



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

TRANSPORTO PRIEMONIŲ APSAUGŲ NUO PALINDIMO MECHANINIŲ SAVYBIŲ ANALIZĖ

Gintautas Bakūnas¹, Vaidas Vadluga²

Transporto inžinerijos fakultetas, Vilniaus Gedimino technikos universitetas

El. paštas: ¹gintautas.bakunas@gmail.com; ²vaidas.vadluga@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje tiriamos apsaugos nuo palindimo įtaiso mechaninės savybės, naudojant baigtinių elementų metodą. Ištirtos įtaiso, kuris sumontuotas sunkiasvorės transporto priemonės galinėje dalyje, stipruminės ir energijos absorbavimo savybės, kurių pagerinimas gali sumažinti sunkių ir mirtinų sužalojimų skaičių avarių metu. Pagal atliktą mokslinių darbų analizę modifikuotas tradicinis įtaiso modeliavimo procesas. Programiniu paketu SOLIDWORKS 2013 atliktas prietaiso optimizavimas, o programinės įrangos ANSYS WORKBENCH 14.0 aplinkoje atlikta netiesinė skaičiuojamojo modelio analizė.

Reikšminiai žodžiai: mechaninės savybės, transportas, apsauga nuo palindimo, skaitinis modeliavimas, baigtinių elementų metodas.

Įvadas

Pastaraisiais metais dėl augančio transporto priemonių skaičiaus Europos keliuose Europos Sąjunga vykdo ne tik motorinių transporto priemonių taršos mažinimo, bet ir saugumo keliuose didinimo politiką. Viena iš prioritetinių krypčių – saugesnis sunkiasvorių transporto priemonių eksploatavimas ir tokių transporto priemonių aktyviųjų ir pasyviųjų saugumo sistemų modernizavimas. Pastarajai kategorijai priskiriamas ir transporto priemonių apsaugos nuo palindimo.

Apsaugų nuo palindimo modernizacija atliekama stiprinant apsaugų nuo palindimo elementus ir konstrukciją bei panaudojant ir modernizuojant energiją absorbuojančius elementus.

Europos padidintos transporto priemonių saugos komiteto 14 darbo grupė (angl. *EEVC WG 14*) atliko pirmus išsamesnius apsaugų nuo palindimo tyrimus (European Commission 2015), kuriais remiantis nustatyta, jog sunkiasvorės transporto priemonėse sumažinus galinio apsaugos nuo palindimo įtaiso aukštį nuo žemės paviršiaus bei padidinus jo stiprumines savybes būtų sumažintas lengvųjų automobilių keleivių mirtinų ir sunkių sužalojimų skaičius Europoje trečdaliu. Taip pat, nustatyta, jog tokių autoįvykių padarinių likvidavimas atitinkamai kainuotų 69–79 mln. eurų mažiau.

Galinėje dalyje esančias apsaugas nuo palindimo, skirtas transporto priemonėms, kurių masė didesnė nei 3500 kg, Europos Sąjungoje reglamentuoja Jungtinių Tautų Europos ekonomikos komisijos (JTO EEK) taisyk-

lė Nr. 58. Joje pateikiami tokie reikalavimai kaip, apsaugų atstumui nuo žemės paviršiaus (550 mm), apsaugų bandymų metu naudojamos maksimalios statinės apkrovos dydis (100,0 kN) ir kiti aspektai.

Įvairių šalių mokslininkai atlieka tokių apsaugų tyrimus ir tobulina jų efektyvumą ir patikimumo nustatymo metodus, pagrįstus kompiuteriniu ir realiais bandymais.

Atlikus realų bandymą galima tiksliai ir vizualiai įvertinti transporto priemonių susidūrimo padarinius ir apsaugos nuo palindimo įtaiso efektyvumą. Tai 2010 m. pademonstravo Jungtinėse Amerikos valstijose įsikūrusi saugumo keliuose agentūra IIHS (2010). Atlikus keletą realių bandymų su galiniu apsaugos nuo palindimo įtaisu ir pakeitus jo konstrukciją (įtaiso atstumas iki žemės paviršiaus buvo sumažintas nuo 600 mm iki 450 mm, įtaiso konstrukciniai elementai pakeisti 50 % stipresniais elementais) lengvojo automobilio priekinės dalies palindimas po sunkiasvorės transporto priemonės galine dalimi sumažėjo daugiau nei 70 %.

