



VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

MECHANIKOS INŽINERIJOS FAKULTETAS

MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

Redas Šmigelskas

OPTINIŲ STALŲ SLOPINIMO SISTEMOS TYRIMAS

EXAMINATION OF DAMPING SYSTEMS FOR OPTICAL TABLES

Baigiamasis magistro darbas

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001

Mechaninių sistemų projektavimo ir gamybos specializacija

Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Vilnius, 2018

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas

(Parašas)

Mindaugas Jurevičius

(Vardas, pavardė)

2018.05.23

(Data)

Redas Šmigelskas

OPTINIŲ STALŲ SLOPINIMO SISTEMOS TYRIMAS
EXAMINATION OF DAMPING SYSTEMS FOR OPTICAL TABLES

Baigiamasis magistro darbas

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001

Mechaninių sistemų projektavimo ir gamybos specializacija

Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Vadovas

dr. doc. Artūras Kilikevičius

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

(Parašas)

(Data)

Lietuvių kalbos konsultantė

lekt. Angelika Petrėtienė

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

(Parašas)

2018-05-22

(Data)

Vilnius, 2018

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS FAKULTETAS
MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA

Mechanikos inžinerijos studijų kryptis

Mechanikos inžinerijos studijų programa, valstybinis kodas 621H33001

Mechaninių sistemų projektavimo ir gamybos specializacija

TVIRTINU

Katedros vedėjas

Prof. dr. Mindaugas Jurevičius

(Vardas, pavardė)

2017-01-25

(Data)

BAIGIAMOJO MAGISTRO DARBO

UŽDUOTIS

2017-01-25 Nr.

Vilnius

Studentui (ei) Redui Šmigelskui.....
(Vardas, pavardė)

Baigiamojo darbo tema: „Optinių stalų slopinimo sistemos
tyrimai“

patvirtinta 2016 m. lapkričio d. 24 dekanu potvarkiu Nr. 326me

Baigiamojo darbo užbaigimo terminas 2018m. gegužės 23 d.

BAIGIAMOJO DARBO UŽDUOTIS:

1. Atlikti literatūros apžvalgą apie optinių stalų slopinimo sistemas. Sudaryti tiriamos sistemos dinaminį modelį ir atlikti modeliavimą.
2. Atlikti optinio stalo slopinimo sistemos eksperimentinius tyrimus.
3. Apdoroti gautus rezultatus ir pateikti išvadas ir pasiūlymus.

Baigiamojo darbo rengimo konsultantai:

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Vadovas

(Parašas)

(Moksl. laipsnis/pedag. vardas, vardas, pavardė)

Užduotį gavau

(Parašas)

(Vardas, pavardė)

(Data)

Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Mechanikos fakultetas
Mechanikos ir medžiagų inžinerijos katedra

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

Antrosios pakopos studijų **Mechanikos inžinerijos** programos magistro baigiamasis darbas 4

Pavadinimas

Optinių stalų slopinimo sistemos tyrimai

Autorius

Redas Šmigelskas

Vadovas

Artūras Kilikevičius

Kalba: lietuvių

Anotacija

Darbe atliktas optinių stalų slopinimo sistemos tyrimas. Apžvelgti jau atlikti įvairių slopinimo sistemų tyrimai, optinių stalų tyrimai. Sudarytas tiriamosios sistemos dinaminis modelis ir atliktas modeliavimas. Atlikti optinio stalo sistemos skaičiuojamieji tyrimai bei optinio stalo slopinimo sistemos eksperimentiniai tyrimai. Apdoroti gauti rezultatai ir pateiktos išvados bei pasiūlymai. Darbo apimtis – 63 p. teksto be priedų, 37 iliustr., 5 lent., 25 bibliografiniai šaltiniai.

Prasminiai žodžiai: Optinis stalas, slopinimo sistema, modalinė analizė, modeliavimas.

Vilnius Gediminas Technical University
Faculty of Mechanics
Department of Mechanical and Material Engineering

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

Master Degree Studies **Mechanical Engineering** study programme Master Graduation Thesis 4

Title	Examination of Damping Systems for Optical Tables
Author	Redas Šmigelskas
Academic supervisor	Artūras Kilikevičius

Thesis language: Lithuanian

Annotation

This thesis focuses on the examination of damping systems for optical tables. Already existing researches on optical tables and dampening systems have been reviewed. A dynamic model of the investigated system was made and its modelling. Furthermore, calculations of the optical table system were made and also optical table damping system experimental research. Achieved results were processed and conclusions, recommendations given.

This thesis consists of: 63 p. text without appendixes, 37 pictures, 5 tables, 25 bibliographical entries. Appendixes included.

Keywords: Optical table, damping system, modal analysis, modelling.

(Baigiamojo darbo sąžiningumo deklaracijos forma)

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Redas Šmigelskas, 20122421

(Studento vardas ir pavardė, studento pažymėjimo Nr.)

Mechanikos fakultetas

(Fakultetas)

Mechanikos inžinerija, MSGfm-16

(Studijų programa, akademinė grupė)

BAIGIAMOJO DARBO (PROJEKTO)

SĄŽININGUMO DEKLARACIJA

2018 m. gegužės 15 d.

Patvirtinu, kad mano baigiamasis darbas tema „Optinių stalų slopinimo sistemos tyrimai“ patvirtintas 2016 m. lapkričio 24 d. dekanų potvarkiu Nr. 326me, yra savarankiškai parašytas. Šiame darbe pateikta medžiaga nėra plagijuota. Tiesiogiai ar netiesiogiai panaudotos kitų šaltinių citatos pažymėtos literatūros nuorodose.

Mano darbo vadovas doc. dr. Artūras Kilikevičius.

Kitų asmenų indėlio į parengtą baigiamąjį darbą nėra. Jokių įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs (-usi).



(Parašas)

Redas Šmigelskas
(Vardas ir pavardė)

TURINYS

Paveikslų sąrašas.....	8
Lentelių sąrašas.....	10
Įvadas.....	11
1. Optiniai stalai, jų dinaminės problemos.....	12
1.1. Optinių stalų sistemos charakteristikos.....	12
1.2. Vibracijų izoliacinė sistema.....	15
1.3. Literatūros apžvalgos apibendrinimas	26
2. Optinio stalo sistemos skaičiuojamieji tyrimai.....	27
2.1. Tyrimo objektas	27
2.2. Dinaminis ir matematinis optinio stalo slopinimo sistemos modeliai	28
2.3. Optinio stalo stalviršio modalinė analizė.....	45
3. Eksperimentinė dalis	49
3.1. Atlikimo specifika ir naudojami prietaisai.....	49
3.2. Eksperimento rezultatai ir jų aptarimas	51
4. Teorinių ir eksperimentinių rezultatų palyginimas ir išvados	57
Išvados	60
Literatūros sąrašas.....	61
1 PRIEDAS. Modeliavimo rezultatai	64
2 PRIEDAS. Konferencijos straipsnis	76

Paveikslų sąrašas

1.1 pav. Tipinė slankio (angl. <i>Compliance</i>) kreivė.....	13
1.2 pav. <i>Standa IHT</i> korinis stalviršis.....	14
1.3 pav. <i>Standa IHT</i> stalviršio konstrukcija.....	15
1.4 pav. Spyruoklės – masės mechanizmo virpesiai.....	16
1.5 pav. Standaus optinio stalo atramos.....	17
1.6 pav. Pasyvaus optinio stalo atramos.....	18
1.7 pav. Aktyvaus optinio stalo atramos.....	20
1.8 pav. Modifikuota aktyvioji virpesių izoliavimo sistema.....	21
1.9 pav. Aktyviųjų ir pasyviųjų virpesių izoliavimo sistemų teorinis perduodamumas.....	21
1.10 pav. Aktyvios ir pasyvios sistemų virpesių gesinimo laikas po žadinimo.....	22
1.11 pav. Visos sistemos vertikalios ir horizontalios vibracijų perduodamumo atvejai.....	23
1.12 pav. Stalo vibracinės modos.....	25
1.13 pav. Standumo plokštumos.....	25
2.1 pav. Guminis padukas.....	27
2.2 pav. Tiriamasis optinis stalas.....	28
2.3 pav. Optinio stalo slopinimo sistemos dinaminis modelis.....	29
2.4 pav. Koordinatę z atitinkančios lygties analizinė išraiška (a) ir jos <i>Simulink</i> diagrama (b).....	33
2.5 pav. Koordinatėms φ_x ir φ_y atitinkančios lygtys (a, c) ir jų <i>Simulink</i> diagramos (b, d).....	33
2.6 pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio <i>Simulink</i> diagrama.....	35
2.7 pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio <i>Simulink</i> diagrama įvedus duomenis.....	37
2.8 pav. Šuolinių blokų parametrų nustatymo langas.....	38
2.9 pav. <i>Simulink</i> modelio poslinkių grafikai.....	38
2.10 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi.....	40
2.11 pav. Modelio poslinkių grafikai Z ašies kryptimi padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %.....	40
2.12 pav. Modelio poslinkių grafikai apie X ašį, padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %.....	41
2.13 pav. Modelio poslinkių grafikai apie Y ašį, padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %.....	42
2.14 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi.....	43
2.15 pav. Optinio stalo stalviršio modelis (A) <i>SolidWorks</i> aplinkoje ir jo vidinė struktūra (B).....	44

2.16 pav. Pirmos trys modos, kurių dažniai atitinkamai: 247 Hz; 365 Hz; 594 Hz.....	45
2.17 pav. 4–6 modos, kurių dažniai atitinkamai: 623 Hz; 808 Hz; 945 Hz.....	46
2.18 pav. 7–9 modos, kurių dažniai atitinkamai: 1115 Hz; 1288 Hz; 1468 Hz.....	46
3.1 pav. „TYPE 3660-D - Brüel & Kjær“ duomenų kaupimo ir apdorojimo įranga.....	49
3.2 pav. Tyrimo stendo blokinė schema.....	49
3.3 pav. Optinis stalas, paruoštas tyrimui.....	50
3.4 pav. Stalo atvaizdavimas PULSE aplinkoje žymi jutiklių išdėstymą.....	51
3.5 pav. Eksperimentinės modalinės analizės metu gautas stalo vidurio taško laikinis pagreičio grafikas, kuris parodo po smūginio žadinimo gautą atsaką.....	51
3.6 pav. Erdviniai grafikai, kurie parodo stalo ketvirčio 9 taškų (3.4 pav. taškai 1–9) dažninę priklausomybę nuo laiko ir poslinkio amplitudės (atliekant eksperimentinę modalinę analizę).....	52

Lentelių sąrašas

1 lentelė. Konstantos ir pradinės sąlygos modeliavimui.....	36
2 lentelė. Modeliui parinktos medžiagos.....	46
3 lentelė. Modalinė analizė, kai parametrai padidinti ir pamažinti 5 %.....	48
4 lentelė. Eksperimentinės modalinės analizės rezultatai.....	55
5 lentelė. Teorinių ir eksperimentinių rezultatų suvestinė.....	57

Ivadas

Atliekant tyrimus dažnai pasitaiko atvejų, kai reikia atlikti eksperimentus aplinkoje be vibracijų. Tačiau vibracijų šaltiniai, tokie kaip oro kondicionieriai, šilumos pompos ir kelių ar geležinkelių transporto sistemos, gerokai prisideda prie neišvengiamo vibracinio foninio triukšmo, kuris veikia aplinkinius objektus. Optinės sistemos susideda iš daugybės komponentų, kurie turi būti individualiai pritvirtinti, sulygiuoti preciziškai ir standžiai, nes yra ypač jautrūs vibracijoms ir dėl to efektyvumas smarkiai sumažėja.

Daugybė įvairių eksperimentų gali būti stipriai sutrikdyti arba net negalimi esant mažoms vibracijoms. Pavyzdžiui, dauguma lazerio panaudojimų reikalauja, kad jo storis būtų vos kelių mikronų, jeigu šio taško pozicija yra kritinė sistemos efektyvumui (pvz.: naudojant jonų lazerį pompuoti reaktyvinio dažų srauto lazerį), tada vibracijos su amplitudėmis mikronų lygyje neišvengiamai sukels eksperimento žlugimą. Kadangi regimoji šviesa turi submikroninius bangų ilgius, tai interferometrija paremtus eksperimentus (įskaitant holografiją) taip pat gali būti neįmanoma atlikti esant vibracijoms, net jei jų amplitudė submikroninė. Puslaidininkų lipdžių optinis ir / arba mechaninis apdirbimas arba tyrimai reikalauja panašaus stabilumo. Galų gale, jei eksperimentui naudojami mechaniniai elementai, kurie juda arba vibruoja, tada dažnai būtina izoliuoti šiuos komponentus nuo kitų optinių elementų.

Metrologinės įrangos precizikos ir rezoliucijos reikalavimai tampa vis griežtesni dėl technologinės pažangos. Todėl metrologinės sistemos tapo dar jautresnės tokiems išoriniams trikdžiams, kaip temperatūrų kaita ir vibracijos.

Virpesių izoliavimas plačiai tyrinėjamas pasaulio mokslininkų: T. Sashida, D. Karnop (JAV), H. Boudaoud (Europoje), K. V. Bolotin (Rusijoje) ir t. t. Šiuo metu ypač suaktyvėjo Rytų Azijos šalių mokslininkų veikla šioje srityje, pavyzdžiui: Kinijos, Japonijos ir pan. Žinoma, tarp pasaulinio lygio mokslininkų šioje srityje yra ir lietuvių: K. Ragulskis, R. Bansevičius, A. Jakštas.

Šiame baigiamajame magistro darbe apžvelgiamos optinių stalų slopinimo sistemos bei sudaromas tiriamos sistemos dinaminis modelis ir atliekamas modeliavimas. Atliekami optinio stalo slopinimo sistemos eksperimentiniai tyrimai, duomenų analizavimas, gautų rezultatų apdorojimas ir išvadų bei pasiūlymų pateikimas.

1. OPTINIAI STALAI, JŲ DINAMINĖS PROBLEMOS

1.1. Optinių stalų sistemos charakteristikos

Išorinių vibracijų izoliavimas nuo darbo aplinkos – tai problema, kurią sprendžia optiniai stalai. Optiniai stalai, platformos ir pan. naudojami dažniausiai lazerinėms ir optinėms sistemoms, kurios gali būti panaudotos tiek mokslinėse laboratorijose, tiek pramoninėje veikloje, ir yra ypač jautrios išorinėms vibracijoms. Šioms sistemoms beveik visada reikia izoliuoti vibracijas. Tradiciškai, dideli oriniai stalai buvo pageidautini optinėms sistemoms (*Optical...* 2016).

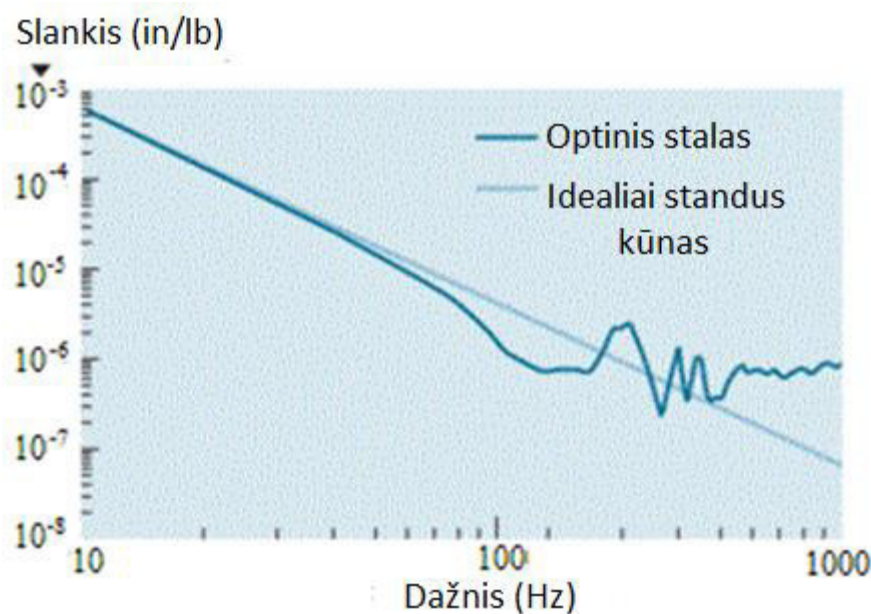
Optiniai stalai paprastai skiriami į kelias grupes, kurios nulemiamos vibracijų slopinimo lygiu. *Įprastiniai optiniai* stalai bendram naudojimui yra tinkami naudoti tylioje aplinkoje ir naudoja nedaug arba visai nenaudoja jokių vibracijų slopinimo mechanizmų. Tačiau dėl jų korinės sudėtinės konstrukcijos jie sudaro standžią platformą bendriems optiniams eksperimentams atlikti, kurie santykinai nejautrūs vibracijoms, palyginti su spektroskopija, velosimetrija ir nuo fazės nepriklausančiomis aplikacijomis. *Pažangiosios klasės* optiniai stalai paprastai pasižymi plačiajuosčiu slopinimu arba vidutinės klasės suderintais masės slopintuvais, siekiant sumažinti stalo atsaką esantiems trukdžiams. Priklausomai nuo to, kokia įranga bus naudojama ant stalo, reikia parinkti optinį stalą. Pavyzdžiui, laboratorijos su papildomu vibracijų ir akustiniu triukšmu turėtų naudoti aukštesnio lygio slopinimo stalus, kurie suteikia maksimalų slopinimą ir ramiausią stalo paviršių interferometrijos, nanopozicionavimo ir pan. tyrimams atlikti.

Optiniuose staluose „triukšmas“ išreiškiamas trimis vibracijų tipais: seisminė, akustinė ir stalviršio jėgos. Seisminės jėgos atkeliauja iš žemės po stalu ir yra sukeltos, pavyzdžiui: vėjo, automobilių eismo, pėsčiųjų eismo ir pastato vibracijų. Akustinis triukšmas sukeltas garso bangų, kurios keliauja oru ir per sienas. Stalviršio jėgos sukeltos vibracijų ant darbo paviršiaus, kaip judanti pozicionavimo pakyla arba vakuuminės sistemos vamzdynas.

Jeigu laboratorijos grindys veikiamos seisminės vibracijos, tada pirminis rūpestis turėtų būti stalo izoliavimas, kuris vykdomas stalo atramų sistema. Dauguma optinių stalų gamintojų siūlo pneumatines izoliavimo sistemas, kurios pradeda slopinimą nuo 1,3 Hz ir efektyviai izoliuoja iki 90 % vibracinės energijos pradedant 5 Hz ir daugiau. Taip pat dauguma pasiekia 99 % efektyvumą esant apie 10 Hz.

Vibracijų izoliavimas yra žemo dažnio problema, pasireiškianti esant maždaug 50 Hz ir mažiau. Vibracijos, sugeneruotos ant stalo viršaus, yra aukšto dažnio (daugiau kaip 50 Hz) ir reikalauja atitinkamo slopinimo, kuris atliekamas stalviršio lygmenyje.

