funkcija, išreiškianti santykinį šių taškų poslinkį nagrinėjant virpesius; P – deformuojamojo kūno potencinė energija.

(6 pav., a) pavaizduotos schemas judesio lygtį patogiau užrašyti pagal d'Alamberto principą. Šios lygtys užrašomos, kai vagono skaičiuojamoji schema susideda iš 3 grandinėle sujungtų masių (grindys, viršutinis rėmas, apatinis rėmas).

Mūsų nagrinėjamu atveju [6]:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & & \\ & m_2 & \\ & & m_3 \end{bmatrix}, \quad [C] = \begin{bmatrix} \beta_1 + \beta_2 & -\beta_1 & 0 \\ -\beta_1 & \beta_1 + \beta_2 & -\beta_2 \\ 0 & -\beta_2 & \beta_2 + \beta_3 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$[r] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_1 & 0 \\ -k_2 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix},$$

$$B = [100]^T,$$

[M], [C] ir [r] – masių, slopinimo ir standumo matricos; dydžiai m_1 , m_2 , m_3 , k_1 , k_2 nustatomi iš formulės (17); k_3 – suminis linginės pakabos standumas; β_1 ir β_2 imami proporcingi k_1 ir k_2 ; β_3 – linginės pakabos klampiosios trinties koeficientas.

(6 pav., b) pavaizduotą schemą taikyti sudėtingiau negu pirmąją, todėl ją rekomenduojama naudoti tada, kai būtina nagrinėti ne vien luito kritimą centre, bet ir kai masės koncentruojamos mazguose. Koncentruotas masės laikome proporcingomis sijos atstumams tarp masių.

Skaičiuojant tokiu būdu, kiekvieno vagono tipo statinis skaičiavimas atliekamas vieną kartą, nesvarbu, kokios yra apkrovimo sąlygos (medžiaga ir luito masė, kritimo aukštis ir kt.). Nagrinėjamu būdu galima rasti dinaminis įtempimus, atsirandančius konstrukcijos elementuose smūgio vietoje.

4. Vagono dinaminio modelio sudarymas

Šiame darbe nagrinėjant riedmenų judėjimą naudoti programiniu paketu ANSYS, kuris laikomas vienu iš pagrindinių programų, turinčių plačias geometrinių ir skaičiuojamųjų modelių paruošimo, skaičiavimo bei rezultatų vizualizavimo galimybes.

Šiuo metu programinis paketas ANSYS yra taikomas įvairiems stiprumo, dinamikos, nuovargio, elektros, elektromagnetizmo, termo-, hidromechanikos, biomechanikos ir kitiems uždaviniams spręsti.

Šiame darbe programiniu paketu ANSYS buvo sprendžiami erdvinų konstrukcijų dinamikos uždaviniai, t. y. nustatyti vagono konstrukcijos taškų poslinkiai, greičiai, pagreičiai, reakcijos, įtempimai smūgiuojant į vagono grindis iš apskaičiuoto aukščio pasirinkto dydžio masė.

Veikiant vertikaliosioms apkrovoms vagono skaičiuojamąją schemą sudarantys elementai įgauna visų tipų deformacijas. Kėbulo vidurinė sija, apatinė ir viršutinė rėmjuostės, vežimėlio viršspyruoklinė sija ir išilginės sijos įgauna lenkiamąsias deformacijas, skersinės kėbulo ir vežimėlio sijos – lenkiamąsias ir sukamąsias deformacijas, šoninės sienos statramsčiai – tempiamąsias-gniuždomąsias ir lenkiamąsias deformacijas.

Sudarant prekinio vagono apskaičiavimo schemą, naudojama erdvinė rėminė baigtinių elementų konstrukcija [6]. Visa konstrukcija buvo aprašyta šiais elementų tipais: 1) elementais, įvertinančiais lankstus (COMBIN7); 2) erdviniais rėminės konstrukcijos baigtiniais elementais (BEAM4); 3) elementais, įvertinan-

čiais standumą, slopinimą (MATRIX27), 4) plokščiais kevaliniais kūnais (SHELL63).

