



## VIENVAMZDŽIO AMORTIZATORIAUS PLOKŠTELINIO VOŽTUVO MATEMATINIS MODELIS

Paulius SKAČKAUSKAS<sup>1</sup>, Vaidas VADLUGA<sup>2</sup>, Vidas ŽURAUŠIS<sup>3</sup>

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Vilnius, Lietuva*

*El. paštas: <sup>1</sup>paulius.skackauskas@vgtu.lt; <sup>2</sup>vaidas.vadluga@vgtu.lt;*

*<sup>3</sup>vidas.zuraulis@vgtu.lt*

**Santrauka.** Straipsnyje pateikiamas vienvamzdžiuose amortizatoriuose naudojamo plokštelinio vožtuvo matematinis modelis, skirtas vožtuvo plokštelių deformacijoms, susidarančioms eksploatuojant amortizatorių, nustatyti. Nuo deformacijų priklauso amortizatoriaus sukuriama slopinimo jėgos charakteristika. Sudarytame modelyje įvertinamas vožtuvo plokštelių skaičius, geometriniai matmenys, išdėstymas ir medžiagos savybės, nustatomos kontaktinės jėgos, susidarančios tarp vožtuvo plokštelių. Aprašomasis plokštelinio vožtuvo modelis pateikiamas programinio paketo *MATLAB/Simulink* aplinkoje, atliekama sudaryto modelio analizė naudojantis programiniu paketu *ANSYS 15.0*.

**Reikšminiai žodžiai:** vienvamzdis amortizatorius, plokštelinis vožtuvas, matematinis modelis, kontaktinės jėgos, slėgių skirtumas.

### Įvadas

Transporto priemonės eksploatavimo metu, judant numatytomis horizontaliosiomis kreivinėmis važiavimo trajektorijomis be judėjimo važiavimo kryptimi, automobilis taip pat atlieka judesius apie skersinę, išilginę ir vertikaliąją ašis, o atsirandantys amortizuojamų ir neamortizuojamų masių svyravimai turi neigiamą įtaką važiavimo dinamiškumui ir saugumui, todėl automobilių pakabose naudojami amortizatoriai. Tačiau, net automobiliuose naudojant sportinius amortizatorius, jų pakabos nėra konstrukciškai nepriklausančios, nes sportiniams automobiliams ar motociklams skirti amortizatoriai projektuojami taip, kad būtų tinkami įvairiose situacijose, įvairiomis eksploatacijos sąlygomis siekiant išgauti patenkinamas slopinimo charakteristikas. Automobilių sportui skirti amortizatoriai turi 2–3 nepriklausomas charakteristikų reguliatorius, kurie leidžia keisti amortizatoriaus eksploatacinius rodiklius atskirai suspaudimo ir / arba ištraukimo metu, tačiau šių reguliatorių ribos yra per siauros norint konkretų sportinį automobilį pritaikyti tam tikroms eksploatacijos sąlygoms, pavyzdžiui, žiedinėms lenktynėms, atsižvelgiant į specifinius poreikius ir automobilio parametrus, todėl amortizatorių konstrukcijos yra modifikuojamos.

Vienvamzdžių amortizatorių veikimo principas grindžiamas amortizatoriaus konstrukcijos, t. y. plokštelinio vožtuvo sukuriama pasipriešinimu alyvos judėjimui, jo

eksploatacijos metu, todėl modifikuojant plokštelinį vožtuvą yra suformuojamos skirtingas savybes turinčios amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos. Literatūros šaltinyje (Farjoud *et al.* 2011) nurodoma, kad amortizatoriaus slopinimo jėgos charakteristikos forma ir eksploataciniai rodikliai tiesiogiai priklauso nuo plokšteliniuose vožtuvuose naudojamų plokštelių skaičiaus, geometrinių matmenų, jų išdėstymo ir medžiagos, iš kurios gaminamos plokštelės, savybių, tačiau tiksli šių veiksnių įtaka amortizatoriaus slopinimo charakteristikai nėra iširta. Eksperimentiniu būdu iširti rezultatus, gaunamus taikant įvairius vožtuvo ir jo plokštelių modifikavimo derinius praktiškai neįmanoma dėl tyrimų kainos ir sugaištamo laiko. Tai yra reali problema, su kuria susiduriama modifikuojant sportinių automobilių ir motociklų amortizatorius, todėl amortizatoriaus kaip fizikinės sistemos matematinis modeliavimas yra tapęs realia alternatyva eksperimentiniams bandymams. Vis dėlto, siekiant supaprastinti matematinio modeliavimo procesą, įvairių mokslininkų darbuose yra daromi įvairūs supaprastinimai, kurie lemia netikslius modeliavimo rezultatus, pvz., nevertinamas plokštelių išdėstymas (Talbot, Starkey 2002), nevertinamos amortizatoriuose naudojamos alyvos fizikinės savybės (Ping 2003) ir alyvos debitas, susidarantis alyvai tekant pagalbinėmis stūmoklio drenažinėmis kiaurymėmis (Farjoud *et al.* 2011; Phu, Lee 2014), arba kitokie vožtuvo konstrukcijos supaprastinimai (Funke,

Bestle 2013). Dėl šių priežasčių naujų tikslesnių matematinų modelių kūrimas yra aktualus uždavinys.

### Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis

Tokio tipo uždaviniai, kai modeliuojami įvairių mechaninių sistemų elementų tarpusavio ryšiai, sąveika ir deformacijos, yra sprendžiami taikant įvairaus pobūdžio prielaidas ir metodus. Šiame darbe remiantis literatūros šaltiniais (Farjoud *et al.* 2011; Talbott, Starkey 2002) parenkamas Roarko deformacijų skaičiavimo metodas (angl. *Roark's Formulas for Stress and Strain*), kuris įvardijamas kaip vienas tiksliausių skaitinių metodų, padedančių nustatyti įvairių plokštelių įlinkius. Plokštelinio vožtuvo matematinis modelis sudaromas naudojantis 1 pav. b dalyje pateikta skaičiuojamąja schema, kurioje vaizduojamas plokštelinis vožtuvas, susidedantis iš trijų plokštelių. Schemoje taip pat pateikti pagrindiniai plokštelių matmenys, plokšteles veikiančios apkrovos, jų pridėjimo spinduliai.

Taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, vožtuvo plokštelių įlinkiui nustatyti daromos šios pagrindinės prielaidos, kurių laikantis atliekamas modeliavimas:

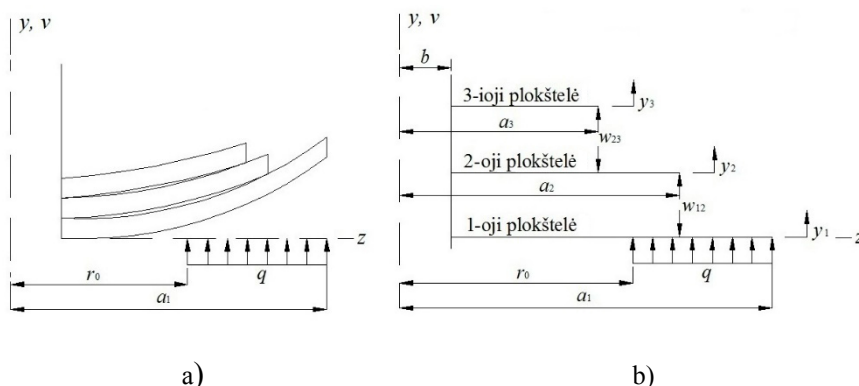
- Modeliuojamų plokštelių paviršius yra plokščias, plokštelės storis yra pastovus visame plokštelės skersmenyje ir plokštelė pagaminta iš vienalytės medžiagos ( $E = \text{const}$ ), jos savybės visame skerspjūvyje yra vienodos. Plokštelės spindulys  $a$  yra baigtinio ilgio.
- Plokštelės deformacijos dėl temperatūros poveikio neegzistuoja.
- Modeliuojamų plokštelių storio ir mažiausio matmens plokštumoje santykis yra  $\leq 1/4$ .
- Vidurinis plokštelių paviršius (sluoksnis) yra plokščias ir deformacijos metu jo skersmuo nekinta, t. y. plokštelių vidurinis paviršius yra neutralu-

sis sluoksnis. Plokštelės neutralusis sluoksnis yra statmenas veikiančių jėgų plokštumai.

- Vertikalieji poslinkiai (įlinkiai) nagrinėjami koordinatų  $z-v$  sistemoje (įlinkių ašis  $v$  sutampa su ašimi  $y$ ). Įlinkis yra laikomas teigiamu, kai skerspjūvio centras pasislenka teigiamos skerspjūvio ašies kryptimi (horizontalioje plokštelėje – aukštyne, kaip parodyta 1 pav.). Nagrinėjami tik linijiniai poslinkiai. Deformacijos yra tik tampriosios, galioja Huko dėsnis (angl. *Hooke's law*).
- Eksploatuojant amortizatorių ir vožtuvui esant deformuojamam, tarp plokštelių susidaro tarpai ir jos kontaktuoja tik išoriniuose spinduliuose  $a_i$  (1 pav., a). Šiuo atveju taip pat gali būti daroma prielaida, kad, eksploatuojant amortizatorių ir vožtuvui esant deformuojamam, tarpų tarp plokštelių gali nesusidaryti, ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu. Tačiau, norint padaryti tokią prielaidą, reikia atlikti atskirą plokštelių tarpusavio sąveikos tyrimą ir suformuluoti kontaktinės mechanikos uždavinį, todėl toliau šiame straipsnyje prielaida, kad tarp plokštelių nesusidaro tarpų ir jos kontaktuoja visu savo paviršiaus plotu, nėra nagrinėjama.