Dažnai stalo slopinimo efektyvumui įvertinti naudojama slankio (angl. *Compliance*) kreivė – pramoninis standartinis matas, nurodantis stalo natūralias vibracijų modas veikiant statinei apkrovai kaip dažnio funkcijai (žr. 1.1 pav.). Slankis apibrėžiamas kaip stalo įlinkis, padalintas iš sunkio jėgos, pridėtos tam tikrame taške. Tipinė slankio (angl. *Compliance*) kreivė parodo optinio stalo poslinkius. Veikiant žadinimo jėgai per atitinkamą dažnių spektrą, lyginant su standžiu kūnu. Stalo kreivė idealiai sutaps su standaus kūno kreive aukštų dažnių teritorijoje. Pikai kreivėje rodo natūralias modas, kai stalas veikiamas įvairių dažnių. Jeigu tamprumo kreivės naudojamos produktams palyginti, tada reikia tiksliai žinoti triukšmo šaltinius laboratorijos aplinkoje, kad kreivės galėtų būti įvertintos pagal specifinius dažnius esant klausimui.



1.1 pav. Tipinė slankio (angl. *Compliance*) (PRODUCT... 2009)

Kol vibracijų izoliatorinė sistema po stalu veikia filtruodama vibracijas iš grindų, joms nepasiekus stalviršio, stalo korinis (angl. *Honeycomb*) struktūrinis standumas ir slopinimas apsaugo nuo nuokrypų judant apkrovoms ar vibracijai, kurios praeina pro izoliacinę sistemą. Pasyvus slopinimas (tiek plačiajuostis, tiek derintas) suteikia kintamą struktūrinį slopinimą, tačiau abu yra veikiami kintamų stalviršio apkrovų. Aktyviai slopinantys stalai turi įmontuotus jutiklius ir elektroniką, siekiant užfiksuoti ir efektyviai slopinti stalviršio vibracijas, gali būti automatiškai suderinti kompensuoti kintamąsias stalo apkrovas. Šios sistemos taip pat yra parodžiusios gebėjimą sumažinti perduodamą triukšmą optiniams komponentams, taip darant juos dar naudingesnius naudoti optiniams eksperimentams. Paprastai mikroskopų ir kitos optinės įrangos gamintojai nurodo vibracijų izoliavimo dažnius, galimus iš stalo.

Kai kurie gamintojai naudoja tamprumo kreivę, kad gautų kitus skaičius, tokį kaip dinaminį įlinkio koeficientą – bendrą stalo judėjimo veikiant vibracijoms matą. Dauguma ekspertų pritaria, kad reikia įvertinti daugiau nei vieną dydį lyginant produktus, ypač jei eksperimentas jautrus specifiniams dažniams ar sąlygoms. Kitas vertingas dydis – vibracijų perdavimo kreivė (angl. *Transmissibility curve*), kuri seka pneumatinio izoliatoriaus vibracijų slopinimo efektyvumą. Kartu su tamprumo kreive, šios dvi apibūdintos kreivės leidžia tiksliau palyginti optinių stalų slopinimo sistemas.

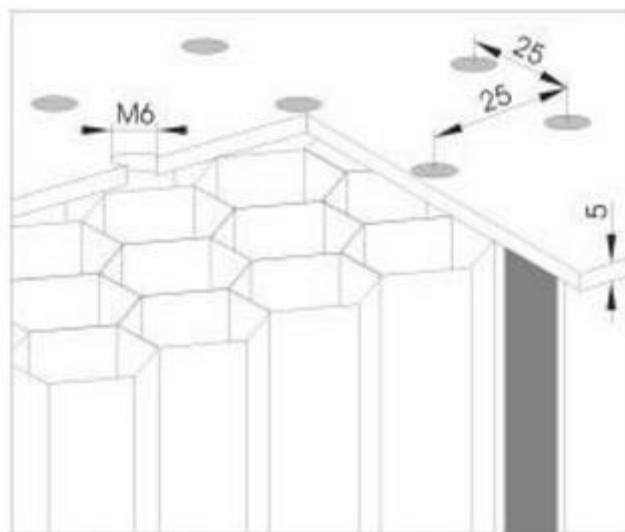
Standumas arba įlinkis veikiant apkrovai, kas yra atvirkščia tamprumui, dar vienas dydis, leidžiantis palyginti. Optinio stalo standumas matuojamas pridendant apkrovą stalo centre ir matuojant paviršiaus įlinkį. Stalo izoliatoriai paprastai dirba efektyviausiai veikiant maksimaliai apkrovai (PRODUCT... 2009).

Pavyzdžiui, *Standa IHT* korinis stalviršis (žr. 1.2 pav.) suteikia galimybę atlikti ypač precizinius optinius ir lazerinius darbus. Tokie stalviršiai atitinka aukštus standumo, plokštumo, vibracijų izoliavimo ir slopinimo parametrus. Standartinis korinis stalviršis sudarytas iš 5 mm storio šaltai valcuoto nerūdijančio feromagnetinio plieno viršutinio lukšto ir 3–6 mm storio apatinio. Abu lukštai susieti aukštu slėgiu su korinės struktūros viduriais, naudojant specialius epoksidinius klijus. Viršutinio ir apatinio lukšto storis priklauso nuo stalviršio gabaritų.



1.2 pav. *Standa IHT* korinis stalviršis (angl. *IHT - Honeycomb Optical Table Tops*) (Honeycomb... 2015)

Standa IHT koriniai viduriai sudaryti iš 0,25 mm storio plieno, kurio tankis 125–250 kg/m³ priklausomai nuo korinio elemento dydžio ir struktūros. Viršutinio lukšto paviršiuje atitinkamai išdėstytos tam tikro dydžio skylės, šiuo atveju M6 skylės išdėstytos 25 mm atstumu viena nuo kitos. Plokštumas svyruoja $\pm 0,1$ mm tikslumu (žr. 1.3 pav.).



1.3 pav. *Standa IHT* stalviršio konstrukcija

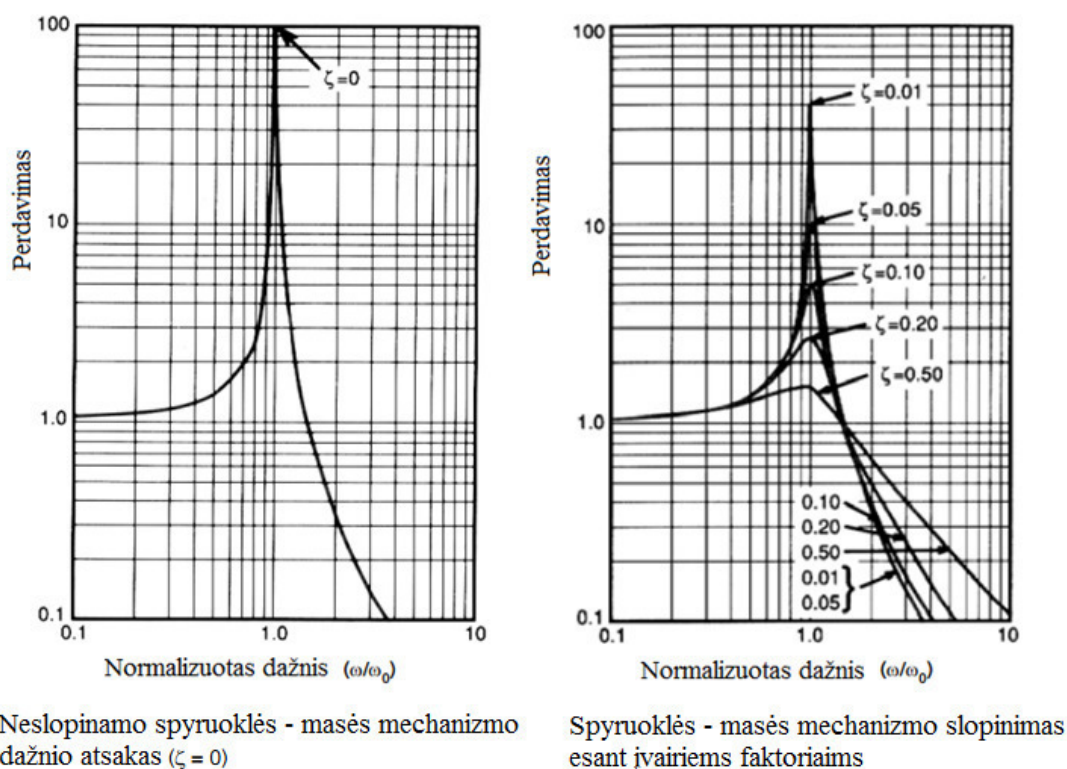
Stalviršiai taip pat gali būti nemagnetiniai, kaip ir nemagnetinės stalo atramos, kur 316 markės nerūdijantis plienas naudojamas visoms korpuso dalims, o koriniai viduriai pagaminti iš aliuminio.

1.2. Vibracijų izoliacinė sistema

Optinio stalo sistema tiriama dviem aspektais, t. y. susitelkiant ties atramų vibroizoliacija ir kitu atveju vertinant stalo elgesį esant vibracijoms.

Atramų vibroizoliacijos vertinimas. Atramų ir vibracijų izoliacinės sistemos pasirinkimas turi ypač didelį poveikį optinio stalo sistemų veikimui. Vibracijų izoliavimo sistemų tikslas yra maksimaliai slopinti virpesius, perduodamus stalviršio ir ypač iš grindų ar kito paviršiaus, ant kurio stovi atramos. Praktika rodo, kad spyruoklės – masės mechanizmas yra geriausias pasirinkimas tokioms aplikacijoms, bet jie turi būti suderinti taip, kad jų natūralūs rezonansiniai dažniai būtų daug mažesni už mažiausius pastato rezonansinius dažnius, jeigu jie skirti suteikti aukšto laipsnio vibracinį izoliavimą. Neslopino spyruoklės – masės vibracinio perdavimo charakteristikos, arba perduodamumas, apytiksliai pavaizduotos diagramose apačioje (žr. 1.4 pav.). Kaip pažymėta L. L. Beranek (1992) darbe, izoliacijos diapozone padidėjęs klampus slopinimas lemia padidėjusį perduodamumą. Nors šis faktas minimas daugybėje tekstų, tačiau mažos praktinės reikšmės yra dėl dviejų priežasčių. Pirmiausia, praktikoje retai aptinkamos sistemos su slopinimo santykiais, kurie yra didesni nei 0,1 nebent aukštas slopinimas projektuojamas į sistemą tiksliai – ir mažos slopinimo santykio vertės, ir maži slopinimo santykio pokyčiai turi nedidelį poveikį perduodamumui. Antra, šiuo atveju 1.4 pav. priklauso tik klampiai slopinamoms sistemoms, kuriose

slopintuvas sukuria stabdančią jėgą, kuri proporcinga greičiui. Nors tokios sistemos buvo plačiai tyrinėjamos (dažniausiai todėl, kad santykinai lengva analizuoti matematiškai), stabdančios jėgos praktinėse sistemose bendrojo atveju turi kitas parametrų priklausomybes (Beranek *et al.* 1992).



1.4 pav. Spyruoklės – masės mechanizmo virpesiai (LINOS 2014)

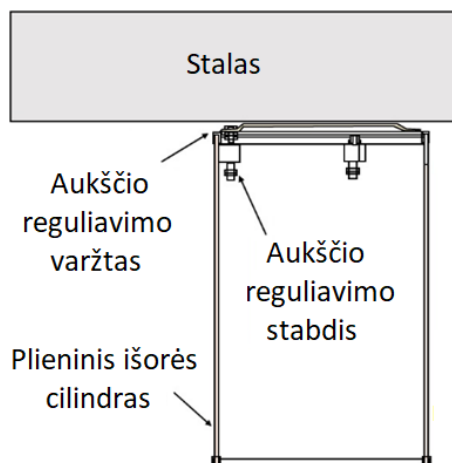
Siekiant užtikrinti izoliavimą iš pastato, vibracijų izoliacinės sistemos turėtų stipriai atriboti įrenginius nuo atsitiktinių vibracijų, tokių kaip šalia vaikščiojantys žmonės ir t. t. bei turėtų stipriai slopinti šiuos reiškinius, t. y. jie turi staigiai užgesinti galimų dažnių vibracijas naudojimo metu. Tai gali būti pasiekta naudojant kelių tipų slopinimo mechanizmus, tokius kaip elektrinio lauko slopinimas arba trinties / klamos slopinimas naudojant kietas, skystas, dujines medžiagas vibracijų izoliavimo sistemose. Slopinimas sumažina jų natūralius rezonansinės amplitudės pikus, bet ant slopinimo mechanizmo išskirtos jėgos padidina jų perdavimą aukštuose dažniuose (LINOS 2014).

Kaip jau buvo minėta anksčiau, optinių stalų slopinimo (izoliavimo) sistemos paprastai yra kelių rūšių priklausomai nuo naudojamų mechanizmų slopinimui. Taigi, truputį plačiau apibrėšime konkrečius tipus ir jiems būdingus bruožus. Pagrindiniai tipai:

Standžiosios virpesių izoliavimo sistemos. Tokios sistemos (žr. 1.5 pav.) naudojamos, kai tyrimo aplinka arba pats tyrimas nereikalauja, kad optinis stalas būtų izoliuotas nuo vibracijų. Šiuo atveju optinis stalas naudojamas suteikti standų, plokščią paviršių, ant kurio gali būti atliekamas eksperimentas.

Bruožai:

- Horizontalus ir vertikalus stabilumas.
- Galima didelė apkrova.
- Paprasta reguliuoti kiekvienos atramos aukštį.



1.5 pav. Standaus optinio stalo atramos (LINOS 2014)

Pasyviosios virpesių izoliavimo sistemos. Tokie izoliatoriai (žr. 1.6 pav.) paprastai naudojami, kai optinis stalas yra aplinkoje, kuri pasižymi minimaliomis vibracijomis. Optiniai stalai su pneumatiniiais vibracijų izoliatoriais yra tinkami lazerių centrams.

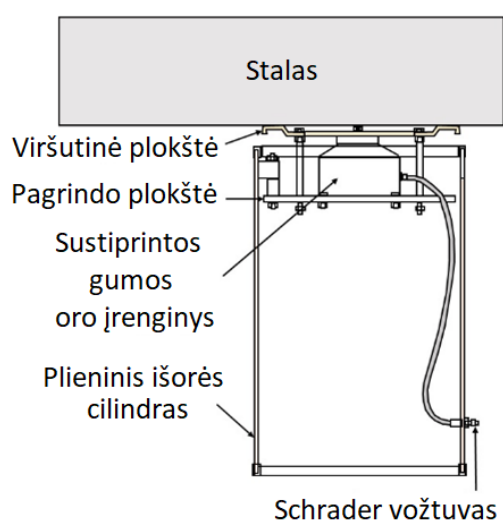
Pirmieji izoliatoriai buvo projektuojami naudojant tik pasyviuosius elementus, t. y. nebuvo reikalingas galios šaltinis laikyti ar eikvoti energiją. Tokie pasyvūs izoliatoriai pasižymi turintys šiek tiek standumo ir / arba slopinimo, kurie yra kritiniai konstruojant efektyvų izoliatorių. Standumas – svarbus izoliatoriaus parametras, naudojamas nustatyti izoliatoriaus kampo dažnį (angl. *Corner frequency*) arba pagrindo dažnį (angl. *Mount frequency*) (ω_0), kuris paprastai yra ten, kur izoliatorius pradeda izoliuoti trikdžius (angl. *disturbances*). Kampo dažnis taip pat tampa svarbiu analizuojant absoliutinį sistemos perduodamumą. Trikdžiams daugiau nei $\sqrt{2}\omega_0$ dažnio, absoliutinis perduodamumas mažesnis nei bendrai (angl. *Unity*) ir pasireiškia vibracijų izoliavimas. Kai sutrikdymo dažnis mažesnis už $\sqrt{2}\omega_0$, pasireiškia vibracijų stiprinimas. Kai trikdžių dažniai yra mažesni nei kampo dažnis, absoliutinis perduodamumas yra bendras. Kai trikdžių dažnis artėja prie rezonansinio sistemos dažnio, pasireiškia rezonansinės sąlygos ir perduodamumas neribotas, jei izoliatoriuje nėra slopinimo. Kadangi izoliatoriai geriausiai dirba, kai trikdžių dažnis didesnis nei $\sqrt{2}\omega_0$, izoliatoriaus kampo dažnis turėtų būti minimizuotas kaip galima daugiau. Tačiau kampo dažnio reikšmei yra limitas ir jis nustatomas pagal statinį izoliatoriaus įlinkį, kai sistema statiškai

apkrauta. Todėl izoliatorius turi remti įrangą po statine apkrova ir taip pat atitikti reikalavimus, kad trikdžiai nebūtų perduodami įrangai (Sciulli *et al.* 1997).

Deformuojamas oro rezervuaras naudojamas izoliuoti optinį stalą nuo vibracijų iš grindų dažnio intervale nuo 10 iki 50 Hz. Perdava (angl. *Transmissibility*) aukščiau 10 Hz yra žemiau 0,3, o tai yra žymus izoliatorių efektyvumo pagerėjimas naudojant gumą arba neopreną.

Bruožai:

- Paprastas, efektyvus vertikalių vibracijų izoliavimas.
- Horizontalus ir vertikalus stabilumas.
- Paprasta palaikyti vienodą slėgį (nereikia kompresoriaus).



1.6 pav. Pasyvaus optinio stalo atramos (LINOS 2014)

Kiekvienas izoliatorius susideda iš cilindrinio sustiprintos gumos oro rezervuaro, pritvirtinto ant plieninių kojų viršaus. Izoliatoriaus slėgis gali būti reguliuojamas didinant arba mažinant oro slėgį rezervuare per standartinį Schrader'io vožtuvą, kiekvieno izoliatoriaus šone. Optinis stalas gali būti išlygintas reguliuojant kiekvieno rezervuaro oro slėgį.

Daugybė mokslininkų vykdė įvairius tokios sistemos tyrimus. Štai, pavyzdžiui, D. Kamesh, R. Pandiyan (2011) tyrė reakcijos rato pasyvių vibracijų izoliavimą, naudojant žemo dažnio lanksčią erdvinę platformą. Reakcijos ratas yra momentų kaitos prietaisas, naudojamas tiksliai erdvėlaivio nukreipimui. Net jei besisukantis reakcijos rato rotorius yra tiksliai subalansuotas sumažinti atsirandančias vibracijas dėl statinio ir dinaminio disbalanso, tikslaus instrumento naudingosios apkrovos, esančios kaimynystėje, gali visada būti stipriai paveiktos likutinių vibracijų jėgų. Buvo atlikti analitiniai ir eksperimentiniai tyrimai įvertinti žemo dažnio lanksčiųjų platformų naudingumą kaip vibracijų izoliatorių reakcijos ratų rinkiniams (angl. *Reaction wheel assemblies*).

Tiek laiko, tiek dažnio domenų analizė rodo, kad lanksti sijos platforma, tokia kaip tvirtinimas reakcijos ratams, yra gana efektyvi ir gali būti naudojama erdvėlaiviuose atsirandančioms pasyviosioms vibracijoms izoliuoti.

S. W. Cho., H. J. Jung, I. W. Lee (2005) tyrė išmaniąją pasyviąją sistemą, pagrįstą magnetorheologiniu slopintuvu. Šie slopintuvai laikomi vieni daugiausiai žadančių kontrolės mechanizmų civilinėje inžinerijoje žemės drebėjimams sušvelninti, nes jie turi daugybę privalumų, tokių kaip mažas galios poreikis, patikimumas ir maži gamybos kaštai. Siekiant sumažinti kontroliuojamos struktūros atsakus į žadinimą, naudojami magnetorheologiniai (MR) slopintuvai, kontrolės sistema kartu su galios šaltiniu, valdiklis, jutikliai. Tačiau, kai naudojama daug tokių slopintuvų didelėms civilinėms struktūroms, kontrolės sistemos tampa sudėtingos. Šiame darbe siekiant išspręsti minėtus sunkumus, siūloma išmani pasyvi vibracijų izoliavimo sistema, kuri paremta MR slopintuvais.