Atliekant realų eksperimentą nepataisomai sugadinamos bandymams panaudotos transporto priemonės, jais paremti tyrimai nėra ekonomiškai efektyvūs, o jiems parengti, atlikti ir išanalizuoti rezultatus reikia daug laiko. Todėl, skirtingų avarių situacijų tyrimams dažnai naudojamas skaitinis modeliavimas baigtinių elementų metodu (toliau BEM), kuriuo prieš realius bandymus išanalizuojamas skaičiuojamasis modelis (Khore 2013).

Mokslinėje literatūroje aptariama ir analizuojama apsaugų nuo palindimo įtaisų kompiuterinė analizė, tačiau šis tyrimo metodas nėra aiškiai suformuluotas atsižvelgiant į

apkrovos imitacinį modelį, papildomas bandymo sąlygas ar analizės skaičiavimo laiko optimizavimą.

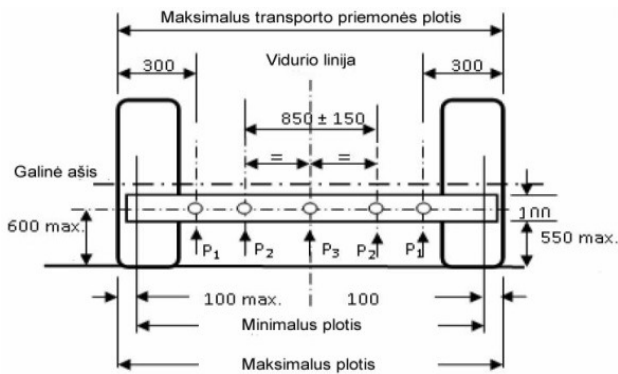
Šiame straipsnyje pateikiamas transporto priemonių apsaugos nuo palindimo įtaiso (toliau API) mechaninių savybių analizės siūlomos metodikos, atliekamos kompiuteriniu modeliavimu, apžvalga ir ja paremto tyrimo rezultatai.

API mechaninių savybių analizė

API mechaninių savybių analizės tikslas. Įvertinti apsaugų nuo palindimo modernizavimo galimybes remiantis mechaninių savybių analize. Tikslui pasiekti suformuluoti šie uždaviniai. Atlikti API bandymo metodikų apžvalgą ir įvertinti jų modernizavimo galimybes, remiantis mokslinės literatūros apžvalga pasiūlyti ir parengti efektyvesnę kompiuterinio modelio bandymo metodiką, parengti pasirinkto API modelį, pagal pasiūlytą metodiką atlikti API stipruminių ir energiją absorbuojančių savybių kompiuterinę analizę, įvertinti API mechaninių savybių rodiklius ir tyrimo metodikos efektyvumą, pateikti išvadas bei rekomendacijas. Šiame moksliniame darbe nagrinėjamas galinis apsaugos nuo palindimo įtaisas (toliau GAPĮ).

Pagrindiniai GAPĮ modelio analizės kriterijai

GAPĮ daugelyje mokslinių darbų yra nagrinėjamas remiantis JTO EEK taisykle Nr. 58, kurioje aprašomi pagrindiniai GAPĮ taikomi reikalavimai.