Iš 1 pav., b, pateiktos skaičiuojamosios schemos matoma, kad, remiantis įvardytomis prielaidomis, galima išskirti du pagrindinius veikiančių apkrovų atvejus:

1. Plokštelė deformuojama dėl slėgių skirtumo, susidarancio tarp suspaudimo ir ištraukimo kamerų eksploatuojant amortizatorių. 1 pav. ši apkrova žymima simboliu  $q$  ir vaizduojama kaip plokštelę veikianti paskirstytoji apkrova. Šis apkrovos tipas galioja tik pirmajai vožtuvo plokštei, esančiai ant stūmoklio.



1 pav. Plokštelinio vožtuvo, plokštelėms kontaktuojant tik išoriniuose spinduliuose, schemas: a – susidarantys tarpai tarp vožtuvo plokštelių deformacijos metu; b – plokštelinio vožtuvo skaičiuojamoji schema

Fig. 1. The schemes of the shim valve when the shims are contacting only in the outer radii: a – gaps forming between the shims during deformation; b – computational scheme of the shim valve

2. Vožtuvo plokštelės yra deformuojamos plokštelių kontakto spinduliuose atraminių reakcijų (kontaktinių jėgų), susidarančių dėl pirmąją vožtuvo plokštelę veikiančio slėgių skirtumo. Atraminės reakcijos 1 pav. žymimos simboliu  $w_i$  ir vaizduojamos kaip koncentruotos jėgos.

Kadangi amortizatoriaus vožtuvo plokštelės deformuojamos veikiant dviem skirtingiems apkrovų atvejams, skaitiniam plokštelių įlinkio modeliavimui parenkami atitinkami Roarko deformacijų skaičiavimo metodo algoritmai, aprašomi literatūros šaltinyje (Warren, Budynas 2001).

Darant įvardytas prielaidas, plokštelinis vožtuvas šiame straipsnyje nagrinėjamas kaip statišškai neišsprendžiama strypinė sistema, taikant jėgų metodą, kuris grindžiamas modeliuojamos sistemos statinio neišsprendžiamumo laipsnio nustatymu ir papildomos kanoninių lygčių sistemos, kuri išreiškia sistemos deformavimosi sąlygas, sudarymu. Kanoninių lygčių sistemos sprendiniai yra nežinomaisiais laikytų atpalaiduotųjų ryšių atraminių reakcijų  $w_i$ , t. y. kontaktinių jėgų tarp vožtuvo plokštelių, reikšmės. Bendruoju atveju kanoninių lygčių sistema plokšteliniam vožtuvui, susidedančiam iš  $n$  plokštelių, kuris modeliuojamas kaip  $k$  kartų statišškai neišsprendžiama strypinė sistema, yra užrašoma:

$$\begin{cases} \delta_{11}w_{11} + \delta_{12}w_{23} + \dots + \delta_{1i}w_i + \Delta_1 = d_2w_{12} \\ \delta_{21}w_{12} + \delta_{22}w_{23} + \dots + \delta_{2i}w_i = d_3w_{23} \\ \dots \\ \delta_{n1}w_{12} + \delta_{n2}w_{23} + \dots + \delta_{ni}w_i = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

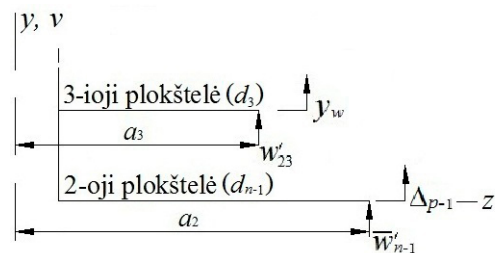
čia  $\delta_{ni}$  – vienetinės jėgos – sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje,  $m$ ;  $w_i$  – atraminė reakcija (kontaktinė jėga), veikianti plokštelių kontakto spindulyje,  $N$ ;  $\Delta_i$  – slėgių skirtumo  $q$  sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi plokštelių kontakto spindulyje,  $m$ ;  $d$  – deformuojamo pagrindo (atitinkamos plokštelės) deformacijos koeficientas,  $m/N$ .

