



18-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos

TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,

vykusios 2015 m. gegužės 6 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 18th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'

TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 6 May 2015, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 18-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»

ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 6 мая 2015 г., Вильнюс, Литва

AUTOMOBILIO IR STANDŽIOS KLIŪTIES SĄVEIKOS MATEMATINIS MODELIS ĮVERTINANTIS PLASTINĖS DEFORMACIJAS

Adomas Sutekus

Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Plytinės g. 27, LT-10105 Vilnius, Lietuva

El. paštas: adomas.sutekus@stud.vgtu.lt

Santrauka. Šiuo metu dinaminiai modeliai ir baigtinių elementų modeliai (BEM) yra populiariausi analizės įrankiai modeliuojant automobilio susidūrimus. Tipiniame dinaminiame modelyje, naudojamam priekinio susidūrimo tyrimams, automobilis skaidomas į atskiras mases, kurias jungia standumo ir slopinimo elementai. Pagrindinis šio modelio trūkumas, kad jis vertina tik tampriąsias deformacijas. Šiame straipsnyje aprašomas sukurtas matematinis modelis kuris leidžia įvertinti ne tik tampriąsias, bet ir plastines automobilio deformacijas frontalinio susidūrimo metu.

Reikšminiai žodžiai: automobilis, barjeras, sąveika, Kelvino modelis, Maksvelo modelis, kinematinis modelis, modeliavimas.

Įvadas

Automobilio susidūrimo bandymai dažnai naudojami siekiant padėti įvertinti automobilio saugumą. Įvairios automobilių saugos programos ir organizacijos, kaip: (Euro NCAP, NHTSA, NCAC) nurodo, kaip bandymai turėtų būti atliekami, kokie veiksniai turi būti iširti ir kaip automobilių saugumas turėtų būti vertinamas. Automobilio susidūrimo bandymai atliekami ne tik, kai automobilio dizainas yra užbaigtas ir prototipas yra paruoštas, bet ir visu automobilio kūrimo ir tinkamumo patvirtinimo proceso metu. Automobilių susidūrimo bandymo procedūras aprašo išsamūs testų reikalavimai. Siekiant sėkmingai atlikti susidūrimo bandymus, reikalingi dideli išteklių. Bandymuose dalyvauja kvalifikuotas ir apmokytas personalas naudojantis didelį kiekį sudėtingos stebėjimo, matavimo ir po avarijos surinktų duomenų analizei skirtos programinės įrangos.

Virtualūs susidūrimo eksperimentai, naudojant matematinį modeliavimą, gali padėti sumažinti natūralaus dydžio automobilių bandymų skaičių. Rezultatai gauti atliekant virtualius eksperimentus gali būti naudojami, siekiant numatyti realų automobilio elgesį eismo įvykio metu, jo deformacijas, bei jėgas veikiančias keleivius.

Šiuo metu dinaminių kinematinų modelių ir baigtinių elementų modeliai (BEM) yra populiariausi analizės įrankiai modeliuojant automobilio susidūrimus (Borovinsk et al. 2007; Deb, Srinivas 2008). Pagrindinis BEM modelio privalumas yra jo gebėjimas atkurti geometrinius sistemos parametrus, bei priskirti naudojamų medžiagų

savybes. Pagrindinis BE metodo trūkumas yra jo kaina atsižvelgiant į tai, kiek laiko kuriamas BEM modelis.

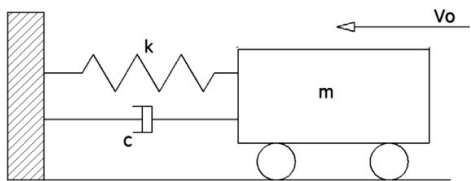
Pirmasis sėkmingas kinematinis modelis automobilio frontaliniam susidūrimui tirti buvo sukurtas (Kamal 1970). Nuo tada ši technika buvo plačiai naudojama visoje automobilių pramonėje įvairiems automobilių modeliams. Tipiniame dinaminiame modelyje, naudojamam priekinio susidūrimo tyrimams, automobilis skaidomas į atskiras mases, kurias jungia standumo ir slopinimo elementai. Dinaminiai ryšiai tarp grupuojamų masių nustatomi naudojant Niutono dėsnius, vėliau gautos diferencialinės lygtys sprendžiamos skaitinio integravimo metodais. Pagrindinis šio metodo privalumas yra modeliavimo paprastumas ir mažas kompiuterinių išteklių naudojimas. Šio metodo problema yra parametru: masių, standumo, bei slopinimo elementų verčių nustatymas, kurios apsprendžia modelio tikslumą.

Straipsnio tikslas apžvelgti esamus kinematinis modelius naudojamus transporto priemonių susidūrimams tirti, bei pasiūlyti naują uždavinio sprendimo būdą.

Kelvino modelis

Kadangi automobilio susidūrimas yra dinamiškas, jis susijęs su energijos transformacija. Todėl, siekiant imituoti automobilio elgesį susidūrimo metu automobilio kūbulas skaidomas į atskiras mases, kurias jungia tamprūs standumo ir slopinimo elementai. Informacija pateikta apie Kelvino modelį parengta remiantis (Pawlus 2010).

