

## DIDELIO TIKSLUMO PADĖTIES NUSTATYMO SISTEMOS MODELIAVIMAS

Giedrius Augustinavičius<sup>1</sup>, Audrius Čereška<sup>2</sup>

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

El. paštas: <sup>1</sup>giedrius.augustinavicius@dok.vgtu.lt; <sup>2</sup>audrius.cereska@vgtu.lt

**Santrauka.** Straipsnyje pristatomas didelio tikslumo centravimo ir niveliavimo padėties nustatymo sistemos su besideformuojančiais mechanizmais kūrimas ir modeliavimas. Padėties nustatymo sistema optimizuota *Solidworks Simulation* programiniu paketu. Centravimo platformų poslinkiams apskaičiuoti sudarytas matematinis modelis, kurio patikimumas buvo patikrintas taikant baigtinių elementų metodą. Sudaryto matematinio modelio ir rezultatų, gautų pritaikius baigtinių elementų metodą, skirtumai buvo mažesni nei 10 %. Pasiūlyta modeliavimo metodika gali būti taikoma kuriant padėties nustatymo sistemas su besideformuojančiais mechanizmais.

**Reikšminiai žodžiai:** besideformuojantis mechanizmas, precizinis padėties nustatymas, padėties nustatymo sistema, optimizavimas.

## Įvadas

Dauguma precizinio padėties nustatymo sistemų sukurtos remiantis tradicinėmis technologijomis: žingsniniai varikliai, servovarikliai, hidropavaros, pneumopavaros ir kt. Šių sistemų slenkamojo judesio pagrindinis elementas yra guoliai. Tokios slenkamojo judesio struktūros turi nemažai nepageidaujamų veiksnių, tokių kaip trintis, susidėvėjimas, laisvoji eiga, tepimas, surinkimo paklaidos, kurie trukdo pasiekti aukštą padėties nustatymo tikslumą.

Besindeformuojančių elementų taikymas precizinėse padėties nustatymo sistemose yra puikus būdas išvengti nepageidaujamų veiksnių. Šios sistemos tikslas – pasiekti mažą deformuojamo kūno standumą pageidaujamo poslinkio kryptimi ir gauti jį kuo didesnę visomis kitomis kryptimis.

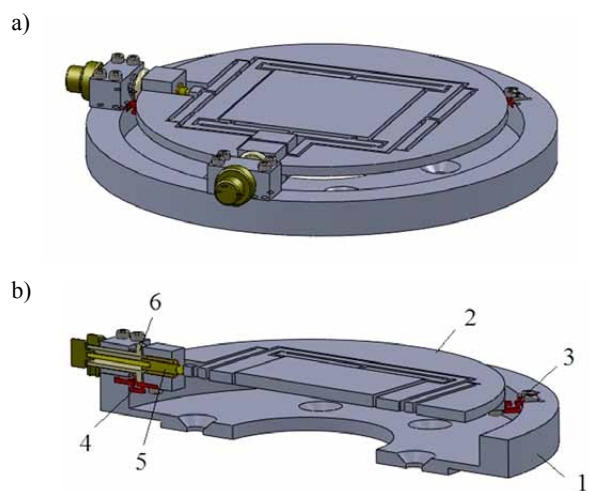
Precizinio padėties nustatymo sistemos su besideformuojančiais elementais turi nemažai pranašumų, palyginti su tradicinėmis padėties nustatymo sistemomis. Jos neturi laisvosios eigos, nėra trinties, nėra susidėvėjimo, nereikalingas tepimas, tiesialinijinis judesys, teoriškai begalinė rezoliucija, nėra surinkimo paklaidų.

## Veikimo principas

Paveiksle pavaizduotas suprojektuotos padėties nustatymo sistemos prototipas (1 pav.). Jis susideda iš išorinio žiedo (bazės), ant kurio sumontuoti visi kiti sistemos elementai, centravimo ir niveliavimo reguliavimo elementai, vientiso kūno mechanizmas, centravimo platforma. Išorinis žiedas ir centravimo platforma sujungti trimis besideformuojančiais elementais, kurie išsidėstę atitinkamai  $90^\circ$ ,

$135^\circ$  ir  $135^\circ$ . Centravimo ir niveliavimo reguliavimo elementai sumontuoti vienoje plokštumoje, dvejose viena kitai statmenose ašyse.

