



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHATRONIKOS, ROBOTIKOS IR SKAITMENINĖS GAMYBOS KATEDRA

Domantas Bartušis

**MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMOS STATINIŲ IR DINAMINIŲ
SAVYBIŲ TYRIMAS**

**RESEARCH OF MICROPOSITIONING SYSTEM'S STATIC AND
DYNAMIC PROPERTIES**

Baigiamasis magistro darbas

Mechatroninių sistemų studijų programa, valstybinis kodas 621H73002
Mechatronikos studijų kryptis

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Mechanikos fakultetas
Mechatronikos, robotikos ir skaitmeninės gamybos katedra

ISBN ISSN
Egz. sk.
Data-.....-.....

Antrosios pakopos studijų **Mechatroninių sistemų** programos magistro baigiamasis darbas 4

Pavadinimas **Mikropozicionavimo sistemos statinių ir dinaminių savybių tyrimas**

Autorius **Domantas Bartušis**

Vadovas **Vytautas Bučinskas**

Kalba: lietuvių

Anotacija

Baigiamajame magistro darbe yra pateikiami mikropozicionavimo sistemos statinių ir dinaminių savybių tyrimai. Atliekant baigiamąjį magistro darbą buvo naudojami matavimo prietaisai ir programinės įrangos, kuriais buvo nustatytos mikropozicionavimo sistemos savybės. Teoriniams tyrimams atlikti, buvo sudarytas sraigto-veržlės ir žingsninio variklio sistemos dinaminis modelis, kuriuo įvertinta pagrindinių sistemos komponentų įtaką pozicionavimo tikslumui. Eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami realiai pozicionavimo sistemai. Tyrimo metu buvo matuojamos pozicijų vertės, kurios panaudotos įrenginio ašių savybių reikšmėms nustatyti. Darbe pateikiami apibendrinti tyrimų rezultatai ir siūlymai, kaip būtų galima pagerinti mikropozicionavimo sistemos savybių reikšmes.

Darbą sudaro 7 dalys: įvadas, literatūros, susijusios su analizuojamu įrenginiu, analizė, teorinis tyrimas ir jo rezultatų vertinimas, eksperimentinis tyrimas ir jo rezultatų įvertinimas, išvados ir pasiūlymai, literatūros sąrašas. Darbo apimtis – 65 puslapiai be priedų, 26 iliustracijos, 12 lentelių, 37 bibliografiniai šaltiniai. Pridedami darbo priedai.

Prasminiai žodžiai: mikropozicionavimas, mikropozicionavimo sistema, statinės savybės, dinaminės savybės.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Mechanics
Department of Mechatronics, Robotics and Digital Manufacturing

ISBN ISSN
Copies No.
Date-.....-.....

Master Degree Studies **Mechatronics Systems** study programme Master Graduation Thesis 4

Title **Research of Micropositioning System's Static and Dynamic Properties**
Author **Domantas Bartušis**
Academic supervisor **Vytautas Bučinskas**

Thesis language: Lithuanian

Annotation

The data of research of micropositioning system's static and dynamic properties is submitted in the final thesis for the master's degree. During the final thesis measuring equipment and software was used to evaluate properties of micropositioning system. Dynamic model, which consists of stepper motor and ball screw dynamic models, was used to conduct theoretical research. This model evaluated component influence on properties of micropositioning system. The experiment was carried out using dial indicators and digital accelerometers. During experiment properties of a real micropositioning system were measured and analyzed. The paper provides summarized results of research and recommendations how to improve properties of micropositioning system.

Structure: introduction, review and analysis of scientific literature, related to micropositioning systems, theoretical analysis and calculations, experiment and evaluation of results, conclusions and suggestions, references. Thesis consists of: 65 pages without appendixes, 26 pictures, 12 tables, 37 bibliographical entries. Appendixes included.

Keywords: micropositioning system, micropositioning stage, static properties, dynamic properties

TURINYS

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS.....	6
LENTELIŲ SĄRAŠAS	7
IVADAS.....	8
1. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMŲ IR JŲ SAVYBIŲ ANALIZĖ MOKSLINĖJE LITERATŪROJE	10
1.1 Mikropozicionavimo sistemų savybės.....	10
1.2 Mikropozicionavimo sistemų analizė	13
1.3 Tiriamoji mikropozicionavimo sistema	16
2. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMOS TEORINIAI TYRIMAI.....	19
2.1 Teorinių tyrimų metodika	19
2.1.1. Mikropozicionavimo sistemos tikslumas ir skiriamoji geba	20
2.1.2. Žingsninio variklio dinaminis modelis.....	20
2.1.3. Sraigto-veržlės pavaros dinaminis modelis	23
2.1.4. Sistemos dinaminio modelio sudarymas	26
2.1.5. Sistemos komponentų savųjų virpesių nustatymo metodika.....	28
2.2 Teorinių tyrimų rezultatai ir analizė	29
2.2.1. Sistemos tikslumas ir skiriamoji geba neatsižvelgiant į pereinamuosius procesus ...	30
2.2.2. Žadinimo įtampa ir srovė variklio apvijose.....	31
2.2.3. Skirtingų žingsninio variklio režimų tikslumas.....	33
2.2.4. Sistemos pereinamieji procesai	34
2.2.5. Sistemos veikimo greitis.....	36
2.2.6. Savieji sistemos dažniai.....	39
3. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMOS EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI	42
3.1. Eksperimentinių tyrimų metodika.....	42
3.1.1. Darbo diapazono nustatymo metodika	42
3.1.2. Tikslumo ir pakartojamumo nustatymo metodika.....	43
3.1.3. Sistemos virpesių savybių nustatymo metodika.....	46
3.2. Eksperimentinių tyrimų standas ir naudojama įranga	46

3.3. Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir analizė	48
3.3.1. Mikropozicionavimo sistemos darbo diapazono nustatymas	48
3.3.2. Mikropozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo nustatymas	49
3.3.3. Mikropozicionavimo sistemos virpesių tyrimas	52
4. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų aptarimas	57
IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS	59
LITERATŪROS SĄRAŠAS	60
PRIEDAI	63

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1 pav. Sistemos tikslumas ir pakartojamumas	12
1.2 pav. Mikropozicionavimo sistema	16
1.3 pav. G kodo programa, naudojama pozicionavimui	17
1.4 pav. X ašies linijinė pavara	18
2.1 pav. Žingsninio variklio dinaminis modelis.....	23
2.2 pav. Linijinės ašies konstrukcinė schema	24
2.3 pav. Sistemos vienos ašies dinaminis modelis.....	24
2.4 pav. Sraigto-veržlės sistemos dinaminis modelis.....	26
2.5 pav. Sistemos vienos ašies dinaminis modelis.....	27
2.6 pav. Signalų generatoriaus schema variklio apvijoms	27
2.7 pav. Pozicionavimo sistemos viso žingsnio režimo staliuko pozicija (a), apvijų įtampa (b), apvijų srovė (c)	31
2.8 pav. Pozicionavimo sistemos 1/4 žingsnio režimo staliuko pozicija (a), apvijų įtampa (b), apvijų srovė (c)	32
2.9 pav. Staliuko pozicija veikiant skirtingais žingsniavimo režimais	33
2.10 pav. Viso žingsnio režimo pereinamieji procesai	35
2.11 pav. 1/256 žingsnio pereinamieji procesai	36
2.12 pav. Sistemos stabilumas veikiant 1/256 žingsnio režimu, keičiant žadinimo dažnį	38
2.13 pav. Sistemos stabilumas veikiant viso žingsnio režimu, keičiant žadinimo dažnį	38
3.1 pav. Pozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo matavimų schema. a – matavimo pozicijų skaičius, b – ciklų skaičius, c – matavimo pozicija	43
3.2 pav. Mikropozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo matavimo stendas	47
3.3 pav. Virpesių matavimo stendas	47
3.4 pav. X ašies histerezė	50
3.5 pav. Y ašies histerezė	51
3.6 pav. Išmatuotas žadinimo impulsas.....	53
3.7 pav. Virpesiai X ašimi.....	54
3.8 pav. Virpesiai Y ašimi.....	55
3.9 pav. Virpesiai Z ašimi	56

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.1 lentelė. Mikropozicionavimo sistemų pagrindiniai parametrai.....	14
2.1 lentelė. Žingsninio variklio 103H 5250 4410 parametrai	29
2.2 lentelė. Sraigto-veržlės KGT-E1-06-01 pavaros parametrai.....	29
2.3 lentelė. Žingsninio variklio valdiklio TMC 2100 parametrai	30
2.4 lentelė. Staliuko pozicijos nuokrypiai	34
2.5 lentelė. Komponentų medžiagos	39
2.6 lentelė. Komponentų tvirtinimo vaizdavimas	40
2.7 lentelė. Komponentų savųjų dažniai reikšmės	41
3.1 lentelė. X ašies darbinės eigos matavimo rezultatai.....	48
3.2 lentelė. Y ašies darbinės eigos matavimo rezultatai.....	48
3.3 lentelė. X ašies pozicionavimo charakteristikos	51
3.4 lentelė. Y ašies pozicionavimo charakteristikos	52
4.1 lentelė. Mikropozicionavimo sistemos specifikacija	58

IVADAS

Mikropozicionavimo sistemos yra įrenginiai, kurie gali judėti mikrometrų tikslumu. Jos yra naudojamos pramonėje, kasdieniniame gyvenime bei moksliniuose tyrimuose (Juuti *et al.* 2008, He *et al.* 2016). Mikropozicionavimo sistemos atlikdamos mažus, itin tikslus judesius geba padidinti jas naudojančių sistemų pritaikomumą (Hubbard *et al.* 2006). Dėl spartaus technologijų tobulėjimo bei plačių šių sistemų panaudojimo galimybių mikropozicionavimo sistemų paklausa yra kasmet didėjanti (Juuti *et al.* 2008, Tayouri *et al.* 2019). Tai yra ypač aktualu yra mikrobiologijos tyrimams, kuriems reikalingas mikrometrų tikslumas (Juuti *et al.* 2008).

Pasirinkimas, kokios pozicionavimo sistemos reikės norimiems tyrimams atlikti, yra grindžiamas analizuojamų įrenginių specifikacijose pateikta informacija: darbo eiga, skiriamąja geba, tikslumu, paklaidų dydžiu. Dauguma šių savybių priklauso nuo sistemoje naudojamų pavarų ir / ar judesio transformavimo šaltinių. Atlikta daug tyrimų, kurių metu nustatomos linijinių pozicionavimo sistemų savybės (Xu *et al.* 2014, Juhász *et al.* 2011).

Norint nustatyti atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistemos specifikacijos vertes, reikia atlikti literatūros analizę ir tyrimus. Atlikus teorinius ir eksperimentinius tyrimus bei jų analizę, nustatomos statinės (darbo eigos, skiriamosios gebos, tikslumo, pakartojamumo ir paklaidų) bei dinaminės (pereinamųjų procesų, maksimalaus judėjimo greičio ir įrenginio savųjų virpesių) vertės. Remiantis šiomis reikšmėmis galima sudaryti tikslias įrenginio specifikacijos vertes, kurios yra svarbios renkant, kam įrenginys gali būti naudojamas.

Tyrimo objektas: mechaninio mikroskopo mikropozicionavimo sistema.

Darbo tikslas: ištirti atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistemos statines ir dinamines savybes.

Darbo uždaviniai:

1. Išanalizuoti mikroskopuose naudojamų mikropozicionavimo sistemų mechaninius parametrus ir jiems įtaką darančias savybes.
2. Sudaryti sistemos dinaminis modelius ir nustatyti teorines statines bei dinamines įrenginio savybes.
3. Eksperimentiškai ištirti ir nustatyti:
 - mikropozicionavimo sistemos darbo diapazoną;
 - mikropozicionavimo tikslumą ir pakartojamumą;
 - mikropozicionavimo sistemos virpesius.
4. Naudojantis tyrimų rezultatais sudaryti įrenginio specifikaciją.

Tyrimo problema

Darbe analizuojama įrenginio panaudojamo pozicionavimo darbams atlikti problema. Atlikus atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistemos savybių tyrimus, bus galima nustatyti, kiek šis įrenginys gali būti naudojamas skirtingiems pozicionavimo darbams atlikti

Tyrimo metodai ir jų pagrindimas

Darbe taikomi metodai yra grindžiami kitų mokslininkų atliktais ir publikuotais moksliniais darbais. Eksperimentų metodika yra paremta tarptautiniu ISO 230 standartu, kuris reglamentuoja pozicionavimo sistemų tyrimo metodus.

Darbe naudoti tyrimo metodai:

- Mokslinės ir metodinės literatūros analizė;
- Eksperimentas, siekiant išsiaiškinti savybes;
- Rezultatų apdorojimas, naudojant *OriginPro* 2016 programą.

Darbo mokslinė ir praktinė vertė

Darbe išanalizuotos ir susistemintos pozicionavimo sistemų savybės ir joms įtaką darantys veiksniai pateikiama eksperimentinių tyrimų metodika pozicionavimo sistemų savybėms nustatyti yra naudinga medžiaga analogiškiems tyrimams tęsti. Sudarytas žingsninio variklio ir sraigto-veržlės sistemos dinaminis modelis ir parengta įrenginio specifikacija gali būti praktiškai pritaikoma kitoms panašioms sistemoms.

Darbo aprobacija

2020 metais Lietuvos jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ buvo skaitytas pranešimas tema „Mikropozicionavimo sistemos statinių ir dinaminių savybių tyrimas“ (žr. F priedą).

1. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMŲ IR JŲ SAVYBIŲ ANALIZĖ

MOKSLINĖJE LITERATŪROJE

1.1 Mikropozicionavimo sistemų savybės

Mikropozicionavimo sistemos yra plačiai taikomi įrenginiai, naudojami pasiekti ypač didelį mikrometrų eilės tikslumą. Mikropozicionavimo sistemos yra naudojamos daugelyje sričių: biologija, litografija ir kt. (He *et al.* 2016).

Pastaraisiais metais dėl didėjančios mikrobiologijos ir puslaidininkių tyrimų paklausos didėja ir mikropozicionavimo sistemų paklausa (Zhang *et al.* Y. 2009, Bonnail *et al.* 2014). Sraigto-veržlės sistemos varomos žingsniniu varikliu arba servo pavaromis yra vieni populiariausių pasirinkimų siekiant didelio pozicionavimo tikslumo ir pakartojamumo. Šios sistemos taip pat vertinamos dėl įvairaus pasirinkimo, nedidelės kainos ir lengvo pritaikomumo. Dėl to atlikta daug tyrimų, kurie nustato šių sistemų savybes ir joms įtaką darančius veiksnius (Chen *et al.* 2004, Frey *et al.* 2012, Fujita *et al.* 2010).

Dėl didelio mikropozicionavimo sistemų poreikio tyrimų srityje jų panaudojimas gali būti lyginamas su matavimų įrangos naudojimu. Tokios įrangos naudojimui yra keliami tam tikri reikalavimai. Remiantis R. Bishop (2002) galima išskirti savybes, kurios yra svarbios pozicionavimo sistemai:

- darbo diapazonas;
- skiriamoji geba;
- tikslumas ir pakartojamumas;
- paklaida;
- laisvoji eiga;
- dinaminės savybės.

Toliau apžvelgiamos šios savybės ir kas joms turi įtakos.

Darbo diapazonas nurodo, kokia yra ašinės pavaros judėjimo eiga (Bishop 2002). Pasak šio autoriaus, jis yra nustatomas remiantis įrenginio konstrukcija, o parametras – nustatomas įrenginio projektavimo metu parenkant kreipiančiuju, kuriomis juda staliukas, savybes. Darbo diapazonas yra svarbus pozicionavimo sistemos parametras, nurodantis, kokiame diapazone galės būti atliekami pozicionavimo darbai.

Skiriamoji geba yra mažiausias sistemos poslinkis, kuris turi būti patikimai pakartojamas (Bishop 2002). Atnaujintos mikropozicionavimo sistemos judesio formavimo šaltinis yra žingsninis variklis, kuriam patikimai veikti nėra reikalingas grįžtamasis ryšys (Zribi ir Chiasson 1991; Arcanley 2006). Taip pat, jei sistemoje naudojamas žingsninis variklis, jo skiriamąją gebą galima sumažinti naudojant

mikrožingsniavimo valdymo metodą (Morar 2003; Baluta 2007). Galiausiai, norint pakeisti kampinę skiriamąją gebą į tiesinę, reikia įvertinti sraigto žingsnį. Dėl to nagrinėjamų mikropozicionavimo sistemų skiriamoji geba priklauso nuo judesio formavimo šaltinio (žingsninio variklio), valdymo sistemos ir judesio transformavimo (sraigto-veržlės) elementų savybių.

Sraigto-veržlės sistemų su žingsniniais varikliais skiriamaoji geba apskaičiuojama:

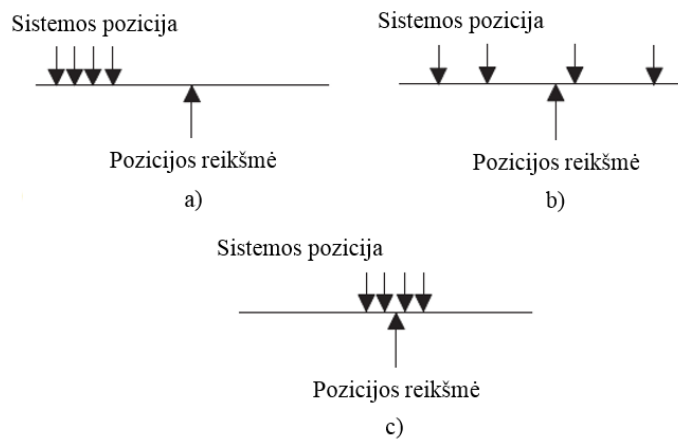
$$d_{rez} = \frac{n_{zin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p; \quad (1.1)$$

čia: d_{rez} – sistemos skiriamaoji geba (mm), n_{zin} – žingsninio variklio žingsnių skaičius vienam apsisukimui, i_{step} – žingsniavimo pasirinkimas, p – sraigto žingsnis (mm). Žingsninio variklių žingsnių skaičius nulemia jo skiriamąją gebą ir jis yra nekintamas dydis. Taip pat nekinta sraigto žingsnis, todėl pozicionavimo sistemos skiriamąją gebą galima pagerinti keičiant valdymo signalus. Žingsninių variklių valdikliai leidžia valdyti žingsninius variklius skirtingais žingsniavimo režimais, taigi skiriamosios gebos gerinimui didžiausią įtaką turi valdymo sistema, kuri formuoja signalus žingsniniam varikliui (Baluta 2007). Tačiau šis parametras gali turėti reikšmes, kurios gali būti fiziškai nepasiekiamos, jei naudojamas labai mažas mikrožingsniavimo režimas. Pavyzdžiui, sistemos skiriamosios gebos reikšmė gali tapti nanometrų eilės dydžiu, kuri realioje sistemoje nebus pasiekama aplinkos ir vidinių veiksmų.

Tikslumas apibrėžiamas kaip dydis, kuris yra atvirkščiai proporcingas paklaidos dydžiui (Bishop 2002). Kuo didesnis sistemos tikslumas, tuo mažesnė yra paklaidos reikšmė. Ši savybė priklauso nuo sistemoje naudojamų žingsninių variklių (Škofic *et al.* 2014) ir sraigto-veržlių komponentų savybių (Xu *et al.* 2014). Apžvelgtuose straipsniuose nurodoma, kad žingsnių variklių tikslumui didžiausią įtaką turi jo konstrukcija, o sraigto-veržlių sistemose tikslumui įtaką daro sraigto gamybos metodai ir trintys. Taigi tikslumas gali būti nustatomas remiantis sistemos komponentų konstrukcija, tačiau realiai tikslumo reikšmei nustatyti reikia atlikti pozicionavimo sistemos eksperimentinius tyrimus (Bolton 2015).

Pakartojamumas apibrėžiamas kaip sistemos savybė turėti vienodą sistemos išėjimą esant tam pačiam sistemos įėjimo signalui. Taigi kuo didesnė pakartojamumo reikšmė, tuo didesnė paklaida gali atsirasti sistemoje esant tokiai pačiai pozicijos reikšmei. Dažniausia blogo pakartojamumo reikšmės priežastis yra neigiami aplinkos veiksniai, tokie kaip kintanti aplinkos temperatūra ir kita (Bolton 2015). Todėl šio parametro reikšmė yra nustatoma eksperimentiniu būdu atliekant sistemos matavimus (Chen *et al.* 2004; Škofic *et al.* 2014).

Tikslumas ir pakartojamumas iliustruojamas grafiškai 1.1 paveiksle (Bolton 2015). Jame pavaizduoti trys atvejai: didelis pakartojamumas ir mažas tikslumas(a), mažas pakartojamumas ir mažas tikslumas (b), didelis pakartojamumas ir didelis tikslumas (c).



1.1 pav. Sistemos tikslumas ir pakartojamumas

Paklaida apibrėžiama kaip skirtumas tarp sistemai nurodytos išėjimo reikšmės ir realios sistemos išėjimo reikšmės. Tai reiškia, kuo mažesnė sistemos paklaida, tuo mažesnis skirtumas tarp realios sistemos pozicijos ir nurodytosios. Paklaidos reikšmės yra įvertinamos atliekant pakartojamumo ir tikslumo nustatymo tyrimus (Bolton 2015). Paklaidos reikšmės priklauso nuo daugelio pozicionavimo sistemos parametrų, tokių kaip:

- aplinkos įtaka;
- trintis;
- histerezė;
- netiesiškumas;
- apkrova ir kiti (Juhász *et al.* 2011, Škofic *et al.* 2014).

Kai kurių sistemų paklaidai darančias parametrų reikšmes galima nustatyti atliekant teorinius tyrimus, o paklaidų reikšmės tiksliausiai nustatomos atliekant eksperimentinius tyrimus (Ionică *et al.* 2017, Deaconu *et al.* 2008).

Laisvoji eiga apibrėžiama kaip sistemos paklaida, kuri priklauso nuo judėjimo krypties (Bolton 2015, Bishop 2002). Pasak L. Juhász (2011), pozicionavimo sistemose laisvoji eiga yra nustatoma atliekant eksperimentus ir pozicijų matavimus. Nustačius šios paklaidos reikšmę, ji gali būti kompensuojama sistemos valdymo įrenginyje. Įrenginiui veikiant laisvosios eigos kompensavimo režimu pagerinamos tikslumo ir pakartojamumo savybės. Laisvosios eigos reikšmei nustatyti naudojami grafikai, kuriuose pavaizduojamos realios sistemos pozicijos reikšmės lyginant su numatytosiomis (Juhász *et al.* 2011).

Dinaminės sistemų savybės yra apibrėžiamos kaip savybės, kurios keičiasi kartu su laiku. Pasak R. Bishop (2002), nustatant dinamines sistemos savybes atliekami tyrimai, kuriais tikrinama, kaip sistema reaguoja į skirtingus įėjimus. Lyginant sistemos reakcijas į skirtingus įėjimus, galima nustatyti ar sistema

yra stabili, ar ne. Jei sistema yra stabili, tuomet tiriami sistemos pereinamieji procesai siekiant nustatyti detalesnes sistemos dinamines savybes: sistemos atsako laiką, atsako kilimo laiką ir nusistovėjimo laiką (Bishop 2002). Atsako laikas, t.y. laiko reikšmė, per kurią išėjimo signalas padidėja nuo pradinio lygio iki nurodytos reikšmės, pavyzdžiui 95%. Atsako kilimo laiko reikšmė nurodo laiko dydį, per kurį išėjimo signalo lygis pasikeičia nuo 10% iki 95%. Nusistovėjimo laikas nurodo laiko dydį, per kurį pozicionavimo sistemos išėjimas pasiekia nusistovėjusios reikšmės lygį su 2% paklaida (Bolton 2015). Dinaminės žingsninių variklių savybės tiriamos pirmiausia sudarant sistemos matematinį modelį, kurio rezultatai yra tikrinami eksperimentiškai (Morar 2003). Panašiai tiriamos ir sraigto-veržlės sistemos, kurioms yra kuriami matematiniai modeliai, aprašantys pereinamuosius sistemos procesus, kurie yra tikrinami eksperimentų metu (Chen *et al.* 2004). Apžvelgtuose straipsniuose taip pat yra tiriamos ir pozicionavimo sistemų rezonanso reikšmės, kurios leidžia įvertinti ruožus, kuriuose gali dirbti sistema (Frey *et al.* 2012).

Apibendrinant apžvelgtas pozicionavimo sistemų savybes galima teigti, kad svarbiausios tiriamos mikropozicionavimo sistemos savybių skiriamosios gebos, tikslumo, pakartojamumo, darbinės eigos ir t.t. reikšmės turėtų būti pateiktos specifikacijoje.

1.2 Mikropozicionavimo sistemų analizė

Nustatant atnaujintos mikropozicionavimo sistemos savybes, jos turėtų būti palyginamos su rinkoje esančių mikropozicionavimo sistemų parametrais. Tai yra atliekama tam, kad, remiantis nustatytais įrenginio savybėmis, būtų galima įvertinti, ar verta atnaujinti senas pozicionavimo platformas jas modernizuojant. Šiame skyriuje apžvelgtos esamų pozicionavimo sistemų savybės, kuriomis remiamasi sudarant atnaujinto įrenginio specifikaciją.

Palyginimui naudojamos skirtingų gamintojų mikropozicionavimo sistemos, kurios yra naudojamos kaip universalios platformos ir gali būti panaudotos įvairiems tyrimams atlikti, pavyzdžiui, kaip teigia J. Juuti *et al.* (2008), atominių jėgų mikroskopo platformai, skenuojančio elektrodo mikroskopams. Apžvalgai parinktos pozicionavimo sistemos pasižymi panašia konstrukcija, t. y. naudoja sraigto-veržlės pavaras ir žingsninius variklius. Apžvelgtų sistemų pagrindiniai parametrai pateikti 1.1 lentelėje, jie gauti iš įrenginių specifikacijų, pateiktų A priede.

1.1 lentelė. Mikropozicionavimo sistemų pagrindiniai parametrai

Numeris	1	2	3
Mikropozicionavimo sistemos modelis	8MT167-25BS1	LTP24-25-SM	MPS75SLE-025
Gamintojas	UAB „Standa“	Stein Meyer GmbH	Aerotech Inc.
Naudojami komponentai	Sraigto-veržlės su recirkuliaciniais kūnais sistema ir žingsninis variklis	Sraigto-veržlės sistema ir žingsninis variklis	Sraigto-veržlės su recirkuliaciniais kūnais sistema ir žingsninis variklis
Ašių skaičius	1	1	1
Judėjimo diapazonas, mm	25	25	25
Skiriamoji geba, μm	0,625	–	0,025
Maksimalus greitis, mm/s	25	30	30
Pozicionavimo pakartojamumas, μm	1,5	± 2	$\pm 0,1$
Pozicionavimo tikslumas, μm	–	$\pm 3,6$	$\pm 1,75$ (nekalibruota) $\pm 0,75$ (kalibruota)

Apžvelgtos mikropozicionavimo sistemos turi po vieną ašį, tačiau dėl vežimėlio ir korpuso konstrukcinių savybių jos gali sudaryti kelių ašių pozicionavimo sistemas. Jos sudaromos, kai ant vienos vežimėlio pavaros yra pritvirtinamas kitos pavaros korpusas. Dėl šios savybės apžvelgtas mikropozicionavimo sistemas galima lyginti su atnaujinto mikroskopo platforma, kurioje Y ašies korpusas pritvirtintas prie X ašies vežimėlio. Atnaujintos mikropozicionavimo sistemos aprašymas pateiktas 1.4 skyriuje.

Visų apžvelgiamų pozicionavimo sistemų judėjimo diapazonas yra vienodas – 25 mm. Remiantis tuo, kad šios sistemos yra naudojamos optikos, mikrobiologijos ir kitose srityse, tokio judėjimo diapazono užtenka tyrimams atlikti (Murphy *et al.* 2011). Taip pat galima pastebėti, kad gamintojai siūlo ir didesnės eigos sistemas, tačiau pasirinktos analizuoti mažesnės eigos sistemos, nes jos, palyginus su tiriamąja sistema, turi panašiausius judėjimo diapazonus (tiriamos sistemos diapazonas nustatomas 3 skyriuje).