Aktyviosios virpesių izoliavimo sistemos. Aktyviosios sistemos būtų galima išvengti, jeigu pavyktų pasiekti pasyviąją sistemą, turinčią labai žemą savąjį dažnį, artėjantį prie nulio. Bet tokia sistema turės turėti žemą standumą, kad sistema negalėtų jo ilgiau išlaikyti. Dėl to aktyvioji sistema yra privaloma virpesiams izoliuoti vertikalia kryptimi. Žemų dažnių virpesių izoliavimas horizontalia kryptimi gali būti pasiekiamas lengviau naudojant žemą horizontalų standumą (Vijayan 2009).

Aktyvius vibracijų izoliavimas plačiai taikomas įvairiuose preciziškuose tyrimuose. Štai, pavyzdžiui, L. Benassi, S. J. Elliott, P. Gardonio (2003) aprašė aktyvų vibracijų izoliavimą, naudojant inercinę pavarą su vietinės jėgos grįžtamojo ryšio kontrole. Skirtingai nei reakcinės pavaros, inercinėms pavaroms nereikia reaguoti nuo pagrindo struktūros ir todėl gali būti tiesiogiai instaliuojamos ant vibruojančių struktūrų. Atlikti teoriniai ir eksperimentiniai tyrimai rodo fazės atsilikimo valdiklio efektyvumą. Tačiau poreikis turėti inercinę pavarą su žemu rezonansiniu dažniu sukelia statinio įlinkio problemų.

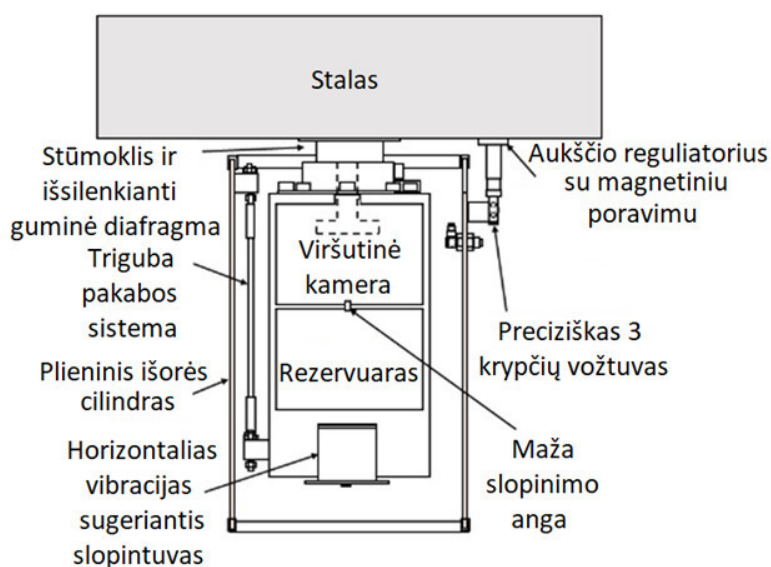
M. E. Hoque, M. Takasaki, Y. Ishino (2006) straipsnis pateikė 3 laisvės laipsnių aktyvią vibracijų izoliavimo sistemą, naudojančią nulinės galios magnetinę pakabą. Sukurta sistema pajėgi nuslopinti tiesioginius trikdžius ir izoliuoti žemės virpesius trimis laisvės laipsnių kryptimis, susietomis su vertikalia, transliacine ir rotacine modomis. Pasiūlomos dvi pavarų kontrolės strategijos kategorijos, t. y. vietinės kontrolės ir modų kontrolės. Išvedamas sistemos matematinis modelis ir kiekvienas laisvės laipsnis apdorojamas atskirai kontrolės sistemos. Analitiškai pademonstruojama, kad gali būti generuojamas begalinis standumas tiesioginiams statiniams trikdžiams. Rezultatai rodo, kad gerai atliekamas vibracijų izoliavimo ir silpninimo darbas bei potencialą sukurti izoliatoriaus industrializacijai.

Aktyvioms izoliavimo sistemoms (žr. 1.7 pav.) reikalingas pastovus suslėgto oro tiekimas. Tokios sistemos turėtų būti naudojamas tyrimams, kur bet kokios vibracijos yra žalingos ir kai optinis stalas yra aplinkoje su ypač didelėmis vibracijomis. Pavyzdžiui, jei atliekamas eksperimentas viršutiniame aukšte, pastatas gali svyruoti, sukeldamas tiek vertikalias, tiek horizontalias vibracijas. Skirtingai nuo standžių ir pasyvių optinio stalo atramų, prieš tai aptartų, aktyvaus slopinimo optinio stalo atramos pasižymi horizontaliu slopinimo mechanizmu.

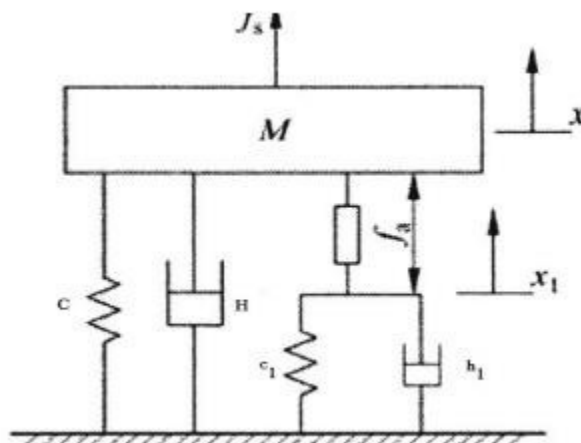
Tarp įprastinių aktyviųjų virpesių izoliavimo sistemų sukurtos modifikuotos sistemos (žr. 1.8 pav.), norint išspręsti problemas, kurias sukelia didelis grįžtamasis ryšys (Sun 2007).

Bruožai:

- Pranašesnis vertikalus ir horizontalus vibracijų izoliavimas.
- Horizontalus ir vertikalus stabilumas.
- Savaiminio išsilyginimo funkcija.



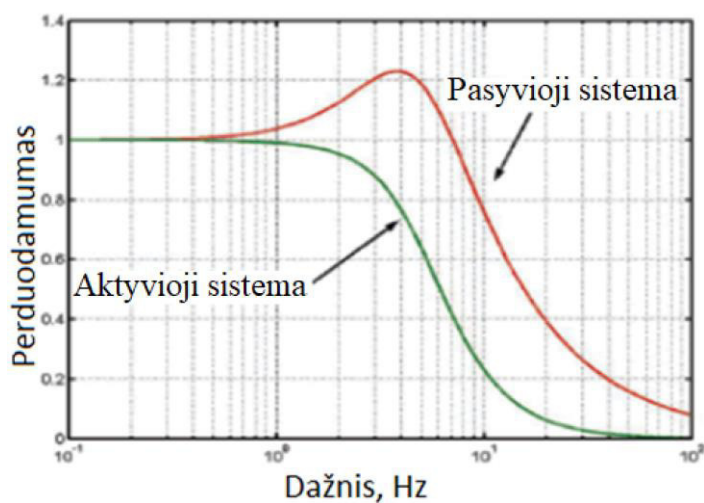
1.7 pav. Aktyvaus optinio stalo izoliatoriaus schema (LINOS 2014)



1.8 pav. Modifikuota aktyvioji virpesių izoliavimo sistema (Sun 2007)

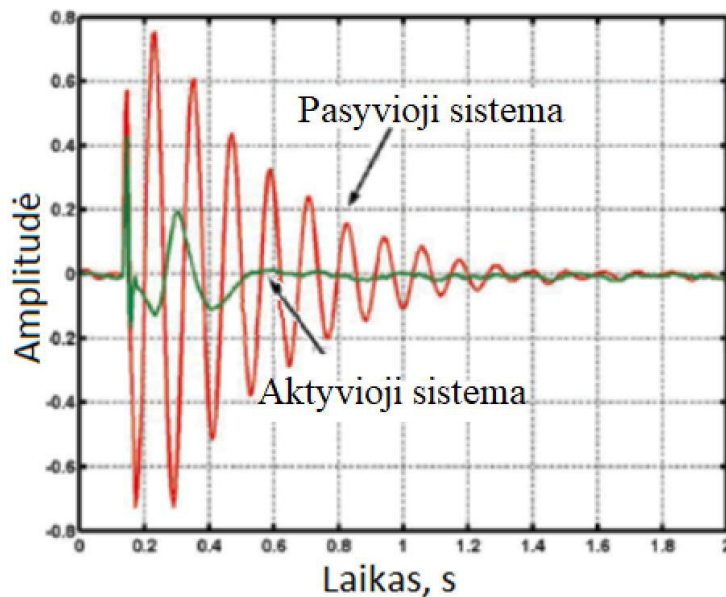
Vertikalus slopinimas pasiekiamas naudojant dvigubą kamerą, slopinamą pneumatine spyruokle (žr. 1.7 pav.). Stalviršis išlaikomas oro slėgio šiose kameros. Stūmoklis, kontaktuojantis su stalviršio apačia, įmontuotas viršutinėje slėgio kameroje naudojant lanksčią guminę diafragmą, kuri leidžia iš esmės judėti jam be trinties vertikaliai ir neleidžia judėti horizontalia kryptimi. Vibracijos iš grindų arba nuo stalviršio eksperimento metu priverčia orą tekėti iš vienos kameros į kitą per aukšto pasipriešinimo slopintuvą. Toks dizainas sumažina 0,3 perduodamumo (angl. *Transmissibility*) tašką iki mažiau nei 2 Hz. Šie oro srauto suvaržymai tarp dviejų kamerų slopina svyravimus tarp grindų ir stalviršio, dramatiškai sumažinant svyravimų laiką. Kamrų tūrio santykis buvo optimizuotas, kad atramoms būtų suteiktas kuo mažesnis rezonansinis dažnis (Optical Tables... 2013).

Atskirai išskiriant aktyviosios ir pasyviosios sistemos perduodamumą matoma, kad aktyvi sistema yra pranašesnė (žr. 1.9 pav.).



1.9 pav. Aktyviųjų ir pasyviųjų virpesių izoliavimo sistemų teorinis perduodamumas (Stobener 2009)

Skirtumai tarp šių slopinimo sistemų taip pat gerai atsispindi amplitudinėje diagramoje (žr. 1.10 pav.).

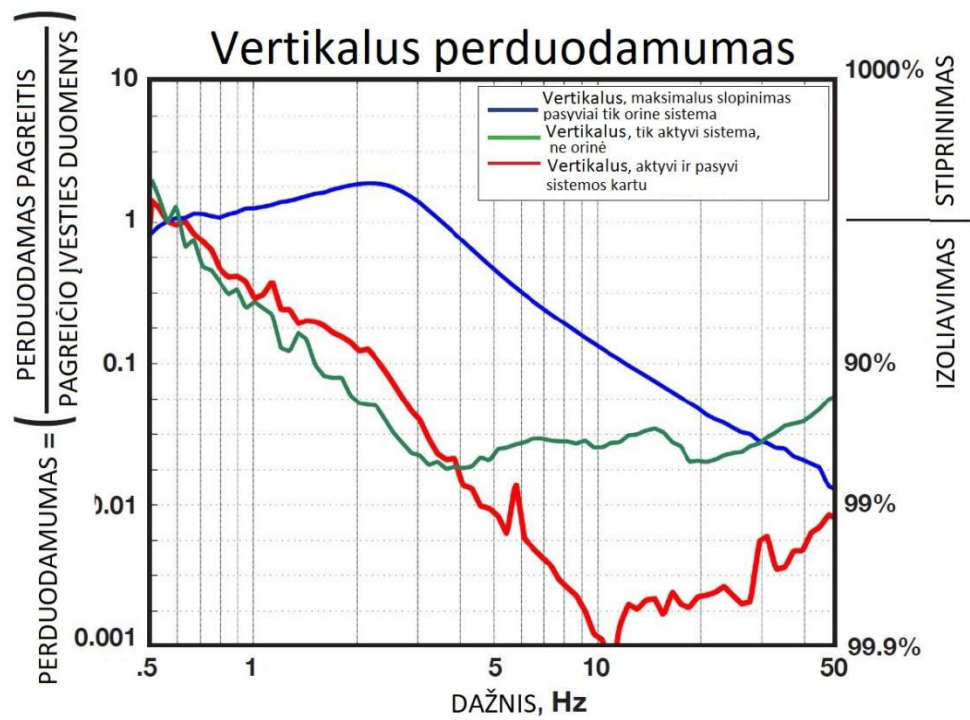
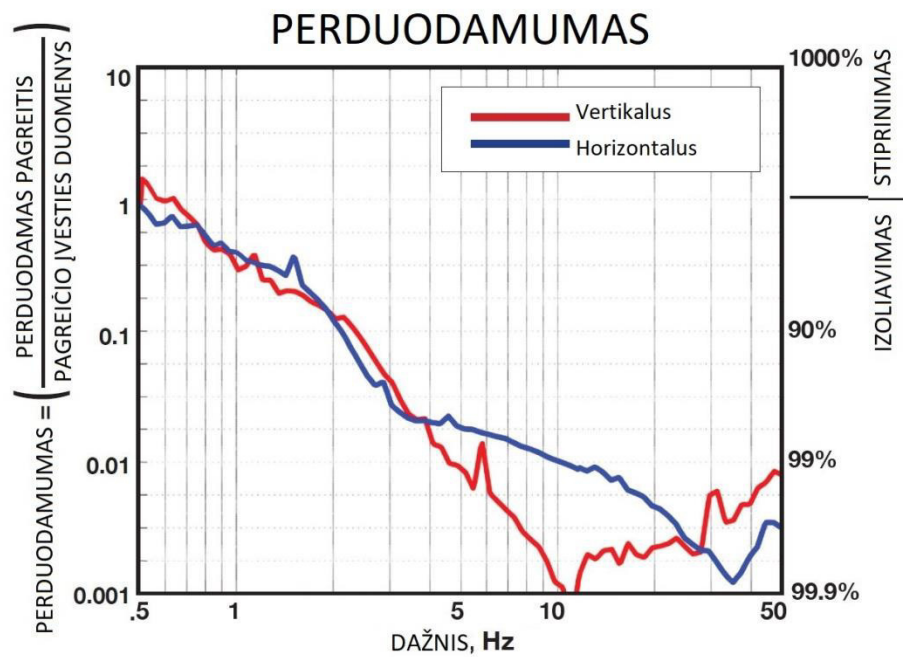


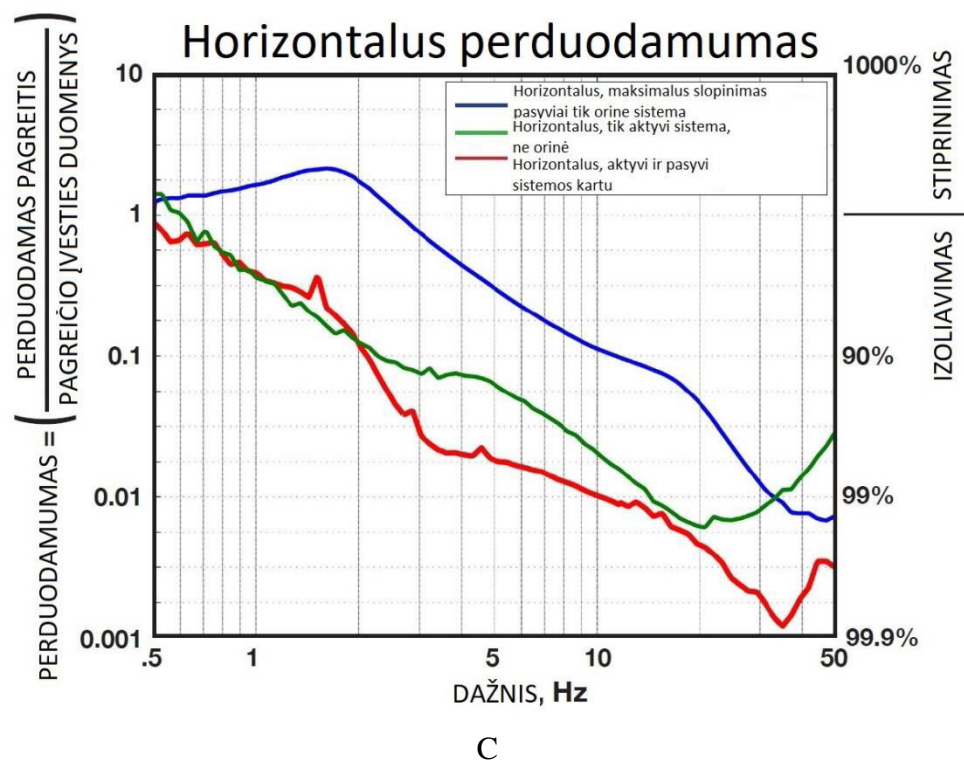
1.10 pav. Aktyviosios ir pasyviosios sistemų virpesių gesinimo laikas po žadinimo (Stobener 2009)

Paveiksle matoma, kad aktyvi virpesių slopinimo sistema jau nuo pat pradžių gerokai mažina svyravimų amplitudes, inerciją bei dažnį. Taip pat svyravimai, lyginant su pasyviaja sistema, užgesinami daug greičiau. Sprendžiant iš pateikto grafiko galima apytiksliai nustatyti, kad aktyvioji sistema bent du kartus greičiau sumažina sistemos virpesius iki minimalių.

Hibridinės piezoelektriko / oro aktyviosios vibracijų mažinimo sistemos. Ypač precizinėms aplikacijoms naudojamos įvairios pjezoelektriko arba hibridinės slopinimo sistemos. Paprastai optiniai stalai aprūpinti žemo dažnio pneumatinėmis izoliavimo sistemomis, kurių rezonansinis dažnis yra apie 1,5 Hz. Šios sistemos sulaiko didesnius dažnius gana efektyviai. Tačiau kritiniame pastato vibracijų dažnių intervale, nuo 1Hz iki 3Hz, vibracijos padidinamos persiduodant per grindis. Kitaip sakant, šiame dažnių intervale tipinės sistemos iš tikrųjų blogesnės nei turint atramų sistemą be vibracijų izoliavimo. Pavyzdžiui, tokiais atvejais įmonės TMC sistema STACIS iX yra tinkamas sprendimas. Kadangi ši patentuota sistema susideda iš pasyviosios orinių izoliatorių sistemos ir aktyviosios pjezoelektriko izoliacinės sistemos. STACIS sistema turi specialius vibracijos jutiklius, kurie aptinka žemo dažnio vibracijas ir jas neutralizuoja naudojant pjezoelektrinius vykdiklius. Taip pat STACIS iX sistemos pjezovykdiklio eiga gali būti nuo 15 μm iki 60 μm . Todėl tai padeda užtikrinti, kad net didelės amplitudės vibracijos, ypač atsirandančios aukštuose pastatuose, gali būti efektyviai eliminuotos (STACIS 2014). Visos sistemos

perduodamumo funkcija (žr. 1.11 pav. A) yra abiejų sistemų individualių perduodamumų funkcijų suma (žr. 1.11 pav. B ir C).