Niveliavimo padėtis reguliuojama dviem kumštelio mechanizmais, kurie sumontuoti vienoje plokštumoje, dvejose viena kitai statmenose ašyse. Kumštelis tvirtinamas

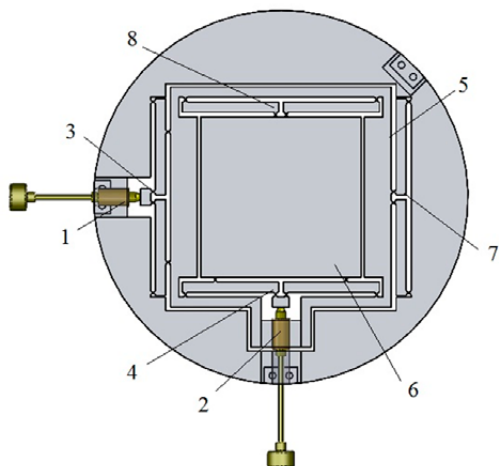


1 pav. Padėties nustatymo sistemos bendrasis vaizdas (a); pjūvis (b): 1 – išorinis žiedas (bazė); 2 – vientiso kūno mechanizmas (centravimo platforma); 3 – nereguliuojamasis besideformuojantis mechanizmas; 4 – reguliuojamasis besideformuojantis mechanizmas; 5 – sraigtinė pora; 6 – kumštelio mechanizmas

Fig. 1. Precision positioning system general view (a); section view (b): 1 – external ring (base); 2 – monolithic structure (centering platform); 3 – fixed flexure hinge; 4 – adjustable flexure hinge; 5 – ultra fine adjustment screw; 6 – cam's mechanism

ant išorinio žiedo. Sukant rankenėlę, darbinis kumštelio paviršius slenka besideformuojančiojo mechanizmo plokštuma, deformuodamas mechanizmą. Kumštelio mechanizmo eiga – 100 μm, jį rankenėlėmis galima reguliuoti 0,5°–1,0° tikslumu, dėl to galima pasiekti 0,3 μm reguliavimo diskretiškumą.

Centravimo padėtis reguliuojama dviem sraigtinėmis poromis, veikiančiomis besideformuojančius mechanizmus. Vientisas mechanizmas (2 pav.) norimam padėties nustatymo platformos poslinkiui pasiekti buvo optimizuotas, naudojant *Solidworks Simulation* programinį paketą. Sraigtinės poros sriegio žingsnis yra 200 μm. Tai lengvai leidžia pasiekti 0,5 μm skyros padėties nustatymo diskretiškumą. Ašinės apkrovos riba – 70 N. Sraigtinės poros sumontuotos vientisame mechanizme, toje pačioje plokštumoje, dviejose viena kitai statmenose ašyse.

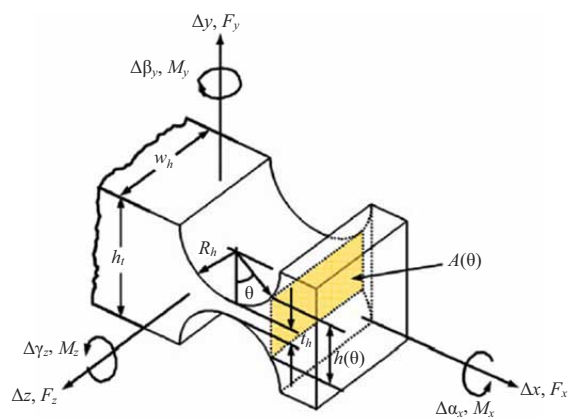


2 pav. Centravimo platforma: 1, 2 – sraigtinės poros; 3, 4 – perdavimo skaičiaus sumažinimo mechanizmai; 5 – platforma, judanti x ašies kryptimi; 6 – platforma, judanti y ašies kryptimi; 7, 8 – tvirtinimo mechanizmai