Išanalizavus mokslinę literatūrą apie pozicionavimo sistemų skiriamąją gebą, kuri aprašyta 1.2 skyriuje, galima teigti, kad apžvelgiamų sistemų skiriamosios gebos reikšmės yra apskaičiuojamos remiantis sistemose naudojamų variklių ir sraigto-veržlių sistemų specifikacijomis. Šiuo atveju nagrinėjamos sistemoms jos yra paskaičiuojamos remiantis mažiausiu užtikrintu žingsninio variklio pasisukimu, kuris remiantis 1.1 formule yra verčiamas į linijinį judesį naudojant sraigto veržlės pavarą. Taip pat UAB „Standa“ pateikia informaciją, kaip skiriamosios gebos reikšmės priklauso nuo žingsninio variklio žingsniavimo pasirinkimo. Pozicionavimo sistemos Nr. 2 gamintojas nepateikia informacijos

apie skiriamąją gebą, o kiti du gamintojai pateikia skiriamosios gebos reikšmę, kuri mažesnė nei 1 mikrometras.

Maksimalus greitis nurodomas apžvelgiamų sistemų specifikacijose yra ganėtinai panašus. Šio parametro reikšmei didžiausią įtaką turi sistemos stabilumas, t. y. jei sistema juda didesniu nei nurodyta greičiu, ji tampa nestabili ir nebegali būti užtikrintos sistemos tikslumo bei pakartojamumo savybės (Morar 2003). Šio parametro reikšmės gali būti nustatytos remiantis teoriniais sistemų modeliais bei eksperimentais, kurie plačiau nagrinėti apžvelgiant dinamines sistemų savybes 1.2 skyriuje.

Nagrinėjamų sistemų pozicionavimo pakartojamumas skiriasi gana žymiai – iki 20 kartų. Yra daug priežasčių, kurios turi įtakos nevienodiems pakartojamumo rezultatams. Vieni pagrindinių šių skirtumų šaltinių yra matavimo įranga, naudojama atliekant pozicionavimo tyrimus, grįžtamojo ryšio naudojimas ir skirtingų komponentų savybės (Bishop 2002, Bolton 2015). Tačiau didžiausią įtaką sraigto-veržlės sistemų pozicionavimo netikslumams daro trintys, kurios modeliai yra sudėtingi ir dažnai reikalaujantys papildomų tyrimų. Trintį tokiose sistemose galima išskirti į statinę ir dinaminę (Banerjee 1968, Karnopp 1985, Haesisig *et al.* 1991, Armstorng *et al.* 1994, Hsieh ir Pan 2000). Tyrimai taip pat parodė, kad įprastai naudojami Kolumbo trinties apibrėžimai yra netinkami aprašyti mikropozicionavimo sistemų savybėms. Pastebėta, kad kiti efektai, tokie kaip histerezė, Stribeko efektas bei plastiškumas turi didelę įtaką sistemos savybėms (Banerjee 1968, Karnopp 1985, Haesisig *et al.* 1991, Armstorng *et al.* 1994). Išanalizavus pozicionavimo sistemas galima matyti, kad sistemoje Nr. 3 yra naudojamas pozicijos matavimo prietaisas, kuris žymiai pagerina pakartojamumo reikšmę lyginant su pozicionavimo sistemomis Nr. 1 ir Nr. 2. Pasak P. J. Clarkson ir P. P. Acarnley (1988) bei P. P. Acarnley ir J. F. Watson (2006), jei žingsniniams varikliams valdyti naudojamas grįžtamasis ryšys, gaunamos geresnės sistemos savybės, net kai sistema dirba apkrauta.

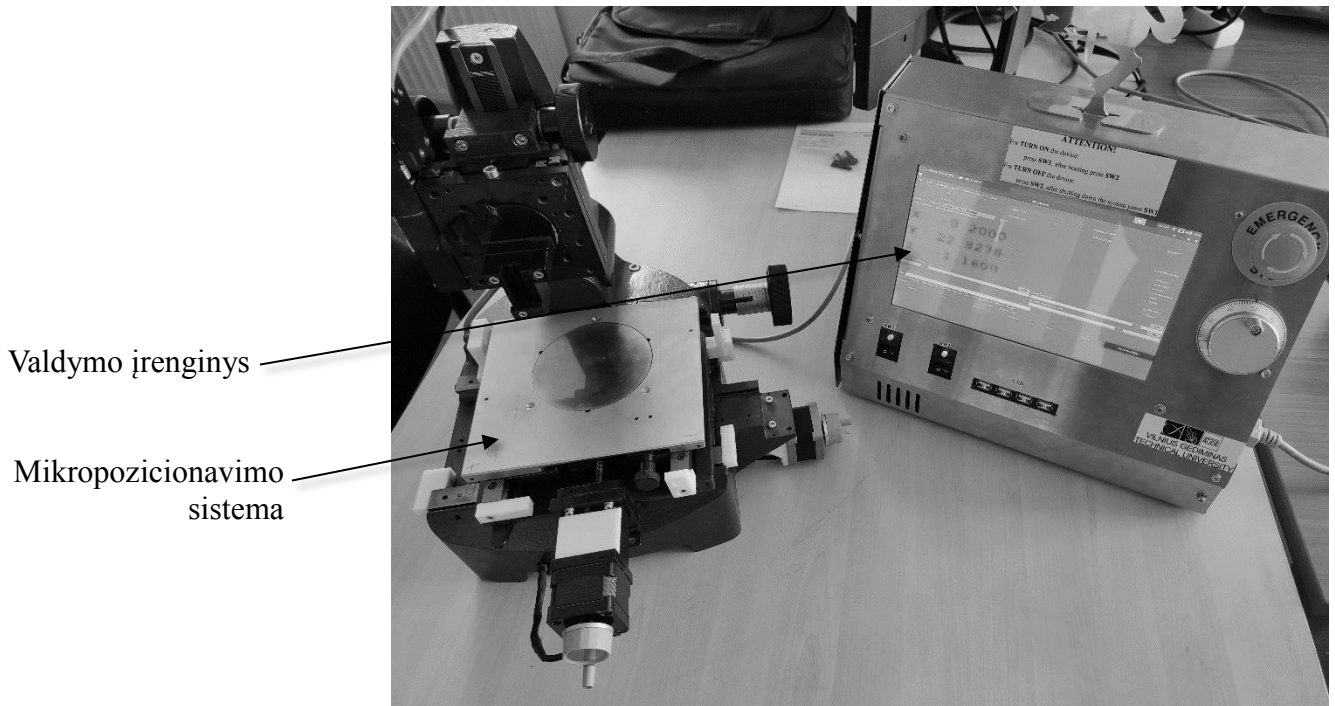
Nagrinėjamų sistemų tikslumas pateikiamas kaip galimas nuokrypis nuo norimos pozicijos. Remiantis 1.2 skyriuje apžvelgta informacija apie sistemos tikslumą galima teigti, kad šios reikšmės buvo gautos atliekant eksperimentinius tyrimus ir atlikus gautų duomenų analizę. Matoma, kad pozicionavimo sistemos Nr. 3 tikslumas turi kelias reikšmes, kurios priklauso nuo to, ar sistema buvo sukalibruota, ar ne. Atlikus kalibravimą sistemos tikslumo reikšmė žymiai pagerėja. Taip pat galima paminėti, kad sistemoje Nr. 3 naudojama pozicijos matavimo sistema gali turėti įtakos geresnei tikslumo reikšmei lyginant su pozicionavimo sistema Nr. 2, kurioje nėra naudojami pozicijos matavimo prietaisai.

Apibendrinant visas apžvelgtas pozicionavimo sistemas galima teigti, kad atnaujinto įrenginio specifikacijos reikšmės turėtų būti panašios kaip ir apžvelgtųjų mikropozicionavimo sistemų.

1.3 Tiriamoji mikropozicionavimo sistema

Šiame skyriuje aprašoma mikropozicionavimo sistema, kuri buvo kuriama atliekant baigiamąjį bakalauro darbą. Pateikiamas aprašymas leidžia pagrįsti kai kurios apžvelgtos literatūros naudojimą bei nagrinėjamą medžiagą.

Bendras mikropozicionavimo sistemos vaizdas pateiktas 1.2 paveiksle. Sistema susideda iš dviejų pagrindinių dalių: 3-ių ašių mikropozicionavimo sistemos ir valdymo įrenginio.



1.2 pav. Mikropozicionavimo sistema

Valdymo įrenginys yra naudojamas sukurti valdymo signalus mikropozicionavimo sistemai. Valdymo sistemai naudojama „Machinekit OS“ atviro kodo operacinė sistema, kuri yra panašios operacinės sistemos „Linux CNC“ atmaina. Šios operacinės sistemos yra naudojamos valdyti pozicionavimo įrangą skaitmeniniu būdu. Toks valdymo būdas leidžia ganėtinai lanksčiai naudoti pozicionavimo sistemas įvairiems poreikiams (Miller *et al.* 1994). Norimos pozicionavimo įrenginio pozicijos yra surašomos į tekstinį failą ir išsaugomos .NC formatu. Pozicijų nurodymui yra naudojamas G kodas, kurio bendras formatas pateiktas 1.3 paveiksle. Jame matoma, kad kiekviena pozicija gali būti aprašoma kaip koordinatė, į kurią turi judėti pozicionavimo staliukas. Taip pat naudojamos papildomos komandos, kurios reikalingos sklandžiam įrenginio darbui.

1	G01 F100 Y9.0 X15.0
2	M00
3	G01 X15.02
4	M00
5	G01 X15.04
6	M00
7	G01 X15.06
8	M00
9	G01 X15.08
10	M00
11	G01 X15.1
12	M02

1.3 pav. G kodo programa, naudojama pozicionavimui

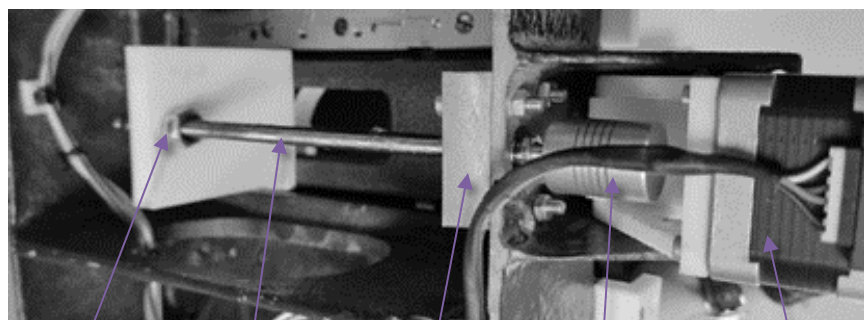
Valdymo sistema, remdamasi G kode nurodytomis staliuko pozicijomis, generuoja signalus žingsninių variklių valdikliams. Mikropozicionavimo sistemoje naudojami TMC2100 žingsninių variklių valdikliai, kurie pasižymi tyliu darbu ir daug žingsniavimo režimų pasirinkimų (nuo viso žingsnio iki 1/256 žingsnio).

Kita mikropozicionavimo sistemos dalis yra mechaninis įrenginys, kuris naudojamas pozicionavimo darbams atlikti. Mikropozicionavimo sistema yra 3-ių ašių: X ašis, Y ašis (pritvirtinta prie X ašies vežimėlio) ir nepriklausoma Z ašis. Atliekant baigiamąjį bakalauro darbą buvo atnaujintos X ir Y ašys, kurių savybės ir yra tiriamos. Z ašiai naudojama UAB „Standos“ pagaminta linijinė pozicionavimo ašis, kurios parametrai aprašyti 1.3 skyriuje.

X ir Y ašių pavaroms naudojami šie komponentai:

- žingsniniai varikliai 103H5250-4410;
- sraigto-veržlės sistemos KGT-E1-06-01;
- movos su nedidele kampo netolygumo kompensacija;
- guoliai.

X ir Y ašių konstrukcijos yra panašios, pagrindinis skirtumas yra judinamo vežimėlio masė (2 kg ir 0,5 kg). X ašies konstrukcija pateikta 1.4 paveiksle. Žingsninis variklis yra judesio formavimo šaltinis, kuris juda pagal įtampos kitimą variklio apvijose. Ši kintama įtampa gaunama iš žingsninio variklio valdiklio.



Veržlė Sraigtas Guolio laikiklis Mova Žingsninis variklis

1.4 pav. X ašies linijinė pavara

Žingsninio variklio rotorius velenas yra sujungtas su sraigtu naudojant aliumininę movą, kuri perduoda žingsninio variklio sukimąsi sraigtui. Taip pat mova leidžia kompensuoti nedidelius kampo netolygumus, atsirandančius montuojant variklį ir sraigtą.

Sraigtas yra laikomas vietoje naudojant guolį, kuris įtvirtintas guolio laikiklyje. Šis guolis fiksuoja 5 sraigto laisvės laipsnius ir leidžia sraigtui suktis tik aplink išilginę ašį. Taip pat ant varžto yra veržlė, kuri slankioja besisukant sraigtui. Veržlė yra komponentas, kuris transformuoja judesį iš sukamojo į linijinį. Prie X ašies veržlės yra pritvirtintas Y ašies korpusas.

Atlikus moklinės literatūros analizę, buvo atlikti teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai, kurių rezultatai naudojami sudarant atnaujintos mikropozicionavimo sistemos specifikaciją. Teorinių tyrimų dalyje nustatoma įrenginio darbo skiriamoji geba, tikslumas, įrenginio pereinamųjų procesų bei virpesių savybės. Eksperimentinių tyrimų dalyje nustatoma pozicionavimo sistemos darbo eiga, tikslumas, pakartojamumas bei laisvoji eiga. Taip pat išmatuojami įrenginio virpesiai žadinant impulsu. Išmatuotos virpesių savybės yra palyginamos su reikšmėmis, kurios yra gautos atliekant teorinius tyrimus.

2. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMOS TEORINIAI TYRIMAI

Visose realiose mikropozicionavimo sistemose egzistuoja pereinamieji procesai, darantys įtaką šių sistemų savybėms (Bishop 2002). Dėl to siekiant gauti geriau realių sistemų savybes atspindinčius rezultatus yra sudaromi mikropozicionavimo sistemų modeliai, kurie įvertina šiuos procesus. Pasak I. C. Bogdan ir G. Abba (2009), šie modeliai atsižvelgia į sistemos pereinamuosius procesus (nusistovėjimo laikas ir kita) ir jų šaltinius – slopinimą ir standumą, taip pat teigia ir T. Fujita *et al.* (2010), C. L. Chen *et al.* (2004) ir S. Frey *et al.* (2012).

Atliekant mikropozicionavimo sistemos tyrimus, remiantis H. Yi-Cheng ir C. Xiang-Yuan (2017), atsižvelgiama į žingsninio variklio bei sraigto-veržlės sistemos pereinamuosius veiksmus. Dėl trinties modeliavimo sudėtingumo ir jos nedidelės įtakos rezultatams (Olaru *et al.* 2004) modeliuojant nebus atsižvelgiama į trinties įtaką sistemai.

Remiantis R. Bolton (2002), sistemų statinės ir dinaminės savybės yra išskiriamos į atskiras grupes, kurios gali būti naudojamos nustatyti sistemos savybėms. Taigi teoriniai tyrimai susideda iš dviejų pagrindinių dalių: statinių ir dinaminių sistemos parametrų tyrimų.

Statiniams parametrams yra priskiriami:

- skiriamoji geba;
- tikslumas;
- maksimalus judėjimo greitis.

Dinaminiams parametrams priskiriami:

- sistemos atsako laikas;
- pozicijos kitimo laikas;
- pozicijos nusistovėjimo laikas;
- savieji sistemos dažniai.

Šios savybės apibūdins įrenginio parametrus, kurie yra reikšmingi sudarant įrenginio specifikacijos reikšmes.

2.1 Teorinių tyrimų metodika

Teoriniams tyrimams atlikti naudojamos *Matlab* 2018b, *Simulink* ir *Solidworks Simulation* programos. *Matlab* programa naudojama grafikų formatavimui bei kai kurių lygčių skaičiavimams atlikti, o *Simulink* programa naudojama sudaryti mikropozicionavimo sistemos dinaminį modelį ir simuliuoti sistemos veikimą. „Solidworks Simulation“ programa naudojama sistemos komponentų rezonanso savybių nustatymui.

Remiantis moksliniais šaltiniais (Morar 2003, Yi-Cheng ir Xiang-Yuan 2017), kuriuose yra nagrinėjami sraigto-veržlės sistemų bei žingsninių variklių pereinamieji procesai, buvo sudarytas sistemos dinaminis modelis. Mikropozicionavimo sistemos dinaminis modelis susideda iš kelių pagrindinių dalių: žadinimo impulsų generatoriaus, žingsninio variklio dinaminio modelio ir sraigto-veržlės sistemos dinaminio modelio. Sudaromi du modeliai, kurie atitinka X ir Y ašis. Jie yra tokios pačios struktūros, tačiau pagrindinis jų skirtumas yra judinamojo vežimėlio masė (2 kg ir 0,5 kg). Buvo kuriami žingsnio variklio, sraigto-veržlės bei vienos ašies pozicionavimo sistemos dinaminiai modeliai. Taip pat buvo aprašytos lygtys, naudojamos skaičiuojant sistemos tikslumą ir skiriamąją gebą, neįvertinant pereinamųjų veiksmų poveikio.

2.1.1. Mikropozicionavimo sistemos tikslumas ir skiriama geba

Mikropozicionavimo sistemų statinės savybės yra skiriama geba bei tikslumas. Sistemos skiriama geba nurodo, koku mažiausiu atstumu gali pajudėti sistema, o jos tikslumas – judesio patikimumą. Šios savybės apskaičiuotos remiantis mikropozicionavimo sistemos konstrukcija, kuri aprašyta 1.4 skyriuje, bet neatsižvelgiant į pereinamuosius procesus.

Mikropozicionavimo sistemos skiriama geba :

$$d_{rez} = \frac{n_{zin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p; \quad (2.1)$$

čia: d_{rez} – sistemos skiriama geba dirbant skirtingais mikrožingsnio pasirinkimais, n_{zin} – žingsninio variklio žingsnių skaičius, i_{step} – žingsniavimo pasirinkimas, p – sraigto žingsnis.

Mikropozicionavimo sistemos tikslumas:

$$d_{err} = \frac{E_{step}^{pilno}}{360^\circ} \cdot p + l_0; \quad (2.2)$$

čia: d_{err} – sistemos tikslumas dirbant viso žingsnio režimu, E_{step}^{pilno} – žingsninio variklio tikslumas, l_0 – sraigto, veržlės sistemos tikslumas.

2.1.2. Žingsninio variklio dinaminis modelis

Žingsninio variklio dinaminis modelis yra sudaromas norint ištirti nuolatinių magnetų žingsninio variklio pereinamuosius procesus (Morar 2003). Nagrinėjant šiuos procesus yra nustatomas variklio elektrinių ir mechaninių dalių ryšys bei įvertinamas grįžtamasis elektrovaros ryšys. Sudarant žingsninio variklio dinaminį modelį apskaičiuojamas polių porų skaičių. Tada apskaičiuojamas variklyje esančios vienos apvijos sukimo momentas. Turint vienos apvijos sukimo momentą gaunamas bendras apvijų sukimo momentą. Pasak autoriaus, vertinant žingsninio variklio modelio dinamiką norint gauti bendrą variklio sukimo momentą, reikia pridėti slopinimo bei išorės jėgų poveikį sistemai.

Pirmiausia yra apskaičiuojamas žingsninio variklio polių porų skaičius, kuris parodo žingsninio variklio korpuse esančių apvijų kiekį. Šis skaičius naudojamas įvertinant žingsninio variklio grįžtamąjį ryšį ir sukimo momentą.

Žingsninio variklio polių porų skaičius:

$$n = \frac{S}{2m}; \quad (2.3)$$

čia: n – polių porų skaičius, S – žingsnių skaičius per apsiskukimą, m – fazių skaičius.

Sudarant žingsninio variklio dinaminį modelį pirmiausia yra apskaičiuojamas variklyje esančios apvijos sukimo momentas. Šis kintamasis naudojamas kaip įėjimas simuliuojant sraigto-veržlės sistemos dinaminį modelį. Jis apskaičiuojamas priimant sąlygą, kad ore esanti magnetinio lauko charakteristika yra harmoninio pobūdžio.

Vienos apvijos sukimo momentas:

$$T_{Mj} = k_m \cdot \sin[n\phi(t) + \phi_{0j}] \cdot I_j(t); \quad (2.4)$$

čia: T_{Mj} – vienos apvijos kuriamas sukimo momentas (Nm), n – žingsninio variklio polių skaičius, $\phi(t)$ – žingsninio variklio pasisukimo kampas (rad), ϕ_{0j} – fazės kampas (rad), $I_j(t)$ – srovė apvijoje (A).

Apskaičiuojant apvijos sukimo momentą reikia žinoti apvijoje esančią elektros srovės reikšmę. Ji apskaičiuota pagal įtampos kritimo kontūre lygtį, remiantis Kirchofo lygtimis uždaram elektriniam kontūrai. Maitinimo įtampa yra išskaidoma į kelis komponentus: grįžtamąją elektrovarą, apvijų varžos ir induktyvumo suvartojamą įtampą.

Įtampos pasiskirstymas apvijoje:

$$U_j = emf_j + R \cdot I_j(t) + L \frac{dI_j(t)}{dt}; \quad (2.5)$$

čia: U_j – apvijos įtampa (V), emf_j – grįžtamoji elektrovara (V), R – apvijos varža (Ω), L – vijos induktyvumas (mH).

Įtampos pasiskirstymui apvijoje apskaičiuoti yra reikalinga jose generuojama grįžtamoji elektrovara. Tai yra reiškinys, kai besisukdamas rotorius su nuolatiniais magnetais generuoja įtampą, esančią korpuse apvijose.

Grįžtamoji elektrovara:

$$emf_j = k_m \cdot \sin[n\phi(t) + \phi_{0j}] \cdot \omega; \quad (2.6)$$

čia: k_m – variklio konstanta (A/Nm), ω – rotoriaus kampinis greitis (rad/s).

Apskaičiuojant variklio apvijos sukimo momentą, reikalinga apvijos srovės reikšmė. Jai apskaičiuoti pritaikoma Laplaso transformacija, kuri pakeičia laiko domeną į Laplaso erdvę. Tai atliekama tam, kad supaprastėtų skaičiavimo logika.

Apvijos srovės reikšmė:

$$I_j = \frac{U_j - emf_j}{Ls + R}; \quad (2.7)$$

čia: s – Laplaso erdvės kintamasis.

Įvertinant, kad žingsniniame variklyje yra kelios apvijos, bendras apvijų sukimo momentas randamas sudėjus kiekvienos apvijos sukimo momentą.

Variklyje esančių apvijų sukimo momentas:

$$T_M = \sum_{j=1}^m T_{Mj}; \quad (2.8)$$

čia: T_M – variklio apvijų kuriamas sukimo momentas (Nm).

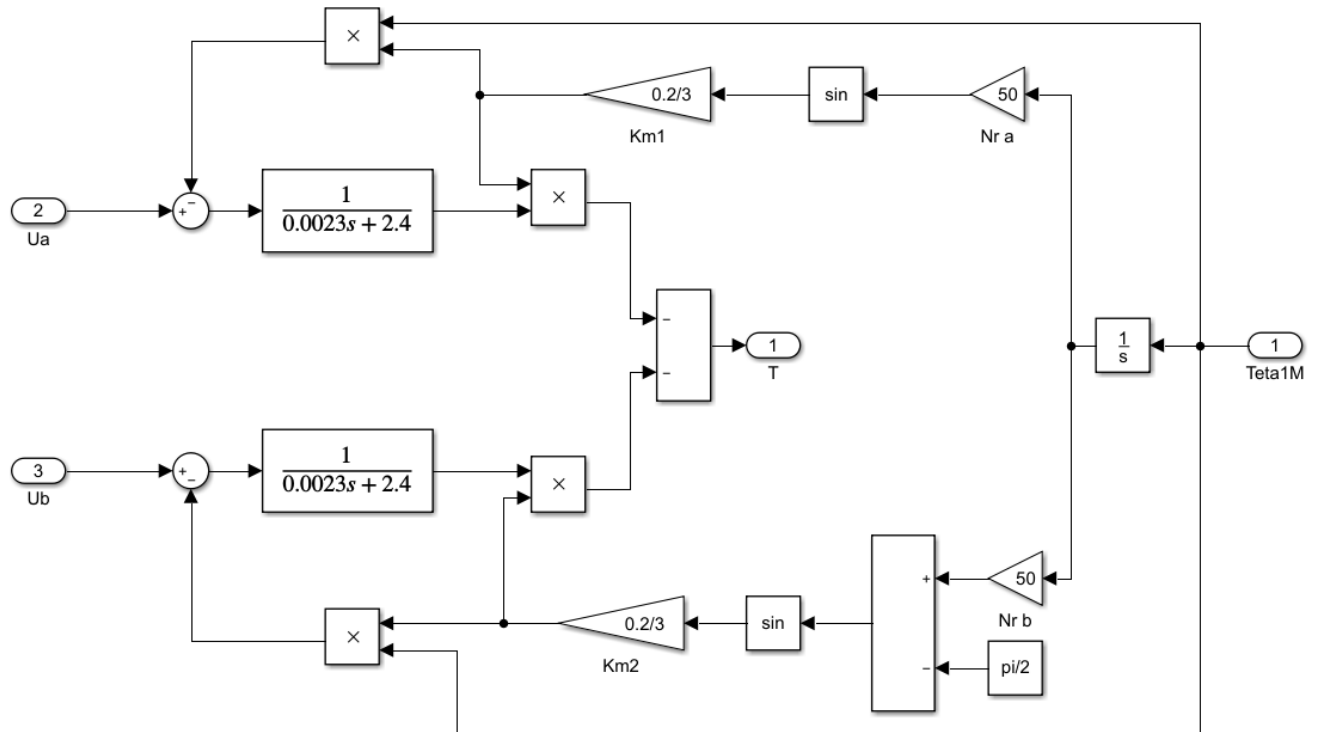
Pasak A. Morar (2003), mikropozicionavimo sistemos elementai priešinasi žingsninio variklio sukimuisi, todėl jo realus sukimo momentas yra mažesnis nei kuria žingsnio variklio apvijos. Vertinant žingsninio variklio modelio dinamiką reikia pridėti slopinimo bei išorės jėgų poveikį sistemai. Tačiau sudarant žingsninio variklio modelį šie parametrai nevertinami pačiame žingsninio variklio modelyje, bet jie įvertinti sraigto-veržlės sistemos dinaminiam modelyje.

Žingsninio variklio sukimo momentas įvertinant pasipriešinimą:

$$T_A = \sum_{j=1}^m T_{Mj} - D\omega - T_F; \quad (2.9)$$

čia: T_A – žingsninio variklio sukimo momentas (Nm), D – Žingsninio variklio guolio slopinimo koeficientas (Nms/rad), T_F – išorės jėgų poveikis (Nm).

Remiantis 2.3–2.9 formulėmis sudaromas žingsninio variklio dinaminis modelis, kuris pateiktas 2.3 paveiksle. Šiame modelyje naudojamos parametrų reikšmės, kurios pateiktos 2.2 skyriuje.