1.11 pav. Visos sistemos (A), vertikalios (B) ir horizontalios (C) vibracijų perduodamumo atvejai (STACIS 2014)

Įprastai optinio stalo vibracijos yra tarp 2 Hz ir 7 Hz, nes tai yra savieji dažniai, ties kuriais optinis stalas rezonuoja. Tačiau ypač žemiems (nuo 0,7 Hz) dažniams slopinti reikalingas geresnis slopintuvas, dirbant su skenuojančio zondo mikroskopija ir interferometrija. Egzistuojantys neigiamo standumo izoliatoriai rezonuoja nuo 0,5 Hz (Jurevicius *et al.* 2011). Šis dažnis beveik neturi galios, nes būtų labai neįprasta rasti didelius svyravimus 0,5 Hz (Vijayan *et al.* 2009). Optiniai stalai ir aktyviosios sistemos nedirba gerai, kai patalpintos vakuume, ypač aukštoje ar žemoje temperatūroje ir radiacijoje. Tokia aplinka atsiranda per specifinius puslaidininkių tyrimus. Neigiamos standumo sistemos gali dirbti vakuume, aukštoje ir žemoje temperatūroje ir esant radiacijai (Jurevicius *et al.* 2011)

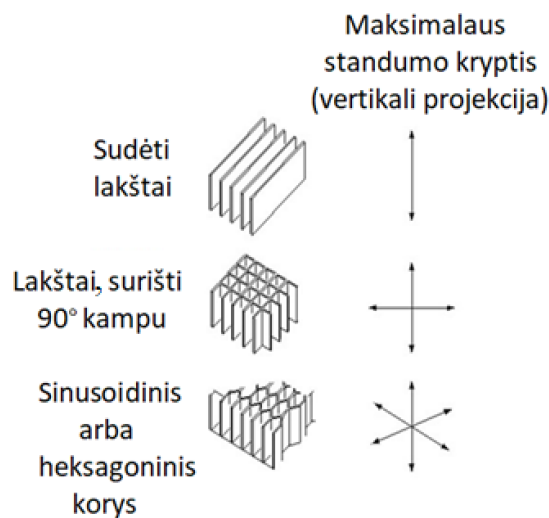
Stalo deformacijų vertinimas. Tipinio stačiakampio stalviršio žemiausio dažnio vibracijos yra išilginės, skersinės ir sukamosios lenkimo modos (žr. 1.12 pav.).



1.12 pav. Stalo vibracinės modos (Optical Tables... 2013)

Kiekviena iš šių individualių modų turi charakteristinį rezonansinį dažnį, kuris atvaizduojamas kaip viršūnė tamprumo kreivėje. Todėl, siekiant išvengti rezonansinio efekto iš pamato arba prietaisų ant stalo, rezonansiniai stalo dažniai turi atsirasti esant dažniams, didesniems už dažnius, sugeneruotus šalia esančių šaltinių.

Jeigu stalviršio vidinė atraminė struktūra būtų sudaryta iš plieno lakšto plokštumų, surištų su apatine ir viršutine plieno plokštėmis, – tai leistų efektyviai padaryti stalą iš serijos dvitėjų sijų, orientuotų išilgai stalo, kaip parodyta 1.13 pav.



1.13 pav. Standumo plokštumos (Optical Tables... 2013)

Ši geometrija leidžia padidinti stalviršio standumą išilgai dėl pačios dvitėjės sijos formos. Norint sukurti dvitėjės sijos struktūrą išilgai abiejų ašių, plieno lakštai gali būti surišti tarpusavyje. Tokiu būdu stalas būtų ypač jautrus lenkimui 45° kampu išilgai lakšto, atsižvelgiant į lygiagrečių lakštų plokštumas, o tai reiškia, kad stalo atsparumas sukimui nebuvo pakankamai pagerintas. Siekiant padidinti atsparumą išilginėms, skersinėms, sukimo lenkiamosioms modoms, lakštai turi

būti orientuoti į tarpinius kampus. Tokios strategijos trūkumas yra besitęsiantis lygiagrečių lakštų plokštumų pridėjimas į tarpinius kampus, todėl kiekvienas lakštų komplektas padidina stalviršio masę. Jeigu toliau yra vadovaujamasi tokia idėja, galutinis stalviršis gali tapti pilnaviduris ir turintis didelę masę, mažą natūralų slopinimą. Pats praktiškiausias sprendimas lengvai struktūrai, kuri suteikia standumą išilgai kelių plokštumų, yra sukurti heksagoninę arba sinusoidinę korėtą struktūrą. Heksagoninę struktūrą lengva pagaminti išlankstant lakštus, tai leidžia sumažinti maksimalų plokštumos kampą iki 30° be žymaus stalviršio masės didinimo (Optical Tables... 2013).

Daug pastangų telkta ties korio struktūrų tyrimų efektyviais skaitinio modeliavimo metodais, vibracijų ypatybių, avarinio tinkamumo, žalos, nesėkmės ir poveikio atsako. Tyrėjai Adams ir Maheri (1993) ištyrė kompozitinio korio sijų slopinimą esant pastovioms lankstuminėms vibracijoms, taikant metodą, išvestą monolitinėms sijoms.

Tokios medžiagos savybės, kaip elastinis modulis ir jėgos, yra įvairios skirtingomis kryptimis ir netgi gniuždymo ir tempimo savybės skirtingos storio kryptimi. Daugiausia dėl pradinio elemento sienelių įlinkio. Korio plokščių vibracijų dažnius ir modų formas su įvairiais struktūriniais parametrais studijavo Qunli Liu ir Yi Zhao (2002), naudodami skaičiuojamuosius ir eksperimentinius modelius. Buvo naudojami du skaičiuojamieji modeliai nuspėti korio plokščių modų formoms ir dažniams nuspėti. Buvo naudojami lakštiniai elementai korio elementų sienelių geometriniai natūrai atspindėti heksagoninės formos elementus.

Vibracijos parametrų teorinė analizė ir eksperimentinių rezultatų analizė leidžia įvertinti korio sistemų patikimumą. Išsami vibracijų teorinių metodų analizė buvo apibrėžta Cveticanin *et al.* (2014), Siljak, Subasi (2014) ir Wicher, Więckowski (2010).

1.3. Literatūros apžvalgos apibendrinimas

Apibendrinant literatūros apžvalgą, nustatyta, kad egzistuoja įvairių virpesių slopinimo sistemų, priklausomai nuo tyrimo specifikos. Daugiausia naudojamos pasyviosios ir aktyviosios virpesių slopinimo sistemos. Taip pat yra ir įvairių kitų slopinimo sistemų, kurios dažniausiai yra jau minėtųjų sistemų hibridai. Šiame darbe kaip virpesių slopinimo sistema naudojami gumos padai stalo kampuose, ką galima laikyti supaprastinta slopinimo sistema.

Baigiamojo darbo užduotys:

1. Sudaryti tiriamosios sistemos dinaminį modelį ir atlikti modeliavimą.
2. Atlikti optinio stalo sistemos skaičiuojamuosius tyrimus.
3. Atlikti optinio stalo slopinimo sistemos eksperimentiniu tyrimus.

4. Apdoroti gautus rezultatus ir pateikti išvadas bei pasiūlymus.

Optinis stalas ir virpesių slopinimo sistema įvertinama atskirai tiek teoriškai, tiek eksperimentiškai. Tada gauti rezultatai bus palyginami. Tyrimas leis įvertinti tokios slopinimo sistemos, naudojant guminius padus, ant kurių guli stalas, efektyvumą.

2. OPTINIO STALO SISTEMOS SKAIČIUOJAMIEJI TYRIMAI

2.1. Tyrimo objektas

Tyrimo objektas yra optinis stalas su slopinimo sistema (žr. 2.1 pav.). Tyrimo tikslas – ištirti optinio stalo slopinimo sistemos įtaką stalo stabilumui tiek teoriškai, tiek eksperimentiškai. Kad optinio stalo slopinimo sistemą būtų galima ištirti teoriniu būdu, tam reikia pirmiausia sudaryti dinaminį modelį, tai yra aprašomos visos tiriamą objektą veikiančios jėgos, padėtis erdvėje ir pan. Jau turint dinaminį modelį aprašomas matematinis. Dinaminis modelis padeda puikiai vizualizuoti esamą problemą ir todėl palengvina reiškinių aprašymą formulėmis. Matematinio būdu formulėmis išreikštas optinio stalo judėjimas atitinkamomis kryptimis panaudojamas grafiškai vizualizuoti stalo judėjimą. Kadangi stalas yra pastatytas ant guminių padukų (žr. 2.2 pav.), juos galima laikyti vibracijų slopinimo sistema, todėl tai reikia įvertinti.



2.1 pav. Tiriamasis optinis stalas

Toliau pasirinkus atitinkamas padukų slopinimo ir standumo reikšmes *Matlab Simulink* programiniu paketu, simuliuojamas šių padukų poveikis, kaip slopinimo sistemos. Padukai taip pat atlieka atraminę funkciją. Tokių padukų yra 4, kiekviename stalo kampe. Stalo kojos atlieka tik pakeliamąją atraminę funkciją, o minėtieji padukai yra sandūroje tarp stalviršio ir kojų.

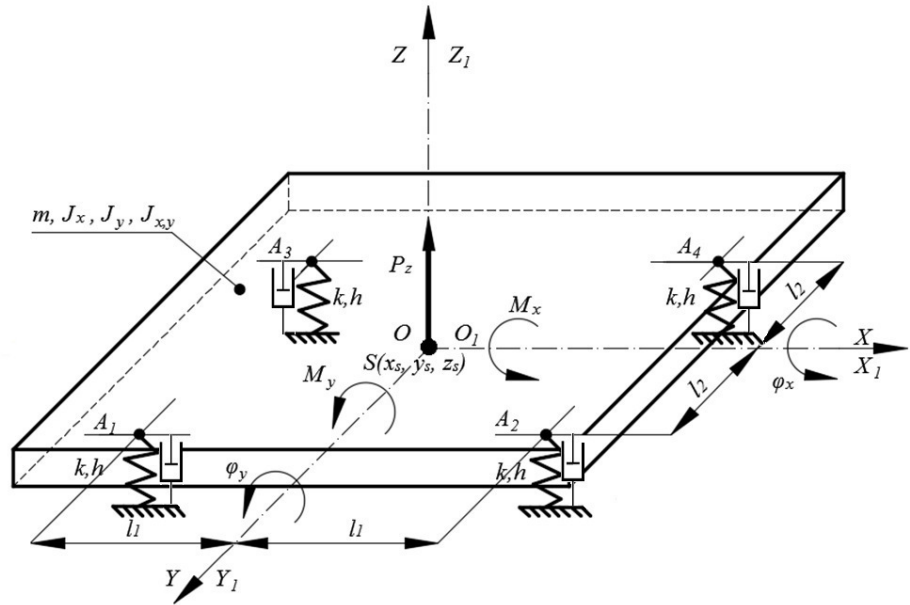


2.2 pav. Guminis padukas

Toliau realizavus stalo 3D modelį atliekama modalinė analizė *SolidWorks* programiniu paketu ir tuo teorinis tyrimas pasibaigia. Toliau atliekamas eksperimentinis tyrimas praktikoje simuliuojant optinio stalo virpesius ir stebint, ties kokiais dažniais stalas pasiekia rezonansą ir kokią formą įgauna (PULSE aplinkoje). Gauti abiejų tyrimų rezultatai leis juos palyginti.

2.2. Dinaminis ir matematinis optinio stalo slopinimo sistemos modeliai

Reikia ištirti optinio stalo slopinimo sistemą. Naudojamos Lagranžo koordinatės, kurios nustato stalo padėties virpesių metu. Taigi, sudarome koordinatinę sistemą O_I, X_I, Y_I, Z_I , kuri kietai sujungta su stalu ir kartu judančia su ja virpesių metu. A_1, A_2, A_3, A_4 – visos keturios atramų tvirtinimo vietos, vienodai nutolusios nuo taško O_I ir simetriškai išsidėsčiusios jo atžvilgiu. Tada sudarome kitą, nejudančią, koordinatinę sistemą O, X, Y, Z , kuri esant stalo ramybės būsenai, kai ją veikia tik svorio jėga, sutampa su sistema O_I, X_I, Y_I, Z_I . Tarsime, kad stalui virpant laiko momentu t sistemos O_I, X_I, Y_I, Z_I pradinis taškas O_I nesutampa su tašku O ir jo padėtis nejudančioje koordinatinėje sistemoje O, X, Y, Z apibrėžiama koordinatėmis x, y, z . Be to laikome, kad stalas pasisuka mažais kampais $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ apie koordinatines ašis X_I, Y_I, Z_I (žr. 2.3 pav.).



2.3 pav. Optinio stalo slopinimo sistemos dinaminis modelis

Tokiu atveju stalo padėtis virpesių metu būtų apibūdinama šešiomis apibendrintosiomis Lagranžo koordinatėmis $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$.

Tai yra bendras stalo, kai jį galima laikyti kietu kūnu, dinaminio modelio atvejis. Uždaviniui supaprastinti laikome, kad stalo atramos deformuojasi tik vertikalia kryptimi (jų vienodi standumo ir pasipriešinimo koeficientai k, h).

Tada maži stalo poslinkiai virpesių metu bus apibūžti trimis apibendrintosiomis koordinatėmis: z, φ_x, φ_y . (slenkamųjų virpesių pagal koordinates x ir y bei sukamųjų virpesių φ_z nepaisoma). Stalo masė yra m , masių centras (svorio centras) yra taške S , kurio koordinatės judančioje koordinatinėje sistemoje pažymėtos x_s, y_s, z_s . Kadangi vertinami stalo posūkiai φ_x ir φ_y , reikia turėti ir jos inercijos momentus J_x ir J_y apie ašis X_1, Y_1 bei mišrų inercijos momentą $J_{x,y}$ šių ašių atžvilgiu. Darbo metu optinio stalo viduje esantys mazgai juda, todėl masių centro S padėtį ir inercijos momentus laikome susidedančius iš pastoviosios ir kintančios per laiką t (masę m laikome pastovia), t. y. :

$$\begin{aligned} x_s &= x_s(t) = x_{s,0} + x_{s,k}(t); \quad y_s = y_s(t) = y_{s,0} + y_{s,k}(t); \\ z_s &= z_s(t) = z_{s,0} + z_{s,k}(t); \quad m = \text{const}; \\ J_x &= J_x(t) = J_{x,0} + J_{x,k}(t); \quad J_y = J_y(t) = J_{y,0} + J_{y,k}(t); \\ J_z &= J_z(t) = J_{z,0} + J_{z,k}(t); \quad J_{x,y} = J_{x,y}(t) = J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t). \end{aligned} \quad (2.1)$$

Visus šiuos dydžius laikome žinomais (kai tiriami optinio stalo virpesiai vertinant tik atramų žadinimą, tai x_s ir y_s reikšmės bus lygios 0, nes sutampa svorio centro koordinatės x ir y su koordinatinės sistemos O_I, X_I, Y_I, Z_I koordinatėmis x_I ir y_I).

Tolesnių išvedimų patogumui išorinę, per pamato atramas sukeltą žadinimo jėgą P_z perkeliame į koordinatinės sistemos O_I, X_I, Y_I, Z_I pradžią O_I , pridėdami dar perkeltant atsirandančius sukimo jėgų momentus M_x ir M_y . Stalo poslinkiai pagal apibendrintąsias koordinates x, y ir φ_z nevertinami. Lieka jėga P_z , veikianti ašies Z_I kryptimi, ir jėgų momentai M_x ir M_y :

$$\begin{aligned} P_z &= k(A_1 + A_2 + A_3 + A_4); \\ M_x &= l_2 k(A_3 + A_4); \\ M_y &= l_1 k(A_1 + A_2). \end{aligned} \quad (2.2)$$

čia k – standumo koeficientas; l_1 ir l_2 – atstumai iki atramų nuo centro (2.1 pav.) O_I ; A_1, A_2, A_3 ir A_4 – pamato poslinkiai taškuose A_1, A_2, A_3 ir A_4 .

Turėdami pagal čia pateiktus duomenis sudarytą stalo dinaminį modelį pereiname prie jos virpesių lygčių sudarymo. Taikome antrojo tipo Lagranžo lygtis, kurios čia nagrinėjamam atvejui bus tokios išraiškos:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = F_i \quad (i=1,2,3); \quad (2.3)$$

čia: T , Π – kūno kinetinė ir potencinė energijos, Φ – disipacinė funkcija, x_i – i -toji apibendrintoji koordinatė ($x_1 = z$, $x_2 = \varphi_x$, $x_3 = \varphi_y$); F_i – apibendrintoji jėga, veikianti pagal i – tąją koordinatę ($F_1 = P_z$, $F_2 = M_x$, $F_3 = M_y$).