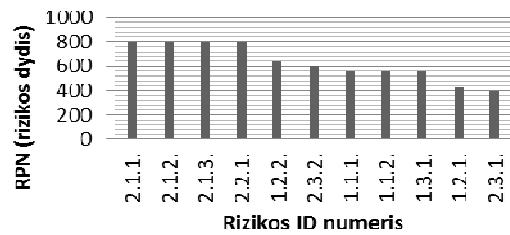


1 pav. GAPĮ apkrovų zonų išdėstymas

Pagal šią taisyklę GAPĮ turi atlaikyti statines apkrovas, kurios veikia taškuose P1 (horizontali 25,0 kN arba 12,5 % nuo maksimalios transporto priemonės masės dydžio jėga, kuri visada yra mažesnė, turi veikti viename iš 2 taškų, kurie vienodai nutolę nuo vidurio centro), P2 (horizontali 100 kN arba 50 % nuo maksimalios transporto priemonės masės dydžio jėga, kuri visada yra mažesnė, turi veikti viename iš 2 taškų, kurie vienodai nutolę nuo vidurio centro) ir P3 (horizontali 25,0 kN arba 12,5 % nuo maksimalios transporto priemonės masės dydžio jėga, kuri visada yra mažesnė, veikia vidurio taške). Šių taškų išdėstymas ant skersinio GAPĮ elemento pateiktas 1 paveiksle.

Įvertinant šiuos reikalavimus bei atlikus mokslinių darbų analizę, remiantis FMEA (angl. *Failure Modes and*

Effect Analysis) kokybiniu rizikos vertinimo metodu (Sankar 2001) sudaryta rizikos vertinimo diagrama, pateikta 2 paveiksle.



2 pav. GAPĮ vertinimas FMEA metodu

Paveiksle pateiktos rizikos pagal numerius: 1.1.1. – detalėms pagaminti panaudotas perteklinis medžiagų kiekis, 1.1.2. – panaudotas perteklinis detalių skaičius, 1.2.1. – surinkimui panaudoti varžtai neatlaiko juos veikiančių jėgų, 1.2.2. – surenkant panaudotos virinimo siūlės neatlaiko jas veikiančių jėgų, 1.3.1. – tvirtinimui panaudoti varžtai neatlaiko juos veikiančių jėgų, 2.1.1. – GAPĮ neatlaiko statinės 25 kN apkrovos taške P1, 2.1.2. – GAPĮ neatlaiko statinės 100 kN apkrovos taške P2, 2.1.3. – GAPĮ neatlaiko statinės 25 kN apkrovos taške P3, 2.2.1. – išilginė GAPĮ deformacija didesnė nei 400 mm, 2.3.1. – įtaisas neabsorbuoja arba absorbuoja tik mažą dalį smūgio energijos, 2.3.2. – Smūgio metu GAPĮ lūžta, o ne deformuojasi.

FMEA pagrįstas rizikų išdėstymu pagal jų įvertinimo laipsnį (angl. *Risk Priority Number* arba RPN), kuris apskaičiuojamas pagal dažnumą arba tikimybę atsirasti D , poveikį P ir galimybę šią riziką aptikti A . Tuomet RPN gali būti apskaičiuojamas sudauginus visus šiuos įvertinimo koeficientus (Zeng 2010):

$$RPN = D \cdot P \cdot A. \quad (1)$$

Pagal RPN dydį matoma, jog rizikingiausi kriterijai – GAPĮ stipruminės ir energiją absorbuojančių savybės.

Pagrindinius kriterijus modeliuojant ir norint pasiekti kuo tikslesnių rezultatų – kuo artimesnio realiam tiriama-jam objektui modelio sukūrimas (Sarwar 2007). Europos komisijos 2013 metais atliktame tyrime pabrėžiama, jog tik smūgio bandymu galima geriau įvertinti GAPĮ konstrukcijos energijos absorbuojančių savybes bei toks bandymas yra artimesnis realiai situacijai (Economic Commission for Europe 2013).