Naudotų elementų skaičius:

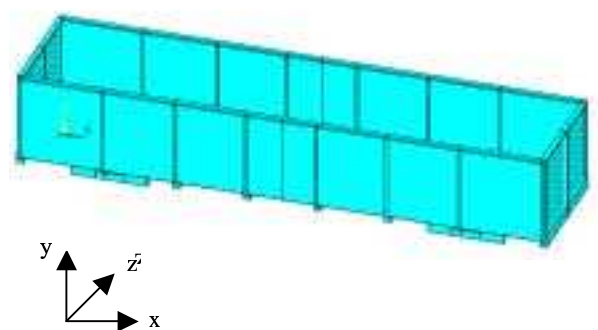
- 1) 92 BEAM4,
- 2) 52 SHELL63,
- 3) 8 MATRIX27,
- 4) 4 COMBIN7,
- 5) 8 MATRIX27,
- 6) 1 MASS21 (7 pav.).

Nagrinėjamame modelyje vagono kėbulas ir vežimėlis sudaryti iš anksčiau išvardytų konstrukcinių elementų, aprašytų geometrinėmis ir mechaninėmis charakteristikomis. Įvertinus šių elementų charakteristikas, gaunami elementai, turintys tam tikras tamprumo charakteristikas ir tolygiai pasiskirsčiusią masę, o ne absoliučiai kietus kūnus su koncentruotomis masėmis.

Skaičiavimams reikalingos charakteristikos paimtos iš katalogų. Sudarius vagono dinaminį modelį ANSYS programiniame pakete pirmiausia konstrukcija nagrinėjama statiškai.

Patikrinama, kaip kėbulo ir viso vagono, sudaryto iš atskirų konstrukcinių elementų, masės atitinka realaus vagono masės bei tampriųjų modelio elementų įlinkius.

Tikrinant kėbulo masę [7, 8], atmetami vežimėlio rėmą sudarantys elementai ir nejudamai įtvirtinamos kėbulo atramos vežimėliuose. Tuomet tose vietose nustatomos atraminės reakcijos nuo kėbulo savojo svorio, kurias padalijus iš g gaunama viso kėbulo masė. Modeliui buvo imtos tik pagrindinės vagono konstrukcijos dalys, o kiti elementai, taip pat turintys masę, nebuvo įvertinti, todėl kompensuojant šiuos trūkumus elementų skerspjuviai buvo parenkami didesni, nei yra realiame vagone. Elementų skerspjuvio plotai buvo keičiami tol, kol gautos nežymios paklaidos tarp realios vagono kėbulo masės ir modelyje sudarytos konstrukcijos masės. Analogiškai patikrinamas ir viso vagono svoris.



7 pav. Vagono kėbulo modelis
Fig 7. Model of the wagon body

5. Vagono savieji virpesiai ir savosios formos

Norint gauti savąsias vagono reikšmių formas, reikia spręsti savųjų reikšmių uždavinį, kurį galima užrašyti lygtimi [6]:

$$\text{Det}([K] - \omega^2[M]) = 0. \quad (19)$$

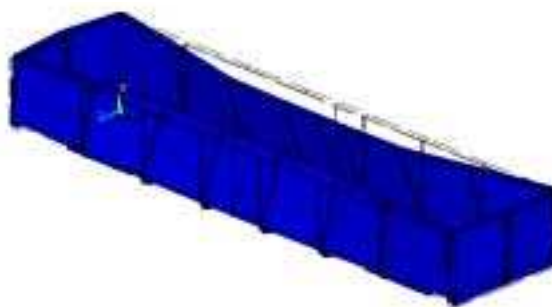
Modelis buvo sudarytas ANSYS paketu, juo galima spręsti ir šį uždavinį, todėl, nustatydami vagono savuosius virpesius, juo ir pasinaudojome.