Norint gauti konkretų lygčių pavidalą, reikia turėti dydžių T, Π, Φ, F_i analizines išraiškas. Kinetinės energijos T išraiška:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \{ m \dot{z}^2 + J_x \dot{\varphi}_x^2 + J_y \dot{\varphi}_y^2 - 2J_{x,y} \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_y + 2m \dot{z} (\dot{x}_s \dot{\varphi}_y - \dot{y}_s \dot{\varphi}_x) \} = \frac{1}{2} \{ m \dot{z}^2 + \\ &+ [J_{x,0} + J_{x,k}(t)] \dot{\varphi}_x^2 + [J_{y,0} + J_{y,k}(t)] \dot{\varphi}_y^2 - 2[J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t)] \dot{\varphi}_x \dot{\varphi}_y + \\ &+ 2m \dot{z} (\dot{x}_{s,0} + \dot{x}_{s,k}(t)) \dot{\varphi}_y - (\dot{y}_{s,0} + \dot{y}_{s,k}(t)) \dot{\varphi}_x \} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Potencinę energiją pradžioje galime parašyti tokio pavidalo:

$$\Pi = \frac{1}{2} k (\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2); \quad (2.5)$$

čia: k – pastovus atramos vertikalaus tampriojo poslinkio standumo koeficientas (vienodas visoms atramoms); Δ_j – j - tosios atramos tvirtinimo prie mašinos vietos A_j tamprusis poslinkis vertikaliaja kryptimi ($j=1, 2, 3, 4$). Išreiškiame poslinkius Δ_j per apibendrintąsias koordinates z, φ_x, φ_y (2.1 pav.):

$$\begin{aligned}\Delta_1 &\cong z - l_1\varphi_y - l_2\varphi_x; & \Delta_2 &\cong z + l_1\varphi_y - l_2\varphi_x; \\ \Delta_3 &\cong z - l_1\varphi_y + l_2\varphi_x; & \Delta_4 &\cong z + l_1\varphi_y + l_2\varphi_x.\end{aligned}\quad (2.6)$$

Įrašę šias Δ_j reikšmes į (2.2, 2.3), gauname galutinę potencinės energijos išraišką:

$$\begin{aligned}\Pi = \frac{1}{2}k[(z - l_1\varphi_y - l_2\varphi_x)^2 + (z + l_1\varphi_y - l_2\varphi_x)^2 + \\ + (z - l_1\varphi_y + l_2\varphi_x)^2 + (z + l_1\varphi_y + l_2\varphi_x)^2].\end{aligned}\quad (2.7)$$

Čia konkrečiai nagrinėjamajam atvejui disipatyvinės funkcijos Φ išraiška bus analogiška potencinės energijos Π išraiškai standumo koeficientą k pakeitus pasipriešinimo koeficientu h , o koordinates z, φ_x, φ_y – jų išvestinėmis $\dot{z}, \dot{\varphi}_x, \dot{\varphi}_y$ pagal laiką t :

$$\begin{aligned}\Phi = \frac{1}{2}h[(\dot{z} - l_1\dot{\varphi}_y - l_2\dot{\varphi}_x)^2 + (\dot{z} + l_1\dot{\varphi}_y - l_2\dot{\varphi}_x)^2 + \\ + (\dot{z} - l_1\dot{\varphi}_y + l_2\dot{\varphi}_x)^2 + (\dot{z} + l_1\dot{\varphi}_y + l_2\dot{\varphi}_x)^2].\end{aligned}\quad (2.8)$$

Apibendrintosios jėgos F_i bus tokios:

$$\begin{aligned}F_1 &= k(A_1 + A_2 + A_3 + A_4); \\ F_2 &= M_x = l_2 k(A_3 + A_4); \\ F_3 &= M_y = l_1 k(A_1 + A_2).\end{aligned}\quad (2.9)$$

Randame įeinančias į (2.3) lygčių išvestines:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= m[x_{s,0} + x_{s,k}(t)]\dot{y} - (y_{s,0} + y_{s,k}(t))\dot{x}; \\
\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_x} &= (J_{x,0} + J_{x,k}(t))\dot{y} - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\dot{y} - m(y_{s,0} + y_{s,k}(t)); \\
\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_y} &= (J_{y,0} + J_{y,k}(t))\dot{x} - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\dot{x} + m(x_{s,0} + x_{s,k}(t)).
\end{aligned} \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) &= m(\ddot{x}_{s,0} + \ddot{x}_{s,k}(t))\dot{y} + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{y} - (y_{s,0} + y_{s,k}(t))\ddot{x} - \\
&- \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{x} = m(\ddot{x}_{s,0}\dot{y} - y_{s,0}\ddot{x}) + h_z; \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_x} \right) &= (J_{x,0} + J_{x,k}(t))\ddot{y} + \dot{J}_{x,k}(t)\dot{y} - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\ddot{y} - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{y} - \\
&- m(y_{s,0} + y_{s,k}(t))\ddot{x} - \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{x} = I_{x,0}\ddot{y} - I_{(x,y)0}\ddot{y} - m\dot{y}_{s,0}\ddot{x} + h_{\varphi_x}; \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_y} \right) &= (J_{y,0} + J_{y,k}(t))\ddot{x} + \dot{J}_{y,k}(t)\dot{x} - (J_{(x,y)0} + J_{(x,y)k}(t))\ddot{x} - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{x} + \\
&+ m(\ddot{x}_{s,0} + \ddot{x}_{s,k}(t))\dot{y} - \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{y} = I_{y,0}\ddot{x} - I_{(x,y)0}\ddot{x} + m\dot{x}_{s,0}\ddot{y} + h_{\varphi_y}.
\end{aligned} \tag{2.11}$$

Čia:

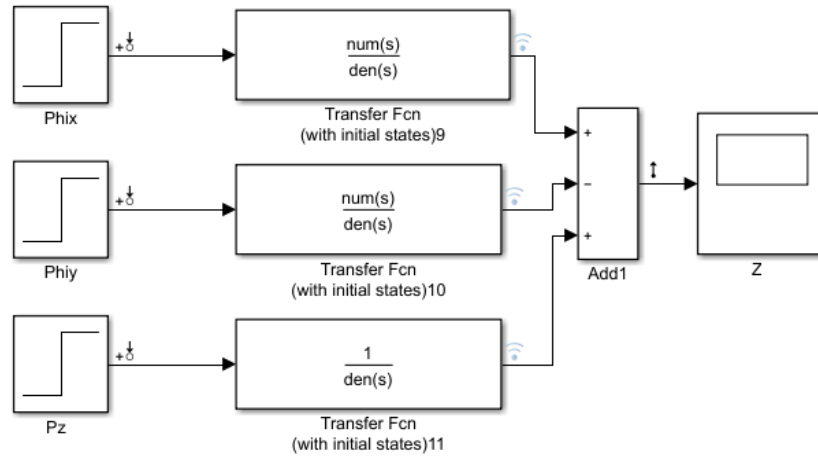
$$\begin{aligned}
h_z &= m\{\dot{x}_{s,k}(t)\dot{y} + \dot{x}_{s,k}(t)\dot{y} - y_{s,k}(t)\ddot{x} - \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{x}\}; \\
h_{\varphi_x} &= J_{x,k}(t)\ddot{y} + \dot{J}_{x,k}(t)\dot{y} - J_{(x,y)k}(t)\ddot{y} - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{y} - m(y_{s,k}(t)\ddot{x} - \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{x}); \\
h_{\varphi_y} &= J_{y,k}(t)\ddot{x} + \dot{J}_{y,k}(t)\dot{x} - J_{(x,y)k}(t)\ddot{x} - \dot{J}_{(x,y)k}(t)\dot{x} + m(\ddot{x}_{s,k}(t)\dot{y} - \\
&+ \dot{x}_{s,k}(t)\ddot{y}).
\end{aligned} \tag{2.12}$$

2.2.1. Simulink diagramų sudarymas

Norint atlikti dinaminės sistemos slopinimo simuliaciją reikia tą patį dinaminį modelį gauti naudojantis, šiuo atveju, *Matlab* programiniu paketu. Simuliacija atliekama *Matlab Simulink* papildiniu. Toliau sutvarkysime koordinačių išraiškas išdėstydami jose esančias sumas pagal diferencijavimo operatoriaus p laipsnius. Aiškumo dėlei šalia parašysime tas pačias išraiškas įprastu pavidalu. Šios išraiškos ir jas atitinkančios *Simulink* diagramos kiekvienai koordinatei parodytos 2.4 – 2.5 pav.

$$z = \frac{mp^2(y_s \varphi_x - x_s \varphi_y) + P_z}{mp^2 + 4hp + 4k}$$

a

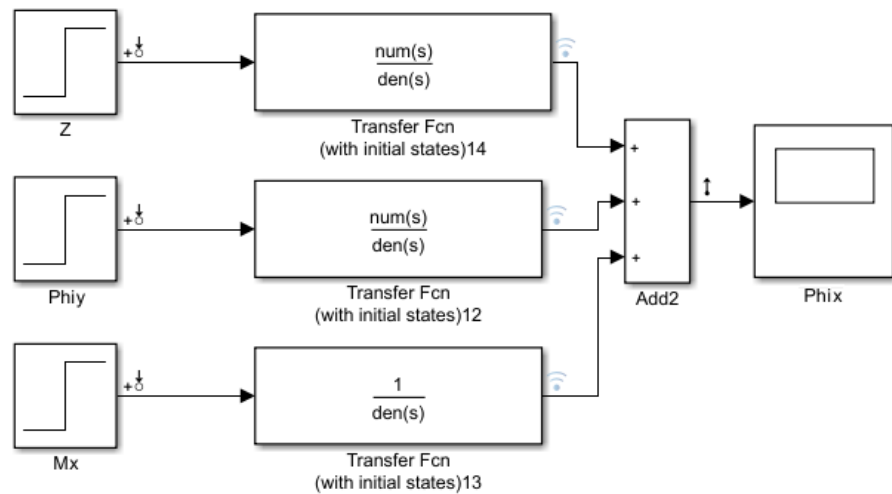


b

2.4 pav. Koordinatę z atitinkančios lygties analizinė išraiška (a) ir jos *Simulink* diagrama (b)

$$\varphi_x = \frac{p^2(my_s z + J_{xy} \varphi_y) + M_x}{J_x p^2 + 4hl_2^2 p + 4kl_2^2}.$$

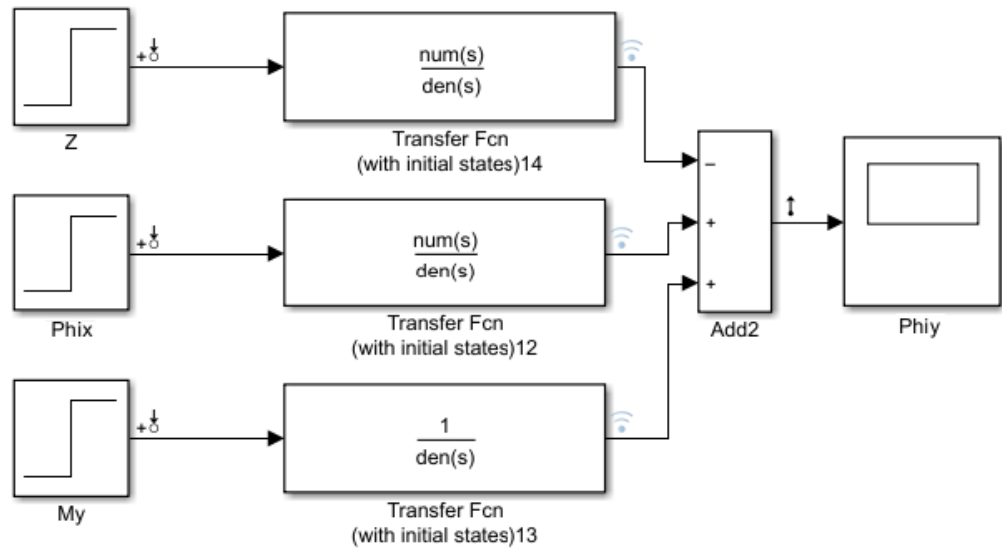
A



b

$$\varphi_y = \frac{p^2(J_{xy}\varphi_x - mx_s z) + M_y}{J_y p^2 + 4hl_1^2 p + 4kl_1^2}.$$

c



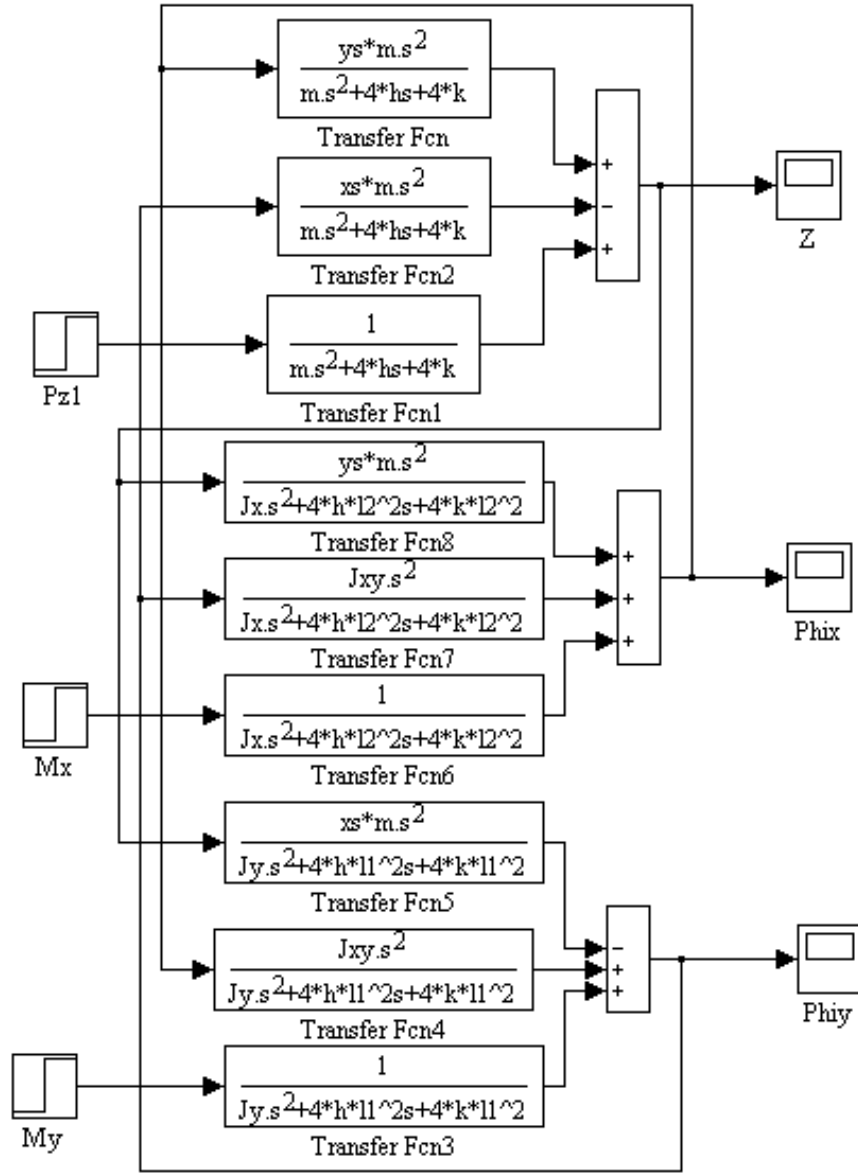
d

2.5 pav. Koordinatės φ_x ir φ_y atitinkančios lygtys (a, c) ir jų *Simulink* diagramos (b, d)

2.2.2. Visos sistemos *Simulink* diagrama

2.6 pav. parodyta visa nagrinėjamosios sistemos *Simulink* diagrama sudaryta sujungus 2.4 ir 2.5 pav. parodytas *Simulink* diagramas. Apibendrintosioms koordinatėms stebėti prie išėjimų prijungti virtualieji oscilografai (SCOUPÉ), o prie įėjimų prijungti šuolių generatoriai (STEP), kad būtų gautos sistemos šuolinės reakcijos (gali būti prijungti ir bet kokie kitokie generatoriai).

Dažnai patogų naudoti ne smulkia, kiekvieną lygčių narį konkrečiai vaizduojančią *Simulink* diagramą, bet jos sustambintą, sudarytą iš posistemių, variantą.



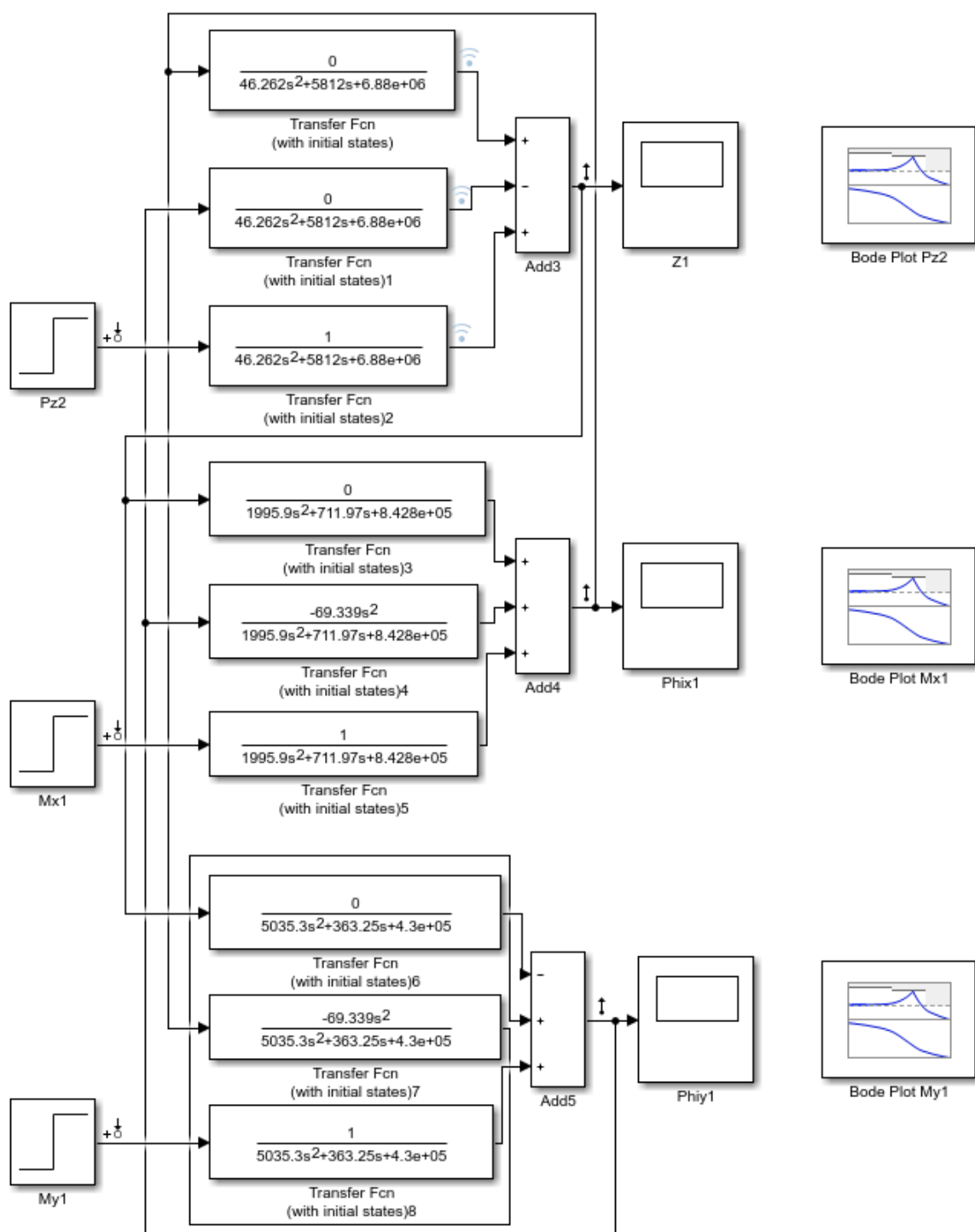
2.6 pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio *Simulink* diagrama

Nagrinėjamo optinio stalo parametrai suprogramuoti skripto modeliavimui atlikti, tai leidžia lengvai keisti parametrus ir sukompiliuoti modelį pagal juos. Parametrus, tokius kaip m , J_x , J_y , $J_{x,y}$, pasirenkame iš *SolidWorks* aplinkoje sudaryto optinio stalo modelio. Kaip jau buvo minėta, x_s ir y_s reikšmės bus lygios 0, nes sutampa svorio centro koordinatės x ir y su koordinatinės sistemos O_l , X_l , Y_l , Z_l koordinatėmis x_l ir y_l . l_1 ir l_2 – atstumai iki atramų nuo centro, kurie tiesiog pamatuojami (žr. 1 lentelę). Standumo ir slopinimo reikšmės paimtos iš mokslinio straipsnio (Al-Bender *et al.* 2017).