Fig. 2. Centering platform: 1, 2 – ultra fine adjustment screws; 3, 4 – reduction compliant mechanisms; 5 – x – axis moving platform; 6 – y – axis moving platform; 7, 8 – support compliant mechanisms

Vientiso mechanizmo konstrukcija sukurta taip, kad reguliavimas x ir y ašių kryptimis teoriškai yra nepriklausomas, t. y. nustatant padėtį x ašies kryptimi, y ašimi koordinatė nekinta, taip pat koordinatė x ašies kryptimi nesikeičia nustatant padėtį y ašies kryptimi.

Sraigtinė pora 1 per perdavimo skaičiaus sumažinimo mechanizmą 3 stumia platformą 5, kuri juda x ašies kryptimi. Kita sraigtinė pora 2 yra įmontuota platformoje, judančioje x ašies kryptimi 5, per perdavimo skaičiaus sumažinimo mechanizmą 4 stumia platformą 6, kuri juda y ašies kryptimi. Atraminių besideformuojančių mechanizmų 7 ir 8 paskirtis – sumažinti standumą ir neleisti platformoms pasisukti.



3 pav. Besideformuojantis lankstas

Fig. 3. Flexure hinge

Vientiso mechanizmo pagrindinis elementas yra besideformuojantis lankstas (3 pav.). Tai plonas elementas tarp dviejų standžių elementų, dėl savo lenkimo deformacijos leidžiantis šiems dviem standiems elementams pasisukti vienas kito atžvilgiu. Tai tarsi sukimosi guolis, kurio pasisukimo kampas yra ribotas. Besideformuojantys lankstai pagal išpjovos formą yra skirstomi į apskritiminius, gembinius, parabolinius, elipsinius ir kt. Apskritiminio besideformuojančio lanksto lenkimo taškas yra lanksto centre, todėl jis pasirinktas šiai konstrukcijai. Ideali konstrukcija turi tik vieną laisvės laipsnį, t. y. leidžia pasisukti ribotu kampu lanksto centro atžvilgiu apie z ašį, kartu ribodama visus kitus laisvės laipsnius, tačiau reikėtų įvertinti pasislinkimą x ašies ir y ašies atžvilgiu. Kadangi vientiso kūno mechanizmo konstrukcija yra simetrinė, tai besideformuojančiojo lanksto pasislinkimo y ašies kryptimi galime nepaisyti.

### Vientiso mechanizmo modeliavimas skaitiniu metodu

[vairių tipų precizinio padėties nustatymo sistemos su besideformuojančiais mechanizmais aprašytos remiantis matematiniais modeliais (Li, Xu 2009; Mukhopadhyay *et al.* 2008; Park, Yang 2005; Dong *et al.* 2008a, 2008b; Phama, Chen. 2005).

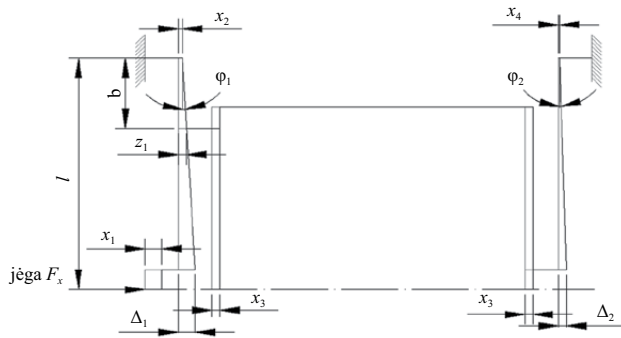
Šioje konstrukcijoje padėties nustatymo reguliavimas x ir y ašimis yra nepriklausomas, o perdavimo mechanizmų ir atraminių mechanizmų elementų, gembų ir besideformuojančiųjų lankstų išsidėstymas bei geometriniai parametrai yra vienodi. Todėl tariame, kad modelyje padėties nustatymas x ir y ašimis yra vienodas, taigi pakanka skaičiuoti padėties nustatymą tik viena ašimi.