Toliau pateikiamos gautos savųjų dažnių reikšmės f (Hz) ir jas atitinkančios konstrukcijos savosios formos, nusakančios nagrinėjamo konstrukcijos elemento virpesių amplitudes:

- | | |
|-----------------|-----------------|
| 1) 0,46866E-01, | 2) 0,78747E-01, |
| 3) 0,14861, | 4) 0,22237, |
| 5) 4,5109, | 6) 7,1774, |
| 7) 9,3585, | 8) 9,5248, |
| 9) 11,444, | 10) 11,639, |
| 11) 14,804, | 12) 15,246. |

Dinaminis modelis sudarytas iš 92 baigtinių elementų, kiekvienas elementas turi po 6 laisvės laipsnius, todėl gauta labai daug savųjų dažnių reikšmių. Pateikiamos tik pirmosios 12 reikšmių, nes jos yra pavojingiausios. Gauta penktoji savųjų dažnių reikšmė artima analiziškai apskaičiuotam savajam dažniui, kurio pasekmė – rezonansas, konstrukcijos elementų deformacija, lūžiai (8 pav.).

Žinant pavojingiausias dažnių reikšmes, galima nustatyti pavojingus vagonui krovinio metimo aukščius, pavojingas mases. Gauti visos konstrukcijos savieji daž-



8 pav. Vagono kėbulo penktoji savojo dažnio forma
Fig 8. The fifth form of own frequency of the wagon body

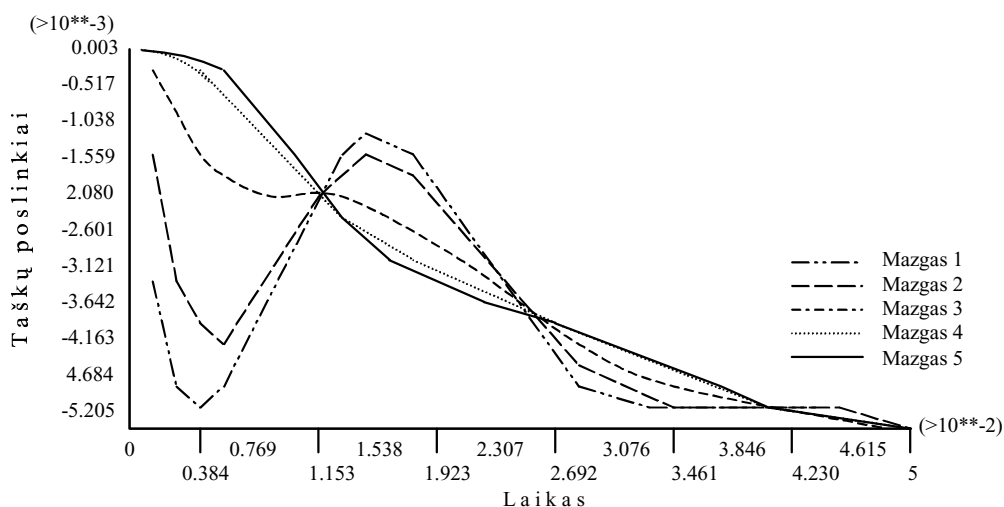
nai suteikia gerokai daugiau informacijos negu atliekant teorinius skaičiavimus nagrinėjamų konstrukcijų, kurių elementai laikomi absoliučiai kietais kūnais su koncentruotomis masėmis.

6. Kėbulo mazgų poslinkių nagrinėjimas

Tiriant vagono dinamines savybes buvo nagrinėjami kėbulo virpesiai smūgiuojant vagoną skirtingomis masėmis iš skirtingų aukščių. Smūgiuota iš 0,4; 0,6; 0,7 m aukščio 1000, 1200, 1400 kg masės kroviniu. Poslinkiai nagrinėti penkiose kėbulo vietose. Kadangi vagonas simetriškas, nagrinėjami taškai buvo į kairę nuo centro.

Gauti 1, 2, 3, 4, 5 mazgų poslinkių grafikai. Toliau (9 pav.) pateiktas poslinkių grafikas smūgiuojant 1000 kg masės kroviniu iš 0,4 m aukščio.