Kelvino modelį sudaro standumo ir slopinimo elementai lygiagrečiai jungiantys tiriamą kūną su nejudančia atrama (1 pav.).



1 pav. Kelvino modelis

Daugeliu atvejų kai sistema neperkrauta ($0 \leq \zeta < 1$) Kelvino modelio judėjimo lygtis išreiškiama taip:

$$\ddot{\alpha} + 2\zeta\omega_e\dot{\alpha} + \omega_e^2\alpha = 0, \quad (1)$$

čia k – standumo koeficientas [N/m]; c – slopinimo koeficientas [Ns/m]; m – masė [kg]; α – masės poslinkis [m];

$\zeta = \frac{c}{2m\omega_e}$ – slopinimo veiksnys; $\omega_e = \sqrt{\frac{k}{m}}$ – savasis svyravimo dažnis [rad/s].

Galutinis lygties sprendinys užrašomas taip:

$$\alpha = e^{at} [c_1 \sin(bt) + c_2 \cos(bt)], \quad (2)$$

čia c_1 ir c_2 yra integravimo konstantos, kurios skaičiuojamos remiantis pradinėmis uždavinio sąlygomis, kai sistemos poslinkis lygus nuliui, o v_0 – maksimalus.

Turėdami šią lygtį galime išreikšti sistemos poslinkio – α , greičio – $\dot{\alpha}$ ir pagreičio – $\ddot{\alpha}$ lygtis:

$$\alpha(t) = \frac{v_0 e^{-\zeta\omega_e t}}{\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e} \sin\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e t\right), \quad (3)$$

čia v_0 – pradinis susidūrimo greitis [m/s].

$$\dot{\alpha}(t) = v_0 e^{-\zeta\omega_e t} \left[\cos\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e t\right) - \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e t\right) \right], \quad (4)$$

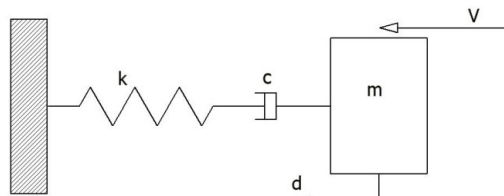
$$\ddot{\alpha}(t) = v_0 \omega_e e^{-\zeta\omega_e t} \left[-2\zeta \cos\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e t\right) + \frac{2\zeta^2 - 1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin\left(\sqrt{1-\zeta^2}\omega_e t\right) \right]. \quad (5)$$

Maksvelo (Maxwell) modelis

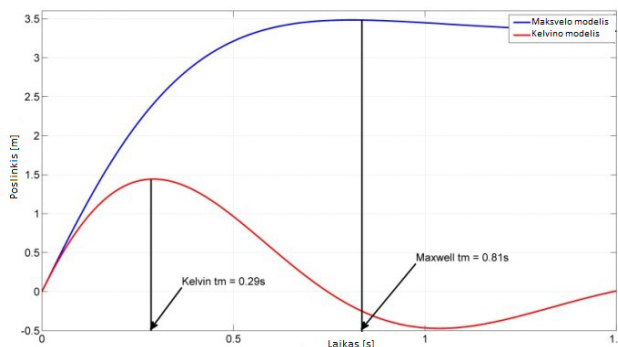
Maksvelo modelis parodytas (2 pav.) susideda iš standumo ir slopinimo elementų nuosekliai jungiančių tiriamą kūną su nejudančia atrama.

Šis dviejų parametru modelis tinka susidūrimams kurie pasižymi valkšnumo ir relaksacijos savybėmis.

Modelis taikomas lokalizuotam transporto priemonės poveikiui tirti, pavyzdžiui kontaktui su stulpu (Pawlus 2010) kurio deformacijos laikas yra ilgesnis lyginant su plokščiu frontaliu susidūrimu. Kelvino ir Maksvelo dinamių modelių palyginimas esant vienodomis bandymo sąlygoms pavaizduotas (3 pav.).



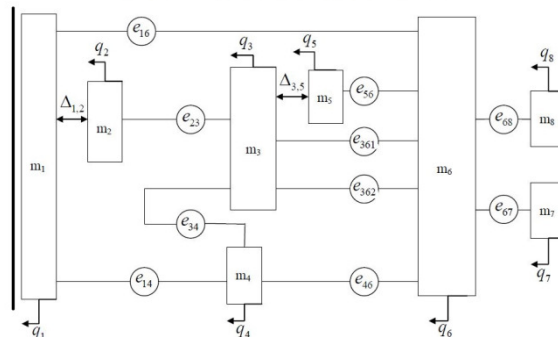
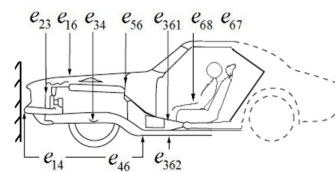
2 pav. Maksvelo modelis