Kadangi padėties nustatymo sistema, reguliuojant viena ašimi, yra simetrinė, modelyje pakanka skaičiuoti tik vieną jos pusę.

Žiedo, gembų ir platformų deformacijos yra gana mažos, todėl modelyje tariame, kad šie elementai nesideformuoja, t. y. yra standūs. Kaip minėta ankstesniame skyriuje, besideformuojantis lankstas turi du laisvės laipsnius, t. y. gali pasisukti apie  $z$  ašį ir pasislinkti  $y$  ašies kryptimi. Todėl besideformuojantį lankstą laikysime kaip spyruoklę su standumais pasisukimui –  $c$  ir pasislinkimui –  $k$ . Visų besideformuojančių lankstų geometriniai parametrai vientiso kūno mechanizme yra vienodi, taigi ir jų standumai bus vienodi.

Apskritiminių besideformuojančiojo lanksto standumo koeficientų lygtys buvo išvestos suintegravus šios tiesines diferencialines lygtis (Paros, Weisbord 1965), empiriškai išvedus formules, taikant baigtinių elementų metodą (Yong *et al.* 2008). Šios konstrukcijos koeficientams skaičiuoti taikysime lygtis, išvestas pagal Castigliano antrąją teoremą (Lobontiu *et al.* 2002).

Sistemos elementų, veikiant jėgai  $F_x$ , poslinkis  $x_1$  pavaizduotas 4 pav.



4 pav. Sistemos elementų pasislinkimas, veikiant jėgai  $F_x$   
Fig. 4. Geometric positions of the system when applied force  $F_x$

Šiuo atveju kampai  $\phi_1$  ir  $\phi_2$  bus lygūs:

$$\phi_1 = \frac{\Delta_1 - x_2}{l}; \quad (1)$$

$$\phi_2 = \frac{\Delta_2 - x_4}{l}. \quad (2)$$

Padėties nustatymo sistemos potencinės energijos išraiška:

$$\begin{aligned} \Pi = & k \cdot (x_1 - \Delta_1)^2 + c \cdot \phi_1^2 + k \cdot x_2^2 + c \cdot \phi_1^2 + \\ & k \cdot \left( (\Delta_1 - x_2) \cdot \frac{b}{l} - x_3 \right)^2 + c \cdot \phi_1^2 + \\ & k \cdot (x_3 - \Delta_2)^2 + c \cdot \phi_2^2 + k \cdot x_4^2 + c \cdot \phi_2^2. \end{aligned} \quad (3)$$

Kadangi  $x_1$  yra žinomas dydis, reikia rasti kintamuosius  $(\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4)$ .

Pagal Lagranžo lygtį:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial (\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4)} = 0. \quad (4)$$

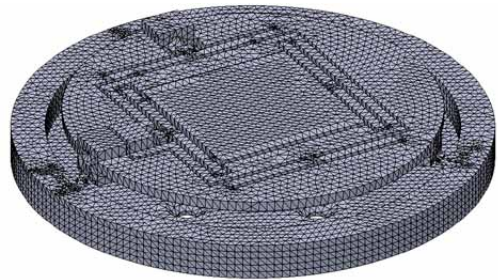
Išdiferencijavus lygtį pagal kintamuosius  $(\Delta_1, \Delta_2, x_2, x_3, x_4)$  ir išsprendus matricą, gaunami lygties sprendiniai.

Įėjimo duomenys: sraigtinės poros ašinės jėgos riba  $F_x = 70$  N, sraigtinės poros žingsnis  $x_1 = 200$   $\mu\text{m}$ ; sraigtinės poros skyra  $x_1 = 0,5$   $\mu\text{m}$ .