Iš grafiko matyti, kad smūgiuojant 1000 kg masės kroviniu iš 0,4 m aukščio didžiausias kėbulo poslinkis yra 5 mm. Sprendžiant statiškai gauta, kad didžiausias



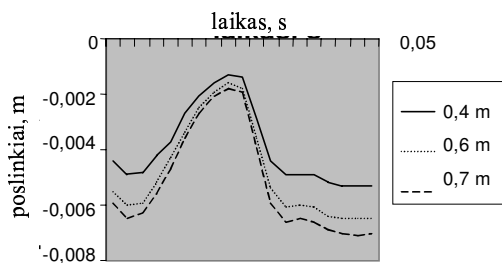
9 pav. Vagono kėbulo skaičiavimo mazgų poslinkių grafikas smūgiuojant 1000 kg kroviniu iš 0,4 m aukščio
Fig 9. Graph of changes of the calculation knots of the wagon body when the load of 1000 kg strikes from 0,4 m height

kėbulo poslinkis nuo savojo svorio yra 1,2 mm.

Atliktas penktojo mazginio taško tyrimas smūgiuojant ta pačia mase iš skirtingų aukščių. Tyrimui pasirinktas penktasis taškas, nes jame poslinkiai didžiausi.

Tyrimų rezultatai rodo, kad smūgiuojant 1000 kg masės kroviniu penktasis mazginis taškas labiausiai įlinksta smūgiuojant iš 0,7 m aukščio (taško poslinkis 0,0065 m). Iš 10 paveiksle pateikto grafiko matyti poslinkiai smūgiuojant vienoda mase iš skirtingų aukščių.

Iš 10 paveiksle pateiktų kreivių matyti, kad smūgiuojant 1000 kg svorio kroviniu iš skirtingo aukščio poslinkiai yra panašaus pobūdžio, skiriasi tik laikas, per kurį konstrukcija įlinksta. Analogiškos kreivės gautos smūgiuojant 1200 kg ir 1400 kg masės kroviniais iš skirtingų aukščių.



10 pav. Vagono kėbulo penktojo mazginio taško smūgiuojant 1000 kg mase iš 0,4; 0,6; 0,7 m aukščio poslinkių grafikai

Fig 10. Graph of changes of the fifth calculation knot of the wagon body when the load of 1000 kg strikes from 0,4; 0,6; 0,7 m height

7. Išvados

Šiame darbe buvo nagrinėjama viena iš vagono dinamikos problemų – tai smūginiai dinaminiai procesai, atsirandantys smūgiuojant vagoną. Smūgio jėgos sukelia vagono priverstinius virpesius. Jų įtaka kroviniui ir vagono kėbului nusakoma virpesių rodikliais: virpesių dažniu, amplitudėmis, jų greičiais bei pagreičiais.

Pasinaudojus programiniu paketu ANSYS, vagono vertikaliesiems priverstiniams virpesiams skaičiuoti sudarytas matematinis modelis. Sudarant šį modelį įvertintos vagono geometrinės ir mechaninės charakteristikos. Modelis buvo žadinamas skirtingomis masėmis esant skirtingam aukščiui. Programiniu paketu ANSYS nustatytos vagono elementų dinaminės charakteristikos bei įvertinti kėbulo virpesiai esant skirtingoms masėms ir aukščiams.

Nagrinėjant skirtingų kėbulo vietų virpesius nustatyta:

1. Kėbulo viduryje esančių elementų virpesiai yra

didesni negu tolimesnių elementų. Tai paaiškinama tuo, kad deformuojasi vagono kėbulas ir vagono viduryje esantys taškai yra toliausiai nuo pakabos tvirtinimo vietų, todėl standumas vagono viduryje yra mažiausias, o amplitudė gaunama didžiausia.

2. Pradiniu laiko momentu poslinkiai vagono gafluose vyksta priešinga kryptimi nei vagono viduryje. Taip yra dėl vagono kėbulo tampriųjų deformacijų.