Kadangi tik pirmoji vožtuvo plokštelė yra deformuojama tikrosios apkrovos  $q$ , o kitos plokštelės tiesioginės sąveikos su šia apkrova neturi, todėl dydis  $\Delta_i$  taip pat yra vertinamas tik 1-oje lygčių sistemos (1) lygtyje, aprašančioje pirmosios plokštelės deformacijas  $v$  ašies kryptimi. Pirmosios plokštelės deformacijos atveju deformuojamas pagrindas yra antroji plokštelė, antrosios plokštelės deformacijos atveju deformuojamas pagrindas – trečioji plokštelė ir t. t. Plokštelės, kuri yra deformuojamas pagrindas, deformacijos koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje. Plokšteliniam vožtuvui paskutinė vožtuvo plokštelė, atsižvelgiant į amortizatoriaus gamintoją, gali būti įtvirtinama nejudamai, tokiu atveju daroma prielaida, kad priešpaskutinės vožtuvo plokštelės poslinkiai

atpalaiduotųjų ryšių kryptimis yra neįmanomi, t. y. lygūs nuliui (lygčių sistemos (1)  $n$ -toji lygtis). Jeigu  $n$ -toji vožtuvo plokštelė yra įtvirtinta judamai, jos deformacijos koeficientas yra nustatomas plokštelių kontakto spindulyje pridėdant vienetinę jėgą ir įvertinant šios jėgos sukeltus plokštelės poslinkius. Kitų vožtuvo plokštelių deformacijos koeficientai nustatomi įvertinant plokštelių išdėstymą ir jų skaičių, suformuojant pagalbinę lygčių sistemą (papildomos jėgos vaizduojamos 2 pav.):

$$\begin{cases} \delta'_{22}w'_{23} + \Delta_p = d_nw'_{23} \\ \dots \\ \delta'_{ni}w'_{23} + \Delta_{p-1} = d_{n-1}w'_i \end{cases}, \quad (2)$$

čia – papildomos vienetinės jėgos sukeltas pagrindinės sistemos poslinkis atpalaiduotojo ryšio kryptimi atitinkamų plokštelių kontakto spindulyje,  $m$ ;  $\Delta_{p-1}$  – papildomos vienetinės jėgos, pridėtos išoriniame atitinkamos plokštelės spindulyje, sukeltas plokštelės poslinkis plokštelių kontakto spindulyje,  $m$ ;  $d_{n-1}$  – žinomas (nustatytas) atitinkamos plokštelės deformacijos koeficientas,  $m/N$ ; – atraminė reakcija, sukeliama papildomos vienetinės jėgos,  $N$ .



2 pav. Aiškinamoji papildomų jėgų pridėjimo schema  
Fig. 2. The explanatory scheme of the application of the additional forces

Remiantis (2) lygčių sistema, kiekvienos plokštelės deformacijos koeficientas atitinkamai išreiškiamas taip:

$$d_{n\pm 1} = \frac{y_w + \Delta_{p-1}}{w_{i-1}}, \quad (3)$$

čia  $y_w$  – atraminės reakcijos sukeltas atitinkamos plokštelės poslinkis,  $m$ .

Ekspluatuojant amortizatorių vožtuvo plokštelės tuo pačiu metu yra veikiamos daugiau nei vienos apkrovos, todėl, nustatant atitinkamų plokštelių įlinkį, joms taikomas superpozicijos principas, t. y. visa plokštelę veikianti apkrova išskaidoma į dalines apkrovas, kurių kiekviena įvertinama taikant reikiamą Roarko deformacijų skaičiavimo algoritmą. Nustatomas įlinkis tam tikrame pasirinktame plokštelės spindulyje apskaičiuojamas nuo kiekvienos veikiančios dalinės apkrovos atskirai, gautieji rezultatai sumuojami ir tokiu būdu gaunamas plokštelės įlinkis nuo visos veikiančios apkrovos. Taikant superpozicijos principą, plokštelių įlinkis nustatomas sudarant lygčių sistemą:

$$\begin{cases} y_1 = (y_1)_q + (y_1)_{12} \\ y_2 = (y_2)_{12} + (y_2)_{23} = (z_1)_q + (z_1)_{12}, \\ y_3 = (y_3)_{23} = (z_2)_{12} + (z_2)_{23} \end{cases} \quad (4)$$

čia  $(y_1)_q$  – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo  $q$ , m;  $(y_1)_{12}$  – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{12}$ , m;  $(y_2)_{12}$  – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{12}$ , m;  $(y_2)_{12}$  – antrosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{23}$ , m;  $(z_1)_q$  – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas veikiančio slėgių skirtumo  $q$ , m;  $(z_1)_{12}$  – pirmosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{12}$ , m;  $(y_3)_{23}$  – trečiosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{23}$ , m;  $(z_2)_{12}$  – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{12}$ , m;  $(z_2)_{12}$  – antrosios plokštelės įlinkis plokštelių kontakto spindulyje, sukeltas atraminės reakcijos  $w_{23}$ , m.