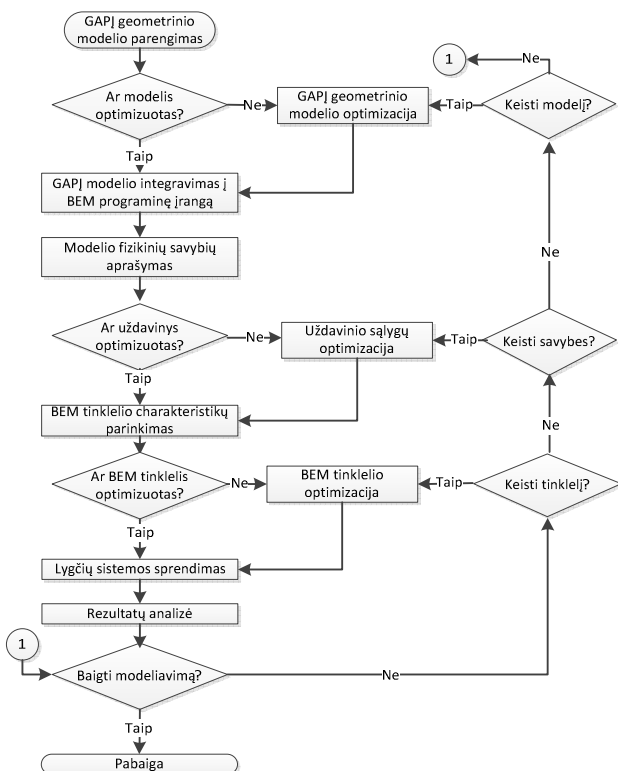
Mokslininkai K. Joshi (2012) ir G. Joseph (2013) savo darbuose išskiria tokias svarbiausias dinaminės apkrovos sąlygas, kuriomis būtų sukurtas artimas realioms sąlygoms bandymo modelis: turi būti naudojami tokie apkrovų imitatoriai, kurie apkrovos metu gali judėti apkrovos kryptimi ir pasisukti deformuojantis GAPĮ skersinei sijai, netiesinės statinės apkrovos charakteristika ir laikas turi būti artimi realioms smūginės apkrovos sąlygoms (Joseph 2013; Joshi 2012).

A. K. Khore savo GAPĮ modeliavimo tyrime (Khore 2013) aprašo tradicinį GAPĮ modeliavimo procesą: (1) GAPĮ geometrinio modelio parengimas, (2) integravimas į BEM programinės įrangos aplinką, (3) modelio fizikinių

savybių aprašymas, (4) baigtinių elementų tinklelio charakteristikų parinkimas, (5) lygčių sistemos sprendimas ir (6) rezultatų analizė. Matyti, jog tai iteracinis procesas, kurio pirmajame, trečiajame ir ketvirtajame žingsniuose reikalingas žmogaus sprendimas.

Optimizavimas turi būti atliekamas kiekviename bandymo žingsnyje. Jis ypatingai svarbus pirmuose etapuose. Tik priėmus optimalius sprendimus įmanoma užtikrinti efektyvų modeliavimą. Optimizuotas API mažiau svers, bus tvirtesnis bei patikimesnis avarijos metu (Rao 2013).

Galima sudaryti modeliavimo proceso srauto diagramą, pateiktą 3 paveiksle, taip užtikrinant atskirų bandymo žingsnių kontrolę ir sumažinant bendrą bandymo iteracijų skaičių.



3 pav. Modifikuota tradicinė GAPi modelio bandymo proceso srauto diagrama

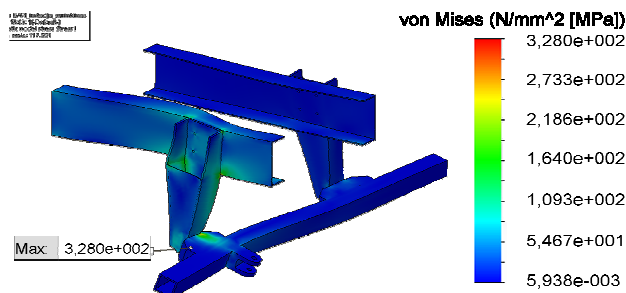
Pastebėta, kad autoriai neišskiria ir neanalizuoja skaičiavimo laiko, kuris tiesiogiai priklauso nuo pasirinktos programinės įrangos ir uždavinio tikslumo.