Vėlesniu laiko momentu, kai užgęsta kėbulo virpesiai, šių taškų poslinkių kryptys sutampa ir virpesiai vyksta dėl pakabos elementų deformacijų.

Literatūra

1. C. Andersson, T. Dahlberg. Wheel/rail impacts at a railway turnout crossing // Rail and Rapid Transit, 1998, Vol 212, No F2, p. 123–134. ISSN 0954 – 4097.
2. Y. Kitagawa, I. Hagiwara, T. Torigaki. Crash Analysis of Vehicle Body structures Using a Buckling Sensivity Analysis // The Fourteenth International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, Munich, Germany, May 23 – 26, 1994, p. 1427–1435.
3. В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. Динамика подвижного состава. Москва: Транспорт, 1988. 391 с.
4. С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. Динамика вагона. Москва: Транспорт, 1991. 360 с.
5. Е. П. Блохин. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах. Москва: Транспорт, 1989. 229 с.
6. P. Žiliukas, R. Barauskas. Mechaniniai virpesiai. Kaunas: Technologija, 1997. 309 p.
7. Ž. Bazaras. Geležinkelio riedmenų traukos teorijos pagrindai. Kaunas: Technologija, 2001. 238 p.
8. В. Н. Котуранов, В. Д. Хусидов. Нагруженность элементов конструкции вагона. Москва: Транспорт, 1991. 238 с.

Įteikta 2001 01 26

ANALYSIS OF VIBRATIONS OF THE WAGON BODY ON IMPACT OF FALLING MASS

R. Skvireckas, Ž. Bazaras, L. Beržinskaitė

Summary

Impact dynamic processes which arise during the impact on a wagon were analysed as one of the problems of wagon dynamics. Impact forces involve the (*forced*) vibrations. Indicators of vibrations (frequency, amplitude, speed and acceleration) describe their influence on the load wagon body.

For calculations of vibrations the mathematical model was created applying the software ANSYS. The geometrical and mechanical characteristics of the wagon were estimated. Different masses and heights made an exiting impact on the model. Using software ANSYS dynamical characteristics of the wagon elements were determined and vibrations of the wagon body were evaluated having different masses and heights.

Analysing the vibrations of the different spots of the wagon body it was determined that:

1. Vibrations of the elements in the middle of the wagon body are higher than the further ones. It can be explained that the wagon body gets deformed and the spots in the middle of the wagon body are far from the places of fixation the suspension links. That is why stiffness in the middle of the wagon is little, but it is the highest.

2. At the initial moment changes at the ends of the wagon are in different directions than in the middle. This happens because of elastic deformations of the wagon body.

Later, when vibrations of the wagon body suppress, directions of the changes of these points match and vibrations occur because of the deformations of the elements of suspension links.

RAMŪNAS SKVIRECKAS

Master of Science, doctoral student (transport engineering), Kaunas University of Technology (KTU), Kęstučio g. 27, LT-3004 Kaunas, Lithuania. E-mail: ramskvi@takas.lt. Master of Science (mechanical engineering), Kaunas University of Technology (KTU), 1998. Publications: author of 3 scientific papers. Research interests: railway rolling-stock constructions, traction theory of transport means, dynamics of the railway rolling – stock constructions.

ŽILVINAS BAZARAS

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

Doctor of Science (mechanical engineering), Kaunas Polytechnic Institute (KPI), 1984. First degree in Electrical Engineering, Kaunas Polytechnic Institute (KPI), 1969. Publications: author of 1 monograph, 5 books and 99 scientific papers and 8 inventions, 1 patent registered in Russia. Research interests: dynamics of the railway rolling-stock constructions, traction theory of construction materials and elements.

LIGITA BERŽINSKAITĖ

Master of Science, Engineer of railway station of Kybartai, Vilkaviškio raj., LT-4280, Kybartai, Lithuania. E-mail: drugelis48@hotmail.com

Master of Science (transport engineering), Kaunas University of Technology (KTU), 2000. Publications: author of 1 scientific paper. Research interests: railway rolling-stock constructions, traction theory of transport means, dynamics of the railway rolling – stock constructions.