2.1 pav. Žingsninio variklio dinaminis modelis

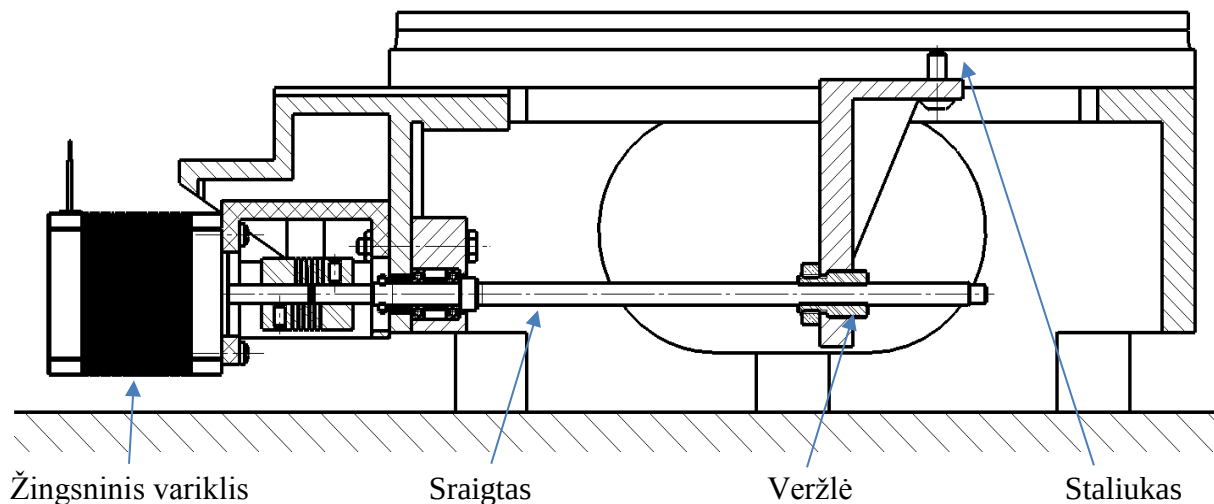
Žingsninio variklio dinaminio modelio įėjimai yra įtampos U_a ir U_b į abi variklio apvijas. Taip pat sistemos modelio įėjimu laikomas ir žingsninio variklio sukimosi greitis, kuris įvertina grįžtamąjį variklio ryšį. Variklio sukimosi greitis apskaičiuojamas remiantis sraigto-veržlės sistemos dinaminio modeliu, kurio įėjimas yra žingsninio variklio sukimo momentas.

2.1.3. Sraigto-veržlės pavaros dinaminis modelis

Sraigto-veržlės sistema yra pagrindinė pozicionavimo sistemos dalis, kurios dinaminis modelis aprašo pagrindines pozicionavimo sistemos dinamines savybes. Remiantis S. Frey *et al.* (2012), T. Fujita *et al.* (2010), H. Yi-Cheng ir C. Xiang-Yuan (2017) pirmiausia sudaromas grafinis dinaminis sistemos modelis, remiantis įrenginio konstrukcija ir sutelktųjų masių metodu. Iš šio grafinio modelio informacijos yra sudaroma lygčių sistema, kuri aprašo sistemos dinamiką ir naudojama sudarant sraigto-veržlės dinaminį modelį.

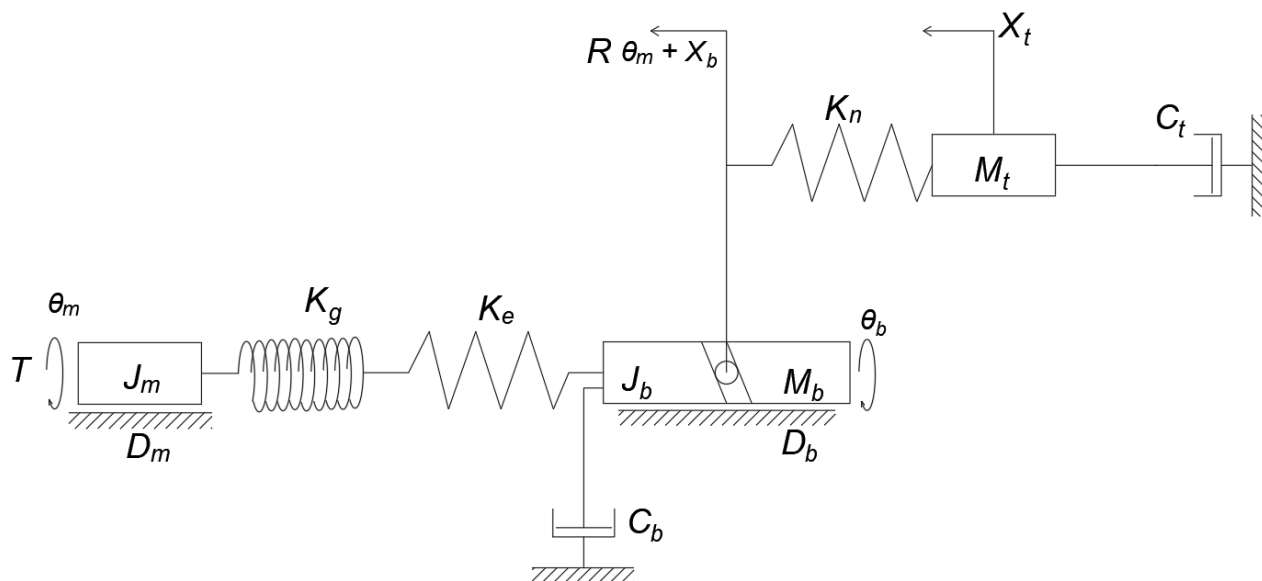
Pirmiausia, remiantis sutelktųjų masių metodu ir pavaros konstrukcija (2.2 pav.), sudarytas grafinis dinaminis modelis, kuris pateiktas 2.3 paveiksle. Pagrindiniai pozicionavimo sistemos elementai yra žingsninis variklis, sraigto-veržlės pavara ir staliukas. Jie tarpusavyje yra sujungti naudojant papildomus komponentus: movą, laikiklius. Kadangi sistemoje yra trys pagrindiniai komponentai, jie turi atspindėti ir grafiniame dinaminiam modelyje. Taip pat remiantis konstrukcija galima nustatyti ir sistemos laisvės laipsnius, kurie yra svarbūs pozicionavimo sistemos parametrai. Žingsninis variklis turi

vieną laisvės laipsnį – rotoriaus sukimąsi aplink savo ašį. Sraigto-veržlės sistema turi du laisvės laipsnius: pirmasis yra sraigto sukimasis apie išilginę ašį, antrasis veržlės linijinis judėjimas. Staliukas turi vieną laisvės laipsnį – linijinį judėjimą. Taip pat visi pagrindiniai komponentai turi standumo ir slopinimo elementus, kurie sistemai suteikia dinamines savybes.



2.2 pav. Linijinės ašies konstrukcinė schema

Sudarytame grafiniame dinamiame modelyje (2.3 pav.) matomi visi trys pagrindiniai elementai, kurie turi keturis laisvės laipsnius. Taip pat šie elementai sujungti spyruoklių elementais, kurie vaizduoja komponentų standumą. Kiekvienas komponentas turi slopinimo elementus, kurie vertina sistemos pasipriešinimą judėjimui.



2.3 pav. Sistemos vienos ašies dinaminis modelis

čia: T – variklio sukimo momentas (Nm), θ_m – variklio pasisukimo kampas (rad), J_m – variklio inercijos momentas (kgm^2), D_m – variklyje esančio guoliuko trintis (Nms), K_g – sraigto sukimo standumas (N/m),

K_e – sraigto išilginis standumas (N/m), J_b – sraigto inercijos momentas (kgm^2), C_b – sraigto laikančių guolių trintis (Ns/m), D_b – sraigto-veržlės trintis (Nms), m_b – sraigto masė (kg), θ_b – sraigto sukimosi kampas (rad), K_n – veržlės standumo koeficientas (N/m), m_t – staliuko masė (kg), X_t – staliuko poslinkis (m), C_t – staliuko kreipiančiųjų trintis (Ns/m), R – sraigto pasisukimą ir veržlės judėjimą sujungiantis parametras (m/rad).

Remiantis antruoju Niutono dėsniu ir sudarytu grafiniu dinaminio modeliu galima sudaryti lygtis, aprašančias kiekvieną laisvės laipsnį. Kiekvieno laisvės laipsnio lygtis susideda iš išorinio poveikio, inercijos jėgos, slopinimo jėgos bei standumo jėgos. Numatant pozicionavimo sistemą pritaikyti tyrimų srityje, išorės jėgų poveikis nėra vertinamas. Taigi vienintelis išorinis sistemos poveikis yra variklio sukimo momentas.

Žingsninio variklio ir jo laisvės laipsnio dinaminė lygtis:

$$J_m \cdot \ddot{\theta}_m + D_m \cdot \dot{\theta}_m + K_g \cdot (\theta_m - \theta_b) = T. \quad (2.10)$$

Sraigto dinaminė lygtis:

$$J_b \cdot \ddot{\theta}_b + D_b \cdot \dot{\theta}_b - K_g \theta_m + \theta_b \cdot (K_g + K_n R^2) + K_n R X_b - K_n R X_t = 0. \quad (2.11)$$

Veržlės dinaminė lygtis:

$$M_b \ddot{X}_b + C_b \dot{X}_b + K_n R \theta_b + X_b (K_e + K_n) - K_n X_t = 0. \quad (2.12)$$

Staliuko dinaminė lygtis:

$$M_t \ddot{X}_t + C_t \dot{X}_t + K_n X_t - K_n X_b - K_n R \theta_b = 0. \quad (2.13)$$

Šias lygtis galima perrašyti į patogesnę formą, kurioje naudojamos masių, standumo ir slopinimo matricos. Bendra šios lygties išraiška yra:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = f. \quad (2.14)$$

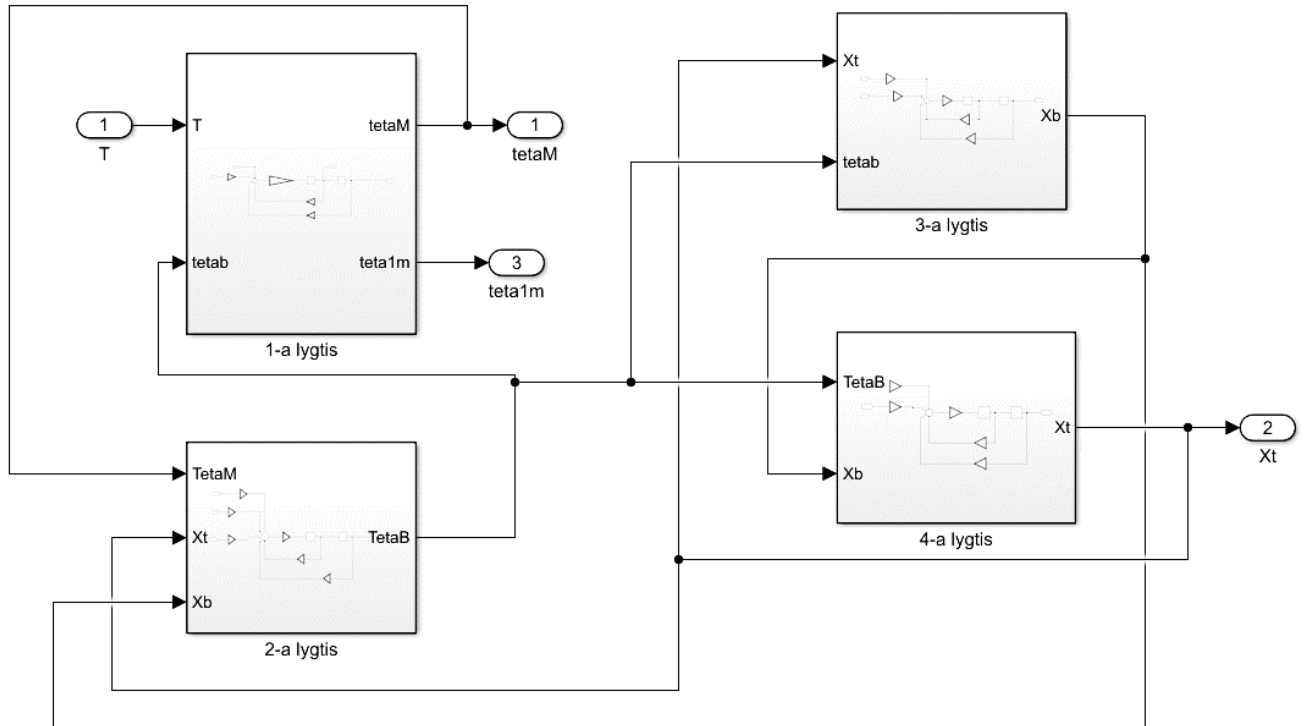
čia: $[M]$ – 4x4 dydžio masių (inercijos momentų) matrica, $[C]$ – 4x4 dydžio slopinimo matrica, $[K]$ – 4x4 dydžio standumo matrica, $\{u\}$ – 4-ių laisvės laipsnių matrica, f – išorės jėgų matrica.

Įvertinant kiekvieno laisvės laipsnio dinamines lygtis 2.10–2.13, 2.14 lygties išraiška pasikeičia į:

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_t \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_b \\ \ddot{X}_b \\ \ddot{X}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_t \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\theta}_m \\ \dot{\theta}_b \\ \dot{X}_b \\ \dot{X}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_g & -K_g & 0 & 0 \\ -K_g & K_g + K_n R^2 & K_n R & -K_n R \\ 0 & K_n R & K_e + K_n & -K_n \\ 0 & -K_n R & -K_n & K_n \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \theta_m \\ \theta_b \\ X_b \\ X_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Galima matyti, kad ši lygtis aprašo ir žingsninio variklio dinaminis kintamuosius, dėl to simuliuojant sistemos darbą gautu modeliu yra įvertinami parametrai, kurie nebuvo vertinami 2.1.1 skyriuje.

Remiantis 2.10–2.13 dinaminėmis lygtimis kiekvienam laisvės laipsniui sudaromas sraigto-veržlės sistemos dinaminis modelis (2.4 pav.), kuris susideda iš 4 pagrindinių dalių – gautų keturių dinamininių lygčių. *Simulink* programoje šios lygtys yra modeliuojamos naudojant signalų sudėtį, stiprinimą ir integravimą blokelius.

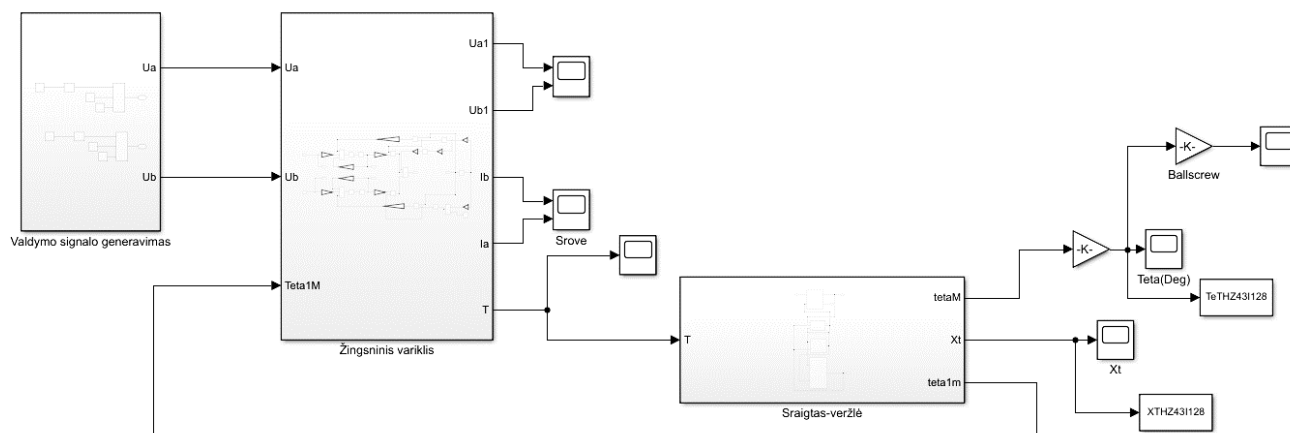


2.4 pav. Sraigto-veržlės sistemos dinaminis modelis

Pateikto modelio įėjimo signalas yra žingsninio variklio kuriamas sukimo momentas (išorinis poveikis), o pagrindiniai išėjimai – staliuko pozicija, variklio rotoriaus padėtis ir jo sukimosi greitis. Rotoriaus sukimosi greičio reikšmė yra naudojama žingsninio variklio dinaminiam modeliui vertinant grįžtamąją elektrovarą ir apvijų generuojamą sukimo momentą.

2.1.4. Sistemos dinaminio modelio sudarymas

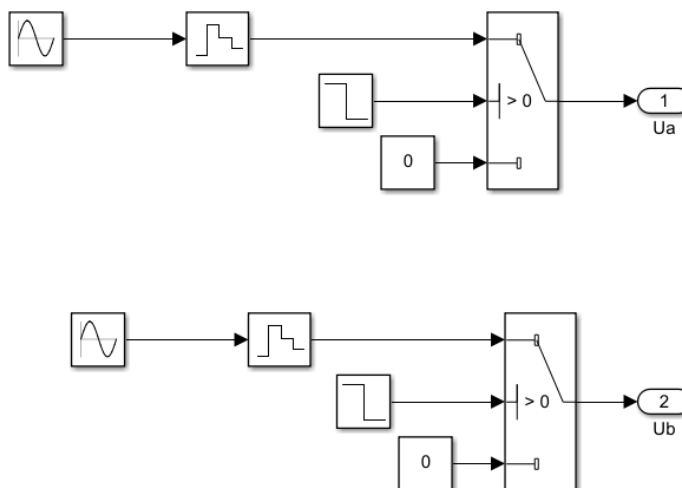
Sudaryti žingsninio variklio ir sraigto-veržlės dinaminiai modeliai yra naudojami kuriant pozicionavimo sistemos dinaminį modelį, kuris pateiktas 2.5 paveiksle. Jame pavaizduotos kelios pagrindinės sistemos sudedamosios dalys: valdymo signalo generavimo, žingsninio variklio ir sraigto-veržlės sistemos dinaminiai modeliai. Bendrų kintamųjų priklausomybės juos sujungia tarpusavyje. Taip pat naudojami signalų vaizdavimo blokai, kuriuose vaizduojama kintamųjų priklausomybė einant laikui.



2.5 pav. Sistemos vienos ašies dinaminis modelis

Mikropozicionavimo įrenginys susideda iš dviejų pagrindinių dalių: valdymo įrenginio ir mikropozicionavimo sistemos. Sąryšis tarp šių sistemų yra įtampa žingsninio variklio apvijos. Ši įtampa yra generuojama remiantis G kodų komandomis, kurios yra verčiamos į kintamąją įtampą variklio apvijoms. Parenkant norimus sistemos greičius ir žingsniavimo režimus, keičiasi ir žadinimo įtampos bei srovės variklio apvijoje.

Sistemos dinamiame modelyje naudojamas valdymo signalo generavimo blokas, kurio schema pateikta 2.6 paveiksle. Signalams generuoti naudojamas harmoninis signalas, kuris yra skaitmeninamas remiantis nustatyto žingsniavimo režimu. Taip pat naudojamas vienetinio įėjimo signalas, kurio reikšmė pasikeičia po nurodyto laiko, taip imituojama norima sistemos galutinė pozicija. Jo pasirinkimas grindžiamas nustatyto sistemos greičiu ir norima galutine pozicijos reikšme.



2.6 pav. Signalų generatoriaus schema variklio apvijoms

Taip pat galima paminėti, kad signalų generatoriaus išėjimas yra įtampą į abi žingsninio variklio apvijas.

Sudarius mikropozicionavimo sistemos dinامينius modelius, toliau atliekamos pozicionavimo sistemos simuliacijos, kurios pateikiamos 2.2 skyriuje. Simuliacijų metu gaunamos teorinės sistemos savybių reikšmės.

2.1.5. Sistemos komponentų savųjų virpesių nustatymo metodika

Paskutinė tiriama teorinė dinaminė savybė yra sistemos rezonansiniai dažniai. Jie naudojami kaip kontroliniai duomenys, eksperimento rezultatams patikrinti (Frey *et al.* 2012). Taip pat sistemos savųjų dažnių reikšmės yra lyginamos su maksimalaus greičio žadinimo dažnio reikšme siekiant užtikrinti, kad veikianti sistema negeneruos rezonansinių dažnių.

Reikia įvertinti tai, kad darbo metu pozicionavimo sistema generuoja virpesius, kurie gali būti artimi korpuso ir kitų komponentų saviesiems dažniams. Jei sistemoje generuojami virpesiai yra artimi rezonansiniams sistemos dažniams, tuomet įrenginys negali veikti tinkamai dėl atsiradusių virpesių ir jų įtakos staliuko pozicijos kitimui (Frey *et al.* 2012). Dėl to naudojant *Solidworks* simuliacijų paketą atlikta kiekvienos pagrindinės mikropozicionavimo dalies savųjų dažnių analizė. Sistemos komponentai įtvirtinami tose vietose, kuriose jie yra laikomi realiame įrenginyje. Atliekant simuliacijas nustatomos savųjų virpesių reikšmės šiems mikropozicionavimo sistemos komponentams:

- korpusui;
- X ašies staliukui;
- Y ašies staliukui.

2.2 Teorinių tyrimų rezultatai ir analizė

Siekiant apskaičiuoti teorines mikropozicionavimo sistemos savybių reikšmes yra naudojamos sistemos komponentų parametrų reikšmės bei sudarytas sistemos dinaminis modelis. Išanalizavus skaičiavimų ir simuliacijų rezultatus, gaunamos sistemos teorinės savybės.

Teoriniams tyrimams atlikti reikalingi realių sistemos komponentų parametrai, kurie yra pateikiami žemiau esančiose 2.1, 2.2 ir 2.3 lentelėse. Šie parametrai yra gauti iš komponentų specifikacijų.

2.1 lentelė. Žingsninio variklio 103H 5250 4410 parametrai

Objektas	Žymėjimas	Reikšmė	Šaltinis
Žingsninio variklio žingsnio dydis	n_{zin}	$1,8^\circ$	Žingsninio variklio specifikacija
Viso žingsnio tikslumas, kai nėra apkrovos	n_{step}^{pilno}	$\pm 0,09^\circ$	Žingsninio variklio specifikacija
Mažesnio žingsnio tikslumas, kai nėra apkrovos	$n_{step}^{mažo}$	–	Žingsninio variklio specifikacija
Žingsninio variklio laikymo momentas	T_H	0,2 Nm	Žingsninio variklio specifikacija
Žingsninio variklio apvijų varža	R_A ir R_B	2,4 Ω	Žingsninio variklio specifikacija
Žingsninio variklio apvijų induktyvumas	L_A ir L_B	2,3 mH	Žingsninio variklio specifikacija
Maksimali apvijų srovė	I_{max}	1,2 A	Žingsninio variklio specifikacija

2.2 lentelė. Sraigto-veržlės KGT-E1-06-01 pavaros parametrai

Objektas	Žymėjimas	Reikšmė	Šaltinis
Sraigtinės pavaros žingsnis	p	1 mm	Sraigto-veržlės pavaros specifikacija
Sraigto diametras	d	6 mm	Sraigto-veržlės pavaros specifikacija
Sraigto-veržlės maksimali dinaminė apkrova	C_{screw}	730 N	Sraigto-veržlės pavaros specifikacija
Sraigto-veržlės maksimali statinė apkrova	$C_{0 screw}$	850 N	Sraigto-veržlės pavaros specifikacija
Sraigto-veržlės laisvoji eiga	l_0	0 μm	Sraigto-veržlės pavaros specifikacija

2.3 lentelė. Žingsninio variklio valdiklio TMC 2100 parametrai

Objektas	Žymėjimas	Reikšmė	Šaltinis
Žingsninių variklių valdiklio žingsnių parinkimai	i_{step}	1; 1/2; 1/4; 1/8; 1/16; 1/32; 1/64; 1/128; 1/256	Žingsninio variklio valdiklio specifikacija
Maksimalus impulsų skaičius, veikiant viso žingsnio režimu	$n_{žin}^{pilno}$	31 250 Hz	Žingsninio variklio valdiklio specifikacija
Maksimalus impulsų skaičius, veikiant 1/256 žingsnio režimu	$n_{žin}^{1/256}$	8 MHz	Žingsninio variklio valdiklio specifikacija
Žingsninio variklio apvijų įtampa	U_a ir U_b	5-24 V	Žingsninio variklio valdiklio specifikacija

2.2.1. Sistemos tikslumas ir skiriamoji geba neatsižvelgiant į pereinamuosius procesus

Pirmiausia yra apskaičiuojamas teorinis sistemos tikslumas, kuriuo įvertinami žingsninio variklio ir sraigto-veržlės sistemos netikslumai. Šis parametras skaičiuojamas naudojant 2.1 lygtį.

$$d_{err} = \frac{0,09^\circ}{360^\circ} \cdot 1 + 0,00 = \pm 0,25 \mu m.$$

Toliau yra įvertinama sistemos skiriamoji geba dirbant skirtingais mikrožingsniavimo režimais. Šie rezultatai yra naudojami patikrinti simuliacijų metu gautų rezultatų reikšmėms. Skiriamosios gebos skaičiuojamos remiantis 2.2 lygtimi.

$$\text{Kai sistema veikia viso žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{1 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 5 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/2 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{2 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 2,5 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/4 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{4 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 1,25 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/8 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{8 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,625 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/16 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{16 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,313 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/32 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{32 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,156 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/64 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{64 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,078 \mu m.$$

$$\text{Kai sistema veikia 1/128 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{128 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,039 \mu m.$$

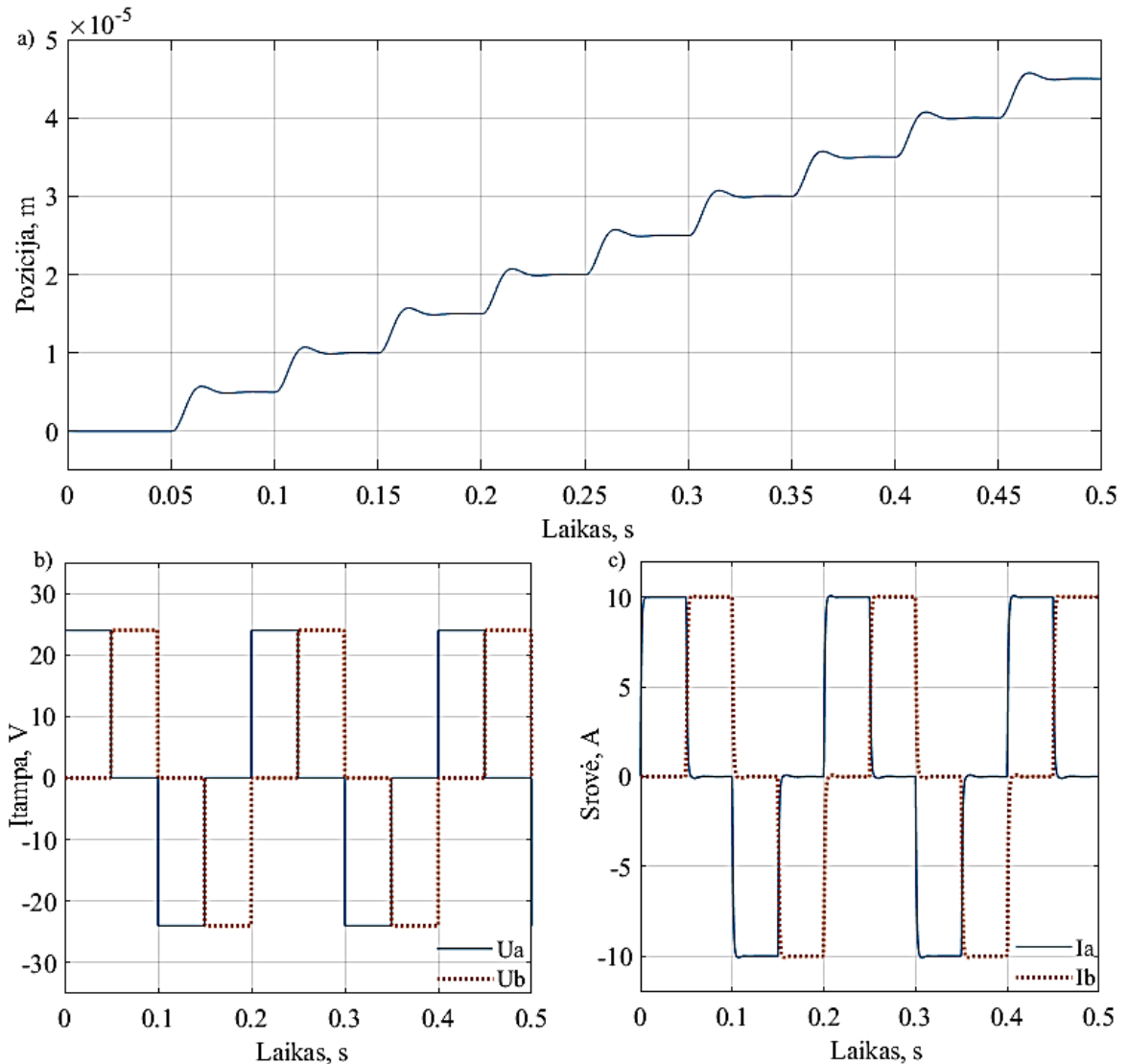
$$\text{Kai sistema veikia 1/256 žingsnio režimu: } d_{rez} = \frac{n_{žin}}{i_{step} \cdot 360^\circ} \cdot p = \frac{1,8^\circ}{256 \cdot 360^\circ} \cdot 1 = 0,020 \mu m.$$

Iš skaičiavimo rezultatų matoma, kad dirbant didesniu nei 1/16 žingsnio režimu žingsninio variklio kampo paklaidos ($\pm 0,25 \mu m$) reikšmė yra didesnė nei pozicionavimo sistema turėtų pajudėti ($< 0,156 \mu m$).