1 lentelė. Konstantos ir pradinės sąlygos modeliavimui

Duomenys	Vienetai
$m = 46,2622$	kg
$J_x = 1995,904$	kg.m ²
$J_y = 5035,347$	kg.m ²
$J_{xy} = - 69,339$	kg.m ²
$X_s = 0$	m
$Y_s = 0$	m
$l_1 = 0,25$	m
$l_2 = 0,35$	m
$k = 1720000$	N/m
$h = 1453$	N.s/m

Modeliavimui atlikti taip pat reikia *workspace* skiltyje turėti visus anksčiau atliktus veiksmus. Paleidus *Simulink* modelį kompiliuoti suvestos reikšmės iš *m* (skripto programos reikšmės) programos sukeliamos į *Simulink* modelį ir sutraukiamos, todėl dabar modelis atrodo taip:

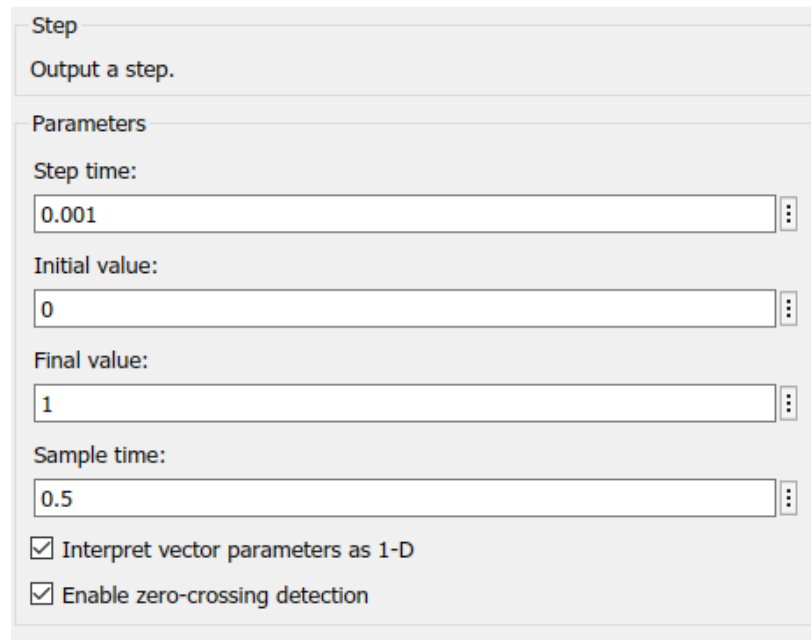


2.7pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio *Simulink* diagrama įvedus duomenis

Pavaizduotas modelis yra gana gremėzdiškas. Esant poreikiui, įmanoma talpinti koordinatinių veiksmus į atskirus blokus.

2.2.3. Sistemos poslinkių grafikai ir charakteristikos

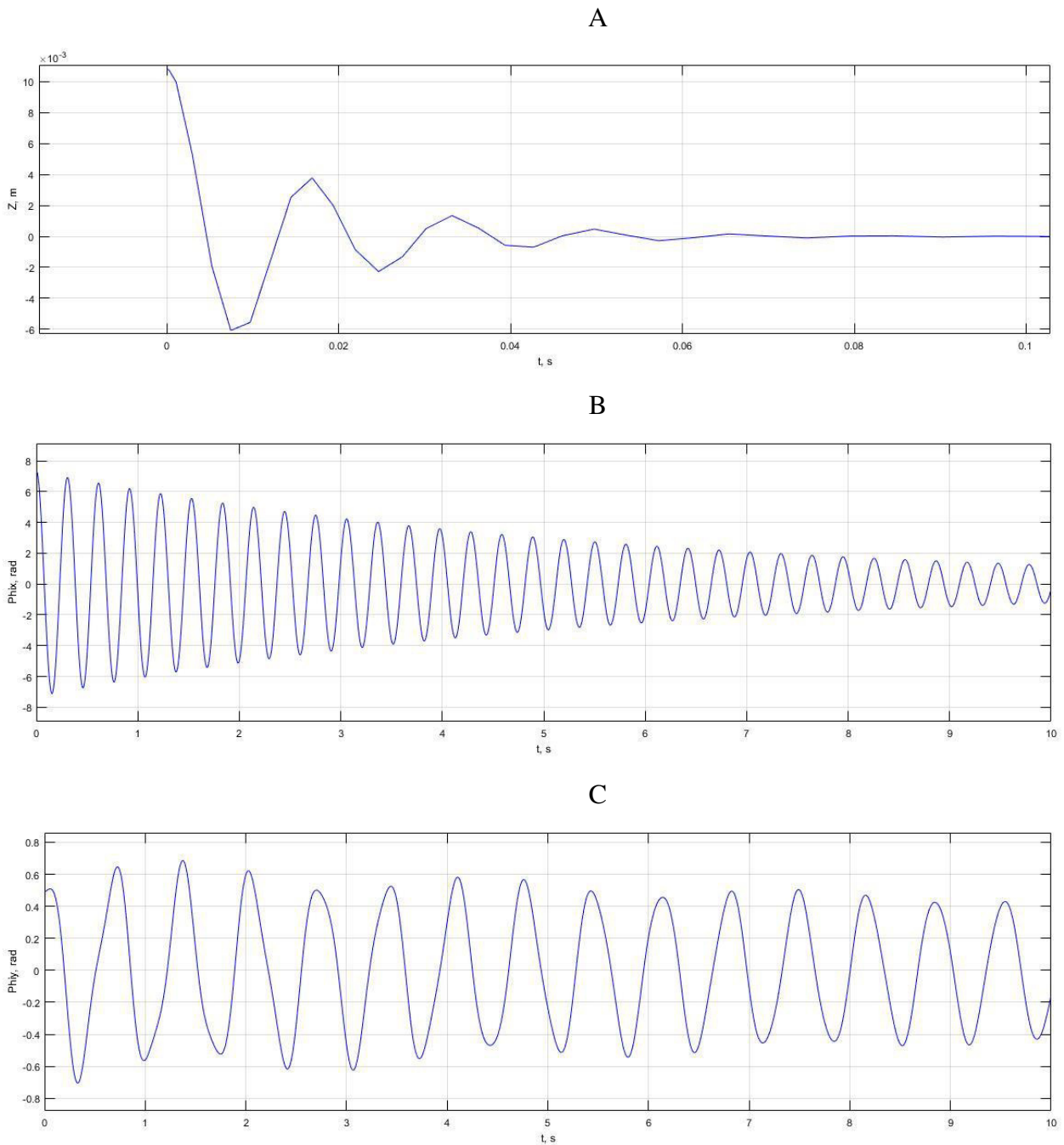
Kiekviename šuoliniame step bloke (Pz2, Mx1, My1) nustatome tokius parametrus:



The image shows the configuration window for a 'Step' block in Simulink. The window has a title bar 'Step' and a subtitle 'Output a step.'. Below this is a 'Parameters' section. It contains five input fields: 'Step time:' with a value of '0.001', 'Initial value:' with a value of '0', 'Final value:' with a value of '1', and 'Sample time:' with a value of '0.5'. Each input field has a small icon to its right. At the bottom of the parameters section, there are two checked checkboxes: 'Interpret vector parameters as 1-D' and 'Enable zero-crossing detection'.

2.8 pav. Šuolinių blokų parametrų nustatymo langas

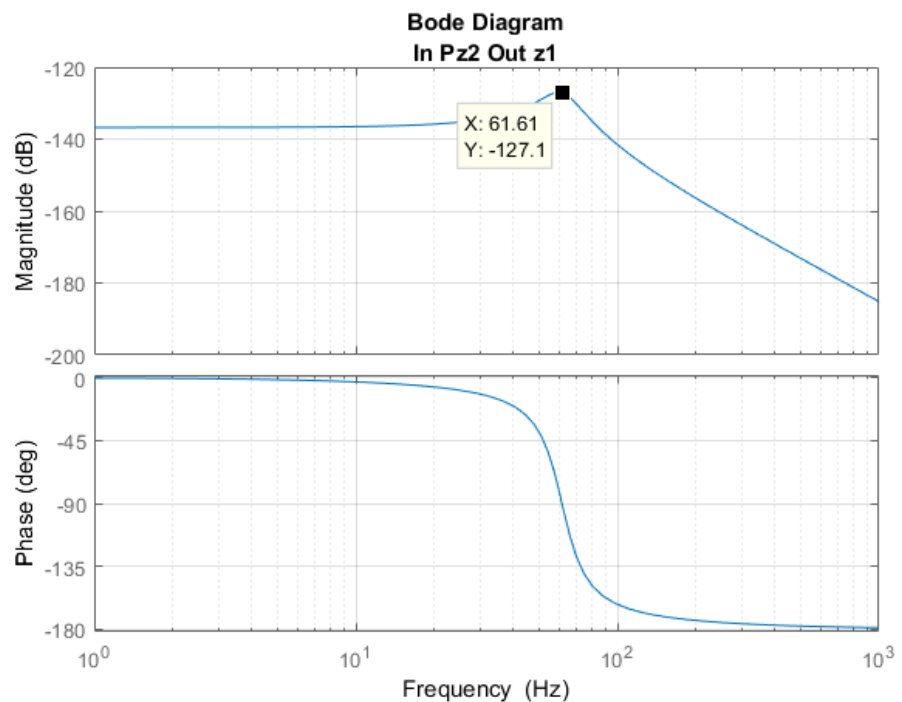
Toliau paleidžiamas skaičiuoti *Simulink* modelis jau su nustatytais parametrais, ir gaunami rezultatai (žr. 2.9 pav.).



2.9 pav. Simulink modelio poslinkių grafikai

Iš visų pateiktų grafikų matoma, kad modelis jautriausiai reaguoja į svyravimus X (B) ir Y (C) kryptimis. Šie grafikai iš esmės skiriasi. Ypatingai dėmesį atkreipia tai, kad B grafiko svyravimų amplitudė bei dažnis daug didesnis nei C, nes stalas Y kryptimi yra ilgesnis, todėl čia svyravimai nedideli ir žemo dažnio. Z kryptimi, tai yra vertikaliai Z ašiai, svyravimai greitai užgęsta.

Gauti grafikai rodo modelio svyravimus Z ašimi (žr. 2.10 pav.) bei sukimosi momentus X ir Y (žr. 1 priedą) kryptimis.

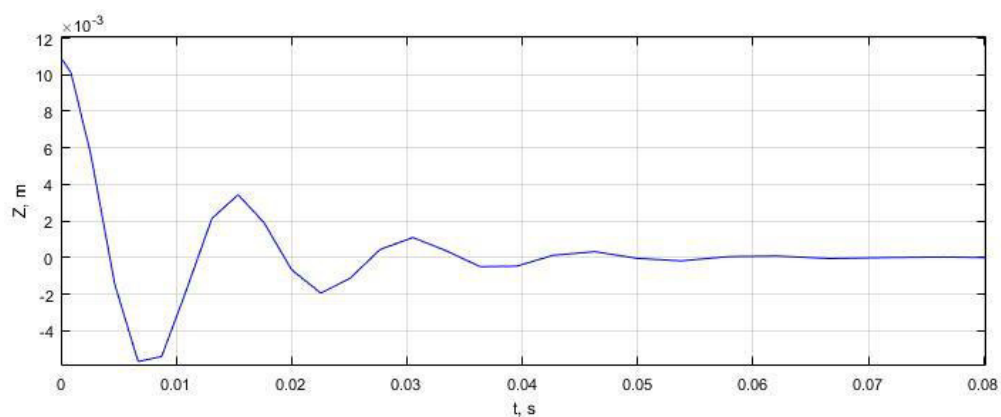


2.10 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi

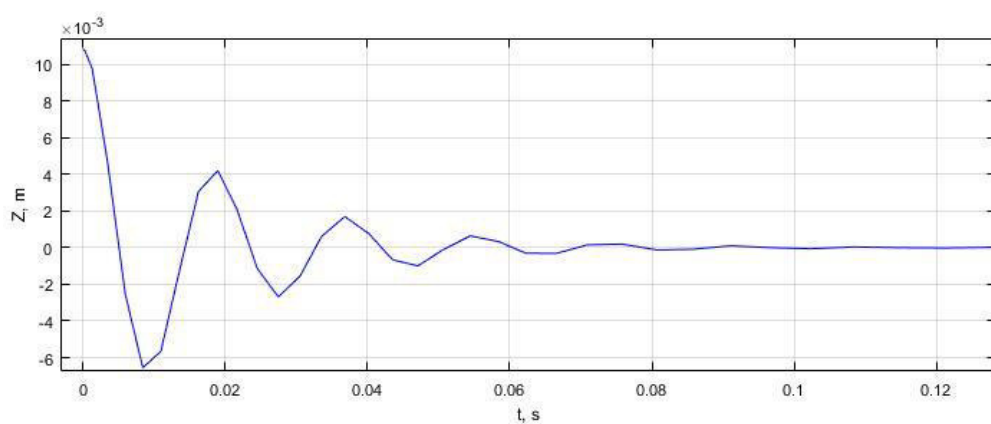
Taigi, sistemos dinaminėms savybėms didžiausią įtaką daro standumas, slopinimas, masė. Siekiant įvertinti, kaip sistema reaguoja esant skirtingiems parametrams, toliau pateikti grafikai sistemų, kur slopinimas ir standumas padidintas 20 % ir sumažintas 20 % (pateiktų 1 lentelėje), tai leis lanksčiau ir objektyviau įvertinti sistemą.

Štai Z kryptimi lyginant grafikų duomenis (žr. 2.11 pav.), darosi akivaizdu, kad tokiu atveju padidinus standumą ir slopinimą, sistemos vibracijų malšinimo galimybės yra geresnės. Vizualiai nustatant A grafike svyravimai visiškai nuslopsta apie 0,07 s, o B grafike – 0,1 s. Taigi, savybės buvo stipriai pagerintos, netgi 30 %.

A

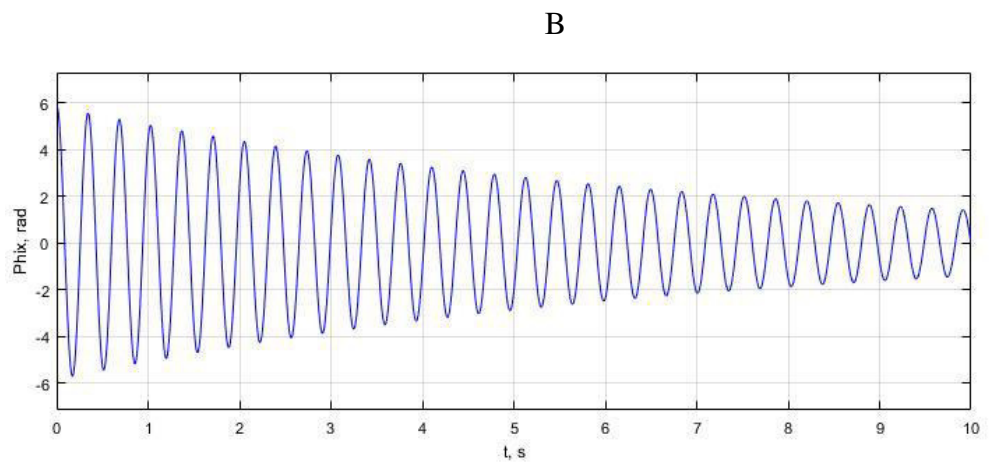
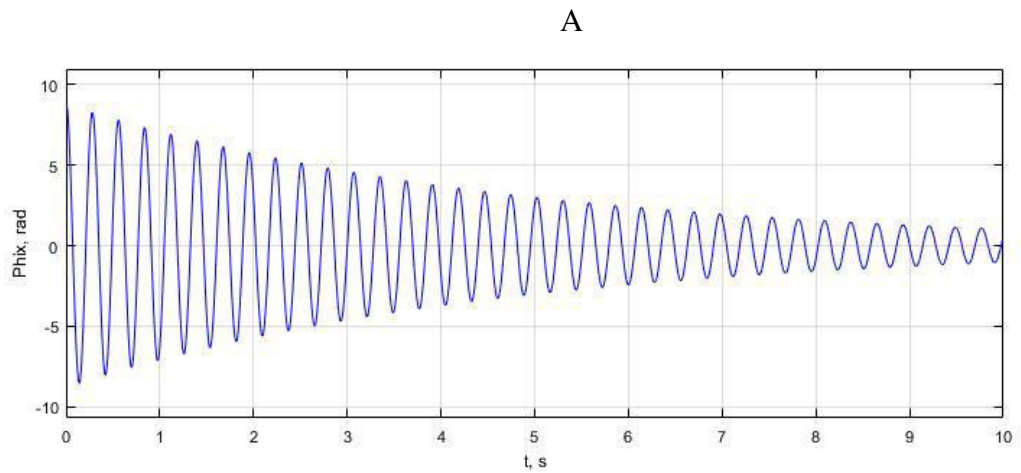


B



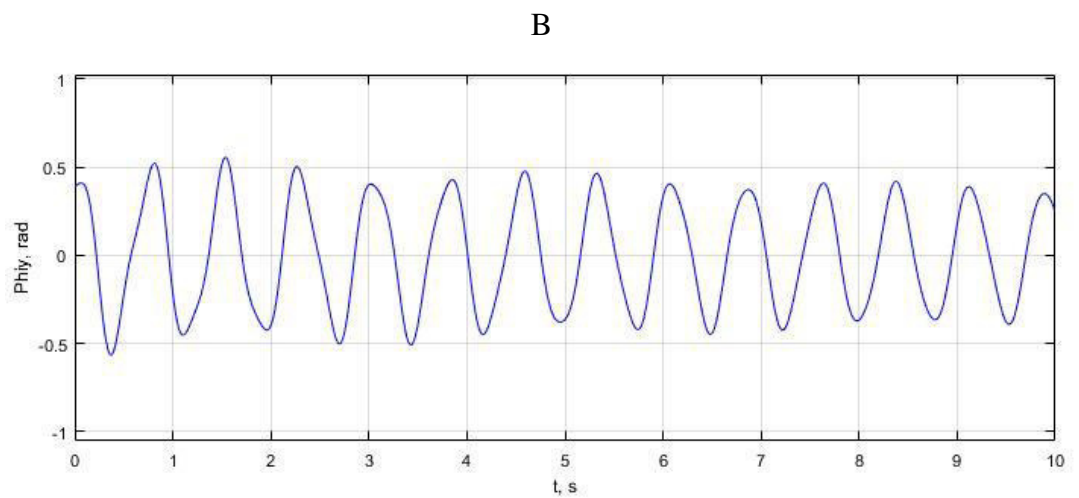
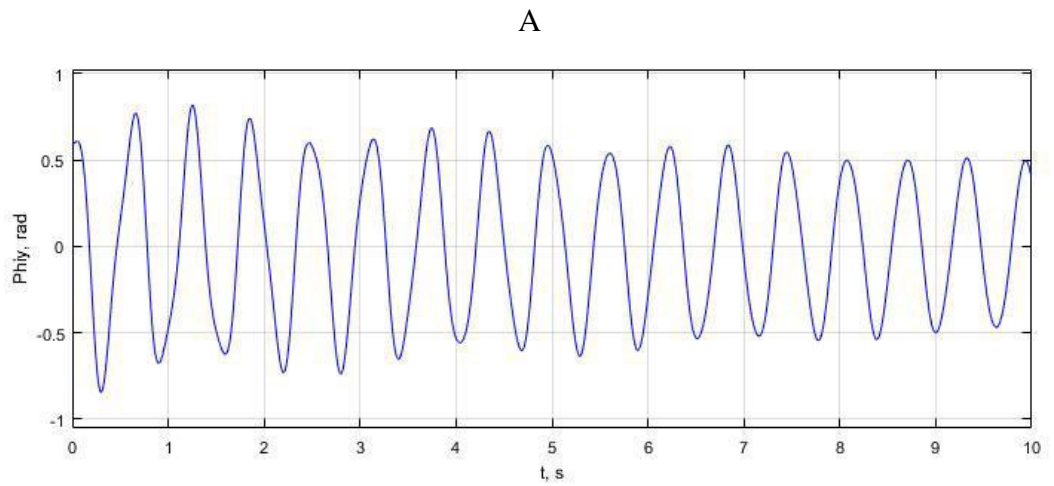
2.11 pav. Modelio poslinkių grafikai Z ašies kryptimi padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %

Poslinkio grafikai apie X ašį, kaip matomu, gerokai skiriasi (žr. 2.12 pav.). Matyti, kad atveju, kai padidintas standumas ir slopinimas, gerokai padidėja svyravimų amplitudė pradiniu momentu, nei sumažintu atveju. Po 10 sekundžių amplitudė mažesnė A atveju. Iš to galima spręsti, kaip atrodys grafikas toliau didinant ar mažinant minėtas reikšmes. Visų pirma, didinant standumą ir slopinimą pastebima, kad pradinė sinusoidės pavidalo signalo amplitudės dalis didės, o galinė mažės. Toks kontrastas gaunamas todėl, kad padidintas elemento standumas padidina viso stalo inertiškumą, tačiau tuo pačiu padidintas slopinimas leidžia dar greičiau nuslopinti virpesius.