GAPi modelio bandymo metodika

GAPi 3D CAD modelis sukurtas SOLIDWORKS 2013 aplinkoje. Šia programa taip pat atliktas pirminis GAPi optimizavimas (4 pav.), sudarant tiesinį statinį uždavinį, remiantis medžiagų stiprumo sąlyga (2) (Kurowski 2013):

$$\sigma_{miz} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2)$$

čia: σ_{miz} – Mizeso įtempiai, MPa; σ_i – normaliai įtempiai i ašies atžvilgiu, MPa; τ_{ij} – i normalės tangentialiai įtempiai nukreipti j ašies atžvilgiu, MPa.



4 pav. Įtempiai modifikuotame GAPi apkraunant jį taške P2

GAPi detalėms parenkamas plienas AISI 1020, kurio tamprumo modulis $E = 207$ GPa, takumo riba $\sigma_y = 350$ MPa, Puasono koeficientas $\nu = 0,29$, stiprumo riba $\sigma_{max} = 395$ MPa.

Skersiniam GAPi elementui parenkamas aliuminio 5052 H32 kvadratinio vamzdžio skerspjūvio profilis, kurio tamprumo modulis $E = 70,0$ GPa, takumo riba $\sigma_y = 195$ MPa, Puasono koeficientas $\nu = 0,33$, stiprumo riba $\sigma_{max} = 230$ MPa.

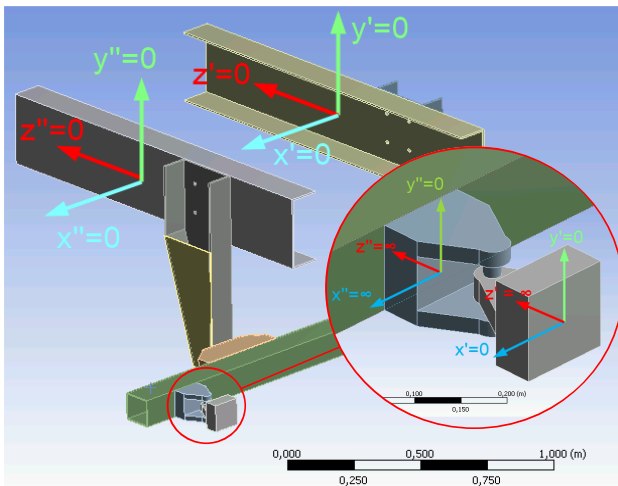
Gauti optimizavimo rezultatai: skersinės sijos storis 4,00 mm, laikiklio sienelės storis – 8,00 mm, laikiklių plokštelių storiai – 3,00 mm, sijos atramų sienelių storiai – 4,00 mm.

Po 3D GAPi modelio optimizavimo projektuojamas dinaminis uždavinys ANSYS WORKBENCH 14.0 programinės įrangos pakete.

Šiame žingsnyje parenkamos uždavinio sąlygos. Svarbu parinkti tinkamus parametrus, nes jie ne tik įtakoja rezultatus, bet ir uždavinio skaičiavimo laiką. K. Joshi rekomenduoja, jog transporto priemonės rėmo modelis, ant kurio sumontuotas GAPi, nesideformuotų ir būtų nejudamai įtvirtintas. Tokią sąlygą autorius argumentuoja tuo, jog rėmo deformacija gali kritiškai paveikti visą GAPi konstrukcijos analizę (Joshi 2012).