### Modeliavimas baigtinių elementų metodu

Aukšto tikslumo padėties nustatymo sistema buvo sumodeliuota taikant baigtinių elementų metodą ir naudojant *Solidworks Simulation* programinį paketą. Centravimo ir niveliavimo padėties nustatymo modeliavimas buvo atskirai atliekamas abiejų ašių kryptimis. Modelyje nebuvo įvertinta svorio jėga, kumštelio mechanizmo deformacija, sraigtinės poros deformacija, kontaktinė deformacija tarp kumštelio darbinio paviršiaus ir besideformuojančio mechanizmo paviršiaus, kontaktinė deformacija tarp monolitinės struktūros gembės ir sraigtinės poros sraigto rutuliuko. Pasirinkti tokie įvesties duomenys niveliavimui – 100  $\mu\text{m}$  kumštelio mechanizmo eiga ir 0,5  $\mu\text{m}$  reguliavimo diskretiškumas. Centravimui pasirinkti tie patys duomenys, kaip ir skaitiniam modeliui – sraigtinės poros ašinės apkrovos riba  $F_x = 70$  N, sraigtinės poros žingsnis  $x_1 = 200$   $\mu\text{m}$ , sraigtinės poros reguliavimo diskretiškumas  $x_1 = 0,5$   $\mu\text{m}$ .

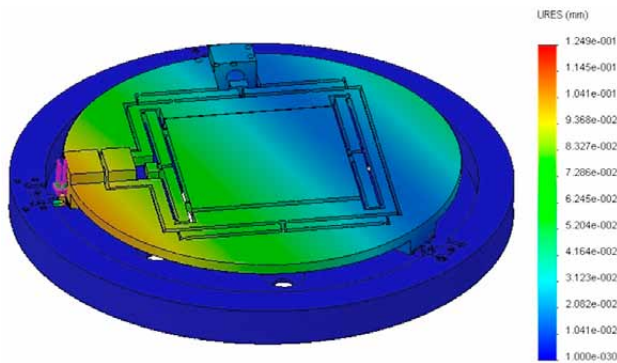
Pasirinktas standartinis tinklelis su keturių taškų baigtiniu elementu, kurio dydis – 4,23234 mm, tolerancija – 0,212 mm. Struktūrą sudaro 16 189 mazgų ir 7753 baigtiniai elementai (5 pav.).



5 pav. Monolitinė struktūra, suskaidyta į baigtinius elementus  
Fig. 5. Monolithic structure divided into finite elements

### Modeliavimo rezultatai ir jų apibendrinimas

Atlikus niveliavimo modeliavimą, taikant baigtinių elementų metodą, paaiškėjo, kad, veikiant 100  $\mu\text{m}$  maksimaliai kumštelio mechanizmo eigai, centrinė padėties nustatymo platforma pasislinks 76,7  $\mu\text{m}$ , kaip pavaizduota 6 pav. Tuomet besideformuojančių lankstų zonose maksimalūs įtempiai siekia 500,6  $\text{MN/m}^2$  ribą, o tai sudaro 99,32 % aliuminio lydinio 7075 T-6 leistinųjų įtempčių ribos. Kai veikiama mažiausiu reguliuojamuoju poslinkiu 0,5  $\mu\text{m}$ , centrinė platforma pasislenka 0,38  $\mu\text{m}$ .



6 pav. Niveliavimo modeliavimas, kai veikiama 100  $\mu\text{m}$  maksimalia kumštelio mechanizmo eiga

Fig. 6. Modeling of tilting adjustment when applied displacement is 100  $\mu\text{m}$