2.2.2. Žadinimo įtampa ir srovė variklio apvijose

Naudojant pozicionavimo sistemos dinaminį modelį, sukurti grafikai (2.7 ir 2.8 pav.), kuriuose vaizduojama, kaip keičiasi staliuko pozicija priklausomai nuo to, kokia yra žadinimo įtampa.

Nagrinėjami du atvejai: žingsninis variklis veikia viso ir 1/4 žingsnių režimais. Abiem atvejais sistemos žadinimo dažnis yra toks pat – 5 Hz, kuris atitinka 0,1 mm/s staliuko judėjimo greitį.

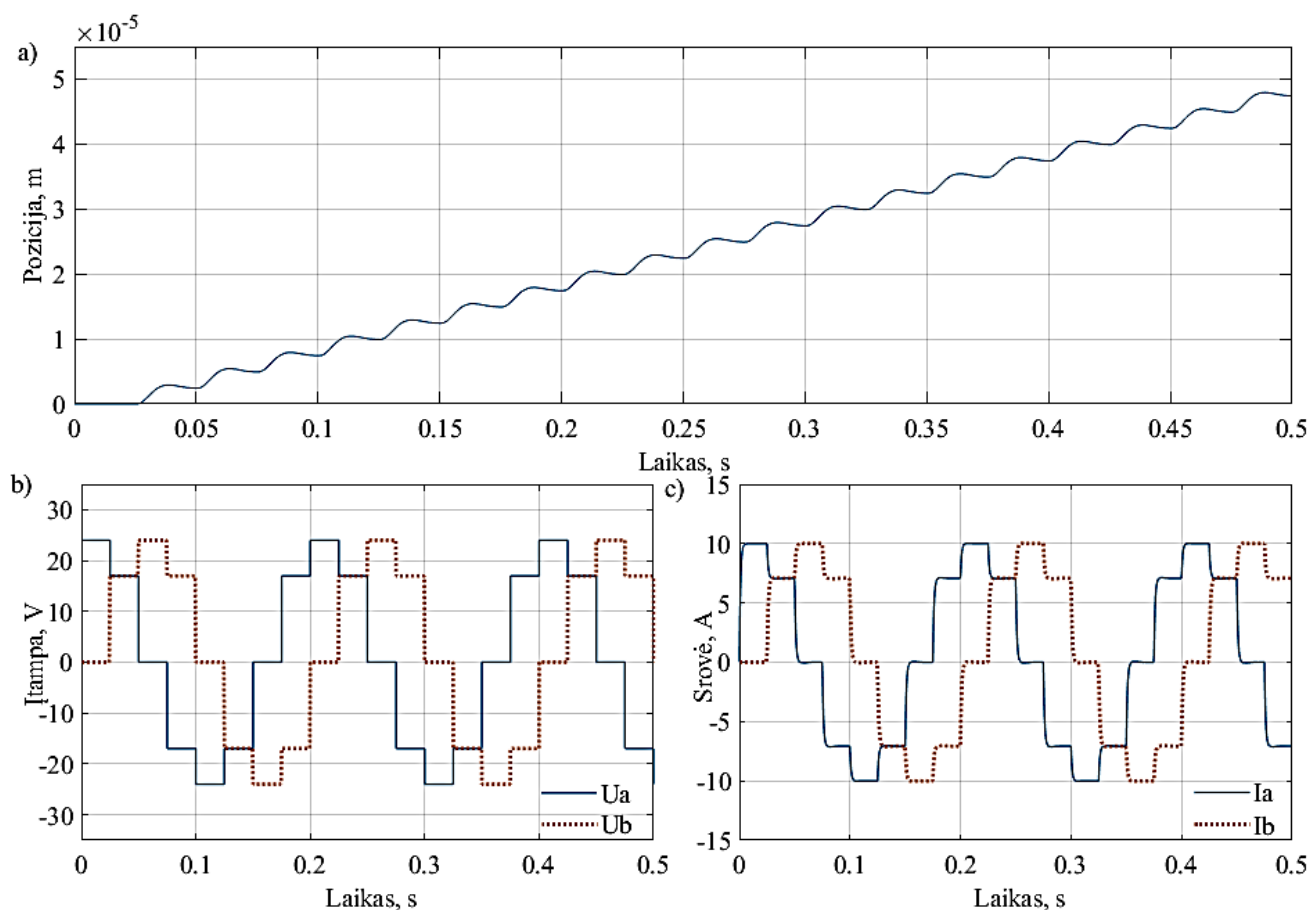


2.7 pav. Pozicionavimo sistemos viso žingsnio režimo staliuko pozicija (a), apvijų įtampa (b), apvijų srovė (c)

Nustačius viso žingsnio režimą, iš gautų simuliacijos rezultatų gaunami įtamos ir srovės žingsninio variklio apvijose ir staliuko pozicijų grafikai, kurie pavaizduoti 2.7 paveiksle. Matoma, kad žingsninio variklio apvijų žadinimo įtampa yra stačiakampės formos signalas (2.7 pav. b). Tai yra būdinga žingsniniams varikliams veikiant viso žingsnio darbo režimu (Bellini *et al.* 2007). Žingsninio variklio apvijų įtampa kinta nuo -24 V iki +24 V, kuri yra nustatoma impulsų generavimo bloke. Kintant

įtampai, keičiasi ir srovės reikšmė apvijose, kurios forma taip pat panaši į stačiakampio signalo, tačiau srovei didėjant ir mažėjant ji pakinta ne iš karto (2.7 pav. c). Srovės pereinamieji procesai atsiranda dėl to, kad žingsninio variklio apvijų veikia kaip ritės, kurios priešinasi įtampos kitimui.

Remiantis staliuko pozicijos kitimo grafiku (2.7 pav. a) galima matyti, kad staliukas juda darydamas žingsnius kas 0,05 sekundės. Tai atitinka valdymo įtampos kitimo periodus. Iš grafiko galima nustatyti, kad vieno žingsnio dydis yra apie $5 \mu\text{m}$, kuris atitinka 2.2.1 skyriuje apskaičiuotą sistemos skiriamosios gebos reikšmę. Simuliacijos pabaigoje, praėjus 0,5 s, teorinė staliuko padėtis yra apie $45 \mu\text{m}$, kuri neatitinka nustatyto sistemos judėjimo greičio ir galutinės padėties reikšmės. Tačiau galima matyti, kad, jei staliukas būtų padaręs dar vieną žingsnį, jis būtų pajudėjęs reikiamą atstumą. Taip pat matomi ryškūs pereinamieji procesai kiekvieno žingsnio metu, kurie plačiau analizuojami 2.2.4 skyriuje.



2.8 pav. Pozicionavimo sistemos 1/4 žingsnio režimo staliuko pozicija (a), apvijų įtampa (b), apvijų srovė (c)

Toliau analizuojamas sistemos veikimas, kai parenkamas 1/4 žingsniavimo režimas. Simuliacijų metu gauti rezultatai pateikiami 2.8 paveiksle. Matoma, kad žingsninio variklio apvijų maitinimo įtampa turi papildomas pakopas lyginant su viso žingsnio režimu (2.8 pav. b). Dėl šių papildomų pakopų signalų forma panašėja į harmoninio signalo formą, taigi galima daryti išvadą, kad, sistemai veikiant mažesniais

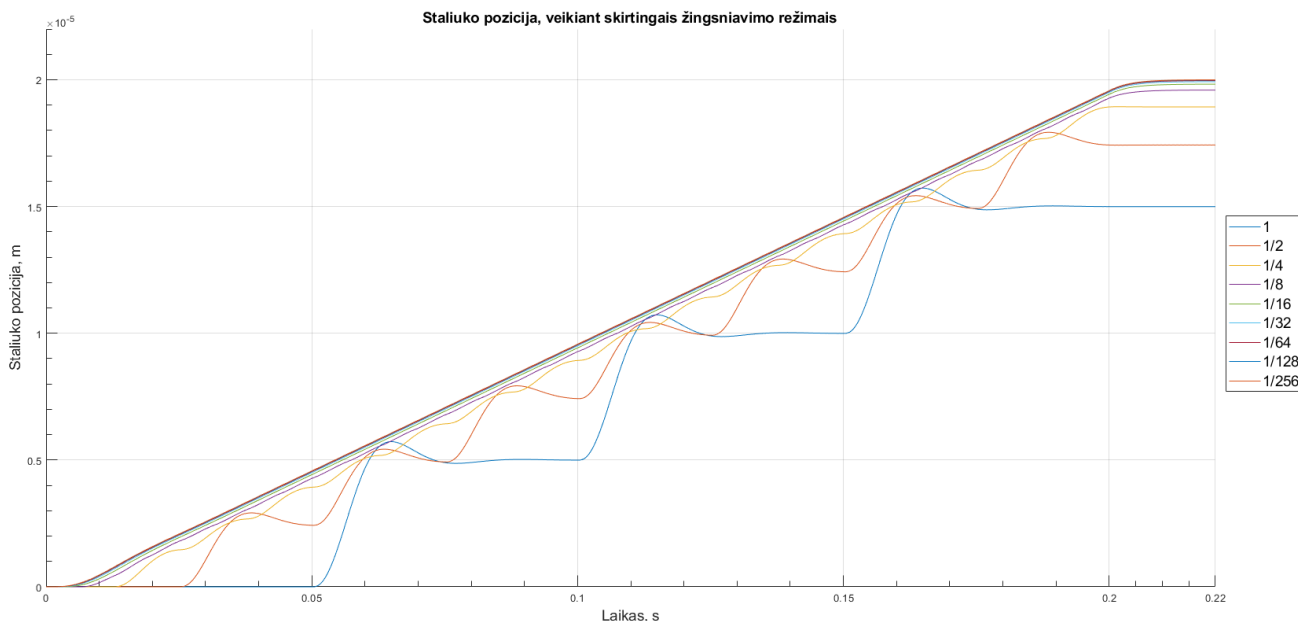
žingsniavimo, režimais, įtampa kinta labiau harmonizuotai. Papildomi žingsniai taip pat matomi ir srovės grafike, tačiau išlieka pereinamieji procesai (2.8 pav. c). Kadangi srovės reikšmė spėja nusistovėti prieš darant kitą žingsnį, galima daryti prielaidą, kad, jei sistemos žadinimo dažnis bus per didelis, sistema nespės tinkamai reaguoti į žadinimo dažnį. Dėl šios savybės galima nustatyti sistemos maksimalų teorinį veikimo greitį, kuris nustatomas 2.2.5 skyriuje.

Vertinant staliuko pozicijos kitimą (2.8 pav. a) matoma, kad staliukas juda darydamas žingsnius, kurių dydis yra $1,25 \mu\text{m}$ ir tai atitinka 2.1.1 skyriuje analizuotą teorinę staliuko pozicionavimo reikšmę, sistemai veikiant 1/4 žingsnio režimu.

Taigi remiantis atliktomis simuliacijomis matoma, kad mažinant žingsniavimo režimo reikšmę gaunamos apvijų įtampos tampa panašesnės į harmoninį signalą. Taip pat matoma, kad mažinant sistemos žingsniavimo režimo reikšmę trumpėja pereinamųjų procesų laikas.

2.2.3. Skirtingų žingsninio variklio režimų tikslumas

Šios dalies tikslas yra įvertinti, kokią įtaką sistemos dinamika turi statinei įrenginio savybei – tikslumui, kai sistema veikia skirtingais žingsniavimo režimais. Vertinant šį parametą parenkama, kad sistema yra žadinama 5Hz signalu, kuris atitinka $0,1 \text{ mm/s}$ sistemos pozicionavimo greitį. Simuliacijų rezultatai vaizduojami 2.9 paveiksle. Gauti simuliacijos rezultatai pateikia staliuko poziciją, kai sistema veikia skirtingais žingsniavimo režimais. Sistemos simuliacijos laikas yra $0,22 \text{ s}$, o nuo $0,2 \text{ s}$ yra nutraukiamas žadinimo signalas. Žadinimo signalas yra nutraukiamas todėl, kad sistemos pozicija spėtų nusistovėti. Matomi keli sistemos daromi pozicionavimo žingsniai, ypač veikiant didesniais žingsniavimo darbo režimais.



2.9 pav. Staliuko pozicija veikiant skirtingais žingsniavimo režimais

Iš simuliacijos rezultatų matoma, kad, sistemai veikiant mažesniais žingsniavimo režimais, nebelieka matomų pozicionavimo žingsnių, dėl kurių didėja staliuko pozicijos reikšmė. Staliuko galutinių pozicijų ir nuokrypių reikšmės pateiktos 2.4 lentelėje. Nuokrypio reikšmės skaičiuotos remiantis tuo, kad sistema turėjo judėti 0,1 mm/s greičiu, taigi per 0,2 s sekundės sistema turėjo pajudėti 20 μm .

2.4 lentelė. Staliuko pozicijos nuokrypiai

Žingsniavimo režimas	Galutinė reikšmė, μm	Nuokrypis, μm
1	14,994	5,006
1/2	17,424	2,576
1/4	18,927	1,073
1/8	19,593	0,470
1/16	19,825	0,175
1/32	19,921	0,079
1/64	19,965	0,035
1/128	19,986	0,014
1/256	19,996	0,004

Išanalizavus gautus rezultatus galima matyti, kad, sistemai veikiant mažesniais žingsniavimo režimais, mažėja nuokrypio reikšmė. Didžiausia nuokrypio reikšmė (5,006 μm) yra tada, kai naudojamas viso žingsnio režimas, o mažiausia (0,004 μm), kai sistema veikia mažiausio žingsniavimo režimu. Tokiems simuliacijos rezultatams įtakos gali turėti ne iki galo sukurtas impulsų generavimo modelis, kuris sustabdo žadinimo įtampą po tam tikro laiko. Tačiau net jei ir sistemos generuojami impulsai būtų geriau sumodeliuoti, egzistuočių tam tikri nuokrypiai dėl pozicionavimo sistemos struktūros ir skiriamosios gebos reikšmės.

Taip pat matoma, kad visi žingsniavimo režimai turi pereinamuosius veiksmus. Sistemai veikiant 1, 1/2 ir 1/4 žingsniavimo režimais matomi ryškūs žingsniai, o esant mažesniais žingsniavimo režimais sistemoje nebelieka ryškių perėjimų, tačiau išlieka pereinamieji procesai pradedant judėti ir sustojant. 2.2.4 skyriuje detaliau analizuojami viso žingsnio ir 1/256 žingsnio pereinamieji procesai.

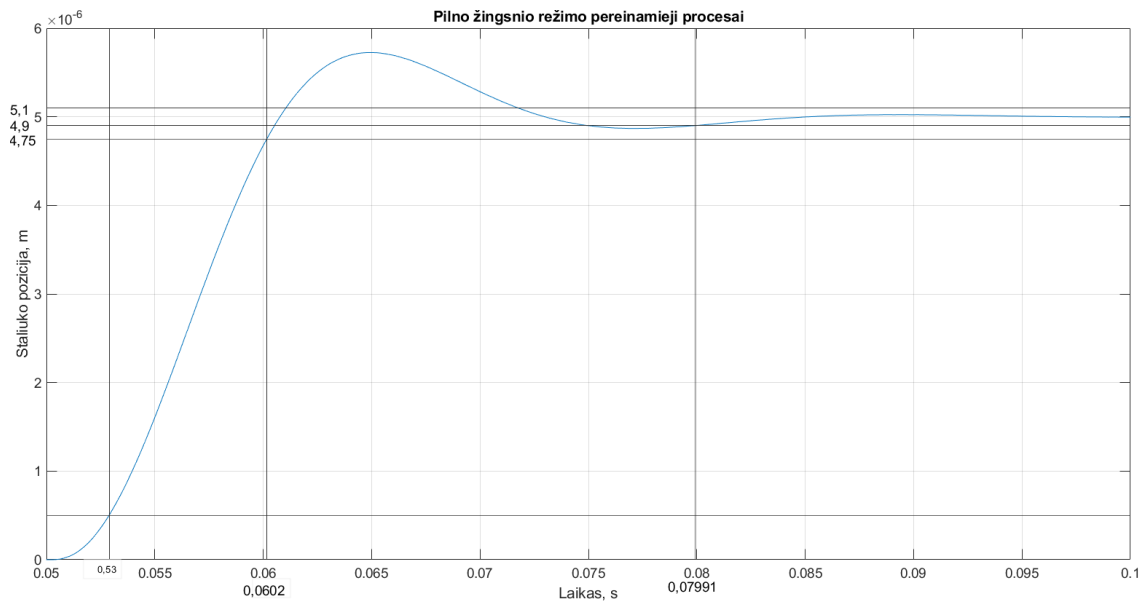
2.2.4. Sistemos pereinamieji procesai

Veikiant didesniais žingsniavimo režimais, sistemoje atsiranda sistemos pereinamieji procesai, kurie plačiau analizuojami šiame skyriuje. Pozicijos nusistovėjimo ir pozicijos kitimo laikas – tai pagrindiniai parametrai, kurie yra nustatomi. Atliekant tyrimus, nagrinėjami du atskiri sistemos darbo režimai: viso žingsnio ir 1/256 žingsnio. Šie režimai yra pasirinkti, nes jie yra laikomi ribiniais sistemos žingsniavimo režimais: viso žingsnio – ilgiausiai trunkantys pereinamieji procesai, o 1/256 – trumpiausiai (remiantis 2.2.3. skyriumi). Jų simuliacijai parenkamas 5Hz žadinimo signalas.

Sistemai dirbant viso žingsnio režimu matomi ryškūs žingsniai, kurių pereinamieji procesai gali būti nagrinėjami atskirai, tačiau sistemai dirbant 1/256 režimu ryškių žingsnių nėra, todėl nagrinėjamas staliuko judėjimas, dirbant ilgesnį laiką.

Analizuojant simuliacijų grafikus (2.10 ir 2.11 pav.) galima nustatyti sistemos atsako, pozicijos kitimo ir pozicijos nusistovėjimo laikų reikšmes.

Sistemos atsako laikas yra laiko tarpas, kai staliuko pozicija keičiasi nuo 0% reikšmės iki 95% nustatytos reikšmės. Atsako kilimo laikas nurodo laiko tarpą, kai pozicijos reikšmė kinta nuo 10% nurodytos reikšmės iki 95% reikšmės. Nusistovėjimo laikas nurodo laiko reikšmę, kai pozicionavimo sistema pasiekia nusistovėjusią reikšmę su 2% paklaida (Bishop 2002).

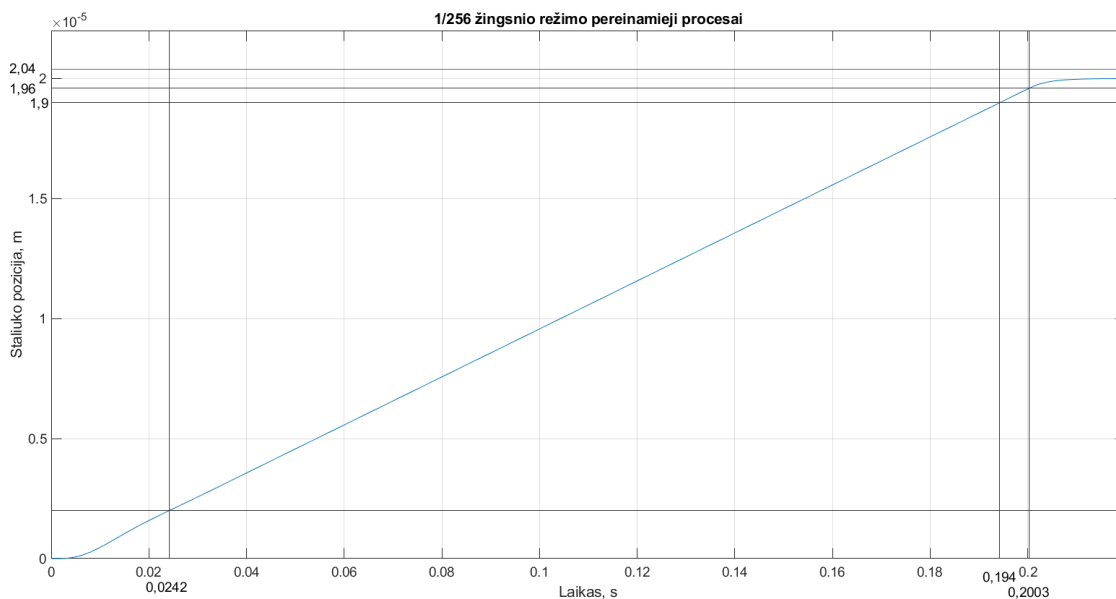


2.10 pav. Viso žingsnio režimo pereinamieji procesai

Viso žingsnio režimo pereinamųjų procesų grafikas pateiktas 2.10 paveiksle. Siekiant geriau pavaizduoti žingsnio formą, nagrinėjamas laiko tarpas tarp 0,05 s ir 0,1 s. Šio laiko tarpo užtenka visoms tiriamoms savybėms nustatyti. Grafike pateikiamos papildomos linijos, kurios nurodo reikšmingas laiko ir pozicijos reikšmes. Iš simuliacijos rezultatų gaunama, kad, sistemai veikiant viso žingsnio režimu, sistemos atsako laiko reikšmė yra 0,0102 s. Per šį laiką sistema pasiekia 95% nusistovėjusios reikšmės, t. y. 4,75 μm . Sistemos pozicija nuo 10% (0,5 μm) iki 95% (4,75 μm) nurodytos reikšmės kinta 0,0072 sekundės. Sistemos pereinamieji procesai nusistovi su 2% paklaida (iki 4,9 arba 5,1 μm) per 0,04991 sekundės.

Išanalizavus rezultatus galima teigti, kad, jei sistema žadinama 20 Hz dažniu (0,4 mm/s), pozicionavimo sistema sugebės pasiekti nusistovėjusią reikšmę prieš pradėdama kitą žingsnį. Jei sistema

žadinama didesniu nei 20 Hz dažniu, ji gali pradėti daryti sekantį žingsnį, kai pozicija nėra nusistovėjusi. Dėl to įrenginio būseną tampa nestabili ir pozicionavimo paklaidos bus neprognozuojamos.



2.11 pav. 1/256 žingsnio pereinamieji procesai

Toliau analizuojami pereinamieji procesai, sistemai veikiant 1/256 žingsnio režimu. Šių procesų grafikas pateiktas 2.11 paveiksle, kuriame vaizduojamos papildomos horizontalios ir vertikalios linijos, nurodančios reikšmingas vertes. Sistemos simuliacija atliekama, kai sistema žadinama 5 Hz dažniu, o po 0,2 s žadinimo signalas nutraukiamas. Taigi simuliacijos pabaigoje pozicijos reikšmė nusistovi ties 20 μm reikšme.

Iš simuliacijų rezultatų gaunama, kad sistemos atsako laikas, kai reikšmė didėja nuo 0% iki 95% (19 μm), yra 0,194 s. Sistemos pozicijos kitimo laikas, kai pozicija kinta nuo 10% (2,5 μm) iki 95% (19 μm), yra apie 0,17 sekundės. Galiausiai nustatoma, kad sistema pasiekia nusistovėjusią reikšmę su 2% paklaida (21 μm arba 19 μm) per 0,194 sekundės. Taigi, jei sistema yra žadinama 5 Hz greičiu, ji yra stabili ir negalima nustatyti nestabilumo kriterijų.

Norint įvertinti pozicionavimo greičio įtaką buvo atliktos papildomos simuliacijos, kurių metu didinamas sistemos pozicionavimo greitis ir žadinimo dažnis. Didėjant žadinimo dažniui žingsninio variklio rotorius gali pradėti praleidinėti žingsnius ir sistema tampa nestabili. Taip pat didinant žadinimo dažnį sistemos atsako laikas gali sumažėti, dėl to atliekami tyrimai (2.2.5 skyrius), kurių metu nustatomas maksimalus teorinis judėjimo greitis.

2.2.5. Sistemos veikimo greitis

Naudojant simuliacijos rezultatus galima nustatyti, koku teoriniu maksimaliu greičiu gali judėti sistema išlaikydama stabilumą. Šis rezultatas gaunamas, keičiant žadinimo įtampos dažnį. Atliekant

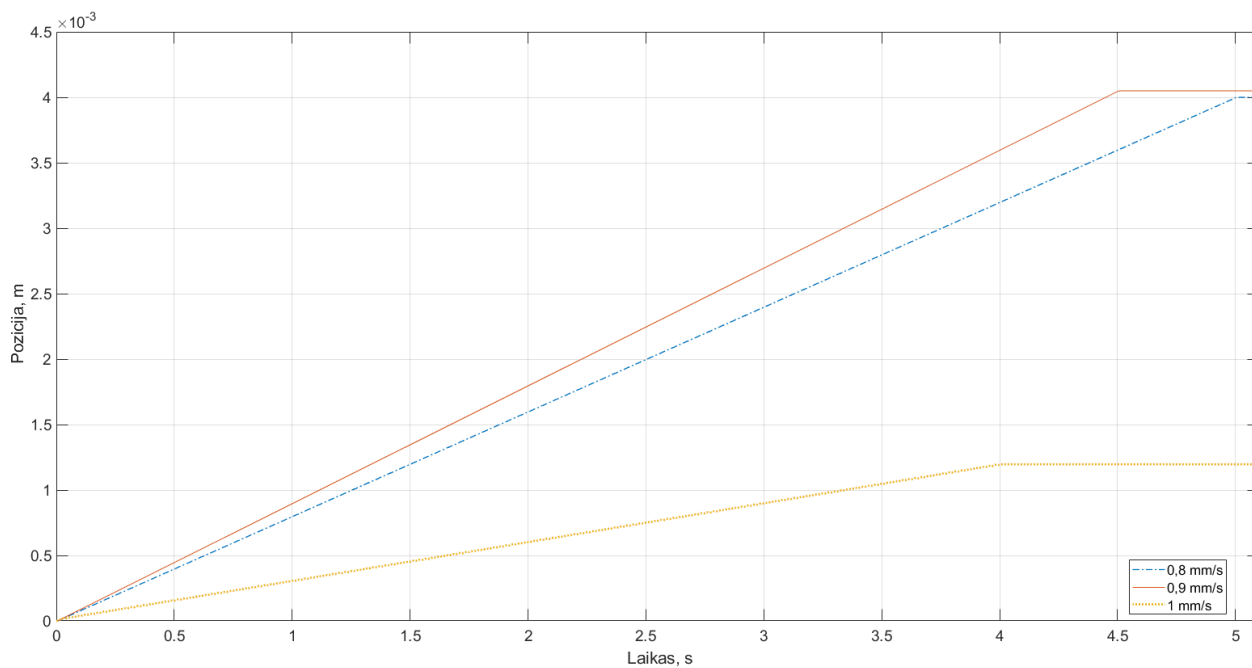
simuliacijas pastebėta, kad, jei žadinimo dažnis yra didesnis nei 40 Hz, sistema gali tapti nestabili, dėl to nagrinėjami trys atvejai, kai:

- nustatomas 0,8 mm/s pozicionavimo greitis, atitinkantis 40 Hz žadinimo dažnį;
- nustatomas 0,9 mm/s pozicionavimo greitis, atitinkantis 45 Hz žadinimo dažnį;
- nustatomas 1,0 mm/s pozicionavimo greitis, atitinkantis 50 Hz žadinimo dažnį.