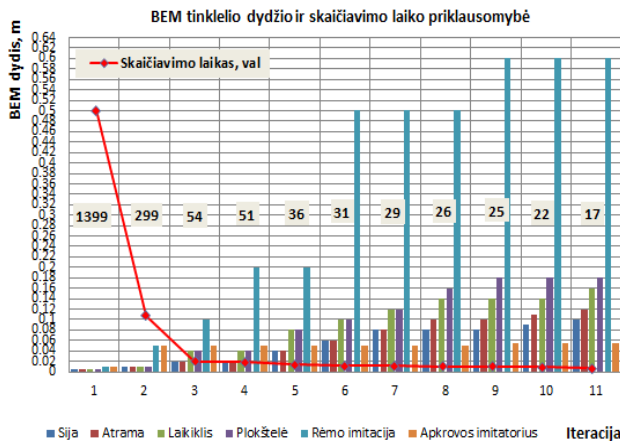
Taip pat, galima išskirti tokias pagrindines smūginės apkrovos bandymo prielaidas, kurios naudojamos GAPi modeliavimo tyrimuose (Joseph 2013; Joshi 2012): apkrovos laikas – 0,12 s, bandymo jėgos vektorius bandymo metu nukreiptas išilgai automobilio rėmo, analizė gali būti atlikta simuliuojant smūgio apkrovas visuose 3 taškuose (P1, P2 ar P3) iš eilės viename bandyme, atskiruose bandymuose arba pasirinkti tik vieną tašką, GAPi skersinis elementas apkraunamas iki maksimalios apkrovos ribos ir nukraunamas tiesiškai (9 pav.), galima priimti, jog varžtinės jungtys atlaiko joms tenkančias apkrovas, galima priimti, jog virintos jungtys atlaiko joms tenkančias apkrovas, automobilio rėmas, prie kurio pritvirtintas GAPi nesideformuoja ir yra įtvirtintas, apkrovos imitatorius nesideformuoja, į aplinkos sąlygas neatsižvelgiama, į detalių trinties jėgas neatsižvelgiama, kontaktinė jėga nevertinama.

Pagal aprašytas sąlygas ANSYS programoje aprašomos GAPi modelio sąlygos, pateiktos 5 paveiksle.



5 pav. GAPi ir apkrovos imitatoriaus modelių įtvirtinimo sąlygos

Prieš dinaminio uždavinio skaičiavimą atliktas BEM tinklelio optimizavimas EXPLICIT DYNAMICS (AUTODYN) sistemoje, kurio tikslas sumažinti uždavinio skaičiavimo laiką iki pasirinkto, 20 valandų, skaičiaus. Atlikus 11 iteracijų, kuriuose buvo mažinami baigtinių elementų tinklelio tankiai, sudaryta tinklelio tankių ir preliminarus skaičiavimo laiko charakteristika, pateikta 6 paveiksle.



6 pav. Baigtinių elementų tinklelių tankių ir uždavinio skaičiavimo laiko charakteristika

Pastebėta, kad labiausiai skaičiavimo laiką įtakoja skersinio GAPi elemento ir laikiklių baigtinių elementų tinklelių tankiai, nes šie elementai yra labiausiai deformuojami apkrovos metu.

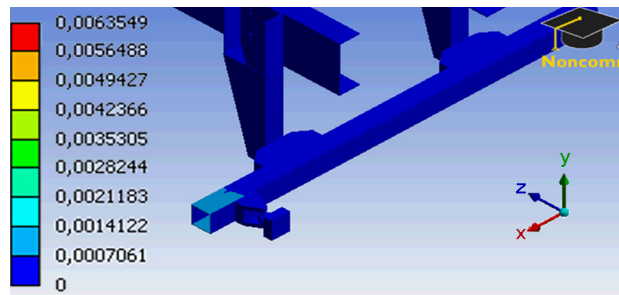
Skaičiavimams pasirinktas erdvinis baigtinis elementas – tetraedras. Dinamikos uždavinys aprašomas (3) lygtimi (Barauskas 2004):

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\}, \quad (3)$$

čia: $[M]$ – konstrukcijos masių matrica; $[C]$ – konstrukcijos slopinimo matrica; $[K]$ – konstrukcijos standumo matrica; $\{U\}$ – konstrukcijos mazginių poslinkių vektorius; $\{F(t)\}$ – konstrukcijos mazginių jėgų vektorius.

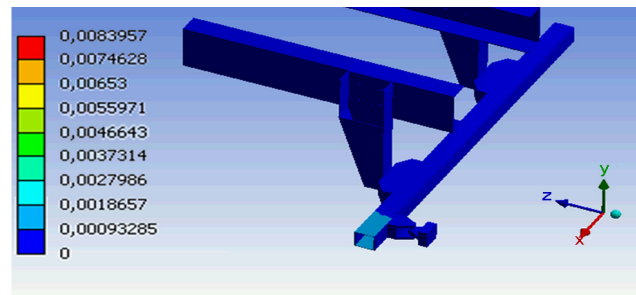
GAPi modelio bandymo rezultatų analizė

Modelis išskaidytas į 29 634 elementus ir 8827 mazgus. Imituota 25,0 kN dydžio smūginė apkrova pagal 9 paveiksle pateiktą apkrovos charakteristiką. GAPi modelio skersinio elemento taške P1. Atlikti 2 bandymai. Įvertintos deformacijos išilgai transporto priemonės (z ašies atžvilgiu), visa (suminė) potencialinė, kinetinė ir kontaktinės baigtinių elementų sukaupta energija E_{sum} ir kinetinė energija E_k .