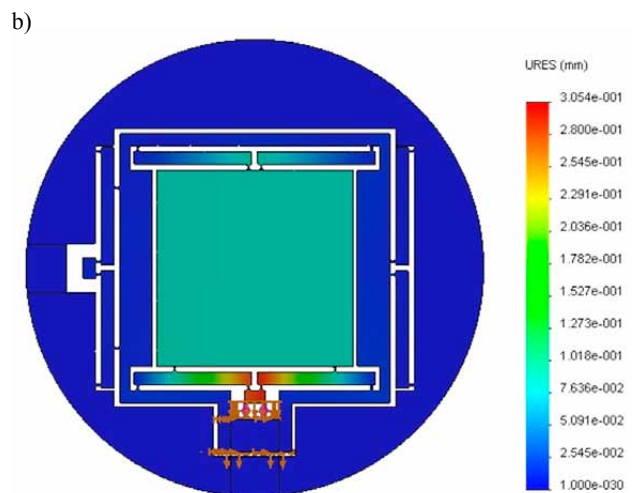
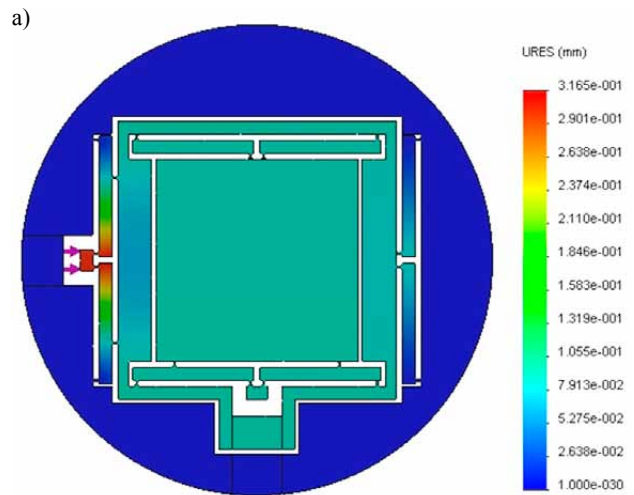
Modeliuojant gauta, kad, veikiant monolitinės struktūros siją sraigtinės poros žingsniu  $x_1 = 200 \mu\text{m}$ , platforma pasislinks  $65,7 \mu\text{m}$ , skaičiuojant pagal skaitinį metodą. Taikant baigtinių elementų metodą, gauta, kad platforma pasislinks  $61,7 \mu\text{m}$ , veikiant  $x$  ašies, ir  $60,9 \mu\text{m}$  – veikiant  $y$  ašies kryptimis. Skirtumas tarp analitinio ir baigtinių elementų metodų skaičiavimo rezultatų yra  $6,1 \%$  –  $x$  ašies ir  $7,3 \%$  –  $y$  ašies kryptimis.

Veikiant monolitinės struktūros siją mažiausia skiriamąja geba  $x_1 = 0,5 \mu\text{m}$ , platforma pasislinks  $165 \text{ nm}$ , skaičiuojant skaitiniu metodu, ir  $156 \text{ nm}$  – veikiant  $x$  ašies kryptimi bei  $155 \text{ nm}$  – veikiant  $y$  ašies kryptimi, skaičiuojant pagal baigtinių elementų metodą. Skirtumas tarp analitinio ir baigtinių elementų metodų skaičiavimo rezultatų yra  $5,5 \%$  –  $x$  ašies ir  $6,1 \%$  –  $y$  ašies kryptimis.

Veikiant monolitinės struktūros siją didžiausia leistinąja sraigtinės poros ašine  $70 \text{ N}$  jėga, platforma pasislinks  $94,65 \mu\text{m}$ , modeliuojant skaitiniu metodu.

Skaičiuojant baigtinių elementų metodu, veikiant monolitinės struktūros siją didžiausia leistinąja sraigtinės poros ašine  $70 \text{ N}$  jėga  $x$  ašies kryptimi, platforma pasislinks  $89,3 \mu\text{m}$  (7 pav., a) ir  $86,0 \mu\text{m}$  (7 pav., b) – veikiant  $y$  ašies kryptimi. Skirtumas tarp analitinio ir baigtinių elementų metodų skaičiavimo rezultatų yra  $5,7 \%$  –  $x$  ašies ir  $9,1 \%$  –  $y$  ašies kryptimis.

Skaičiuojant baigtinių elementų metodu, veikiant monolitinės struktūros siją didžiausia leistinąja sraigtinės poros ašine  $70 \text{ N}$  jėga  $x$  ašies kryptimi, didžiausi įtempiai –  $467 \text{ MN/m}^2$ , o tai yra  $92,57 \%$  aliuminio lydinio 7075 T-6 leistinųjų įtempių, o veikiant  $y$  ašies kryptimi – didžiausi įtempiai –  $384 \text{ MN/m}^2$ , o tai yra  $76,11 \%$  aliuminio lydinio 7075 T-6 leistinųjų įtempių.