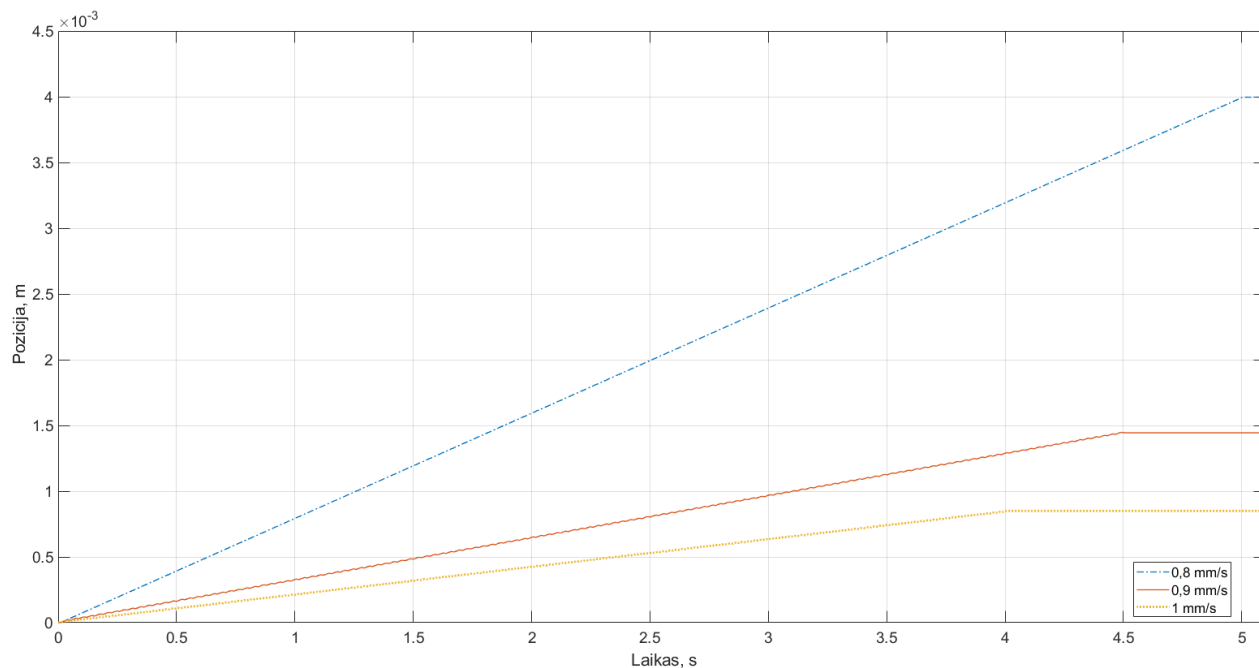
Simuliacijų metu tikrinamas sistemos stabilumas, kai sistema veikia 1/256 ir viso žingsnių režimais. Jei sistema yra stabili abiem atvejais, tuomet ji bus stabili ir visų tarpinių žingsniavimo režimų atvejais. Pirmuoju atveju sistema žadinama 5 sekundes, antruoju – 4,5 sekundės, trečiuoju – 4 sekundes, po kurių žadinimas sustabdomas. Taigi teorinė staliuko pozicija visų simuliacijų pabaigoje turi būti 4 mm.

Pirmiausia analizuojami simuliacijų rezultatai, kai sistema veikia 1/256 žingsnio režimu. Simuliacijų rezultatai, sistemą žadinant skirtingais dažniais, pateikiami 2.12 paveiksle. Išanalizavus simuliacijos rezultatus matoma, jei sistemos judėjimo greičio reikšmė yra 0,8 mm/s, ji yra stabili ir pasiekia nusistovėjusią 4 mm reikšmę. Taip pat galima pastebėti, kad sistemai judant 0,9 mm/s greičiu ji pajuda daugiau nei 4 mm, tačiau jei sistema juda 1 mm/s greičiu, ji tampa nestabili ir pozicijos reikšmė yra apie 1,2 mm.

Taigi, jei sistema juda 0,8 mm/s greičiu, ji yra stabili ir pasiekama reikiama pozicija, tačiau didinat sistemos pozicionavimo greitį sistema tampa nestabili ir pozicijos paklaidų reikšmės didėja.



2.12 pav. Sistemos stabilumas veikiant 1/256 žingsnio režimu, keičiant žadinimo dažnį



2.13 pav. Sistemos stabilumas veikiant viso žingsnio režimu, keičiant žadinimo dažnį

Toliau analizuojamas sistemos maksimalus greitis, kai sistema veikia viso žingsnio režimu. Šių simuliacijų metu naudojama žadinimo trukmė bei numatoma galutinė pozicija sutampa su anksčiau analizuota simuliacija. Gauti simuliacijų rezultatai pateikiami 2.13 paveiksle, kuriame matomos trys kreivės, atitinkančios skirtingus pozicionavimo greičius.

Kai sistema žadinama 40 Hz dažniu, ji pasiekia numatytą 4 mm galutinę poziciją, tačiau, kai sistemos žadinimo dažnis padidinamas iki 45 Hz ar 50 Hz, galutinė pozicijos reikšmė yra daug mažesnė nei numatytoji. Taigi galima teigti, kad sistema yra stabili, kai ji yra žadinama 40 Hz dažniu.

Taigi, jei sistema yra žadinama 40 Hz dažniu, kuris atitinka 0,8 mm/s arba 48 mm/min greitį, ji yra stabili ir nepriklauso nuo pasirinkto žingsniavimo režimo. Tačiau, jei sistema yra žadinama didesniu dažniu, ji tampa nestabili ir nebegali būti užtikrinta galutinė staliuko pozicija.

2.2.6. Savieji sistemos dažniai

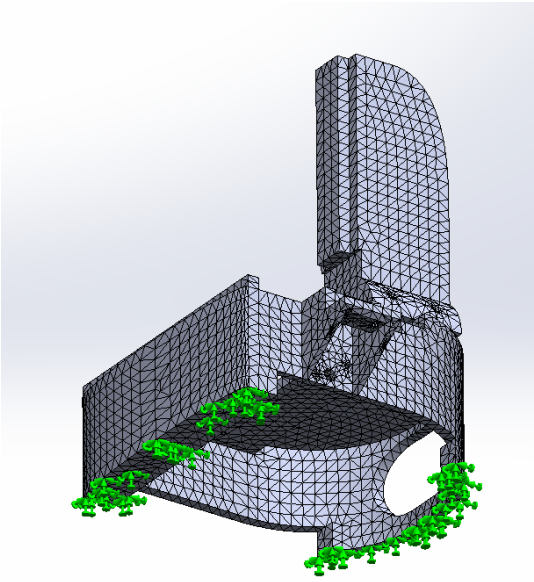
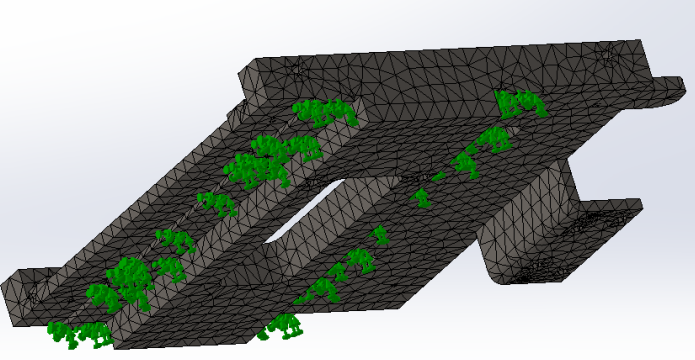
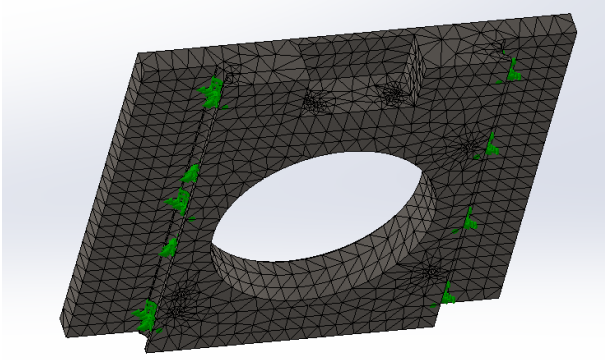
Savieji sistemos dažniai tirti naudojant *Solidworks* programos simuliacijų paketą. Naudojant šį metodą, reikalingi mikropozicionavimo sistemos 3D modeliai, kurių savybės yra tiriamos. Kiekvienas tiriamas komponentas turi nurodytą medžiagą, kuri yra reikšminga simuliacijų rezultatams. Komponentų medžiagos pateiktos 2.5 lentelėje.

2.5 lentelė. Komponentų medžiagos

Komponentas	Medžiaga
Korpusas	ASTM A36
X ašies staliukas	ASTM A36
Y ašies staliukas	ASTM A36

Nustačius komponentų medžiagas, jie yra įtvirtinami taip, kad įtvirtinimas būtų kuo panašesnis į realaus įrenginio. Korpusas yra tvirtinamas apatinėje dalyje, kuri sutampa su mikropozicionavimo sistemos atsirėmimu į pagrindą. X ir Y ašių staliukai įtvirtinami kreipiančiųjų paviršiumi, kuriuo ir yra laikomi vietoje. Atlikus kiekvieno komponento įtvirtinimą, parenkamas vidutinio dydžio tinklelis, naudojamas baigtinių elementų skaičiavimams. Šio tinklelio dydis turi įtakos savųjų dažnių formai, bet neturi įtakos rezonansinio dažnio reikšmei. Kiekvieno komponento įtvirtinimas ir sugeneruotas tinklelis pateiktas 2.6 lentelėje.

2.6 lentelė. Komponentų tvirtinimo vaizdavimas

Korpuso tvirtinimas ir tinklelis	 A 3D CAD model of a mechanical housing, rendered with a blue wireframe mesh. The model features a large circular opening on the right side and a smaller one on the left. Numerous green nodes are distributed across the surface, particularly concentrated around the openings and along the edges, representing a finite element mesh for simulation.
X ašies staliuko tvirtinimas ir tinklelis	 A 3D CAD model of an X-axis table, rendered with a blue wireframe mesh. The model has a complex, multi-tiered structure. Green nodes are placed along the main structural lines and at various points on the surfaces, indicating the mesh used for finite element analysis.
Y ašies staliuko tvirtinimas ir tinklelis	 A 3D CAD model of a Y-axis table, rendered with a blue wireframe mesh. The model is a flat, rectangular plate with a large circular hole in the center. Green nodes are distributed across the entire surface of the plate, representing the finite element mesh.

Atlikus simuliacijas kiekvienam komponentui gautos pagrindinės 3 rezonansinių virpesių modos. Gautos reikšmės pateikiamos 2.7 lentelėje. Atliekant šį tyrimą nebus analizuojama, kaip deformuojasi komponentai esant rezonansiniams dažniams, todėl pateikiamos tik rezonansinių dažnių reikšmės.

2.7 lentelė. Komponentų savųjų dažniai reikšmės

Komponentas	1 moda	2 moda	3 moda
Korpuso savieji dažniai, Hz	295	414	1132
X ašies staliuko savieji dažniai, Hz	1076	2520	2707
Y ašies staliuko savieji dažniai, Hz	5146	5653	6026

Iš simuliacijos rezultatų galima spręsti, kad Y ašies staliuko savųjų dažnių vertės yra didžiausios. Realų virpesių, kurių dažnis didesnis nei 1000 Hz, kiekis nėra didelis, todėl šiam komponentui nėra svarbūs įrenginyje generuojami virpesiai. X ašies staliuko savųjų virpesių reikšmės taip pat didesnės nei 1000 Hz, dėl to šiam komponentui, kaip Y ašies staliukui, įtakos neturi pozicionavimo sistemos generuojami virpesiai.

Korpuso savųjų dažnių reikšmės yra daug mažesnės, ypač 1 modos. Tačiau dirbdama sistema neturėtų generuoti tokių virpesių, nes pagal nustatytą maksimalaus greičio reikšmę didžiausias generuojamų virpesių dažnis būtų 40 Hz. Remiantis gautomis virpesių reikšmėmis galima sudaryti rekomendacijas, kad įrenginys nebūtų naudojamas aplinkoje, kurioje yra panašaus dažnio virpesių.

Atlikus eksperimentinius tyrimus ir nustčius savųjų dažnių reikšmes, turėtų būti gaunamos panašios virpesių reikšmės į nustatytąsias.

3. MIKROPOZICIONAVIMO SISTEMOS EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

Svarbiausios pozicionavimo reikšmės, kurios reikalingos specifikacijai sudaryti yra: darbinės eigos, tikslumo, pakartojamumo ir rezonansinių dažnių (Xu *et al.* 2014, Juhász *et al.* 2011). Norint, kad būtų nustatytos realios sistemos savybių reikšmės, yra atliekami eksperimentiniai tyrimai. Atliekant mikropozicionavimo sistemos eksperimentinius tyrimus remiamasi tarptautiniame ISO 230 standarte nurodyta metodika, kuri papildoma moksliniais šaltiniais. Gauti rezultatai naudojami sudarant mikropozicionavimo sistemos specifikaciją. Tikslumo ir rezonansinių dažnių reikšmės yra palyginamos su teorinių tyrimų metu gautomis reikšmėmis ir analizuojami jų neatitikimai. Taip pat galima pažymėti, kad sistema analizuojama, kai ji veikia 1/256 žingsnio režimu, nes šio režimo savybės buvo geriausios remiantis teorinių tyrimų rezultatais.

3.1. Eksperimentinių tyrimų metodika

Atliekant eksperimentinius tyrimus buvo naudojama: *Mitutoyo* 2110S-10 ciferblatinis indikatorius, elektroninis slankmatis *KS TOOLS* 300.0532, *National Instruments* IDI 603C01 pagreičio jutikliai, *National Instruments* NI USB-4432 programa, *OriginPro* 2016 programinė įranga ir *Microsoft Excel* 2013 programinė įranga.

Eksperimentinių tyrimų eiga:

1. Nustatomas realios sistemos darbo diapazonas.
2. Matuojamas mikropozicionavimo sistemos tikslumas bei pakartojamumas.
3. Matuojami sistemos virpesiai ją žadinant.
4. Atliekama gautų rezultatų analizė.

Eksperimentinių tyrimų metodika remiama tarptautiniu ISO 230 standartu, kuriame nurodoma, kokia turi būti analizuojamo įrenginio parametrų nustatymo eiga. Svarbiausios ISO 230 dalys yra ISO 230-2 (naudojama nustatyti įrenginio skiriamąją gebą bei tikslumą) ir ISO 230-7 (naudojama nustatyti sistemos virpesių savybes).

3.1.1. Darbo diapazono nustatymo metodika

Pagal ISO 230-2 standartą ašies eiga yra apibrėžiama kaip maksimali eiga, kuria gali judėti skaitmeniniu būdu valdomas pozicionavimo įrenginys. Taigi sistemos darbinė eiga yra nustatoma atsižvelgiant į atnaujintos mikropozicionavimo sistemos konstrukciją. Šio parametro reikšmė priklauso nuo galimos kreipiančiųjų ir sraigto eigos, galinių atramų bei galinių padėčių jutiklių pozicijos. Šio įrenginio atveju darbo diapazono reikšmei didžiausią įtaką turi galinių atramų padėtys. Parametro reikšmė nustatoma, kai pozicionavimo sistema yra prie vienos iš galinių padėčių ir juda iki kitos padėties.

Abi pozicijos yra išmatuojamos naudojantis elektroniniu slankmačiu ir nustatoma tikroji diapazono reikšmė.

Mikropozicionavimo sistemos ašių darbo eiga:

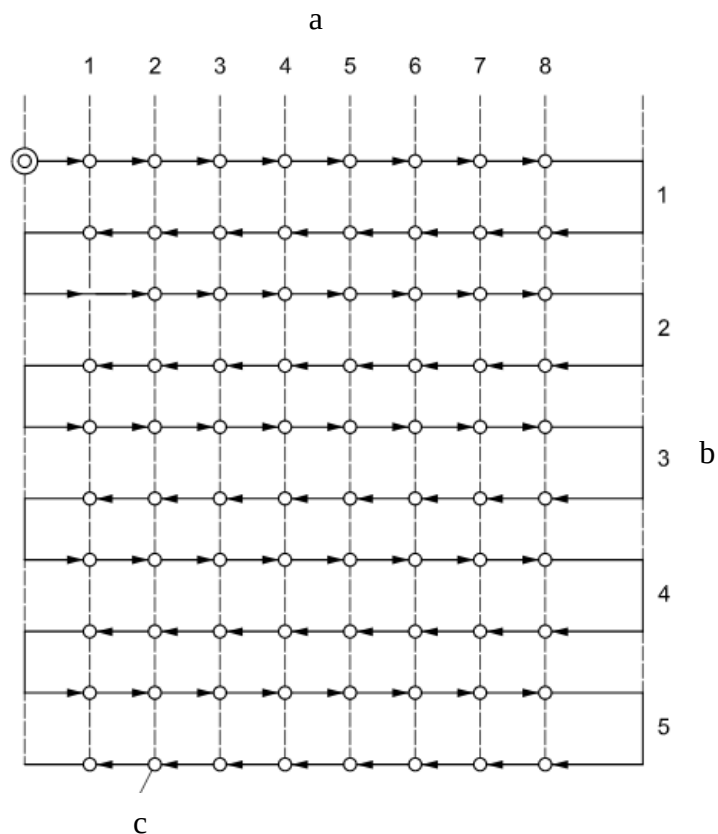
$$l_{x\ eiga} = |x_i - x_j|; \quad (3.1)$$

$$l_{y\ eiga} = |y_i - y_j|; \quad (3.2)$$

čia: $l_{x\ eiga}$ – X ašies eiga, $l_{y\ eiga}$ – Y ašies eiga, x – X ašies pozicijos, y – Y ašies pozicijos. Nustačius kiekvienos ašies eigas, darbo diapazono reikšmė nurodoma kaip X ašies eiga sudauginta su Y ašies eiga. Siekiant nustatyti kiek įmanoma tikslesnę reikšmę, matavimai yra pakartojami 5 kartus kiekvienai ašiai. Gauti duomenys yra surašomi į 3.1 lentelę ir apskaičiuojamas matavimų vidurkis.

3.1.2. Tikslumo ir pakartojamumo nustatymo metodika

Remiantis ISO 230-2 standartu pozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo reikšmės nustatomos atlikus matavimus ir juos išanalizavus. Pozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo reikšmės yra nurodomos kaip kiekvienos ašies tikslumas ir pakartojamumas. Šių parametrų nustatymui atliekami matavimai, kai į kiekvieną poziciją sistema turi judėti iš skirtingų pusių. Bendra tokio judėjimo schema pateikta 3.1 paveiksle.



3.1 pav. Pozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo matavimų schema. a – matavimo pozicijų skaičius, b – ciklų skaičius, c – matavimo pozicija

Remiantis ISO 230-2 standartu ašies tikslumo ir pakartojamumo matavimams turi būti parenkamos bent penkios matavimo pozicijos (3.1 pav a), taigi šio eksperimento metu parenkama 11 pozicijų, kuriose bus matuojamos sistemos pozicijos reikšmės (3.1 pav. c). Atliekami 5 ciklai (3.1 pav. b), kai į kiekvieną poziciją priartėjama iš skirtingų pusių. Atliekant skaičiavimus yra svarbi ir sistemos judėjimo į poziciją kryptis, kuri nurodoma rodyklėmis šalia parametrų ($\rightarrow$ judėjimas pirmyn, $\leftarrow$ judėjimas atgal). Matavimai yra atliekami naudojantis ciferblatinio indikatoriumi. Atlikus matavimus, gautos reikšmės yra surašomos į lentelę ir atliekami skaičiavimai ašių tikslumo ir pakartojamumo reikšmėms nustatyti.

Iš pradžių apskaičiuojamas kiekvienos išmatuotos pozicijos nuokrypis, kai iš išmatuotos pozicijos reikšmės atimama norima pozicijos reikšmė:

$$x_{ij} = P_{ij} - P_i; \quad (3.3)$$

čia: x_{ij} – išmatuotos reikšmės nuokrypis, P_{ij} – matavimo reikšmė, P_i – norima pozicijos reikšmė. Žinant šias reikšmes, toliau skaičiuojami vidutiniai pozicionavimo nuokrypiai kiekvienai judėjimo kryptčiai:

$$\bar{x}_i^{\rightarrow} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ij}^{\rightarrow}; \quad (3.4)$$

$$\bar{x}_i^{\leftarrow} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ij}^{\leftarrow}; \quad (3.5)$$

čia: $\bar{x}_i$ – pozicionavimo nuokrypių vidurkis įvertinant kryptį, kuria buvo artėjama prie matavimo pozicijos, n – ciklų skaičius, atitinkantis 3.1 paveiksle naudojamą b reikšmę ($n=5$). Žinant vidutines nuokrypių reikšmes artėjant viena kryptimi, toliau skaičiuojama pozicionavimo nuokrypio reikšmė įvertinant abi kryptis:

$$\bar{x}_i = \frac{\bar{x}_i^{\rightarrow} + \bar{x}_i^{\leftarrow}}{2}; \quad (3.6)$$

čia: $\bar{x}_i$ – pozicionavimo nuokrypių vidurkis nevertinant krypties. Taip pat apskaičiuojama ir krypties pakeitimo paklaida kiekvienai matavimo pozicijai:

$$B_i = \bar{x}_i^{\rightarrow} - \bar{x}_i^{\leftarrow}; \quad (3.7)$$

čia: B_i – krypties keitimo paklaida. Žinant krypties pakeitimo paklaidą kiekvienoje pozicijoje, galima nustatyti ir visos ašies krypties pakeitimo paklaidą (B), kuri bus lygi maksimaliai B_i reikšmei. Apskaičiuojant B_i vidurkį gaunama ašies vidutinė krypties keitimo paklaida $\bar{B}$.

Standartinis nuokrypis, įvertinat judėjimo kryptį, yra apskaičiuojamas kiekviename matavimo taške:

$$\sigma_i^{\rightarrow} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ij}^{\rightarrow} - \bar{x}_i^{\rightarrow})^2}; \quad (3.8)$$

$$\sigma_i^{\leftarrow} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (x_{ij}^{\leftarrow} - \bar{x}_i^{\leftarrow})^2}. \quad (3.9)$$

Pakartojamumo reikšmė kiekviename taške, įvertinant judėjimo kryptį, randama pagal:

$$R_i^{\rightarrow} = 4\sigma_i^{\rightarrow}; \quad (3.10)$$

$$R_i^{\leftarrow} = 4\sigma_i^{\leftarrow}. \quad (3.11)$$

Pakartojamumo reikšmė kiekviename taške randama pagal:

$$R_i = \max(2\sigma_i^{\rightarrow} + 2\sigma_i^{\leftarrow} + |B_i|; R_i^{\rightarrow}; R_i^{\leftarrow}). \quad (3.12)$$

Bendras ašies pakartojamumas įvertinant judėjimo kryptį yra lygus maksimaliai reikšmei bet kurioje matavimo pozicijoje judant pasirinkta kryptimi:

$$R^{\rightarrow} = \max(R_i^{\rightarrow}); \quad (3.13)$$

$$R^{\leftarrow} = \max(R_i^{\leftarrow}); \quad (3.14)$$

Bendras ašies pakartojamumas yra lygus maksimaliai pakartojamumo reikšmei bet kuriame taške:

$$R = \max(R_i). \quad (3.15)$$

Nustačius pakartojamumo reikšmę randamos paklaidų ir tikslumo reikšmės. Sisteminės paklaidoms E apskaičiuoti naudojama:

$$E = \max(\bar{x}_i^{\rightarrow}; \bar{x}_i^{\leftarrow}) - \min(\bar{x}_i^{\rightarrow}; \bar{x}_i^{\leftarrow}). \quad (3.16)$$

Vidutinės pozicionavimo paklaidoms M rasti naudojama:

$$M = \max(\bar{x}_i) - \min(\bar{x}_i). \quad (3.17)$$

Ašies tikslumo A nustatymui naudojamos vidutinių pozicionavimo nuokrypių bei standartinių nuokrypių reikšmės. Tikslumo reikšmės, įvertinančios judėjimo kryptį randamos pagal:

$$A^{\rightarrow} = \max(\bar{x}_i^{\rightarrow} + 2\sigma_i^{\rightarrow}) - \min(\bar{x}_i^{\rightarrow} - 2\sigma_i^{\rightarrow}) \text{ ir} \quad (3.18)$$

$$A^{\leftarrow} = \max(\bar{x}_i^{\leftarrow} + 2\sigma_i^{\leftarrow}) - \min(\bar{x}_i^{\leftarrow} - 2\sigma_i^{\leftarrow}). \quad (3.19)$$

Bendras ašies tikslumas nustatomas naudojant:

$$A = \max(\bar{x}_i^{\rightarrow} + 2\sigma_i^{\rightarrow}; \bar{x}_i^{\leftarrow} + 2\sigma_i^{\leftarrow}) - \min(\bar{x}_i^{\rightarrow} - 2\sigma_i^{\rightarrow}; \bar{x}_i^{\leftarrow} - 2\sigma_i^{\leftarrow}). \quad (3.20)$$

Gautos pakartojamumo bei tikslumo reikšmės naudojamos įrenginio specifikacijai sudaryti.

Dėl matavimų įrangos apribojimų parenkama matavimo eiga yra 0,2 mm, kuri yra darbo diapazono viduryje. Remiantis ISO 230-2 standartu matavimai atliekami sistemai į tą patį tašką judant 5

kartus iš skirtingų pusių. Dėl nedidelės matavimų eigos nebus atsižvelgiama į matavimo įrangos kampa, kuris gali sudaryti papildomas matavimo paklaidas.

3.1.3. Sistemos virpesių savybių nustatymo metodika

Remiantis ISO 230-8 standartu svarbu nustatyti, kokios yra realios rezonansinių dažnių reikšmės, tam kad būtų galima užtikrinti saugų įrenginio darbą. Nurodytoje literatūroje sistemos virpesių savybėms nustatyti siūloma naudoti pagreičio matavimo jutiklius ir atlikti duomenų analizę. Siekiant išmatuoti sistemos virpesius, sistemą reikia žadinti. Taigi dėl turimų matavimo įrangos išteklių pasirenkamas sistemos žadinimas impulsu. Šis virpesių matavimo metodas pasižymi tuo, kad:

- virpesių matavimo laikas turi būti labai trumpas;
- nereikia brangios matavimo įrangos;
- nepageidaujamų duomenų kiekis yra sąlyginai mažas;
- galios koncentracija yra labai maža;
- sunku nustatyti sistemos netiesiškumas.

Atliekant šį eksperimentą virpesiai matuojami keturis kartus naudojant *National Instruments* IDI 603C01 pagreičio jutiklius, kurie tvirtinami magnetiniais laikikliais prie pozicionavimo sistemos Y ašies staliuko, X ašies staliuko ir korpuso. Sužadinti virpesiai matuojami pagreičio jutikliais ir registruojami naudojant *National Instruments* programą. Duomenų apdorojimui naudojama *OriginPro* 2016 programinė įranga, kai duomenims atliekama greitoji Furjė transformacija (angl. *Fast Fourier Transfromation*, toliau FFT). Taip pat nustatomi visų keturių matavimų rezultatų vidurkio duomenys, šie duomenys yra svarbiausi, nagrinėjant sistemos virpesius. Rezultatams atvaizduoti naudojama *OriginPro* 2016 programinė įranga.

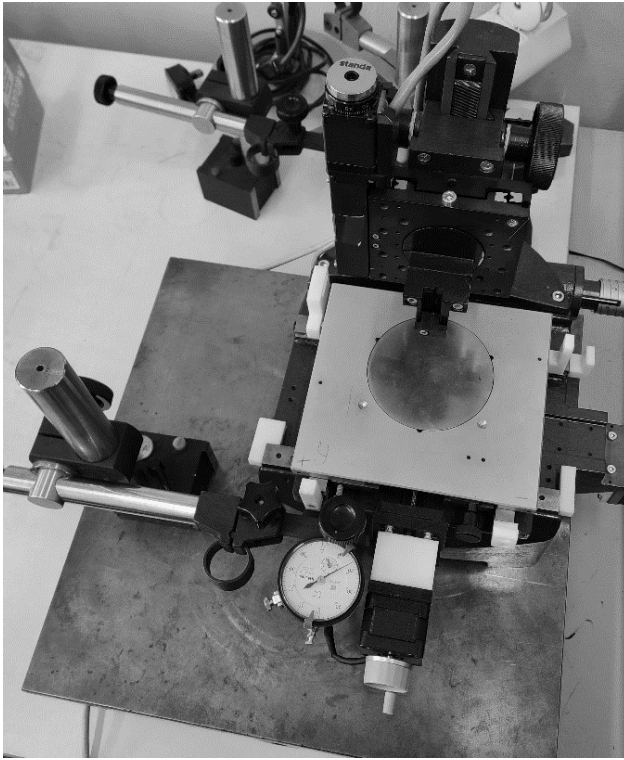
Atlikus duomenų apdorojimą ir grafiškai juos atvaizdavus, nustatomos sistemos rezonansinių dažnių vertės, kurios lyginamos su teorinių tyrimų metu gautais rezonansiniais dažniais.