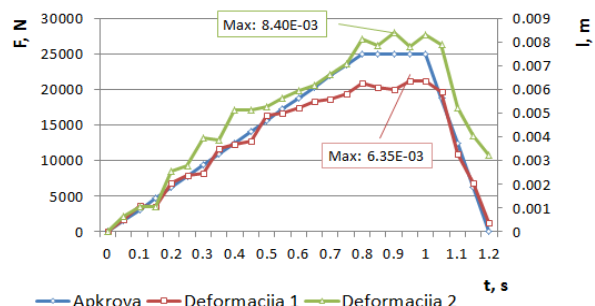
7 pav. GAPi deformacijos pirmo bandymo metu (vienetai išreikšti metrais)

Pirmo bandymo metu (7 pav.) pasiekta maksimali GAPi deformacija z ašies atžvilgiu – 6,35 mm, maksimali visa GAPi energija 96,5 J, maksimali GAPi kinetinė energija 0,46 J.



8 pav. GAPi deformacijos antro bandymo metu (vienetai išreikšti metrais)

Antrame bandyme (8 pav.) laikiklių medžiaga pakeista į plastiškesnę (5052 H32), patikrinant medžiagos charakteristikų įtaką GAPi mechaninėms savybėms. Šio bandymo metu pasiekta maksimali GAPi deformacija z ašies atžvilgiu – 8,40 mm, maksimali visa GAPi energija 134,2 J, maksimali GAPi kinetinė energija 1,002 J.



9 pav. GAPi deformacija 1-jame ir 2-jame bandymuose (išilgai transporto priemonės, z ašies atžvilgiu)

Išvados

Atlikus GAPĮ mechaninių savybių analizės tyrimą buvo identifikuoti pagrindiniai analizės kriterijai, pasirinkta ir modifikuota GAPĮ modelio analizės metodika bei atliktas GAPĮ skaitinis modeliavimas. SOLIDWORKS 2013 programa sukurtas ir pagal stiprumo sąlygą (2) optimizuotas 3D GAPĮ modelis, kuris panaudotas projektuojant ir išsprendžiant dinaminės apkrovos uždavinį ANSYS WORKBENCH 14.0 programine įranga.

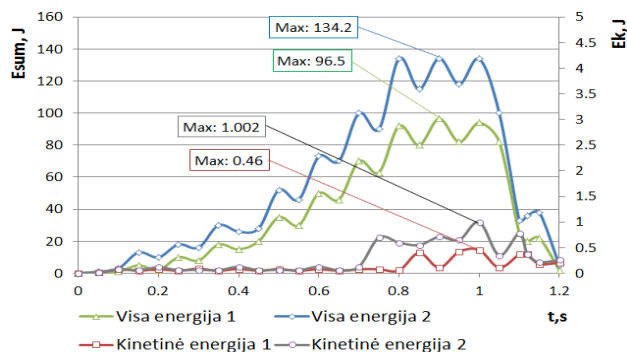
Apibendrinus rezultatus gautos išvados:

1. Deformacijos ir energijos charakteristikose pastebimos didelės duomenų svyravimas, todėl rekomenduojama bandymą atlikti su tankesniais GAPĮ detalių baigtinių elementų tinkleliais.

2. Pakeitus skersinio GAPĮ elemento laikiklių medžiagą iš AISI 1020 į 5052 H32 maksimali GAPĮ deformacija z ašies atžvilgiu padidėjo 2,05 mm (9 pav.), maksimali visa GAPĮ energija padidėjo 37,7 J, o maksimali GAPĮ kinetinė energija padidėjo 0,54 J (10 pav.).