3 pav. Kelvino ir Maksvelo dinamių modelių palyginimas

Matematinio modelio kūrimas

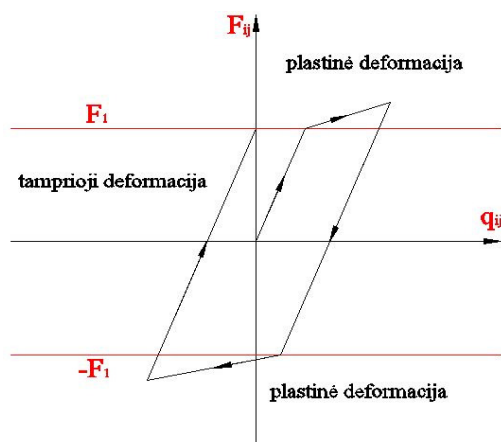
Kuriant naują modelį tobulinamas (Kamal 1970) dinaminis kinematinis modelis skirtas automobilio frontaliniam susidūrimui tirti. Patobulintas modelis (4 pav.) įvertina ne tik automobilio priekinės dalies masių judėjimą, bet ir keleivių.



4 pav. Automobilio priekinio susidūrimo schema:

q_1 – q_8 – poslinkiai; $\Delta_{1,2}$, $\Delta_{3,5}$ – atstumai tarp masių; m_1 – bamperio masė; m_2 – aušinimo radiatorius masė; m_3 – variklio masė; m_4 – lonžeronų masė; m_5 – ugniasienės masė; m_6 – automobilio kėbulo masė už ugniasienės; m_7 – m_8 – keleivių masės; e_{ij} – tamprus, klampus, plastinis, diskretinis elementas

Kad modelis galėtų vertinti ne tik tampriąsias, bet ir plastines deformacijas modelio masių jungimui naudojamas tamprus, klampus, plastinis, diskretinis elementas kurio jėgos – poslinkio priklausomybė pavaizduota (5 pav.).



5 pav. Jėgos–poslinkio priklausomybė

Ši 0 jėgos–poslinkio priklausomybė aprašoma lygtimis:

$$F_{ij,t+\Delta t} = k_1(q_{ij} - q_{ij,t}) + F_{ij,t}, \quad (6)$$

kai $\dot{q}_{ij,t} \geq 0, |F_{ij,t}| \leq F_1$

$$F_{ij,t+\Delta t} = k_2(q_{ij} - q_{ij,t}) + F_{ij,t}, \quad (7)$$

kai $\dot{q}_{ij,t} \geq 0, F_{ij,t} > F_1$

$$F_{ij,t+\Delta t} = k_1(q_{ij} - q_{ij,t}) + F_{ij,t} \quad (8)$$

Literatūra

- Borovinsek, M.; Vesenjok, M.; Ulbin, M.; Ren, Z. 2007. Simulation of crash tests for high containment levels of road safety barriers, *Eng. Fail. Anal.* 14 (8): 1711–1718.
- Deb, A.; Srinivas, K. C. 2008. Development of a new lumped-parameter model for vehicle side-impact safety simulation, *Proc. Inst. Mech. Engrs. Part D: J. Automobile Eng.* 222: 1793–1811.
- Kamal, M. 1970. *Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact*, SAE 700414.
- Pawlus, W.; Nielsen, J. E. 2010. *Development of Mathematical Models for Vehicle to Pole Collision*, Maastricht: Shaker Publishing. 151 p. ISBN 978-90-423-0401-7.
- Pawlus, W.; Robbersmyr, K. G.; & Karimi, H. R. 2009. Development of Mathematical Models for Analysis of a Vehicle Crash. *Proceedings of the 4th European Computing Conference*.

kai $\dot{q}_{ij,t} \leq 0, F_{ij,t} \geq -F_1$

$$F_{ij,t+\Delta t} = k_2(q_{ij} - q_{ij,t}) + F_{ij,t} \quad (9)$$

kai $\dot{q}_{ij,t} \leq 0, F_{ij,t} < -F_1$ tada,

$$q_{ij} = q_i - q_j; \dot{q}_{ij} = \dot{q}_i - \dot{q}_j. \quad (10)$$

Sukurto dinaminio modelio skirto frontaliniam automobilio susidūrimui tirti, judėjimą lygčių sistema:

$$[M]\{\ddot{q}\} = \{F|q, \dot{q}, t\}, \quad (11)$$

čia $[M]$ – diagonalinė masių matrica (m_1, m_2, \dots, m_8) ; $\{q\}^T$ – poslinkių vektorius (q_1, q_2, \dots, q_8) ; $\{F(q, \dot{q}, t)\}$ – netiesinis jėgų vektorius (e_{ij}) .

Išvados

1. Apžvelgti esamų kinematinėjų dinaminėjų modelių trūkumai, naudojamų transporto priemonių susidūrimams tirti.

2. Aprašyta naudojamo tampraus, klampaus, plastinio diskretinio, elemento, kuris leidžia įvertinti ne tik tampriąsias, bet ir plastines modelio deformacijas elgsena.

3. Sukurta automobilio frontalinio susidūrimo schema galinti vertinti automobilio priekinės dalies ir keivių masių judėjimą.

Padėka

Autorius dėkoja prof. habil. dr. Marijonui Bogdevičiui už dalykinius patarimus rengiant straipsnį.