3.2. Eksperimentinių tyrimų stendas ir naudojama įranga

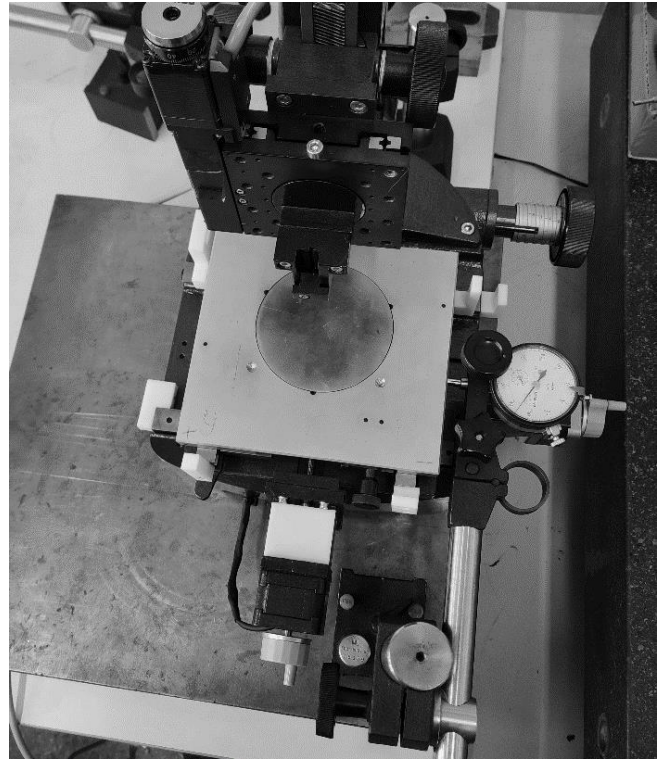
Tiriamasis objektas yra atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistema, kuri plačiau aprašyta 1.4 skyriuje.

Darbo eigos nustatymui naudojamas skaitmeninis slankmatis, kurio matavimų eiga yra 150 mm, o mažiausios padalos vertė – 0,01 mm. Matavimams atlikti, naudojamas stendas, panašus į pozicionavimo tikslumo ir pakartojamumo nustatymo stendą.

Pozicionavimo tikslumo ir pakartojamumo matavimams atlikti naudotas 3.2 paveiksle pavaizduotas stendas. Ašių tikslumo ir pakartojamumo matavimams naudotos G kodo programos yra pateiktos E priede.



a) Y ašies matavimas

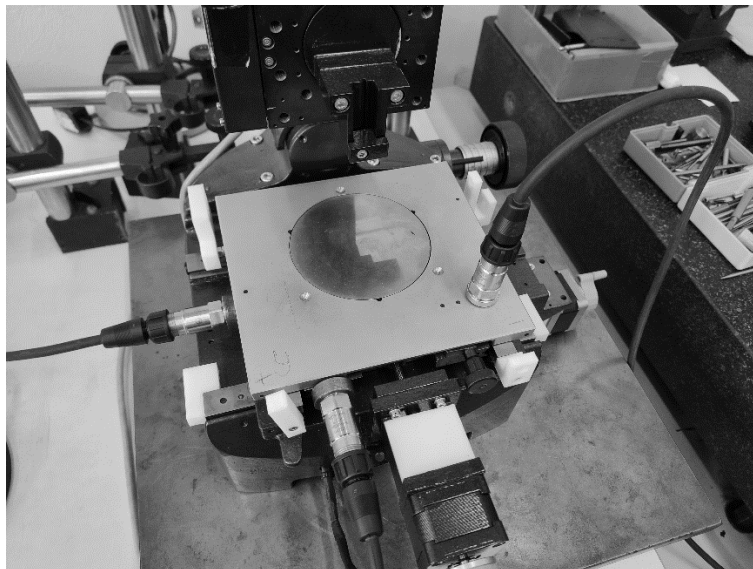


b) X ašies matavimas

3.2 pav. Mikropozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo matavimo stendas

Matavimams naudotas ciferblatinis indikatorius *Mitutoyo* 2110S-10, kurio matavimų eiga yra 1 mm, o matavimo padalos vertė – $1\mu\text{m}$. Rezultatai, gauti atlikus matavimus, surašomi į C ir D prieduose pateiktas lenteles.

Sistemos virpesių savybių nustatymui naudotas stendas pavaizduotas 3.3 paveiksle. Jame matomi trys pagreičio jutikliai, pritvirtinti magnetiniais laikikliais prie pozicionavimo sistemos staliuko. Trys pagreičio jutikliai pritvirtinti pagal pozicionavimo sistemos pagrindinių ašių kryptis.



3.3 pav. Virpesių matavimo stendas

Naudojami *National Instruments* IDI 603C01 pagreičio jutikliai, kurių jautrumas yra 100mV/g. Jutiklių duomenims nuskaityti naudojama *National Instruments* NI USB-4432 jutiklių nuskaitymo įranga ir *National Instruments* programinė įranga.

3.3. Eksperimentinių tyrimų rezultatai ir analizė

Šiame skyriuje pateikiama duomenų, gautų atlikus eksperimentinius tyrimus, analizė. Pirmiausia eksperimentiškai nustatomas mikropozicionavimo sistemos darbo diapazonas, paskui nustatomi tikslumas bei pakartojamumas. Galiausiai atliekama sistemos virpesių analizė.

3.3.1. Mikropozicionavimo sistemos darbo diapazono nustatymas

Darbo diapazono matavimų rezultatai pateikti 3.1 ir 3.2 lentelėse, o darbinės eigos reikšmė apskaičiuojama pagal 3.1 ir 3.2 formules. Analizuojant gautus X ašies matavimų rezultatus matoma, kad pradinių padėčių reikšmės skiriasi kiekvieno matavimo metu ir svyruoja nuo 1,95 mm iki 2,05 mm, o galinių padėčių reikšmės svyruoja nuo 32,05 mm iki 32,30 mm. Apskaičiuotos darbinės eigos reikšmės kinta nuo 30,02 mm iki 30,25 mm ir gauta 30,16 mm vidutinė darbinės eigos reikšmė. Analizuojant gautus Y ašies matavimų rezultatus gauta, kad pradinių padėčių reikšmės svyruoja nuo 0,50 mm iki 0,56 mm, o galinių padėčių – nuo 18,68 mm iki 18,87 mm. Apskaičiuotos darbinės eigos reikšmės kinta nuo 18,18 mm iki 18,31 mm ir gauta 18,22 mm vidutinė darbinės eigos reikšmė. Matavimų svyravimai yra laikomi paklaidomis. Jos gaunamos dėl to, kad sistemai artėjant prie atraminės sienelės sunku įvertinti atsirėmimo faktą, kai nenaudojami galinių padėčių jutikliai.

3.1 lentelė. X ašies darbinės eigos matavimo rezultatai

Nr.	Pradinės padėties reikšmė, mm	Galinės padėties reikšmė, mm	Darbinė eiga, mm
1	2,03	32,05	30,02
2	1,98	32,17	30,19
3	2,05	32,30	30,25
4	1,95	32,09	30,14
5	2,00	32,20	30,20
Vidutinė darbinės eigos reikšmė			30,16

3.2 lentelė. Y ašies darbinės eigos matavimo rezultatai

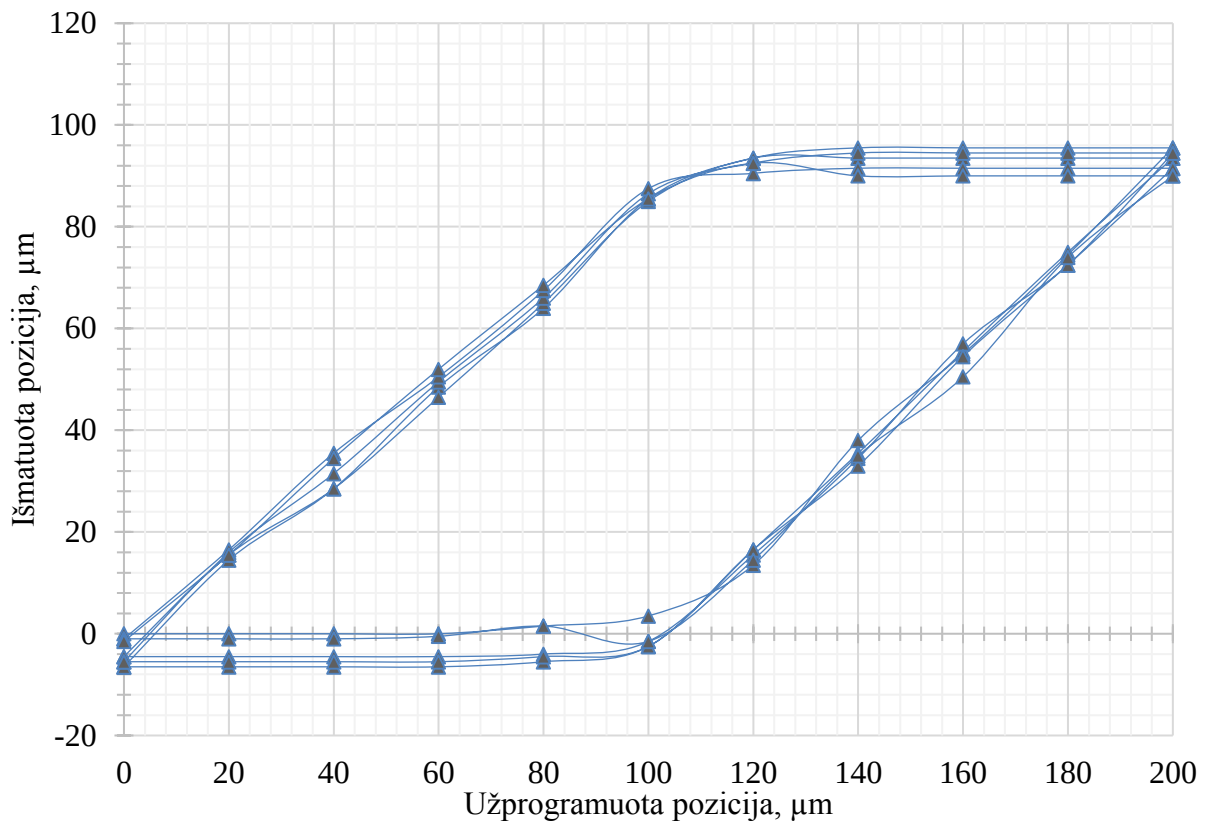
Nr.	Pradinės padėties reikšmė, mm	Galinės padėties reikšmė, mm	Darbinė eiga, mm
1	0,56	18,87	18,31
2	0,48	18,68	18,20
3	0,54	18,75	18,21
4	0,52	18,70	18,18
5	0,50	18,69	18,19
Vidutinė darbinės eigos reikšmė			18,22

Įvertinant tai, kad ašių darbo eigos reikšmė gali būti nurodyta mažesnė nei išmatuota, gaunama, kad mikropozicionavimo sistemos darbo diapazono reikšmė yra $30 \text{ mm} \times 18 \text{ mm}$. Ji yra nurodoma įrenginio specifikacijoje.

3.3.2. Mikropozicionavimo sistemos tikslumo ir pakartojamumo nustatymas

Atliekant tyrimus naudotas stendas, kuris plačiau aprašytas 3.2 skyriuje. Atliekant pozicijų matavimus, pirmiausia buvo išmatuotos X ašies pozicionavimo padėtys. Naudojantis 3.3 formule, nustatomos pozicijų nuokrypių x_{ij} reikšmės. Nustačius kiekvienos pozicijos nuokrypį, naudojantis 3.4 ir 3.5 formulėmis skaičiuojami kiekvienos pozicijos vidutiniai nuokrypiai $\bar{x}_i^{\rightarrow}$ ir $\bar{x}_i^{\leftarrow}$ įvertinant judėjimo kryptį. Pastebima, kad keliuose pozicionavimo taškuose paklaidų reikšmės viršija $100 \text{ }\mu\text{m}$ reikšmes. Taip pat kiekvienam pozicionavimo taškui, remiantis 3.6 formule, nustatomi vidutiniai pozicionavimo nuokrypiai $\bar{x}_i$ nevertinant judėjimo krypties. Visos matavimų ir skaičiavimų reikšmės pateikiamos C priede.

Įvertinant tai, kad mikropozicionavimo sistema turi judėti mikrometrų tikslumu, o gautos pozicionavimo sistemos paklaidos yra didesnės nei $100 \text{ }\mu\text{m}$, reikalinga papildoma ašies tikslumo analizė. Atliekant šią analizę yra lyginamos užprogramuotos ir išmatuotos pozicijų reikšmės. Taip gaunama X ašies histerezės (3.4 pav.), kuri gali būti vadinama ašies laisvąja eiga, grafikas. Šio grafiko X ašis nurodo užprogramuotą poziciją, į kurią turi judėti staliukas, o Y ašis atitinka realią sistemos poziciją. Analizuojant grafiką matoma, kad kiekvieno matavimo metu gautos pozicijų reikšmės skiriasi mažiau nei $10 \text{ }\mu\text{m}$. Taigi, numatoma, kad X ašies pakartojamumo vertė turėtų būti panašaus dydžio. Tačiau vertinant išmatuotos pozicijos nesutapimą su užprogramuota pozicija, galima matyti, kad pakeitus judėjimo kryptį sistema išlaiko esamą poziciją ir pradeda judėti po $90 \text{ }\mu\text{m}$. Laisvosios eigos reikšmė išlieka panaši judant į abi puses, todėl daroma prielaida, kad X ašies tikslumo vertė bus panašaus dydžio. Pažymima, kad valdymo sistemos turi laisvosios eigos kompensavimo galimybę, todėl ją galima koreguoti valdymo sistemoje įvedus gautąją laisvosios eigos arba pozicionavimo netikslumo reikšmę.



3.4 pav. X ašies histerezė

Gautos pozicionavimo paklaidų reikšmės $\bar{x}_i^{\rightarrow}$ ir $\bar{x}_i^{\leftarrow}$ ir 3.7 formulė naudojamos nustatant krypties keitimo klaidas B_i kiekviename matavimo taške. Iš gautų rezultatų, matoma, kad didžiausia (86,9 μm) paklaida gaunama 15,10 mm pozicijos taške. Ši reikšmė taip pat matoma ir X ašies histerezės grafike, kai užprogramuota pozicija yra 100 μm. Šioje pozicijoje matomas didžiausias tarpas tarp judėjimo krypčių.

Nustatant pozicionavimo tikslumo ir pakartojamumo reikšmes naudojamos standartinių nuokrypių reikšmės. Šios reikšmės, remiantis 3.8 ir 3.9 formulėmis, nustatomos kiekvienam pozicionavimo taškui įvertinant judėjimo kryptį. Gaunama, kad standartinių nuokrypių reikšmės yra didžiausios tose pozicijose, kuriose yra didžiausios paklaidų reikšmės. Jos svyruoja tarp 1,48 μm ir 6,84 μm.

Remiantis 3.10, 3.11 ir 3.12 formulėmis nustatomos pakartojamumo reikšmės kiekviename taške įvertinant judėjimo kryptis ir nevertinant judėjimo krypties. Vertinant judėjimo kryptį, pozicijų pakartojamumo reikšmės svyruoja tarp 2,97 μm ir 13,68 μm. Jei kryptis nėra vertinama, pakartojamumo reikšmės svyruoja tarp 8,94 μm ir 93,92 μm.

Remiantis 3.13–3.20 formulėmis, apskaičiuojamos ašies pakartojamumo, sisteminių paklaidų, vidutinių paklaidų ir tikslumo reikšmės. Svarbiausios X ašies tikslumo ir pakartojamumo tyrimo reikšmės pateiktos 3.3 lentelėje. Pastebima, kad gautos ašies tikslumo (113,67 μm) ir pakartojamumo

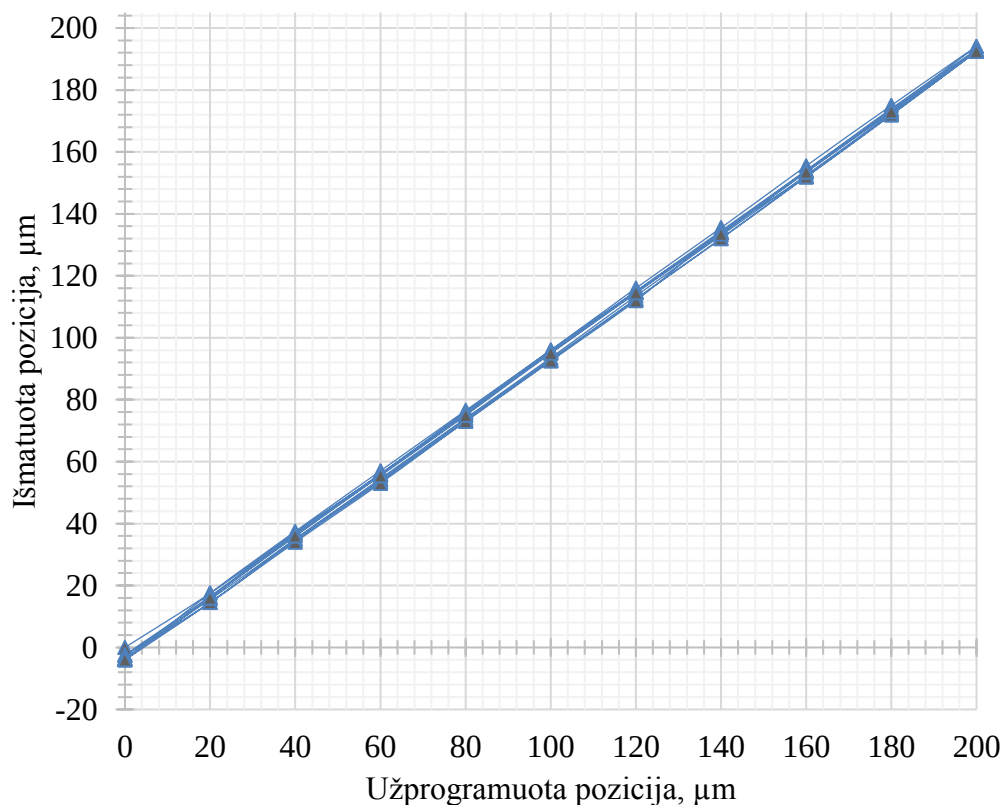
(13,68 μm) reikšmės yra panašios į nustatytąsias atliekant histerezės grafiko analizę. Šios reikšmės yra naudojamos sudarant mikropozicionavimo sistemos specifikaciją.

3.3 lentelė. X ašies pozicionavimo charakteristikos

Krypties keitimo paklaida B , μm	$41,35 \pm 40$
Pozicionavimo klaida M , μm	103,35
Sisteminė pozicionavimo klaida E , μm	103,50
Pozicionavimo pakartojamumas R , μm	13,68
Pozicionavimo tikslumas A , μm	113,67

Atlikus X ašies pozicionavimo tikslumo ir pakartojamumo tyrimus, atliekami Y ašies tyrimai. Visi Y ašies tyrimo duomenys ir rezultatai pateikti D priede.

Atsižvelgiant į ryškią X ašies histerezę ir gautas paklaidas, įvertinama ir Y ašies histerezė. Naudojantis matavimų duomenimis, sudaromas Y ašies histerezės grafikas (3.5 pav.). Šiame grafike X ašis atitinka užprogramuotą pozicijos reikšmę, o Y ašis – išmatuotąją. Analizuojant histerezės grafiką nematoma ryškių pozicionavimo netikslumų, kai sistema juda. Tačiau galima matyti, kad galutinės pozicijos reikšmė nesutampa su užprogramuotąja, skirtumas yra apie 4 μm . Taigi galima daryti prielaidą, kad ašies tikslumo ir pakartojamumo vertės bus mažesnės nei 10 μm . Jei šios ašies tikslumo ir pakartojamumo reikšmės bus nepatenkinamos, turėtų būti atlikti papildomi, tikslesni šios ašies tyrimai.



3.5 pav. Y ašies histerezė

Remiantis 3.3, 3.4, 3.5 ir 3.6 formulėmis, nustatytos nuokrypių x_{ij} , $\bar{x}_i^{\rightarrow}$, $\bar{x}_i^{\leftarrow}$ ir $\bar{x}_i$ reikšmės kiekviename taške. Vidutinės nuokrypių reikšmės įvertinant kryptį kinta nuo $-4,1 \mu\text{m}$ iki $0,7 \mu\text{m}$. Nevertinant judėjimo krypties kiekvieno matavimo taško pozicijos nuokrypiai kinta nuo $-3,6 \mu\text{m}$ iki $0,3 \mu\text{m}$. Remiantis 3.7 formulę, apskaičiuotos krypties pakeitimo B_i paklaidų reikšmės kiekviename matavimo taške, kurios kinta nuo $-2,4 \mu\text{m}$ iki $0,8 \mu\text{m}$. O, remiantis 3.8 ir 3.9 formulėmis, apskaičiuojamos ir standartinių nuokrypių $\sigma_i^{\rightarrow}$ ir $\sigma_i^{\leftarrow}$ reikšmės. Šios reikšmės naudojamos apskaičiuojant pakartojamumo reikšmes $R_i^{\rightarrow}$, $R_i^{\leftarrow}$ ir R_i kiekviename taške naudojant 3.10, 3.11 ir 3.12 formules. Gautos pakartojamumo reikšmės, įvertinant judėjimo kryptį, svyruoja nuo $1,79 \mu\text{m}$ iki $6,72 \mu\text{m}$. O kai kryptis nevertinama, pakartojamumo reikšmės kiekviename taške svyruoja nuo $2,61 \mu\text{m}$ iki $6,75 \mu\text{m}$.

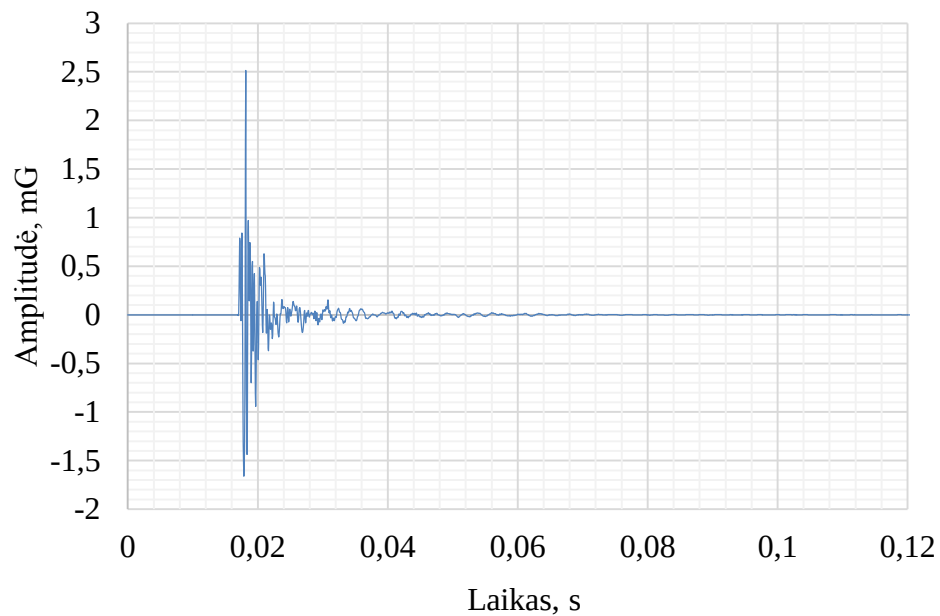
Apskaičiuojamos ašies pakartojamumo, sisteminių paklaidų, vidutinių paklaidų ir tikslumo reikšmės remiantis 3.13–3.20 formulėmis. Svarbiausios Y ašies tikslumo ir pakartojamumo tyrimo reikšmės pateiktos 3.4 lentelėje. Pastebima, kad gautos ašies tikslumo ($6,86 \mu\text{m}$) ir pakartojamumo ($6,72 \mu\text{m}$) reikšmės yra mažesnės nei buvo numatytos atliekant histerezės grafiko analizę. Šios reikšmės yra naudojamos sudarant mikropozicionavimo sistemos specifikaciją.

3.4 lentelė. Y ašies pozicionavimo charakteristikos

Krypties keitimo paklaida B , μm	$1,29 \pm 1,1$
Pozicionavimo klaida M , μm	3,9
Sisteminė pozicionavimo klaida E , μm	4,8
Pozicionavimo pakartojamumas R , μm	6,72
Pozicionavimo tikslumas A , μm	6,86

3.3.3. Mikropozicionavimo sistemos virpesių tyrimas

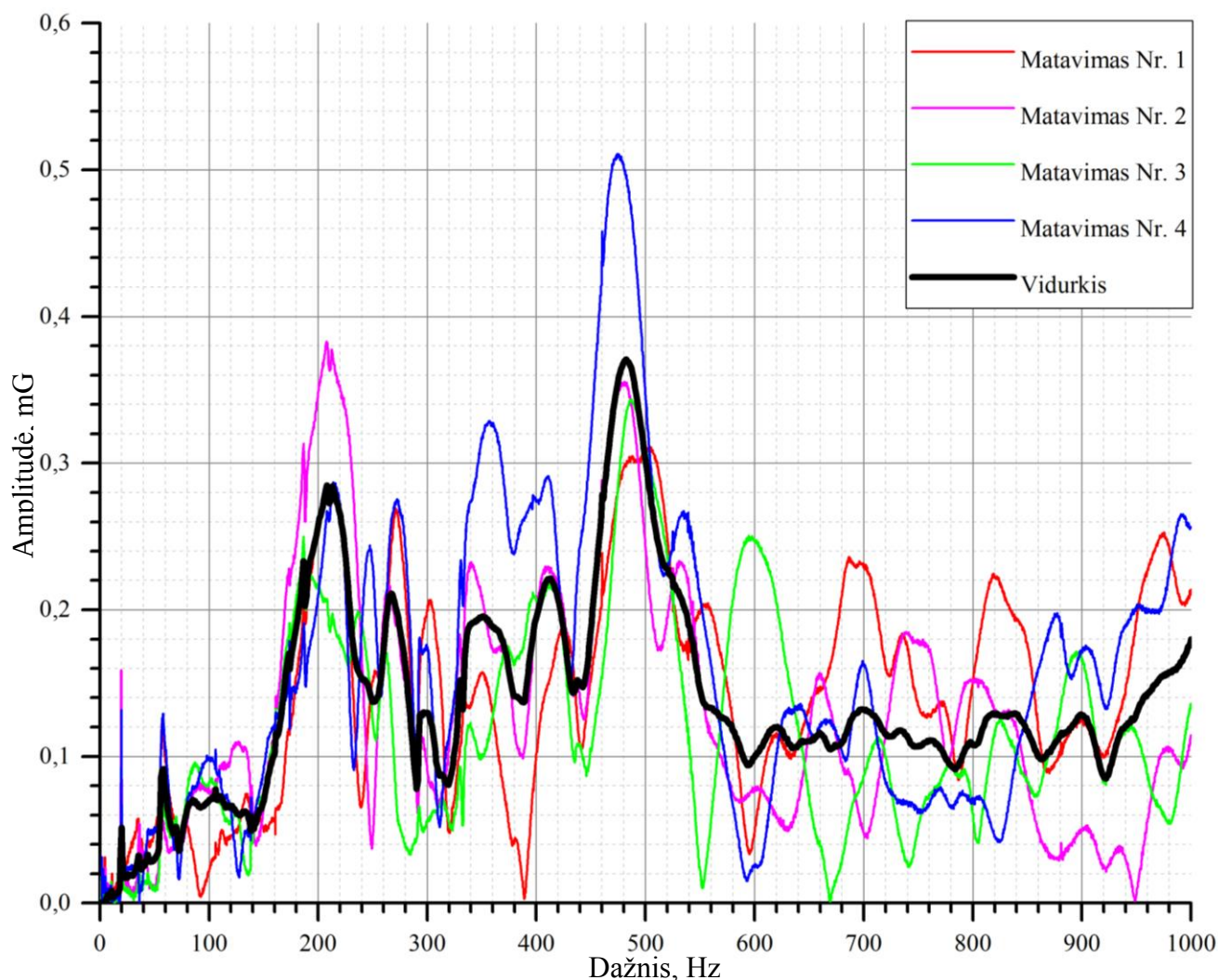
Atliekant sistemos savųjų virpesių tyrimą naudotas stendas, kuris plačiau aprašytas 3.2 skyriuje. Sistema žadinama impulsiniais smūgiais (3.6 pav.), kurių trukmė yra apie $0,04 \text{ s}$. Tokios trukmės žadinimas atitinką numatytąją žadinimo trukmę pagal ISO 230-8 standartą.