3. Sukurtas GAPĮ modelis atlaiko 25,0 kN apkrovą taške P1, tačiau dėl mažos deformacijos ir detalių mažo

plastiškumo prastai absorbuoja apkrovos energiją dinaminio bandymo metu, todėl rekomenduojama pakeisti GAPĮ detalių medžiagas į plastiškesnes, sumažinti detalių skerspjūvių plotus, pakeisti skersinės sijos skerspjūvio profilį iš kvadratinio į apvalaus vamzdžio.



10 pav. GAPĮ energijų kitimas 1-jame ir 2-jame bandymuose

4. Kiti tyrimai turėtų būti atliekami naudojant skaičiuojamąjį modelį įvertinantį GAPĮ ir rėmą jungiančių detalių mechanines savybes bei trinties jėgą tarp detalių.

Literatūra

- Khore, A. K.; Jain, T. 2013. Effect of Change in Thickness of Rear Under Run Protection Device on Energy Absorption & Crashworthiness, in *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)* 2(10), October – 2013. ISSN: 2278-0181.
- Joshi, K.; Jadhav, T. A.; Joshi, A. 2012. Finite Element Analysis of Rear Under-Run Protection Device (RUPD) for Impact Loading, in *International Journal of Engineering Research and Development* 1(7): 19–26 (June 2012). ISSN: 2278-067X.
- Joseph, G.; Shinde, D.; Patil, G. 2013. Design and optimization of the rear underrun protection device using LS-DYNA, in *International journal of Engineering research and applications (IJERA)* 3(4): 152–162. ISSN: 2248-9622.
- Sankar, N. R.; Prabhu, B. S. 2001. Modified approach for prioritization of failures in a system failure mode and effects analysis, in *International Journal of Quality & Reliability Management* 18(3): 324–335.
- Kurowski, P. M. 2013. Engineering Analysis with SOLIDWORKS simulation 2013, Schroff Development corporation, 24 p.
- Barauskas, R.; Belevičius, R.; Kačianauskas, R. 2004. Baigtinių elementų metodo pagrindai, Kauno technologijų universitetas, Kaunas: Technologija, 610 p.
- Rao, T. R.; Krishna, A. R. 2013. *Design and Optimization of Front Underrun Protection Device*, in *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* 8(2): 19–25. e-ISSN: 2278-1684, p-ISSN: 2320-334X.
- Zeng, S. X.; Tam, C. M.; Tam, V. W.Y. 2010. *Integrating Safety, Environmental and Quality Risks for Project Management Using a FMEA Method*, *Inzinerine Ekonomika-Engineering Economics, ECONOMICS OF ENGINEERING DECISIONS*, ISSN 1392 – 2785, 21(1).
- Sarwar, W.; Hayat, N. 2007. *Crash Simulation and Analysis of a Car Body Using ANSYS LS-DYNA*, Mechanical Engineering Department, UET Lahore, 65–72 p.
- Jungtinių Tautų Organizacijos Europos ekonomikos komisijos (JTO EEK) taisyklė Nr. 58, 2 persvarstyta versija, 2008 liepos 11 d.
- Economic Commission for Europe 2013. Proposals for amendments to annexes A and B of ADR: construction and approval of vehicles, Inland Transport Committee, Geneva, 4–8 p.
- Mobility and transport. Road safety* [interaktyvus]. 2015. European Commission. [žiūrėta 2015-02-20]. Prieiga per internetą: <http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/vehicle/safety_design_needs/heavy_goods_vehicles_en.htm>.
- New crash tests: Underride guards on most big rigs leave passenger vehicle occupants at risk in certain crashes* [interaktyvus]. 2013. Insurance Institute for Highway Safety. [žiūrėta 2014-10-26]. Prieiga per internetą: <<http://www.iihs.org/iihs/news/desktopnews/new-crash-tests-underride-guards-on-most-big-rigs-leave-passenger-vehicle-occupants-at-risk-in-certain-crashes>>.