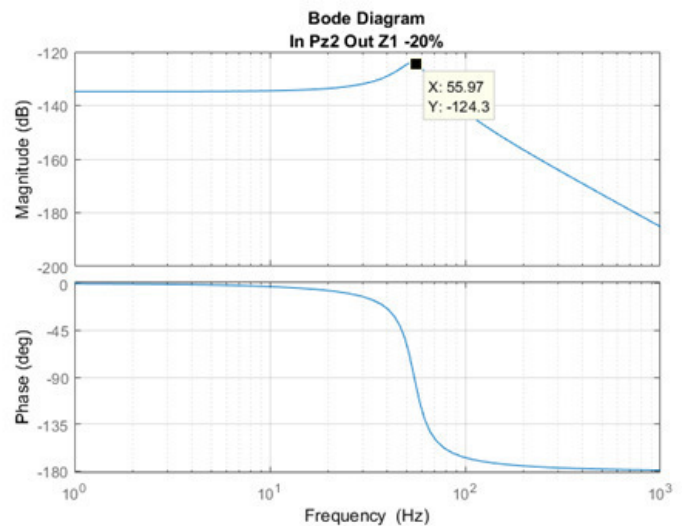
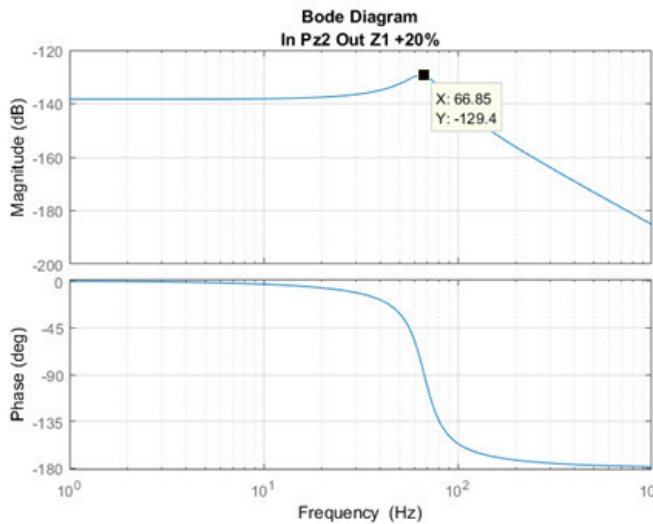
2.12 pav. Modelio poslinkių grafikai apie X ašį, padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %

Lyginant poslinkių grafikus apie Y ašį (žr. 2.13 pav.), taip pat matomas reikšmingas pakitimas. A grafike, kur padidintos standumo ir slopinimo reikšmės, matomas svyravimų dažnis bei poslinkių amplitudės, didesnės nei B grafike.



2.13 pav. Modelio poslinkių grafikai apie Y ašį, padidinus (A) ir sumažinus (B) slopinimą bei standumą 20 %

2.14 pav. amplitudinės dažninės charakteristikos patvirtina jau pastebėtus dalykus, t. y. padidinus reikšmes padidėja dažnis ir atvirkščiai.

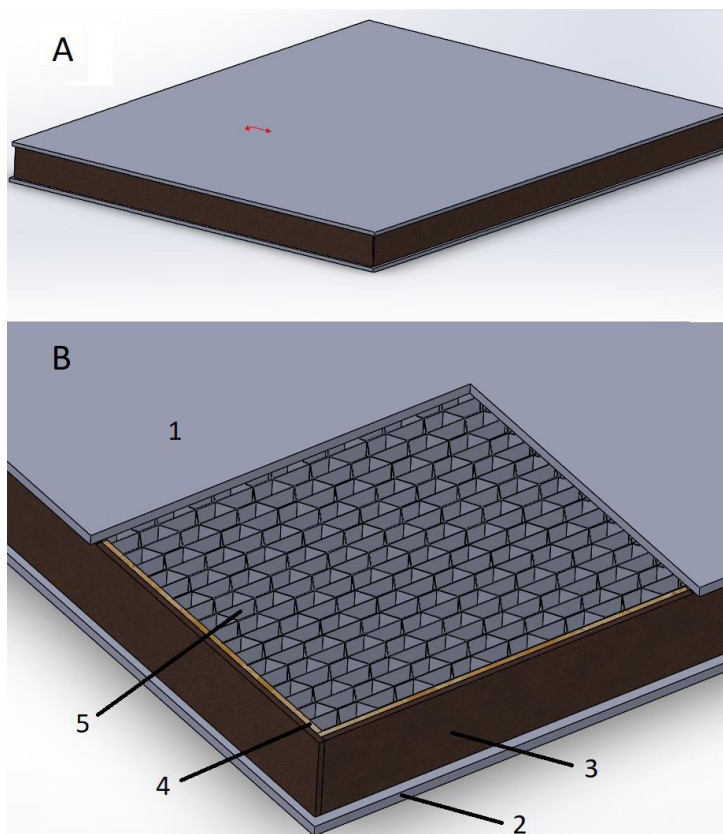


2.14 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi

Matomas sistemų pokytis gana akivaizdus. Matyti, kad vienas derinys geriau izoliuoja virpesius vienomis kryptimis, o kitas – kitomis. Šiuo atveju tai yra supaprastintas optinio stalo modelis, t. y. stebima 3 laisvės laipsnių sistema. Φ_{ix} ir Φ_{iy} yra sukamieji judesiai apie atitinkamas ašis, o Z judesys (virpesiai) z (statmenas stalo paviršiui) kryptimi. Stalo izoliacinėms savybėms didžiausią įtaką turės virpesiai Z kryptimi, tai atvaizduota grafikuose. Pastebėta, kad tiek atlikus skaičiavimus pagrindiniais duomenimis, tiek 20 % sumažintais ir padidintais atitinkamais dydžiais, matoma, jog amplitudė Z kryptimi yra didžiausia. Todėl greitas, efektyvus ir tolygus pirminis virpesių neutralizavimas yra ypač svarbus šia kryptimi. Kaip matoma, šiame bandyme virpesius greičiau slopina sistema, kur yra 20 % padidintas standumas ir slopinimas, tačiau tokiu atveju gaunama didesnė svyravimų amplitudė ir virpesių dažnis pradinio momentu. Ir, priešingai, 20 % sumažinus standumą ir slopinimą – lėtesnis slopinimas, mažesnė amplitudė ir virpesių dažnis.

2.3. Optinio stalo stalviršio modalinė analizė

Optinio stalo stalviršio modalinė analizė buvo atlikta *SolidWorks* programiniu paketu. 2.15 pav. a) pavaizduotas tiriamas tiriamojo stalviršio modelis, b) stalviršio sudėtis: 1 – viršutinis dangtis, 2 – apatinis dangtis, 3 – odinis padengimas, 4 – medinis kraštas, 5 – korys, susidedantis iš lankstytų ir nelankstytų lakštų.

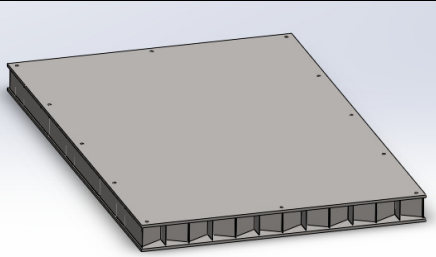


2.15 pav. Optinio stalo stalviršio modelis (A) *SolidWorks* aplinkoje ir jo vidinė struktūra (B)

Jau turimas optinio stalo modelis, pavaizduotas 2.15 paveiksle, yra gana sudėtingas atlikti simuliaciją *SolidWorks* aplinkoje, todėl jį supaprastiname. Konkrečiai iš modelio pašaliname odinį padengimą bei medinius kraštus, nes jie atlieka tik apdailos funkciją.

Modeliui taip pat turi būti parinkta medžiaga. Paprastumo dėlei dangčiams parenkame tą pačią medžiagą kaip ir koriui (žr. 2 lentelę.).

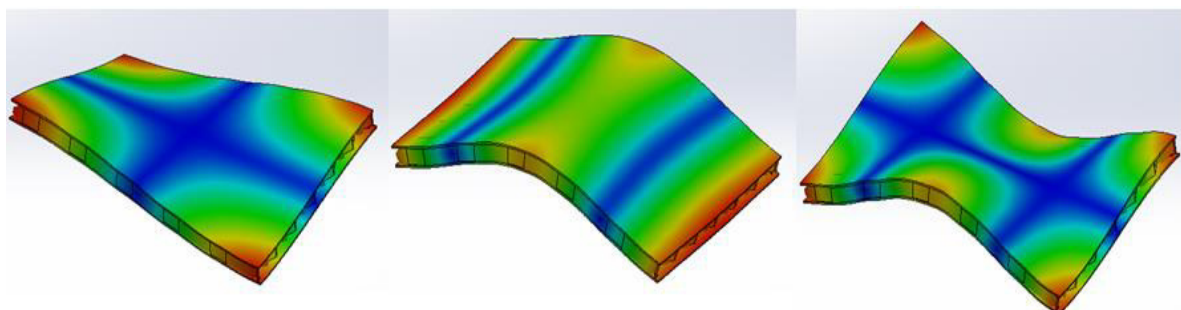
2 lentelė. Modeliui parinktos medžiagos

Modelis	Medžiagos savybės
	Viršutinis, apatinis dangčiai ir korys Medžiaga: X6Cr13 Tamprumo modulis: $2,2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ Puasono koeficientas: 0,28 N/A Tempimo stiprumo riba: 400000000 N/m^2 Takumo riba: 230000000 N/m^2 Tankis: 7700 kg/m^3 Šilumos plėtimosi koeficientas: $1,1 \times 10^{-5} / \text{K}$

Nustatant optinio stalviršio modas nėra būtina stalviršį įtvirtinti, todėl netvirtiname. Kadangi turima nepakankamai kompiuterinių resursų stalo modelis koreguojamas.

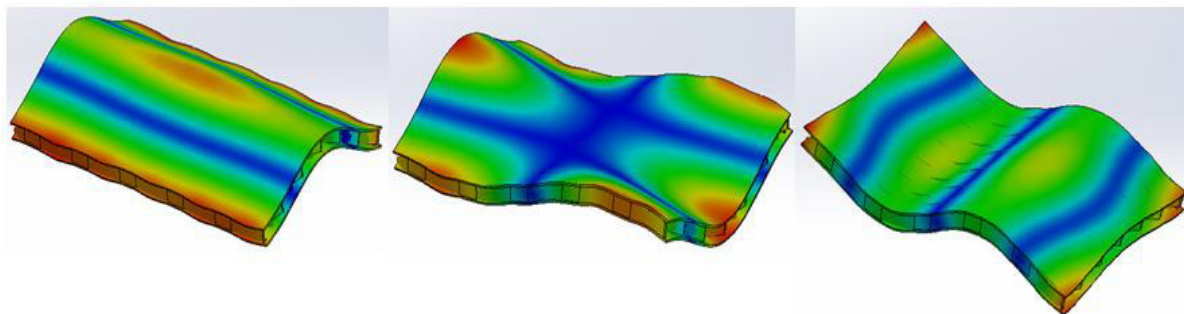
Visi elementai – tiek korio, tiek stalviršis kartu surišti specialiais klizais. Standžiai suklijuojami, kad būtų išvengta kuo daugiau laisvumų, kurie sąlygos papildomas vibracijas, dėl ko sumažėja stalo vibroizoliacinės savybės. Tarpusavyje surišti elementai neturi turėti laisvumo kuria nors kryptimi, o jų sąveika apribota erdviškai. Atliekant optinio stalo analizę *SolidWorks* paketu reikia užsiduoti atitinkamą ieškomų modų skaičių. Kadangi dauguma rastų modelio modų deformuojasi minimaliai, t. y. deformuojasi daugiausiai tik pats korys iš vidaus, kurio deformacijos vizualiai iš išorės nėra matomos arba nežymios. Tam, kad rastume labiau modelį deformuojančias modas (modos, deformuojančios visus modelio elementus) nustatome programą skaičiuoti 200 pirmųjų modų. Tarp 200 modų rastos 9 modelį ypač deformuojančios modos (žr. 2.16 pav.; 2.17 pav.; 2.18 pav.).

Pirmosios ir trečiosios modos forma atrodo gana panaši, tik veikiant didesnio dažnio trečioji vibracijų suskaidoma į daugiau besideformuojančių regionų.



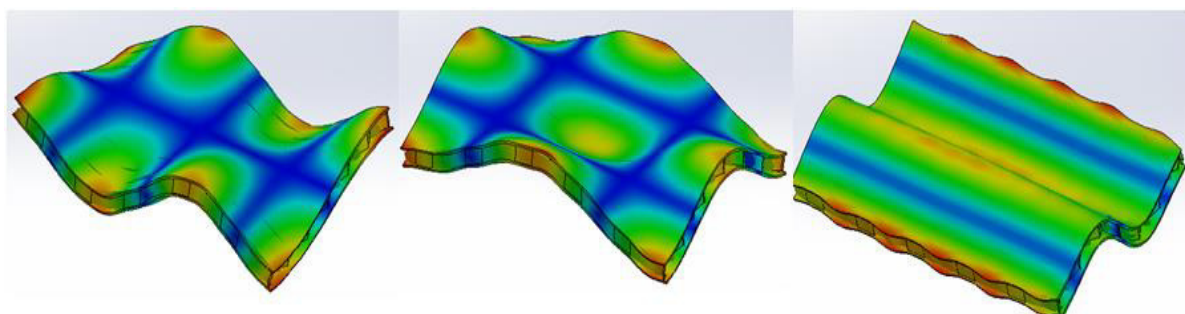
2.16 pav. Pirmos trys modos, kurių dažniai atitinkamai: 247 Hz; 365 Hz; 594 Hz

Iškart po trečiosios modos, sekanti ketvirtoji yra pirma išilginė moda, kurios atsiradimui, palyginus su skersine (antroji), reikalingas $\sim 70\%$ didesnis dažnis. Taip pat čia atsiranda jau antros eilės skersinė moda pagal deformacijos formą (6 moda), jų dažnių skirtumas $\sim 61\%$.



2.17 pav. 4–6 modos, kurių dažniai atitinkamai: 623 Hz; 808 Hz; 945 Hz

2.18 paveiksle matoma jau minėta tendencija, kaip didėjant dažniui daugėja deformacinių regionų skaičius. Pavyzdžiui, sekančios išilginės modos forma per skerspjūvį turėtų įgauti ne tokia ryškią v raidės formą.



2.18 pav. 7–9 modos, kurių dažniai atitinkamai: 1115 Hz; 1288 Hz; 1468 Hz

Atlikus optinio stalo modalinę analizę buvo rasti pavojingi dažniai (modos). Galima pastebėti dėsninę tendenciją, kad modų formos kartojasi, t. y. dažnio modos formos prigimtis yra tokia pati, bet dėl veikiamo didesnio ar mažesnio dažnio yra atitinkamai daugiau arba mažiau deformuojami stalo regionai. Modelio deformacijų atvejai yra keli, kai stalas banguoja skersai (2, 6), išilgai (4, 9), išilgai kraštus (3, 7), skersai kraštus (5) bei įstrižai pagal padalintas pavojingas zonas (1, 8).

Kaip minėta, šiuo atveju stalo medžiaga X6Cr13 nerūdijantis plienas. Ši medžiaga pagal išankstinius *SolidWorks* paketo nustatymus turi parametrus, pateiktus 2 lentelėje. Medžiagos

mechanines savybes paprastai aprašo trys pagrindiniai parametrai, tai yra tankis, Puasono koeficientas bei tamprumo modulis. Taigi keičiant parametrus keisis ir medžiagos savybės, tuo pačiu ir modų dažniai. Pasirenkant nedidelį nuokrypį nuo pagrindinių parametru ir atlikus modalinę analizę galima matyti tendencijas, lyginti bei vertinti sistemos elgseną vienu ar kitu atveju.

3 lentelė. Modalinė analizė, kai parametrai padidinti ir pamažinti 5 %

Modos formos Nr.	Dažnis padidinus parametrus, Hz	Dažnis sumažinus parametrus, Hz
1	246,64	247,340
2	364,786	365,283
3	593,47	594,540
4	622,55	623,550
5	807,37	808,650
6	944,79	945,780
7	1114,29	1115,740
8	1287,22	1288,790
9	1467,19	1468,820

Tokiu pačiu būdu atliekamos modalinės analizės su ta pačia medžiaga, tačiau su +5 % ir –5 % (modų formos 1 priede), nuo pradinių verčių, parametru (tankis, Puasono koeficientas, tamprumo modulis) nuokrypa (žr. 3 lentelę).

3. EKSPERIMENTINĖ DALIS

3.1. Atlikimo specifika ir naudojami prietaisai

Analizuojami optinio stalo viršutinio ir apatinio stalviršio paviršiai, pagaminti iš šaltai valcuoto feromagnetinio plieno lakštų, kurie sujungia lengvas korio struktūras, pagamintas iš korozijai atsparaus plieno, suteikiant stalui išskirtinį tvirtumą. Kaip ir buvo minėta, optinis stalas paprastai statomas ant specialių vibracijas sugeriančių atramų. Optinio stalo struktūra priešinasi statinių ir dinaminių jėgų poveikiui ne tik vertikaliai, bet ir horizontaliai, tai yra ypač svarbu nustatant kokybę.

Ideali „seisminė“ optinių stalų tvirtinimo sistema yra standus stalas, pritvirtintas ant masyvaus pagrindo arba ant atramų, kurios sugeria vibracijas. Pasaulinėje praktikoje naudojami įvairaus tipo vibracijas izoliuojantys guoliai su suspausto oro slopintuvais. Šios atramos turi užtikrinti stalo stabilumą vertikalia ir horizontalia kryptimis. Horizontalusis aplinkos vibracijų efektas ypač ryškus, kai laboratorijos įrengiamos viršutiniuose pastatų aukštuose.

Gamybos objektams, kurie atsparūs dinaminėms ir statinėms jėgoms, dažnai naudojamos lengvos korio struktūros (angl. *Honeycomb*). Korio elementai charakterizuojami dydžiu, sienelių storiu ir medžiagos, iš kurios yra pagaminti, ir t. t. Tipiniai tokios struktūros bruožai yra lengvumas, atsparumas gniuždymui ir lenkimui. Šios savybės yra labai svarbios, kai reikalaujama optimalaus masės ir standumo santykio. Todėl korinės struktūros naudojamos orlaivių, sraigtasparnių ir pan. gamybai.

Tokia struktūra plačiai naudojama optiniams stalams. Koriniai stalai turi geras vibracijų slopinimo savybes, jie yra daug lengvesni nei masyvūs granitiniai stalai.