Jeigu plokštelinį vožtuvą sudaro daugiau nei trys plokštelės, tuomet (4) lygčių sistema yra papildoma

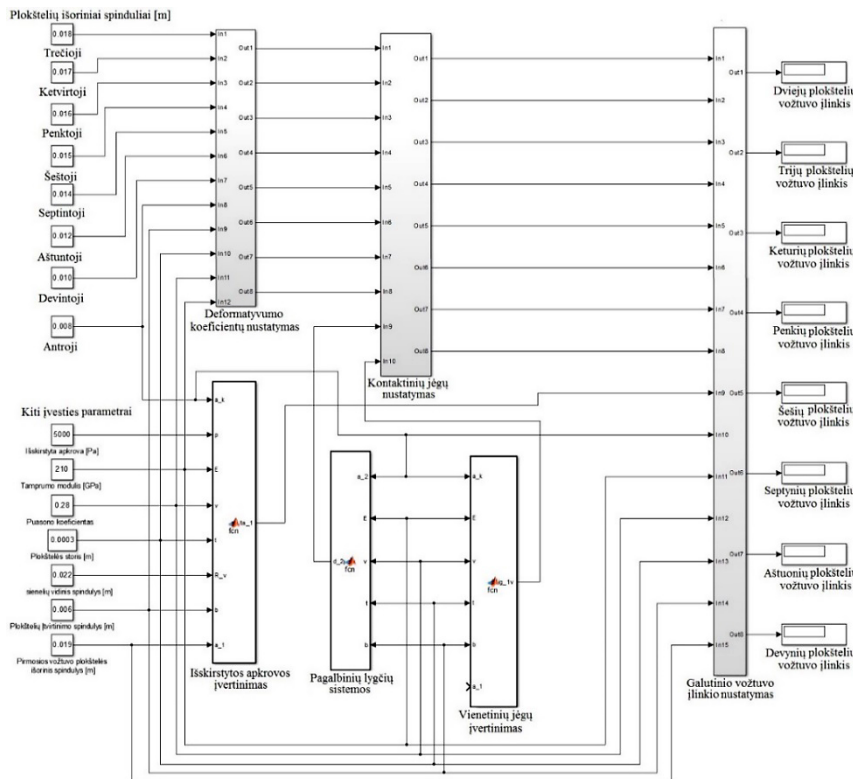
lygtimis, analogiškais antrajai šios sistemos lygčiai. Sudarytu plokštelinio vožtuvo matematinio modeliu nustačius galutinį pirmosios vožtuvo plokštelės įlinkį, remiantis literatūros šaltinyje (Farjoud *et al.* 2011) pateikiamu vienvamzdžio amortizatoriaus matematinio modeliu, apskaičiuojamas teorinis vožtuvo deformacijos suformuojamas drenažinių kiaurymių, skirtų alyvos tėkmei, skerspjūvio plotas  $A$ :

$$A = 2\pi \cdot a_1 \cdot y_1, \quad (5)$$

čia  $y_1$  – pirmosios plokštelės įlinkis išoriniame spindulyje, m;  $a_1$  – išorinis pirmosios plokštelės spindulys, m.

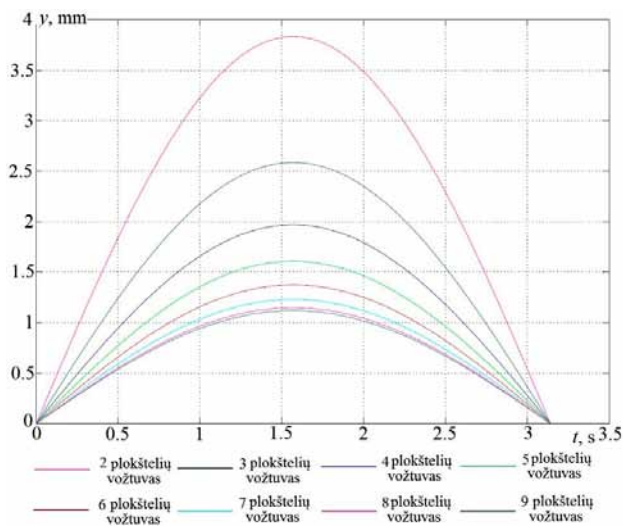
### Matematinis modelis MATLAB/Simulink aplinkoje

Aprašytas matematinis modelis programinio paketo MATLAB/Simulink aplinkoje pateikiamas 3 pav. Čia pateiktas modelis leidžia analizuoti vožtuvo, sudaryto iš 2–9 plokštelių, deformacijas, atsižvelgiant į šiuos modelio įvesties parametrus: slėgių skirtumą  $q$ , susidarantį tarp amortizatoriaus suspaudimo ir ištraukimo kamerų, plokštelių įtvirtinimo vožtuve spindulį  $b$ , plokštelių skaičių, kiekvienos iš plokštelių išorinį spindulį  $a_i$  ir storį, plokštelių medžiagos tamprumo modulį, Puasono koeficientą ir stūmoklio pagrindinių drenažinių kiaurymių matmenis.