3.6 pav. Išmatuotas žadinimo impulsas

Virpesių reikšmės registruojamos naudojant pagreičio jutiklius. Išmatuotos reikšmės apdorojamos naudojant *Origin* 2016 programą ir duomenims atliekant FFT. Pirmiausia nagrinėjami X ašies virpesiai, kurie aprašo korpuso virpesius, paskui Y, kurie aprašo X ašies staliuko, galiausiai Z, kurie aprašo Y ašies staliuko virpesius. Virpesių grafikuose X ašis nurodo dažnių vertes (Hz), o Y ašis nurodo jų amplitudę, kuri matuojama mG, kur G yra laisvojo kritimo pagreitis ($9,8 \text{ m/s}^2$). Atliekamas kiekvienos ašies rezultatų apdorojimas, kurių metu išvedamos išmatuotų virpesių vidurkių kreivės. Kiekvieno matavimo ir virpesių vidurkio kreivės grafikuose pateikiamos skirtingomis spalvomis.

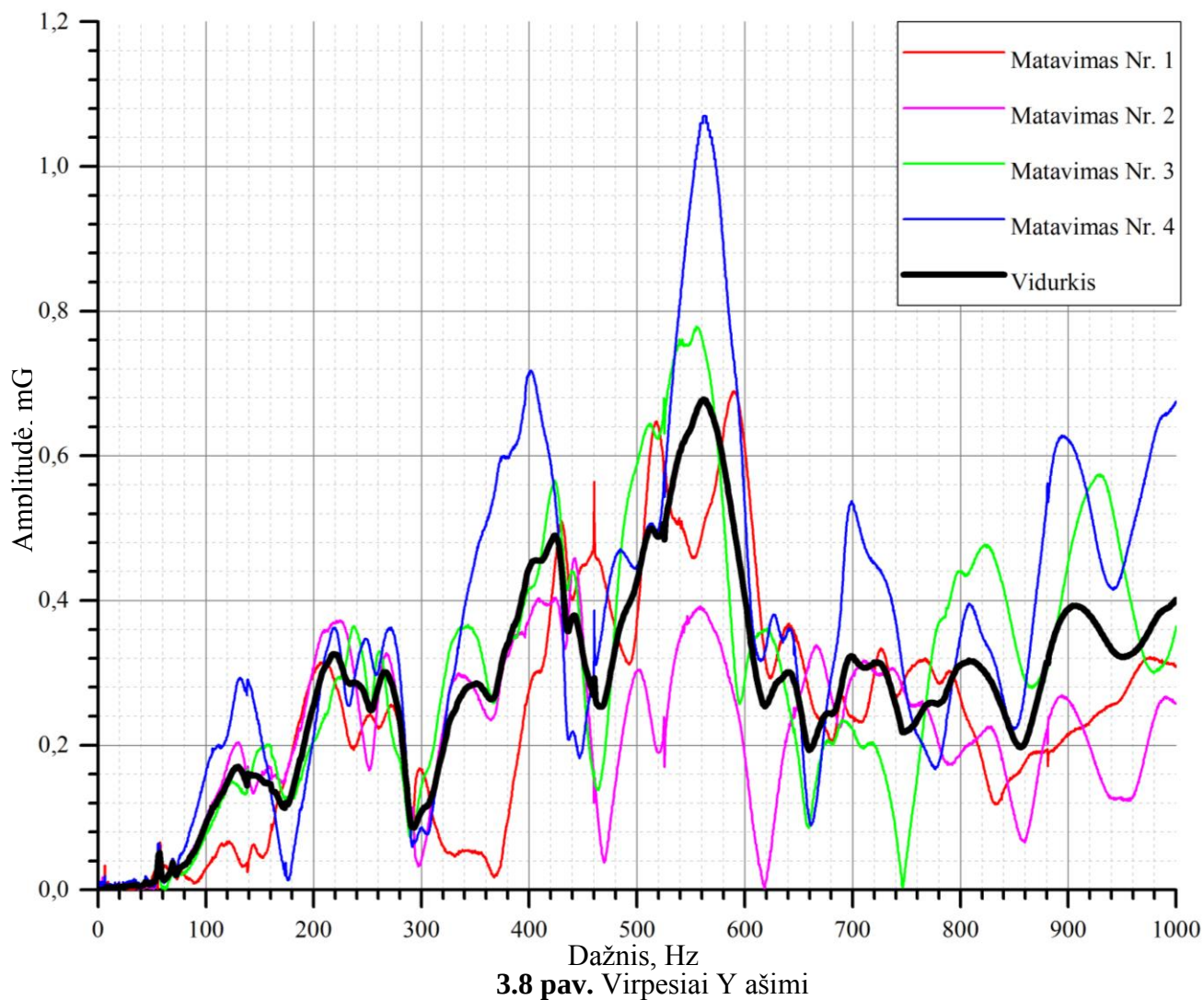
X ašies virpesių grafike (3.7 pav.) galima matyti, kad vidutinė virpesių amplitudės reikšmė kinta didėjant virpesių dažnių reikšmėms. Amplitudė didėja nuo 0 Hz iki 200 Hz, iki 550 Hz – kinta nepastoviai, o kai dažniai yra didesni nei 550 Hz – svyruoja tarp 0,08 mG ir 0,18 mG reikšmių. Remiantis šiomis reikšmėmis išskiriami 3 intervalai, kurie analizuojami plačiau: nuo 0 Hz iki 200 Hz, nuo 200 Hz iki 550 Hz ir nuo 550 Hz iki 1000 Hz. Pirmame intervale matomi virpesių amplitudės padidėjimai, kai dažnis yra 20 Hz, 60 Hz, 80 Hz ir 110 Hz. Amplitudės reikšmė šiame intervale yra didžiausia, kai virpesių dažnis yra 60 Hz. Antrame intervale amplitudės didėjimas ir mažėjimas yra lėkštesni nei pirmame ruože, tačiau galima išskirti kritines reikšmes. Šias reikšmes virpesiai pasiekia, kai jų dažnis yra 210 Hz, 260 Hz, 300 Hz, 350 Hz, 410 Hz ir 480 Hz. Pastebima, kad esant 480 Hz dažniui virpesiai turi didžiausią amplitudę ir kad antrojo intervalo virpesių reikšmės kinta kas beveik 50 Hz. Trečiame virpesių ruože matomi amplitudės didėjimai ir mažėjimai, tačiau pastebima, kad kiekvieno matavimo metu virpesių reikšmės skiriasi žymiai. Todėl šiame dažnių intervale rezonansiniai dažniai nebus nustatomi.



3.7 pav. Virpesiai X ašimi

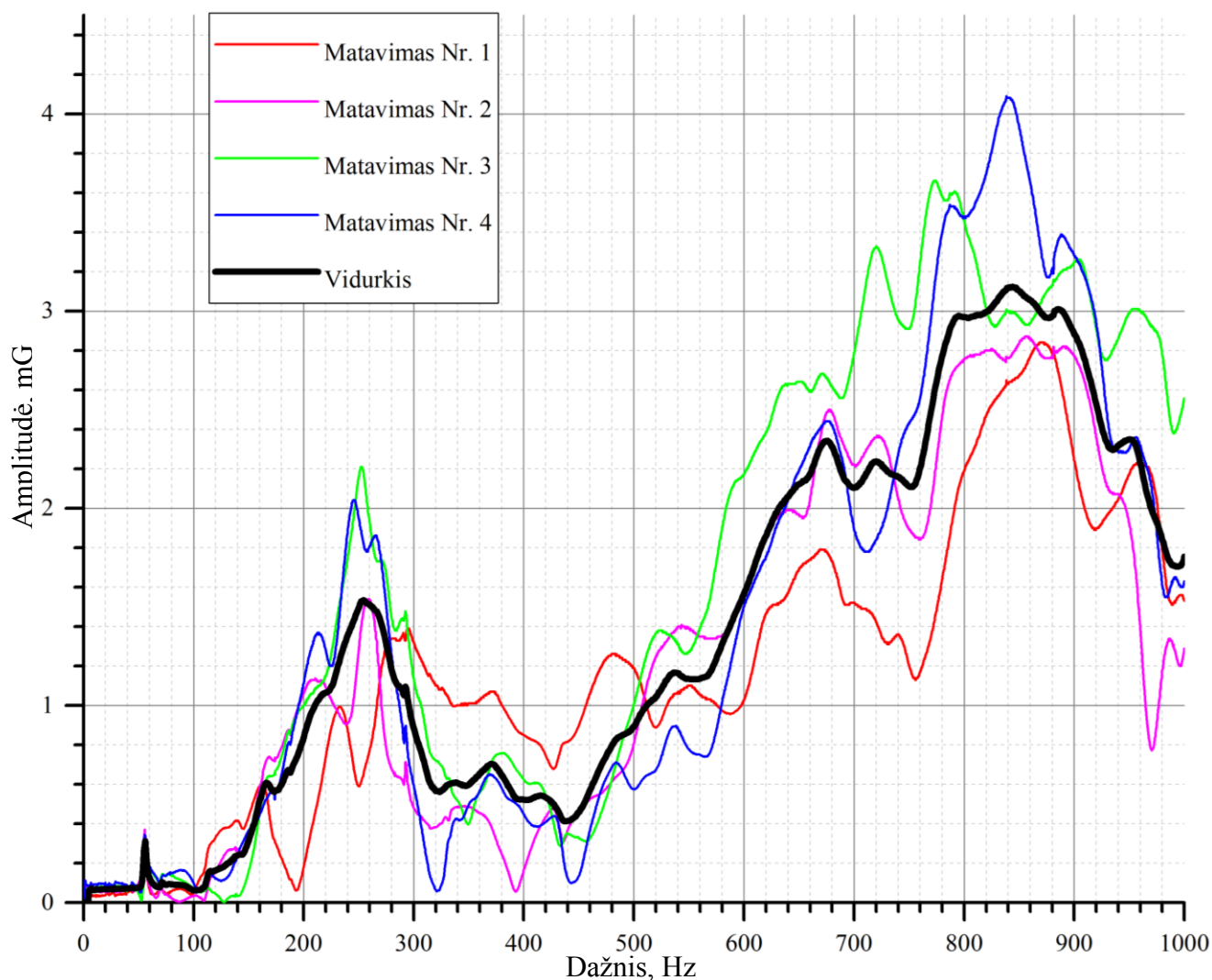
Y ašies virpesių grafike (3.8 pav.) galima matyti, kad vidutinė virpesių amplitudės reikšmė kinta didėjant virpesių dažnių reikšmėms. Remiantis amplitudės didėjimu ir mažėjimu išskiriami 5 intervalai, kurie analizuojami plačiau: nuo 0 Hz iki 170 Hz, nuo 170 Hz iki 280 Hz, nuo 280 Hz iki 470 Hz, nuo 470 Hz iki 600 Hz ir nuo 600 Hz iki 1000 Hz. Pirmame intervale matomas virpesių amplitudės padidėjimas iki 0,07 mG, kai dažnis yra 60 Hz. Šiame intervale amplitudės reikšmė yra didžiausia (0,18 mG), kai virpesių dažnis yra 130 Hz. Antrame intervale amplitudė kritinės reikšmės pasiekia, kai dažnis yra 220 Hz (0,32 mG) ir 270 Hz (0,3 mG). Šio intervalo pabaigoje amplitudės reikšmė yra mažesnė nei jo pradžioje. Trečiame intervale galima išskirti šias virpesių kritines reikšmes: 350 Hz (0,28 mG), 400 Hz (0,46 mG), 420 Hz (0,48 mG) ir 450 Hz (0,38 mG). Pastebima, kad virpesių amplitudės reikšmė šio intervalo pabaigoje yra didesnė nei pradžioje. Ketvirtame intervale išskiriamos šios vertės: 500 Hz (0,5 mG) ir 550 Hz (0,68 mG). Pastebima, kad amplitudė pasiekia maksimalią reikšmę, kai virpesių dažnis yra 550 Hz. Paskutiniame intervale matomi amplitudės didėjimai ir mažėjimai, tačiau

pastebima, kad kiekvieno matavimo metu virpesių reikšmės skiriasi žymiai. Todėl šiame dažnių intervale rezonansiniai dažniai nebus nustatomi.



Z ašies virpesių grafike (3.9 pav.) galima matyti, kad vidutinė virpesių amplitudės reikšmė kinta didėjant virpesių dažnių reikšmėms. Amplitudė didėja nuo 0 Hz iki 250 Hz ir nuo 450 Hz iki 850 Hz, o mažėja nuo 250 Hz iki 450 Hz ir nuo 850 Hz iki 1000 Hz. Remiantis šiuo kitimu išskiriami 4 intervalai, kurie analizuojami plačiau: nuo 0 Hz iki 250 Hz, nuo 250 Hz iki 450 Hz, nuo 450 Hz iki 850 Hz ir nuo 850 Hz iki 1000 Hz. Pirmame intervale matomas virpesių amplitudės padidėjimas, kai dažnis yra 60 Hz, 110 Hz, 160 Hz ir 210 Hz. Amplitudės reikšmė šiame intervale yra didžiausia (1,5 mG) intervalo pabaigoje, kai virpesių dažnis yra 250 Hz. Antrame intervale amplitudė mažėja, tačiau matomi keli padidėjimai, kai dažnis yra 300 Hz, 320 Hz, 370 Hz ir 420 Hz. Trečiame virpesių intervale matomas amplitudės didėjimas, tačiau išskiriami šios vertės: 540 Hz, 670 Hz, 720 Hz ir 790 Hz. Šiame ruože virpesių amplitudė pasiekia maksimalią reikšmę (3,1 mG), kai virpesių dažnis yra 850 Hz. Paskutiniame

intervale virpesių amplitudė mažėja, tačiau galima išskirti amplitudės padidėjimus, kai dažnio reikšmė yra: 880 Hz ir 960 Hz.



3.9 pav. Virpesiai Z ašimi

Analizuojant gautus trijų ašių virpesius, pastebėta, kad Z ašies virpesių amplitudė yra didžiausia (3,1 mG), o X ašies virpesių amplitudė yra mažiausia (0,36 mG). Matavimų metu nustatyta, kad virpesių padidėjimai kartojasi esant 60 Hz, 110 Hz, 210 Hz, 260 Hz ir 400 Hz dažnių reikšmėms. Analizuojant šias dažnių reikšmes yra pastebima, kad amplitudžių reikšmės staigiausiai kilo arba jų reikšmės buvo didžiausios, kai visų ašių virpesių dažniai buvo 60 Hz, 210 Hz ir 260 Hz. Taigi galima teigti, kad šios virpesių reikšmės yra rezonansinės sistemos virpesių vertės.

Gauti eksperimentinių tyrimų rezultatai bus palyginami su teorinių tyrimų metu gautais rezultatais.

4. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų aptarimas

Šiame skyriuje atliktas teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatų palyginimas ir aptarimas. Analizuojami pozicionavimo sistemos tikslumo, pakartojamumo ir savųjų virpesių rezultatai.

Pagal teorinių tyrimų rezultatus gauta, kad sistemai veikiant 1/256 žingsnio režimu tikslumas turėtų būti 0,004 μm dydžio, tačiau pagal eksperimentinius rezultatus nustatyta, kad X ašies tikslumas yra 113,67 μm , o Y ašies tikslumas yra 6,86 μm . Šių neatitikimų priežastys gali būti sudarytas dinaminis pozicionavimo sistemos modelis, kuris neatsižvelgė į trinties įtaką pozicionavimo sistemai bei eksperimentinių tyrimų matavimo paklaidos. Eksperimentinių tyrimų metu nustatytą X ašies laisvosios eigos reikšmę (90 μm) galima naudoti laisvosios eigos koregavimui valdymo sistemoje taip pagerinant X ašies tikslumą. Tačiau atlikus X ašies laisvosios eigos korekciją turėtų būti atlikti papildomi tyrimai, kurių metu nustatomos naujos X ašies parametrų reikšmės. Remiantis Y ašies tikslumo reikšme, ši ašis vis tiek yra tinkama mikropozicionavimui atlikti, kai nustatyta reikiama tikslumo reikšmė yra mažesnė nei 10 μm .

Gauta Y ašies pakartojamumo reikšmė (6,72 μm) yra tinkama mikropozicionavimo darbams atlikti. Pažymima, kad net ir esant didelei X ašies histerezei pakartojamumo reikšmė yra tik 13,68 μm . Taigi mikropozicionavimo sistema yra tinkama tik kai kuriems pozicionavimo darbams atlikti. Patobulinus šią ašį sudarančius mechaninius komponentus bei atlikus papildomus tyrimus, gali būti pagerinta sistemos X ašies pakartojamumo reikšmė bei įrenginio pritaikomumas.

Atlikus mikropozicionavimo sistemos savųjų virpesių tyrimus pastebėta, kad teorinių tyrimų metu gautų savųjų dažnių reikšmės nesikartoja nei vieno eksperimentinio tyrimo metu. Tačiau eksperimentinių tyrimų metu gauta (260 Hz) rezonansinio dažnio reikšmė yra artima teorinių tyrimų metu nustatytai pirmajai korpuso virpesių modos (295 Hz) reikšmei. Skirtumas tarp nustatytų dažnių gali atsirasti dėl matavimo paklaidų ir simuliacijos parametrų parinkimo. X ir Y ašių virpesių matavimų metu buvo užfiksuota antroji korpuso virpesių moda (414 Hz). Teorinių tyrimų metu nustatyta, kad sistemos rezonansiniai dažniai turi būti didesni nei 295 Hz, tačiau eksperimentinių tyrimų metu nustatyti 60 Hz virpesiai. Šis rezonansinių dažnių reikšmių skirtumas galėjo atsirasti dėl matavimo aplinkos. Atliekant eksperimentinį tyrimą mikropozicionavimo sistema buvo padėta ant kitų objektų, kurių rezonansiniai dažniai galėjo turėti įtakos tyrimų rezultatams. Todėl atliekant teorinius tyrimus reikėtų įvertinti šių objektų įtaką sistemai.

Atlikus teorinius ir eksperimentinius tyrimus bei gautų rezultatų analizę, sudaroma mikropozicionavimo sistemos specifikacija (4.1 lentelė). Joje pateiktos teorinių tyrimų metu nustatytos

skiriamosios gebos ir maksimalaus greičio reikšmės bei eksperimentinių tyrimų metu nustatytos darbo diapazono, ašių tikslumo, pakartojamumo ir histerezės reikšmės.

4.1 lentelė. Mikropozicionavimo sistemos specifikacija

Parametras	Reikšmė
Darbo diapazonas	(30 × 18) mm
Skiriamoji geba	Nuo 5 μm iki 0,02 μm, priklausomai nuo žingsniavimo režimo
X ašies tikslumas	113,67 μm
Bendras X ašies pakartojamumas	13,68 μm
Y ašies tikslumas	6,86 μm
Bendras Y ašies pakartojamumas	6,72 μm
X ašies histerezės koregavimo reikšmė	90 μm – 100 μm
Y ašies histerezės koregavimo reikšmė	–
Maksimalus sistemos judėjimo greitis	0,8 mm/s (48 mm/min)

IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS

1. Išanalizavus mikropozicionavimo sistemų, kurios gali būti naudojamos mikroskopuose, mokslinę literatūrą buvo nustatyta, kad svarbiausi mechaniniai parametrai yra darbo diapazonas, skiriamoji geba, tikslumas, pakartojamumas, paklaida ir savųjų virpesių reikšmės. Šioms savybėms įtaką daro pozicionavimo sistemos konstrukcija, aplinkos veiksniai ir trinties jėgų darbas. Buvo nustatytos orientacinės mikropozicionavimo sistemų reikšmės.
2. Teorinių tyrimų metu buvo sudarytas mikropozicionavimo sistemos dinaminis modelis, kuris aprašo žingsninio variklio ir sraigto-veržlės sistemos pereinamuosius procesus. Atlikus teorinius tyrimus buvo nustatytos skiriamosios gebos ir maksimalaus greičio reikšmės bei pozicionavimo sistemos tikslumo ir savųjų dažnių reikšmės, kurios lyginamos su eksperimentinių tyrimų metu gautomis reikšmėmis.
3. Eksperimentinių tyrimų metu nustatytos realios mikropozicionavimo sistemos darbo diapazono, tikslumo, pakartojamumo ir savųjų virpesių reikšmės. Remiantis jomis, nustatyta, kad X ašis nėra tinkama mikropozicionavimo darbams atlikti, o Y ašis – tinkama.
4. Palyginus gautus teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatus sudaryta įrenginio specifikacija, kuri pateikiama 4.1 lentelėje. Matoma, kad atnaujintos mikropozicionavimo sistemos statinės ir dinaminės savybės žymiai skiriasi nuo išanalizuotų panašių mikropozicionavimo sistemų. Todėl galima teigti, kad atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistema yra netinkama mikropozicionavimo darbams atlikti.

Atikus mikropozicionavimo sistemos statinių ir dinaminių savybių tyrimą nustatyta, kad ji nėra tinkama mikropozicionavimo darbams atlikti. Dėl to sudaromos rekomendacijos, kurios pagerintų šios sistemos savybes:

1. Norint, kad sudaryto dinaminio modelio reikšmės geriau atitiktų realias įrenginio savybes, reikėtų įvertinti trinties jėgų darbą.
2. Tiriant teorines rezonansinių virpesių savybes reikėtų įvertinti aplinkos objektus.
3. Norint gauti geresnes X ašies tikslumo ir pakartojamumo reikšmes siūloma tobulinti šią ašį sudarančius mechaninius komponentus.
4. Norint gauti geresnes linijinių ašių savybių reikšmes, reikėtų atlikti šių ašių laisvosios eigos koregavimą valdymo sistemoje ir atlikti papildomus ašių pozicionavimo tyrimus.

Domantas Bartušis

LITERATŪROS SĄRAŠAS

- Acarney, P. P.; Watson, J. F. 2006. Review of position-sensorless operation of brushless permanent-magnet machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 53(2): 352–362.
- Armstrong-Hélouvry, B.; Dupont, P.; De Wit, C. C. 1994. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7): 1083–1138.
- Baluta, G. 2007. Microstepping mode for stepper motor control. *2007 International Symposium on Signals, Circuits and Systems*, 2: 1–4.
- Banerjee, A. K. 1968. Influence of kinetic friction on the critical velocity of stick-slip motion. *Wear*, 12(2): 107–116.
- Bellini, A.; Concar, C.; Franceschini, G.; Toscani, A. 2007. Mixed-mode PWM for high-performance stepping motors. *IEEE transactions on industrial electronics*, 54(6): 3167–3177.
- Bishop, R. 2002. *The mechatronics handbook*. Ostin: CRC Press. 1229 p. ISBN 0-8493-0066-5.
- Bogdan, I. C.; Abba, G. 2009. Identification of the servomechanism used for micro-displacement. *2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 1986–1991.
- Bolton, W. 2015. *Instrumentation and control systems*. 2-oji laida. Oxford: Newnes: 339 p. ISBN: 978-0-08-100613-9.
- Bonnail, N.; Tonneau, D.; Jandard, F.; Capolino, G.-A.; Dallaporta, H. 2004. Variable structure control of a piezoelectric actuator for a scanning tunneling microscope, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 51(2): 354–363.
- Chen, C. L.; Jang, M. J.; Lin, K. C. 2004. Modeling and high-precision control of a ball-screw-driven stage. *Precision engineering*, 28(4): 483–495.
- Clarkson, P. J.; Acarney, P. P. 1988. Closed-loop control of stepping motor systems. *IEEE transactions on industry applications*, 24(4): 685–691.
- Deaconu, D.; Chirila, A.; Navrapescu, V.; Albu, M.; Ghita, C.; Popescu, C. 2008. Two hybrid stepper motor models. *9th WSEAS International Conference on Automation and Information*. 129–134.
- Frey, S.; Dadalau, A.; Verl, A. 2012. Expedient modeling of ball screw feed drives. *Production Engineering*, 6(2): 205–211.
- Fujita, T.; Matsubara, A.; Kono, D.; Yamaji, I. 2010. Dynamic characteristics and dual control of a ball screw drive with integrated piezoelectric actuator. *Precision engineering*, 34(1): 34–42.
- Haessig Jr, D. A.; Friedland, B. 1991. *On the modeling and simulation of friction*, J. Dynam. Syst. Meas. Contr. 113: 354–362.

- He, S.; Tang, H.; Qiu, Q.; Xiang, X.; Che, J.; Chen, C.; He, Y. 2016. A novel flexure-based XY θ motion compensator: Towards high-precision wafer-level chip detection. *2016 IEEE 18th Electronics Packaging Technology Conference (EPTC)*. 381–387.
- Hsieh, C.; Pan, Y. C. 2000. Dynamic behavior and modelling of the pre-sliding static friction. *Wear*, 242(1-2): 1–17.
- Hubbard, N. B.; Culpepper, M. L.; Howell, L. L. 2006. Actuators for micropositioners and nanopositioners. *Applied mechanics reviews*, 59(6): 324–334.
- Ionică, I.; Modreanu, M.; Morega, A.; Boboc, C. 2017. Design and modeling of a hybrid stepper motor. *2017 10th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering*. 192–195.
- ISO/TR 230-8:2010 Test code for machine tools – Part 8: Vibrations. Switzerland, 2010. 116 p.
- ISO 230-2:2014 Test code for machine tools – Part 2: Determination of accuracy and repeatability of positioning of numerically controlled axes. Switzerland, 2014. 50 p.
- Yi-Cheng, H.; Xiang-Yuan, C. 2017. Investigation of a ball screw feed drive system based on dynamic modeling for motion control. *Advances in Technology Innovation*, 2(2): 29.
- Juhász, L.; Maas, J.; Borovac, B. 2011. Parameter identification and hysteresis compensation of embedded piezoelectric stack actuators. *Mechatronics*, 21(1): 329–338.
- Juuti, J.; Leinonen, M.; Jantunen, H. 2008. Micropositioning. *Piezoelectric and Acoustic Materials for Transducer Applications*. Boston: Springer. 319–340.
- Karnopp, D. 1985. *Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems*, J. Dynam. Syst. Meas. Contr. 107: 100–103.
- Linear stage LTP24-SM data sheet* [interaktyvus]. 2020. Steinmeyer Mechatronik GmbH [žiūrėta 2020 05 10]. Prieiga per internetą: <https://www.steinemeyer-mechatronik.de/fileadmin/user_upload/lineartisch-linear-stage-ltp24-datenblatt-data-sheet-steinmeyer-mechatronik.pdf>
- Miller, P.; Lammers, M.; Anorand, B.V. 1994. Tips for choosing high-accuracy linear positioning systems: Part 3, *Power transmission design*. 69–71.
- Murphy, Douglas B.; Davidson, Michael W. 2011. *Fundamentals of light microscopy and electronic imaging*. Antroji laida. Oxford: Wiley-Blackwell. 538 p. ISBN 9781118382905.
- Morar, A. 2003. Stepper motor model for dynamic simulation. *Acta Electrotehnica*, 44(2): 117–122.
- MPS75SLE data sheet* [interaktyvus]. 2020. Aerotech Inc. [žiūrėta 2020 05 10]. Prieiga per internetą: <<https://www.aerotech.com/media/3190357/mps75sle.pdf>>
- Olaru, D.; Puiu, G. C.; Balan, L. C.; Puiu, V. 2004. A new model to estimate friction torque in a ball screw system. *Product engineering*. Dordrecht: Springer. 333–346.