7 pav. Platformos poslinkis, veikiant  $70 \text{ N}$  jėgai  $x$  ašies kryptimi (a); platformos poslinkis, veikiant  $70 \text{ N}$  jėgai  $y$  ašies kryptimi (b)

Fig. 7. Displacement of the platform when  $x$  – axis applied force is  $70 \text{ N}$  (a); displacement of the platform when  $y$  – axis applied force is  $70 \text{ N}$  (b)

## Išvados

1. Centravimo platformos veikimo diapazonas modeliuojant baigtinių elementų metodu –  $89,3 \times 86,0 \mu\text{m}$ ; modeliuojant skaitiniu metodu –  $94,65 \times 94,65 \mu\text{m}$ .
2. Centravimo platformos skiriamoji geba modeliuojant skaitiniu metodu –  $165 \text{ nm}$ , o modeliuojant baigtinių elementų metodu –  $156 \text{ nm}$   $x$  ašies kryptimi ir  $155 \text{ nm}$   $y$  ašies kryptimi.
3. Rezultatų skirtumai tarp skaitinio modeliavimo ir baigtinių elementų modeliavimo metodų mažesni nei  $10 \%$ .
4. Pasiūlyta modeliavimo metodika gali būti taikoma kuriant precizinio padėties nustatymo sistemas su lanksniais elementais.

## Literatūra

- Dong, J.; Yao, Q.; Ferreira, P. M. 2008a. A novel parallel-kinematics mechanism for integrated, multi-axis nanopositioning. Part 2: Dynamics, control and performance analysis, *Precision Engineering* 32: 20–33.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2007.03.002>
- Dong, J.; Yao, Q.; Ferreira, P. M. 2008b. A novel parallel-kinematics mechanism for integrated, multi-axis nanopositioning. Part 2: Dynamics, control and performance analysis, *Precision Engineering* 32: 7–19.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2007.03.002>
- Li, Y.; Xu, Q. 2009. Modeling and performance evaluation of a flexure-based XY parallel micromanipulator, *Mechanism and Machine Theory* 44: 2127–2152.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.06.002>
- Lobontiu, N.; Paine, J. S. N.; Garcia, E.; Goldfarb, M. 2002. Design of symmetric conic-section flexure hinges based on closed-form compliance equations, *Mechanism and Machine Theory* 37: 477–498.  
[http://dx.doi.org/10.1016/S0094-114X\(02\)00002-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0094-114X(02)00002-2)
- Mukhopadhyay, D.; Dong, J.; Pengwang, E.; Ferreira, P. 2008. A SOI-MEMS-based 3-DOF planar parallel-kinematics nanopositioning stage, *Sensors and Actuators A: Physical* 147: 340–351. <http://dx.doi.org/10.1016/j.sna.2008.04.018>
- Park, S. R.; Yang, S. H. 2005. A mathematical approach for analyzing ultra precision positioning system with compliant mechanism, *Journal of Materials Processing Technology* 164–165: 1584–1589.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2005.02.018>
- Paros, J. M.; Weisbord, L. 1965. How to design flexure hinge, *Machine Design* 37: 151–157.
- Phama, H. H.; Chen, I. M. 2005. Stiffness modeling of flexure parallel mechanism, *Precision Engineering* 29: 467–478.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2004.12.006>
- Yong, Y. K.; Lu, T. F.; Handley, D. C. 2008. Review of circular flexure hinge design equations and derivation of empirical formulations, *Precision Engineering* 32: 63–70.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2007.05.002>

## MODELING OF HIGH PRECISION POSITIONING SYSTEM

G. Augustinavičius, A. Čereška

### Abstract

This paper presents the modeling of a flexure-based precision positioning system for micro-positioning uses. The positioning system is featured with monolithic architecture, flexure-based joints and ultra fine adjustment screws. Its workspace has been evaluated via analytical approaches. Reduction mechanism is optimally designed. The mathematical model of the positioning system has been derived, which is verified by resorting to finite element analysis (FEA). The established analytical and (FEA) models are helpful for a reliable architecture optimization and performance improvement of the positioning system.

**Keywords:** flexure hinge, precise positioning, positioning system, optimization.