3 pav. Vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinis modelis programinio paketo MATLAB/Simulink aplinkoje

Fig. 3. The mathematical model of the shim valve of a monotube shock absorber in the environment of the software package MATLAB/Simulink



4 pav. Plokštelinio vožtuvo pirmosios plokštelės išorinio taško deformacijų matematinio modeliavimo rezultatų pavyzdys

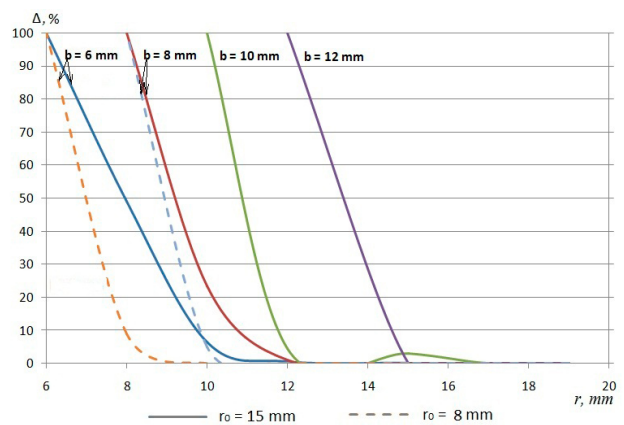
Fig. 4. An example of mathematical modelling results of the deformations of the outer point of the first shim of the shim valve

4 pav. vaizduojami gaunamų pirmosios vožtuvo plokštelės išorinio taško deformacijų modeliavimo rezultatų pavyzdžiai, taikant 3 pav. pateiktą matematinį modelį. 4 pav. pateikti rezultatai gauti modeliavimo objektu parinkus plokštes, kurių storis – 0,3 mm, įtvirtinimo spindulys  $b = 6$  mm, pirmosios vožtuvo plokštelės išorinis spindulys  $a_1 = 19$  mm, kitų plokštelių spinduliai atitinkamai – 18, 17, 16, 15, 14, 12, 10, 8 mm, paskirstytosios apkrovos (slėgių skirtumo)  $q$  pridėjimo vidinis spindulys  $r_0 = 15$  mm, plokštelių medžiagos Puasono koeficientas – 0,3, tamprumo modulis – 210 GPa, veikiantis slėgių skirtumas  $q = 0-1,5-0$  MPa.

Iš 4 pav. matyti, kad, veikiant maksimaliai, vieno do dydžio (1,5 MPa) apkrovai, labiausiai deformuojamas plokštelinis vožtuvas, sudarytas iš dviejų plokštelių – 3,83 mm, o plokštelinio vožtuvo, sudaryto iš 9 plokštelių, pirmosios plokštelės išorinio taško deformacija yra 1,11 mm. Dėl šios priežasties galima daryti prielaidą, kad plokštelinio vožtuvo deformacijoms didžiausią įtaką turi vožtuve naudojamų plokštelių skaičius.

### Matematinio modelio analizė

Matematinio modelio analizė atliekama programiniu paketu *ANSYS 15.0* taikant baigtinių elementų (BE) metodą. 5 pav. pateikiamos santykinės paklaidos  $\Delta$  reikšmės tarp amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų, taikant Roarko ir BE metodus, galiojant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijas sukelia tik ją veikiantis slėgių skirtumas.



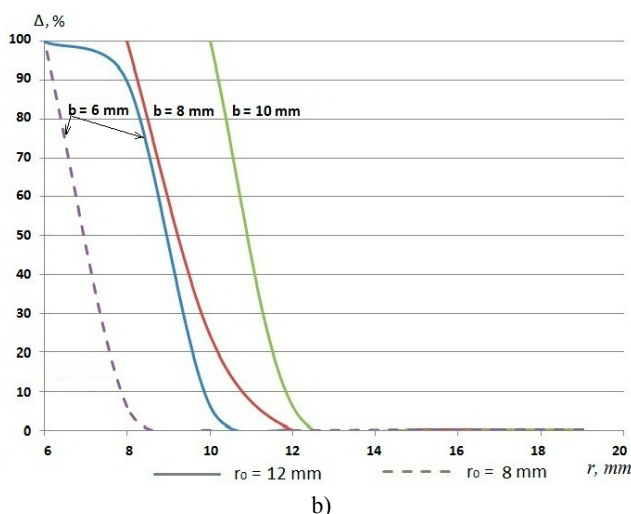
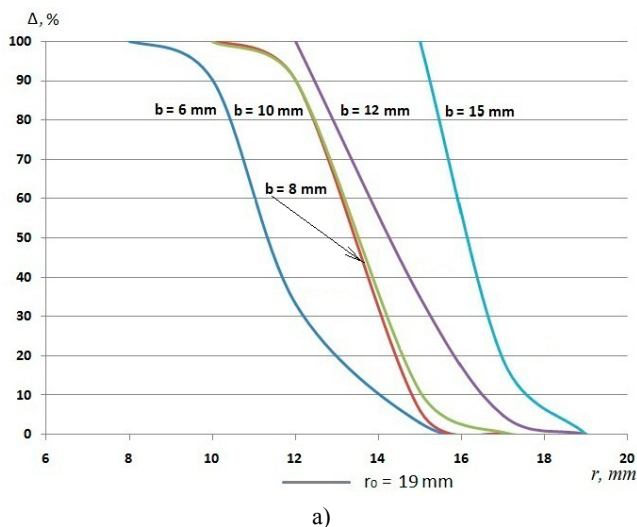
5 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, galiojant sąlygai, kad pirmosios vožtuvo plokštelės deformacijas sukelia tik ją veikiantis slėgių skirtumas