- Škofic, J.; Koblar, D.; Boltežar, M. 2014. Parametric Study of a Permanent-Magnet Stepper Motor's Stepping Accuracy Potential. *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 60(4): 255–264.
- Tayouri, S.; Izadi, I.; Ghaisari, J. 2019. Modeling and Parameter Identification of Piezoelectric Actuator in Micropositioning Systems. *2019 27th Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE)*. 1193–1198.
- Zhang, Y.; Tan, K.; Huang, S. 2009. Vision-servo system for automated cell injection, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, 56(1): 231–238.
- Zribi, M.; Chiasson, J. 1991. Position control of a PM stepper motor by exact linearization. *IEEE Transactions on automatic control*, 36(5): 620–625.
- Xu, Z. Z.; Liu, X. J.; Lyu, S. K. 2014. Study on positioning accuracy of nut/shaft air cooling ball screw for high-precision feed drive. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 15(1): 111–116.
- 8MT167-25BS1 Linear Motor Positioning Stage [interaktyvus]. 2020. UAB „Standa“ [žiūrėta 2020 05 10]. Prieiga per internetą:
<http://www.standa.lt/products/catalog/motorised_positioners?item=63&prod=linear_motor_positioning_stage&print=1>

PRIEDAI

A priedas. Apžvelgtų mikropozicionavimo sistemų specifikacijos

A.1. 8MT167-25BS1 specifikacijos

Model	8MT167-25BS1		8MT167-25LS	
	8MT167S-25BS1	8MT167M-25BS1	8MT167S-25LS	8MT167M-25LS
Travel range, mm	25	25	25	25
Resolution full step, μm	5	5	1.25	1.25
Resolution 1/8 step, μm	0.625	0.625	0.156	0.156
Ball screw pitch, mm	1	1	-	-
Lead screw pitch, mm	-	-	0.25	0.25
Repeatability, μm	1.5	1.5	1	1
Maximum speed, mm/s	25	25	6	6
Maximum load				
Horizontal, kg	30	30	30	30
Vertical, kg	7	7	7	7
Mechanical end limit switches	2, Pushed is "closed"			
Cable	1.6 m long cable included			
Motor connector	HDB15(M) (wiring diagram)			
Stepper motor	28			
Weight	0.8 kg	0.8 kg	0.8 kg	0.8 kg
Recommended controllers	8SMC5-USB			

A.2. LTP24-SM specifikacijos

Modelle und Spezifikationen | Models and specifications

LTP24	-25-DC-R	-55-DC-R	-65-DC-R	-25-SM	-55-SM	-65-SM
Verfahrweg Travel [mm]	25	55	65	25	55	65
Wiederholgenauigkeit unidirektional Repeatability unidirectional [μm]	± 1.5	± 1.5	± 1.5	± 2.3	± 2.3	± 2.3
Wiederholgenauigkeit bidirektional Repeatability bidirectional [μm]	± 2	± 2	± 2	± 2.8	± 2.8	± 2.8
Positioniergenauigkeit Accuracy [μm]	± 3.6	± 5	± 5.5	± 4.4	± 5.8	± 6.2
Ebenheitsabweichung Flatness [μm]	± 2.5	± 5.5	± 6.5	± 2.5	± 5.5	± 6.5
Geradheitsabweichung Straightness [μm]	± 1.9	± 4.1	± 4.9	± 1.9	± 4.1	± 4.9
Positioniergeschwindigkeit Positioning speed [mm/s]	30	30	30	20	20	20
Max. Beschleunigung Max. acceleration [m/s^2]	0.6	0.6	0.6	0.4	0.4	0.4
Max. Last Max. load F_x [N]	25	25	25	25	25	25
Max. Last Max. load F_y [N]	15	15	15	15	15	15
Max. Last Max. load F_z [N]	15	15	15	15	15	15
L1 [mm]	151	181	191	153	183	193
L2 [mm]	76	106	116	76	106	116

A.3. MPS75SLE specifikacijos

Mechanical Specifications			MPS75SLE-025	MPS75SLE-050	MPS75SLE-075	MPS75SLE-100
Travel			25 mm	50 mm	75 mm	100 mm
Accuracy	Uncalibrated		±1.75 μm	±2.25 μm	±2.75 μm	±3.25 μm
	Uncalibrated with Bellows		±2.75 μm	±3.25 μm	±3.75 μm	±4.25 μm
	Calibrated ⁽¹⁾		±0.75 μm	±0.75 μm	±1.0 μm	±1.0 μm
Resolution (Minimum Incremental Motion) ⁽²⁾			0.025 μm			
Repeatability (Bidirectional) ⁽²⁾			±0.1 μm (Standard); ±0.2 μm (with Bellows)			
Straightness			±2.0 μm	±2.0 μm	±3.0 μm	±3.0 μm
Flatness			±2.0 μm	±2.0 μm	±3.0 μm	±3.0 μm
Maximum Speed	1.0 mm/rev Ball Screw	DC Motor (-M1)	50 mm/s	50 mm/s	50 mm/s	35 mm/s
		Stepper Motor (-M2)	30 mm/s	30 mm/s	30 mm/s	30 mm/s
Load Capacity ⁽³⁾	Horizontal		15 kg			
	Side		15 kg			
	Vertical		4 kg			
Stage Mass			2.3 kg	2.4 kg	2.5 kg	2.6 kg
Material			Anodized Aluminum Body			

Notes:

1. Available with Aerotech controllers.

2. Resolution and repeatability specifications are for systems running in dual-loop mode with feedback resolutions of 25 nm on both the rotary and linear encoders.

3. Payload specifications are single-axis.

4. Specifications are for single-axis systems, measured 25 mm above the tabletop.

5. Contact factory for specifications of stages with bellows option.

Electrical Specifications	DC Motor	Stepper Motor
Drive System	DC Brush Servomotor	24 VDC Bipolar Stepper Motor
Feedback (Linear Encoder)	Noncontact Linear Encoder; Amplified sine and TTL versions available	
Feedback (Rotary Motor Encoder)	10,000 lines/rev Rotary Encoder	N/A
Maximum Bus Voltage	48 VDC ⁽¹⁾	
Rotary Encoder Electronic Resolution	0.025 µm	0.025 µm @ 40,000 steps/rev Motor Resolution
Linear Encoder Electronic Resolution	20 µm fundamental, 0.05 µm with LTX100 option; Amplified Sine (-AS) option allows for electronic resolutions below 1 nm ⁽²⁾	
Limit Switches	5V, Normally Closed	

B priedas. Žingsninio variklio 103H5205-0440 specifikacija



42 mm sq. (1.65 inch sq.)

1.8° /step **RoHS**

Unipolar winding, Connector type
Bipolar winding, Lead wire type ▶ p. 62

Customizing

Hollow Shaft modification

Decelerator Encoder

Brake

Varies depending on the model number and quantity. Contact us for details.

Unipolar winding, Connector type

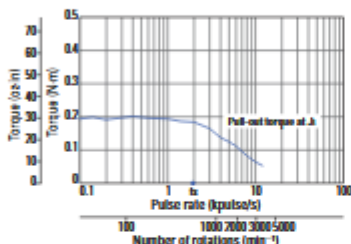
Model number		Holding torque at 2-phase energization (N·m (oz-in) min.)	Rated current A/phase	Wiring resistance Ω /phase	Winding inductance mH/phase	Rotor inertia [$\times 10^{-4}$ kg·m ² (oz-in ²)]	Mass (Weight) (kg (lbs))	Motor length (L) mm (in)
Single shaft	Dual shaft							
103H5205-0440	103H5205-0410	0.2 (28.32)	1.2	2.4	2.3	0.036 (0.20)	0.23 (0.51)	33 (1.25)
103H5208-0440	103H5208-0410	0.3 (42.48)	1.2	2.9	3.4	0.056 (0.31)	0.29 (0.64)	39 (1.54)
103H5209-0440	103H5209-0410	0.32 (45.31)	1.2	3	3.9	0.062 (0.34)	0.31 (0.68)	41 (1.61)
103H5210-0440	103H5210-0410	0.37 (52.39)	1.2	3.3	3.4	0.074 (0.40)	0.37 (0.82)	48 (1.89)

Motor cable: Model No. 4835710-1

Characteristics diagram

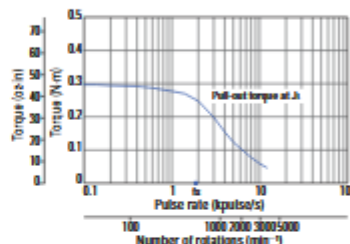
103H5205-0440
103H5205-0410

Constant current circuit
Source voltage: 24 VDC
Operating current:
1.2 A/phase, 2-phase
energization (full-step)
 $J_s = 0.94 \times 10^{-4} \text{ kg·m}^2$ (5.14
oz-in²) use the rubber
coupling
fs: Maximum self-start
frequency when not
loaded



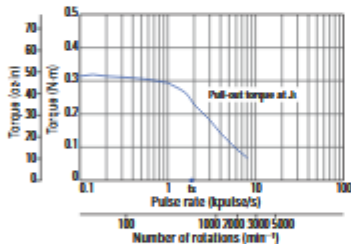
103H5208-0440
103H5208-0410

Constant current circuit
Source voltage: 24 VDC
Operating current:
1.2 A/phase, 2-phase
energization (full-step)
 $J_s = 0.94 \times 10^{-4} \text{ kg·m}^2$ (5.14
oz-in²) use the rubber
coupling
fs: Maximum self-start
frequency when not
loaded



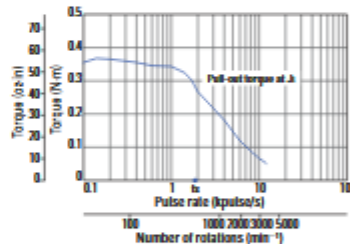
103H5209-0440
103H5209-0410

Constant current circuit
Source voltage: 24 VDC
Operating current:
1.2 A/phase, 2-phase
energization (full-step)
 $J_s = 0.94 \times 10^{-4} \text{ kg·m}^2$ (5.14
oz-in²) use the rubber
coupling
fs: Maximum self-start
frequency when not
loaded

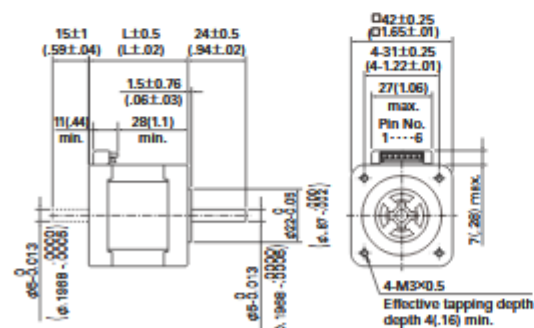


103H5210-0440
103H5210-0410

Constant current circuit
Source voltage: 24 VDC
Operating current:
1.2 A/phase, 2-phase
energization (full-step)
 $J_s = 0.94 \times 10^{-4} \text{ kg·m}^2$ (5.14
oz-in²) use the rubber
coupling
fs: Maximum self-start
frequency when not
loaded



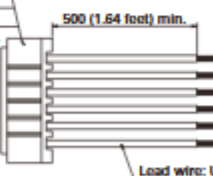
Dimensions [Unit: mm (inch)]



Option (sold separately): Motor cable Model number: 4835710-1

Manufacturer: J.S.T. Mfg. Co., Ltd.
Housing: EHR-6 Black
Pin: SEH-001T-P0.6

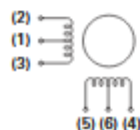
Pin No. Lead wire color
6 Black
5 Red
4 Yellow
3 Blue
2 Orange
1 White



Lead wire: UL1430 AWG26

This driver-motor cable is for motor model numbers 103H5211-0411.

Internal wiring



Compatible drivers

Model number: US1D200P10

Operating current select switch setting: 8

The characteristics diagram shown above is from our experimental circuit.

Allowable Load, Rotation Direction ▶ p. 87 General Specifications ▶ p. 88

Data is measured under the trial conditions of SANYO DENKI. Driving torque may vary according to actual machine condition.

C priedas. X ašies tikslumo ir pakartojamumo matavimo rezultatai

i	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11	
Matavimo pozicija P_i , mm	15,00		15,02		15,04		15,06		15,08		15,10		15,12		15,14		15,16		15,18		15,20	
Artėjimo kryptis	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←
Pozicionavimo nuokrypiai, μm	j=1	0,0	6,5	0,0	-14,5	0,0	-28,5	0,0	-48,5	-1,5	-64,0	-3,5	-85,5	-13,5	-93,5	-38	-95,5	-55,0	-95,5	-74,5	-95,5	-95,5
	2	6,5	4,5	6,5	-15,5	6,5	-28,5	6,5	-46,5	5,5	-65,0	2,5	-85,0	-16,5	-93,5	-35,5	-93,5	-55,5	-93,5	-75,0	-93,5	-93,5
	3	4,5	5,5	4,5	-16,0	4,5	-31,5	4,5	-49,5	4,0	-66,0	1,5	-86,5	-15,5	-92,5	-34,5	-94,5	-57,0	-94,5	-72,5	-94,5	-94,5
	4	5,5	1,0	5,5	-16,5	5,5	-35,5	5,5	-50,5	4,5	-67,5	2,5	-87,5	-16,5	-90,5	-33	-91,5	-54,5	-91,5	-72,5	-91,5	-91,5
	5	1,0	1,5	1,0	-15,5	1,0	-34,5	0,5	-52,0	-1,5	-68,5	1,5	-85,5	-14,5	-92,5	-35	-90,0	-50,5	-90,0	-74,0	-90,0	-90,0
Vidutinis pozicijos nuokrypis kryptį $\bar{x}_i$, μm	3,5	3,8	23,5	4,4	43,5	8,3	63,4	10,6	82,2	13,8	100,9	14	104,7	27,5	104,8	47	105,5	67	106,3	87	107	107
Standartinis nuokrypis s_i , μm	2,85	2,44	2,85	0,74	2,85	3,27	2,97	2,07	3,42	1,82	2,51	1,00	1,30	1,22	1,82	2,24	2,42	2,24	1,15	2,24	2,24	2,24
$2s_i$, μm	5,70	4,88	5,70	1,48	5,70	6,54	5,93	4,15	6,84	3,65	5,02	2,00	2,61	2,45	3,65	4,47	4,85	4,47	2,30	4,47	4,47	4,47
$\bar{x}_i + 2s_i$, μm	9,20	8,68	29,20	5,88	49,20	14,84	69,33	14,75	89,04	17,45	105,92	16,00	107,31	29,95	108,45	51,47	110,35	71,47	108,60	91,47	111,47	111,47
$\bar{x}_i - 2s_i$, μm	-2,20	-1,08	17,80	2,92	37,80	1,76	57,47	6,45	75,36	10,15	95,88	12,00	102,09	25,05	101,15	42,23	100,65	65,23	104,00	85,53	102,53	102,53
Pakartojamu mas, vertinant kryptį R_i , μm	11,40	9,76	11,40	2,97	11,40	13,08	11,87	8,29	13,68	7,29	10,04	4,00	5,22	4,90	7,29	8,94	9,70	8,94	4,60	8,94	8,94	8,94
Krypties keitimo paklaida B_i , μm	-0,3		19,1		35,2		52,8		68,4		86,9		77,2		57,8		38,5		19,3		0	
Pakartojamuma s , nevertinant krypties R_i , μm	11,40		26,28		47,44		62,88		78,89		93,92		82,26		65,92		47,82		26,07		8,94	

C lentelės pabaiga

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Matavimo pozicija P_i , mm	15,00	15,02	15,04	15,06	15,08	15,10	15,12	15,14	15,16	15,18	15,20
Vidutinis pozicijos nuokrypis $\bar{x}_i$, μm	3,65	13,95	25,9	37	48	57,45	66,1	75,9	86,28	96,65	107
Parametrų reikšmės, μm	Judant į priekį				Judant atgal			Abi kryptys			
Krypties keitimo paklaida B	Netaikoma				Netaikoma			$41,35 \pm 40$			
Vidutinė krypties keitimo paklaida $\bar{B}$	Netaikoma				Netaikoma			41,35			
Pozicionavimo klaida M	Netaikoma				Netaikoma			103,35			
Sisteminė pozicionavimo klaida E	103,50				103,20			103,50			
Pozicionavimo pakartojamumas R	13,68				13,08			13,68			
Pozicionavimo tikslumas A	113,67				112,55			113,67			

D priedas. Y ašies tikslumo ir pakartojamumo matavimo rezultatai

i	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11																							
Matavimo pozicija P_i , mm	9,00		9,02		9,04		9,06		9,08		9,10		9,12		9,14		9,16		9,18		9,20																							
Artėjimo kryptis	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←	→	←																						
Pozicionavimo nuokrypiai, μm	j=1	3,5	1	1	1	0,5	1	-0,5	0,5	-0,5	0	-1,5	-0,5	-2	-0,5	-2,5	-1	-3	-1	-3	-1,5	-2,5	-2,5																					
	2	1	0	-1	0	-1,5	0,5	-2	-0,5	-2,5	-0,5	-3	-0,5	-3	-1,5	-3,5	-2	-4	-2,5	-4	-2,5	-3,5	-3,5																					
	3	0	-0,5	-2	-0,5	-1,5	0	-2,5	-0,5	-3	-1	-3,5	-1	-4	-1,5	-4,5	-2,5	-4,5	-2,5	-4,5	-3	-4	-4																					
	4	-0,5	-0,5	-2	-0,5	-2	-0,5	-3	-1	-3,5	-1,5	-4	-0,5	-4	-2	-4,5	-2,5	-4,5	-3	-4,5	-3,5	-4	-4																					
	5	-0,5	-0,5	-2	-0,5	-2,5	-0,5	-3,5	-1	-3,5	-1,5	-4	-1,5	-4,5	-2	-3,5	-3	-4,5	-3	-4,5	-3,5	-4	-4																					
Vidutinis pozicijos nuokrypis kryptį $\bar{x}_i$,	0,7		-0,1		-1,2		-0,1		-1,4		0,1		-2,3		-0,5		-2,6		-0,9		-3,2		-0,8		-3,5		-1,5		-3,7		-2,2		-4,1		-2,4		-4,1		-2,8		-3,6		-3,6	
Standartinis nuokrypis s_i , μm	1,68		0,65		1,30		0,65		1,14		0,65		1,15		0,61		1,24		0,65		1,04		0,45		1,00		0,61		0,84		0,76		0,65		0,82		0,65		0,84		0,65		0,65	
$2s_i$, μm	3,36		1,30		2,61		1,30		2,28		1,30		2,30		1,22		2,49		1,30		2,07		0,89		2,00		1,22		1,67		1,52		1,30		1,64		1,30		1,67		1,30		1,30	
$\bar{x}_i + 2s_i$, μm	4,06		1,20		1,41		1,20		0,88		1,40		0,00		0,72		-0,11		0,40		-1,13		0,09		-1,50		-0,28		-2,03		-0,68		-2,80		-0,76		-2,80		-1,13		-2,30		-2,30	
$\bar{x}_i - 2s_i$, μm	-2,66		-1,40		-3,81		-1,40		-3,68		-1,20		-4,60		-1,72		-5,09		-2,20		-5,27		-1,69		-5,50		-2,72		-5,37		-3,72		-5,40		-4,04		-5,40		-4,47		-4,90		-4,90	
Pakartojamu mas, vertinant kryptį R_i , μm	6,72		2,61		5,22		2,61		4,56		2,61		4,60		2,45		4,98		2,61		4,15		1,79		4,00		2,45		3,35		3,03		2,61		3,29		2,61		3,35		2,61		2,61	
Krypties keitimo paklaida B_i , μm	0,8		-1,1		-1,5		-1,8		-1,7		-2,4		-2		-1,5		-1,7		-1,3		0																							
Pakartojamuma s , nevertinant krypties R_i , μm	6,72		5,22		5,08		5,33		5,49		5,37		5,22		4,69		4,65		4,28		2,61																							
Vidutinis pozicijos nuokrypis $\bar{x}_i$, μm	0,3		-0,65		-0,65		-1,4		-1,75		-2		-2,5		-2,95		-3,25		-3,45		-3,6																							

D lentelės pabaiga

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Matavimo pozicija P_i , mm	9,00	9,02	9,04	9,06	9,08	9,10	9,12	9,14	9,16	9,18	9,20
Parametrų reikšmės, μm	Judant į priekį				Judant atgal			Abi kryptys			
Krypties keitimo paklaida B	Netaikoma				Netaikoma			1,29±1,1			
Vidutinė krypties keitimo paklaida B	Netaikoma				Netaikoma			1,29			
Pozicionavimo klaida M	Netaikoma				Netaikoma			3,9			
Sisteminė pozicionavimo klaida E	4,8				3,7			4,8			
Pozicionavimo pakartojamumas R	6,72				3,35			6,72			
Pozicionavimo tikslumas A	9,56				6,31			6,86			

E priedas. G kodo komandos naudotos tyrimams

E.1. X ašies tikslumo ir pakartojamumo tyrimams naudotas G kodas

G01 F100 Y9.0 X15.0 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.1 M02 G01 X15.12 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.2 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.10 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.02 M00	G01 X15.00 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.1 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.2 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.10 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.00	M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.1 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.2 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.10 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.00	M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.1 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.2 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.10 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.00	M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.1 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.2 M00 G01 X15.18 M00 G01 X15.16 M00 G01 X15.14 M00 G01 X15.12 M00 G01 X15.10 M00 G01 X15.08 M00 G01 X15.06 M00 G01 X15.04 M00 G01 X15.02 M00 G01 X15.00 M02
--	--	--	--	---

E.2. Y ašies tikslumo ir pakartojamumo tyrimams naudotas G kodas

G01 F100 Y9.0 X15.0 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.1 M02 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.2 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.10 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.02 M00	G01 Y9.00 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.1 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.2 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.10 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.00	M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.1 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.2 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.10 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.00	M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.1 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.2 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.10 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.00	M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.1 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.2 M00 G01 Y9.18 M00 G01 Y9.16 M00 G01 Y9.14 M00 G01 Y9.12 M00 G01 Y9.10 M00 G01 Y9.08 M00 G01 Y9.06 M00 G01 Y9.04 M00 G01 Y9.02 M00 G01 Y9.00 M02
---	---	--	--	---

F priedas. Pristatymo medžiaga

E.1. Antraštinė skaidrė



VILNIAUS GEDIMINO
TECHNIKOS UNIVERSITETAS

**22-oji JM konferencija „Mechanika,
medžiagų inžinerija, pramonės
inžinerija ir vadyba“**

2020-04-23

Domantas Bartušis

E.2. Antraštinė skaidrė



VILNIAUS GEDIMINO
TECHNIKOS UNIVERSITETAS

**MIKROPOZICIONAVIMO
SYSTEMOS STATINIŲ IR
DINAMINIŲ SAVYBIŲ
TYRIMAS**

Domantas Bartušis

E.3. Pirmoji skaidrė



Temos aktualumas ir tikslas

Temos aktualumas:

darbe analizuojama įrenginio panaudojamo pozicionavimo darbams atlikti problema. Atlikus atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistemos savybių tyrimus, bus galima nustatyti, kiek šis įrenginys gali būti naudojamas skirtingiems pozicionavimo darbams atlikti.

Darbo tikslas:

ištirti atnaujinto mikroskopo mikropozicionavimo sistemos statines ir dinamines savybes.

3

E.4. Antroji skaidrė



Darbo uždaviniai

1. Išanalizuoti mikroskopuose naudojamų mikropozicionavimo sistemų mechaninius parametrus ir jiems įtaką darančias savybes.
2. Sudaryti sistemos dinaminis modelius ir nustatyti teorines statines bei dinamines įrenginio savybes.
3. Eksperimentiškai ištirti ir nustatyti: mikropozicionavimo sistemos darbo diapazoną, tikslumą ir pakartojamumą, virpesius.
4. Naudojantis tyrimų rezultatais sudaryti įrenginio specifikaciją.

4

E.5. Trečioji skaidrė

Įrenginio aprašymas

Sistema susideda iš dviejų pagrindinių dalių:

- 3-ių ašių mikropozicionavimo sistemos;
- Valdymo įrenginio (Mackinekit OS).



5

E.6. Ketvirtoji skaidrė

Mikropozicionavimo sistema

Linijinės pavaros susideda iš šių pagrindinių dalių:

- Žingsnio variklio valdiklio TMC 2100;
- Žingsninio variklio 103H5250-4410;
- Sraigto-veržlės pavaros KGT-E1-06-01;
- Korpuso ir staliuko.



6

E.7. Penktoji skaidrė

Metodika

- Mokslinės ir metodinės literatūros analizė;
- Eksperimentas, siekiant išsiaiškinti savybes;
- Rezultatų apdorojimas, naudojant OriginLab 2016 programą.

7

E.8. Šeštoji skaidrė

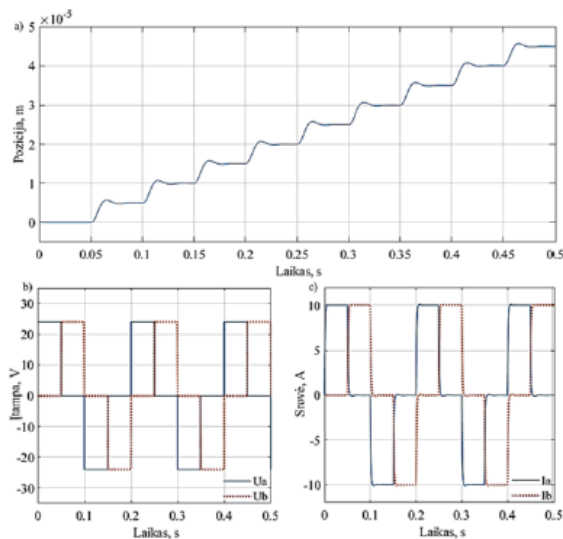
Bandymo metodika

- Darbe taikomi metodai yra grindžiami kitų mokslininkų atliktais ir publikuotais moksliniais darbais.
- Eksperimentų metodika yra paremta tarptautiniu ISO 230 standartu, kuris reglamentuoja pozicionavimo sistemų tyrimo metodus.

8

E.9. Septintoji skaidrė

Teorinių tyrimų rezultatai

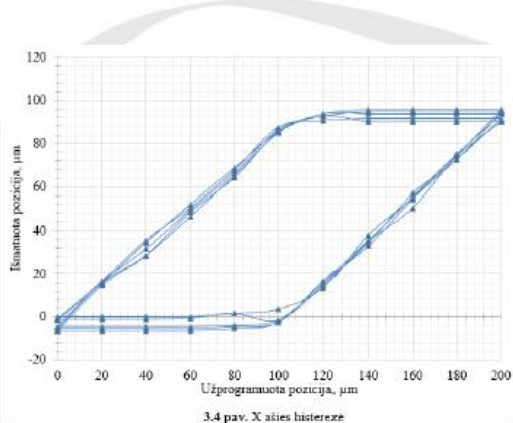


2.7 pav. Pozicionavimo sistemos viso žingsnio režimo staliuko pozicija (a), apvijų įtampa (b), apvijų srovė (c)

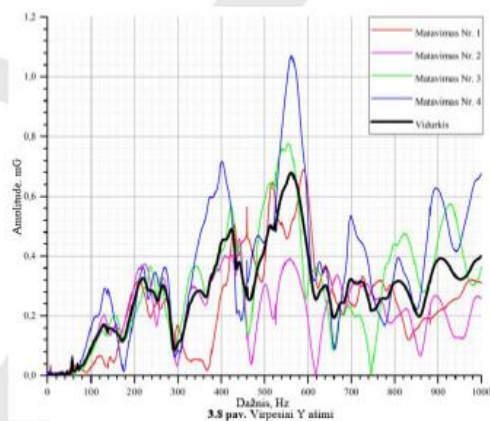
9

E.10. Aštuntoji skaidrė

Eksperimentinių tyrimų rezultatai



3.4 pav. X ašies histerėzė



3.8 pav. Vėpetini Y ašimi

10

Išvados (1)

1. Išanalizavus mokslinę literatūrą buvo nustatyta, kad svarbiausi mechaniniai parametrai yra darbo diapazonas, skiriamoji geba, tikslumas, pakartojamumas, paklaida ir savųjų virpesių reikšmės.
2. Teorinių tyrimų metu buvo sudarytas mikropozicionavimo sistemos dinaminis modelis bei atlikti teoriniai tyrimai, kurių gautos reikšmės naujomis palyginti su eksperimentinių tyrimų reikšmėmis.

11

Išvados (2)

3. Eksperimentinių tyrimų metu nustatytos realios mikropozicionavimo sistemos darbo diapazono, tikslumo, pakartojamumo ir savųjų virpesių reikšmės.
4. Palyginus gautus teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatus sudaryta įrenginio specifikacija.

12