Fig. 5. The relative errors of the calculation results of the mathematical models of the shock absorber shim valve, when applying the Roark's formulas for stress and strain and finite element method on the condition that the deformations of the first shim are caused only by the pressure difference affecting it

Iš 5 pav. matyti, kad, nustatant plokštelių įlinkį skirtinguose jų spinduliuose  $r$ , gaunamų rezultatų santykinės paklaidos dydis, taikant įvardytus modeliavimo metodus, priklauso nuo:

1. Paskirstytosios apkrovos pridėjimo spindulio  $r_0$ . Apdorojus modeliavimo rezultatus buvo pastebėta, kad kuo didesnis paskirstytosios apkrovos veikimo plotas, t. y. kuo pagrindinės drenazinės kiaurymės yra didesnės, tuo santykinė paklaida tarp gaunamų modeliavimo rezultatų, taikant Roarko ir BE metodus, yra mažesnė.
2. Plokštelės įtvirtinimo spindulio  $b$ . Didžiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų pasireiškia plokštelės spinduliuose  $r$ , kurie yra artimi plokštelės įtvirtinimo spinduliui  $b$  ( $\Delta \leq 100$  %), mažiausia – įlinkį nustatant išoriniame plokštelės spindulyje  $a$  ( $\Delta \leq 0,1$  %). Maksimalios santykinės paklaidos  $\Delta$  (100 %) susidarymas plokštelės įtvirtinimo spindulyje  $b$  gali būti paaiškinamas tuo, kad, taikant Roarko deformacijų skaičiavimo metodą, nėra įvertinama sąlyga, jog įtvirtinta plokštelės dalis nėra deformuojama, t. y. slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai įvertinamas neteisingai, o, modeliuojant BE metodu, slėgio poveikis plokštelinio vožtuvo tvirtinimo konstrukcijai įvertinamas kaip poslinkis su nulinėmis vertėmis, t. y. tariama, kad įtvirtinta plokštelės dalis yra nedeformuojama.





6 pav. Amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, veikiant sąlygai, kad vožtuvo plokštelės deformacijos sukeltos ją veikiančių kontaktinių jėgų: a – išoriniame plokštelės spindulyje; b – tam tikrame plokštelės spindulyje

Fig. 6. The relative errors of the calculation results of the mathematical models of the shock absorber shim valve, when applying the Roark's formulas for stress and strain and finite element method on the condition that the deformations of the shim are caused by the contact forces affecting it a – in the outer radius of the shim; b – in a certain radius of a shim

Atlikus gautų modeliavimo rezultatų analizę taip pat buvo pastebėta, kad veikiančios paskirstytosios apkrovos dydis ir plokštelės storis neturi įtakos susidarančių modeliavimų rezultatų santykinėms paklaidoms.

6 pav. pateikiamos amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo skaitinių matematinių modelių skaičiavimo rezultatų santykinės paklaidos  $\Delta$  reikšmės, taikant Roarko ir BE metodus, kai vožtuvo plokštelės deformacijos yra sukeltos tiek kontaktinių jėgų išoriniame plokštelės spindulyje  $a_2$  (6 pav., a dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su didesnio spindulio plokštele, tiek kontaktinių

jėgų tam tikrame plokštelės spindulyje  $a_3$  (6 pav., b dalis), susidarančių dėl modeliuojamos plokštelės kontakto su mažesnio spindulio plokštele.

Iš 6 pav. pateiktų grafikų matyti, kad kaip ir deformacijų, susidarančių dėl veikiančio slėgių skirtumo, atveju, taip ir šiuo atveju modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos priklauso nuo kontaktinės jėgos veikimo spindulio ir nuo plokštelės įtvirtinimo spindulio  $b$ . Nagrinėjant įvairytus kontaktinių jėgų veikimo atvejus, taip pat buvo nustatyta, kad, nepriklausomai nuo išorinio modeliuojamos vožtuvo plokštelės spindulio  $a_2$ , mažiausia santykinė paklaida tarp modeliavimo rezultatų gaunama įlinkį nustatant išoriniame plokštelės spindulyje  $a_2$  ( $\Delta \leq 0,1\%$ ), o, įlinkį nustatant mažesniuose plokštelės spinduliuose, t. y. spinduliui, kuriame nustatomas plokštelės įlinkis artėjant prie plokštelės įtvirtinimo spindulio  $b$ , modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos, taikant Roarko ir BE metodus, didėja, todėl galima teigti, kad išorinis plokštelės spindulys  $a_2$  neturi įtakos gaunamų rezultatų santykinėms paklaidoms ir tikslumui.

5 ir 6 pav. pateiktos modeliavimo rezultatų santykinės paklaidos gautos modeliavimo objektu parinkus vienvamzdžio amortizatoriaus XYZ SuperSport plokštelinio vožtuvo pirmąją, t. y. didžiausiąją, plokštelę, kurios išorinis spindulys  $a_1$  yra 19 mm.

## Išvados

Sudarius ir išanalizavus vienvamzdžio amortizatoriaus plokštelinio vožtuvo matematinį modelį, suformuojamos bendrosios išvados:

1. Sukurtas plokštelinio vožtuvo matematinis modelis yra pagrįstas Roarko deformacijų skaičiavimo ir jėgų metodo principais.
2. Sukurtame matematiname modelyje įvertinami plokštelių geometriniai parametrai, jų skaičius ir išdėstymas vožtuve, įvertinamos plokštelių medžiagos savybės. Naudojant sukurtą modelį, galima tirti plokštelinio vožtuvo deformacijų priklausomybes eksploatuojant amortizatorių.
3. Nustatyta, kad, taikant sudarytą matematinį modelį, modeliavimo rezultatų paklaidų dydis priklauso nuo paskirstytosios apkrovos bei kontaktinių jėgų pridėjimo spindulio ir plokštelės įtvirtinimo spindulio.
4. Nustatyta, kad veikiančios paskirstytosios apkrovos ir kontaktinių jėgų dydis, taip pat plokštelių storis ir išorinis plokštelių spindulys neturi įtakos gaunamų modeliavimo rezultatų paklaidų dydžiui.

## Literatūra

- Farjoud, A.; Ahmadian, M.; Carft, M.; Burke, W. 2011. Nonlinear modelling and experimental characterization of hydraulic dampers: effects of shims stacks and orifice parameters on damping performance, *Nonlinear Dynamics* 67(2): 1437–1456. <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0079-2>
- Funke, T.; Bestle, D. 2013. Physics-based model of stroke-dependent shock absorber, *Multibody System Dynamics* 30(2): 221–232. <https://doi.org/10.1007/s11044-013-9348-9>
- Phu, M. N.; Lee, S. G. 2014. Characteristics of pressure and force considering friction in a closed cylinder with a holed piston, *Journal of Mechanical Science and Technology* 28(6): 2409–2415. <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0533-4>
- Ping, Y. 2003. Experimental and mathematical evaluation of dynamic behaviour of an oil – air coupling shock absorber, *Mechanical Systems and Signal Processing* 17(6): 1367–1356. <https://doi.org/10.1006/mssp.2002.1528>
- Talbott, S. M.; Starkey, J. 2002. *An experimentally validated physical model of a high-performance mono-tube damper*, SAE Technical Paper Series 2002-01-3337. 20 p. <https://doi.org/10.4271/2002-01-3337>
- Warren, C. Y.; Budynas, G. R. 2001. *Roark's formulas for stress and strain*. R. R. Donnelley and Sons Company. 854 p.

## MATHEMATICAL MODEL OF A SHIM VALVE OF A MONOTUBE SHOCK ABSORBER

P. Skačkauskas, V. Vadluga, V. Žuraulis

### Abstract

In the work, a mathematical model of a shim valve, used in monotube shock absorbers, designed to determine the deformations of the shims which form during the exploitation of the shock absorbers, is presented. The characteristic of the damping force formed by the shock absorber depends on the deformations. In the designed model, the amount, geometric dimensions, arrangement and the material properties of the shims are evaluated, and the contact forces, which form between the shims, are determined. The described model of the shim valve is presented in the environment of the software package *MATLAB/Simulink*, the analysis of the designed model is done using the software package *ANSYS 15.0*.

**Keywords:** monotube shock absorber, shim valve, mathematical model, contact forces, pressure difference.