Pats svarbiausias kokybės kriterijus yra slopinimo atramų mechaninių vibracijų perdavimo nuo pagrindo atramų į stalviršį charakteristikos. Šios charakteristikos nulemia įvairių eksperimentinių technikų pritaikomumą.

Eksperimentiškai buvo atlikta optinio stalo modalinė analizė. Pirmiausia modalinei analizei atlikti naudojamas STANDA optinis stalas, kuris tarp stalviršio ir atramų turi guminį elementą.

Optinio stalo matmenys 600x800x50 mm.

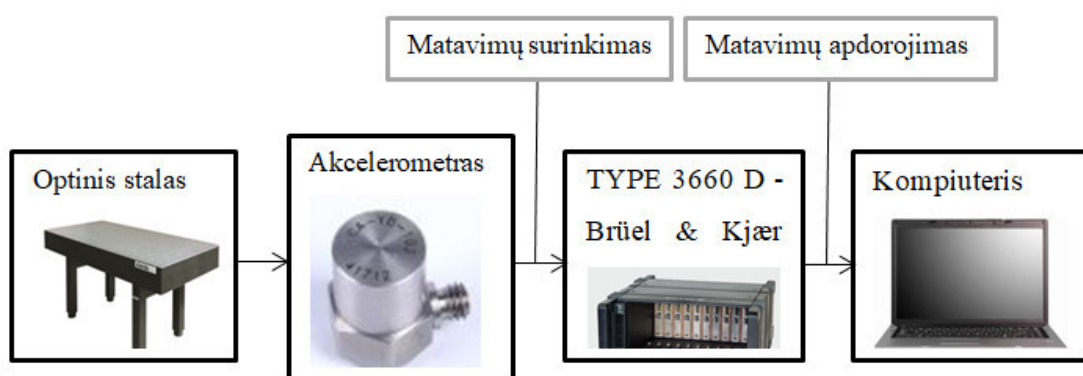
Eksperimentui taip pat naudojami akcelerometriniai jutikliai, kurie matuos vibracijas stalo paviršiuje. Konkrečiau – matuos vibracijų pagreitį. Šie jutikliai prie stalo tvirtinami magnetais. Stalo paviršius turi būti padalintas į atitinkamo dydžio zonas, kur bus sudėti minėti jutikliai.

Akcelerometrų matavimams apdoroti naudojamas „TYPE 3660-D - Brüel & Kjær“ duomenų kaupimo ir apdorojimo įranga (žr. 3.1 pav.).



3.1 pav. „TYPE 3660-D - Brüel & Kjær“ duomenų kaupimo ir apdorojimo įranga (SYSTEM... 2012)

Kadangi turimi tik keli pagreičio matavimo principu veikiantys jutikliai, o matuojamųjų taškų yra 25, todėl savųjų dažnių matavimas bus atliekamas per keletą etapų kol bus išmatuoti pagreičiai kiekviename taške, kiekvieną kartą žadinant ta pačia jėga naudojant modalinį plaktuką (angl. *Modal hammer*). Tyrimo stendo blokinė schema pateikta toliau esančiame 3.2 paveiksle.



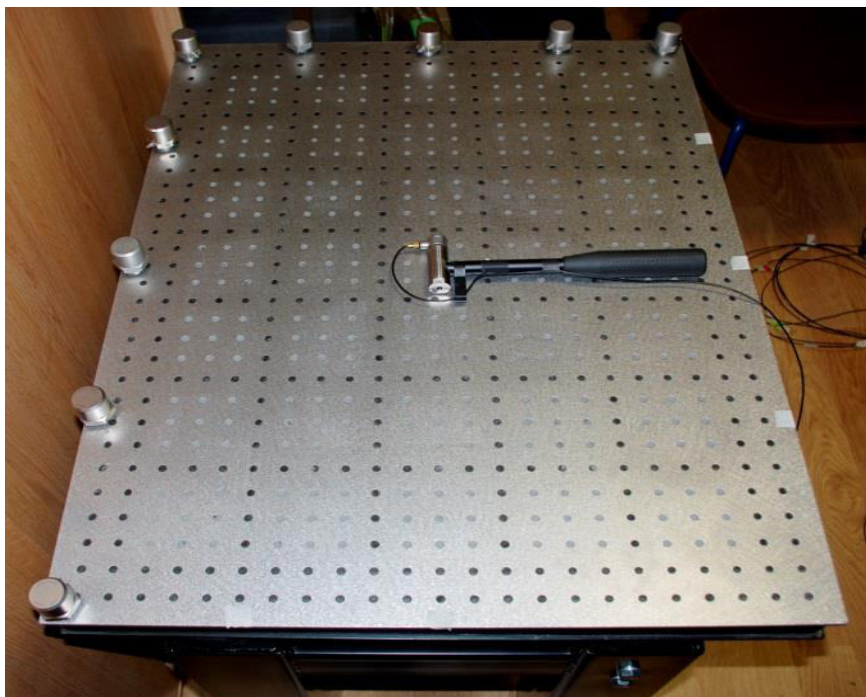
3.2 pav. Tyrimo stendo blokinė schema

Toliau apdoroti rezultatai PULSE programiniame pakete realizuojami į erdvinį kiekvieno matuojamo taško pagreičio kitimo vaizdą. Pagal pateiktus duomenis surandami sistemos savieji dažniai bei pateikiami deformuoto stalo atvejai esant atitinkamai modai.

Anksčiau *SolidWorks* paketu atlikta modalinė analizė gali smarkiai skirtis nuo eksperimentiškai atliktos, kadangi *SolidWorks* buvo keičiami stalo matmenys (didinami) bei mažinamas korio tankumas, kad analizė vyktų greičiau. Be to, tiek koriui, tiek dangčiams buvo parinktas atitinkamos markės nerūdijantis plienas, esantis *SolidWorks* bibliotekoje. Dėl šių priežasčių gali smarkiai skirtis stalo standumas. Eksperimentiškai išbandytas stalas akivaizdžiai turi kitokį standumą, nes čia įvertinamos ir veikia rišamosios medžiagos (epoksidiniai klėjai), kurių negalima įvertinti *SolidWorks* aplinkoje. Rezultatai skirsis, tačiau modų formos natūraliai bus tokios pat ir esant skirtingiems dažniams.

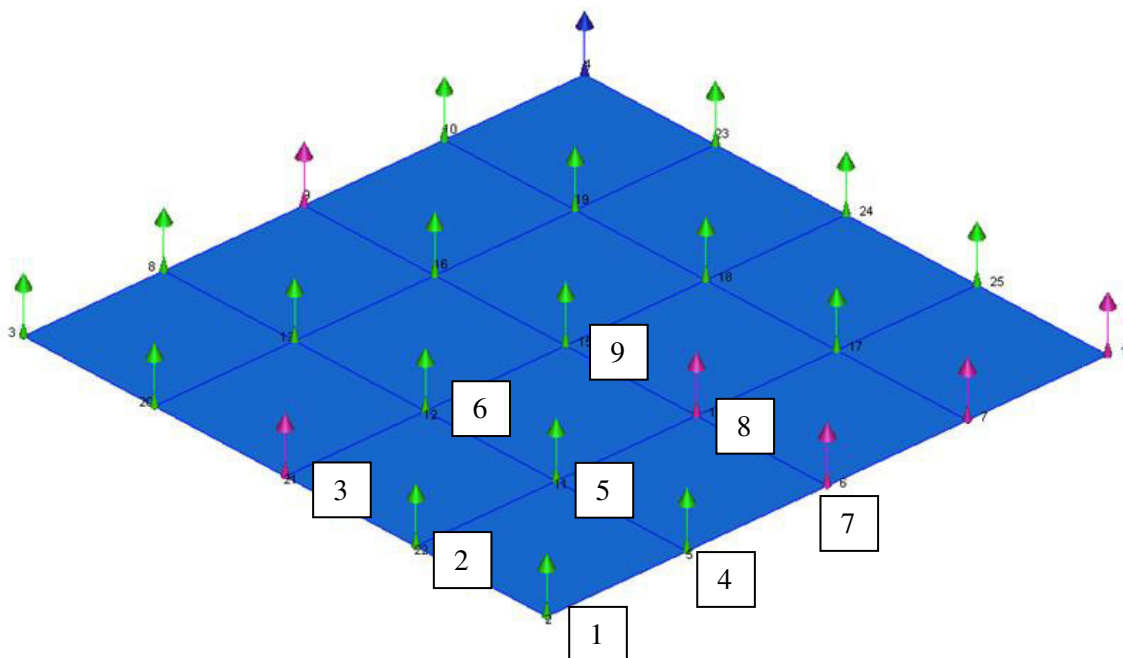
3.2. Eksperimento rezultatai ir jų aptarimas

Kaip ir buvo minėta, optinis stalas „apkabinamas“ akcelerometriniais jutikliais ir žadinamas modaliniu plaktuku. 3.3 paveiksle matome optinį stalą su akcelerometriniais jutikliais paruoštą tyrimui.



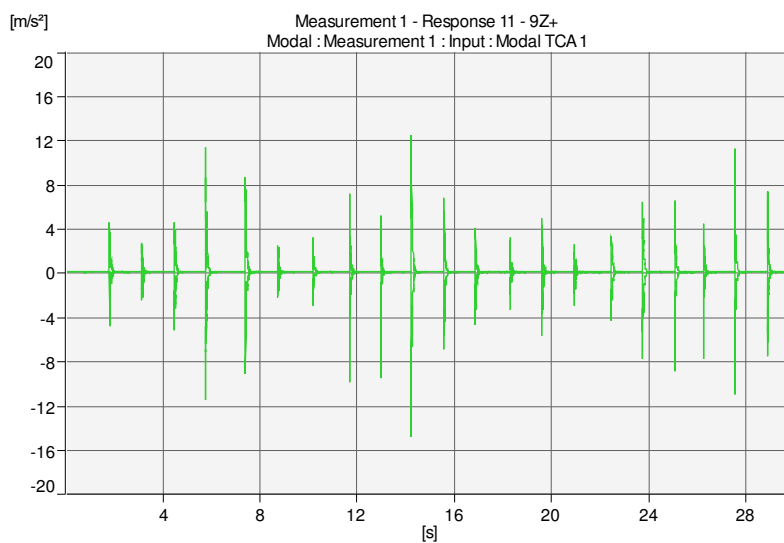
3.3 pav. Optinis stalas, paruoštas tyrimui

PULSE aplinkoje pateikiamas optinio stalo funkcinis modelis (žr. 3.4 pav.). Pavaizduotos vietos, kur turi būti sudėti jutikliai. Rodyklė į viršų taip pat indikuoja, kad matavimai vyksta Z kryptimi.



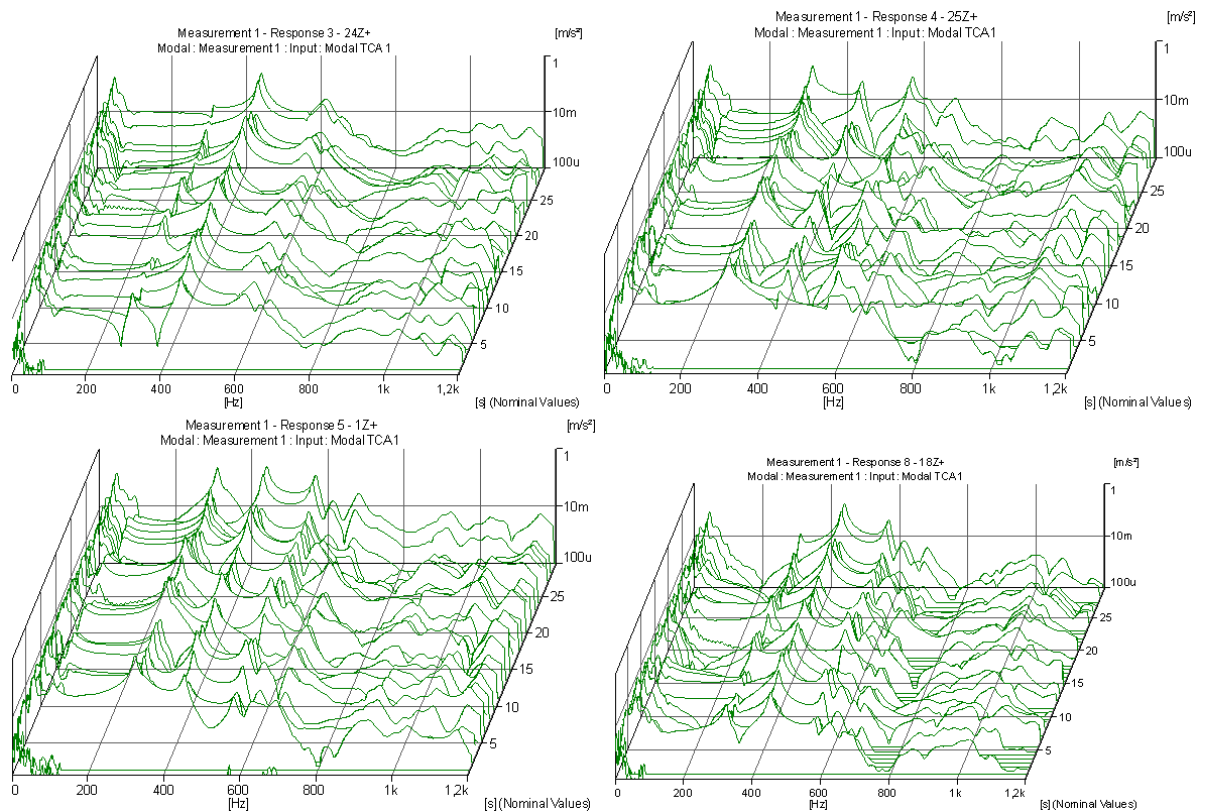
3.4 pav. Stalo atvaizdavimas PULSE aplinkoje žymi jutiklių išdėstymą

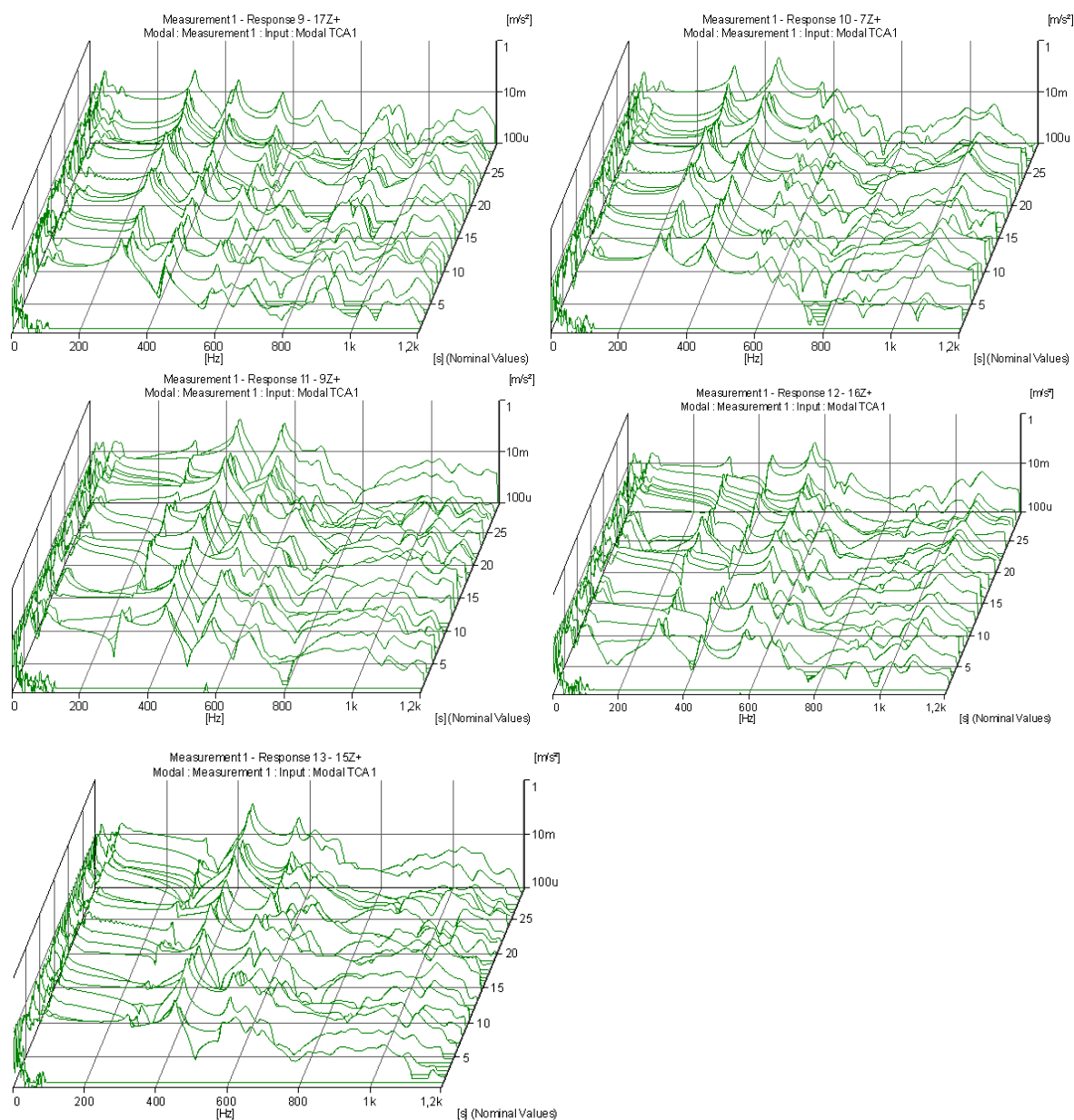
Stalas modaliniu plaktuku buvo žadinamas 21 kartą, 3.5 paveiksle pavaizduotas grafikas, atitinkantis žadinimo dydį, t. y. plaktuke taip pat įtaisyto akcelerometro rodmenys.



3.5 pav. Eksperimentinės modalinės analizės metu gautas stalo vidurio taško laikinis pagreičio grafikas, kuris parodo po smūginio žadinimo gautą atsaką

Atlikus skaičiavimus PULSE paketu gaunami savųjų dažnių grafikai (žr. 3.6 pav.). Parodyta tik dalis eksperimento, kadangi stalas simetriškas, nėra prasmės rodyti kitų likusių taškų, nes informacija analogiška. Čia pavaizduota, kaip pasiskirsto dažniai skirtingu matavimo laiku, taip pat pateikiamos akcelerometrų užfiksuotos vertės. Visi grafike matomi pikai yra rezonansiniai dažniai. Šiuo atveju rezonansiniai dažniai siekia iki $\sim 1,2$ kHz. Toliau 4 lentelėje pavaizduotos modos yra tik pirmos septynios, iš kurių galima lengvai atpažinti 4, 5 ir 6, nes sugeneruoja didžiausius pagreičius (patiria rezonansą). Pirmosios 3 modos šiuose savųjų dažnių grafikuose nežymios, kadangi amplitudės labai mažos (matavimas trunka 30 sekundžių). Pastebima teisinga sistemos atsako tendencija, t. y. mažėjant dažniui, didėja vibracijų amplitudės beveik visame dažnių diapozone. Išsiskiria tik rezonansiniai dažniai, kurie dėl savo natūros yra didesni, ir labai žemo dažnio virpesiai, kurie virpesius palaiko minimalius.

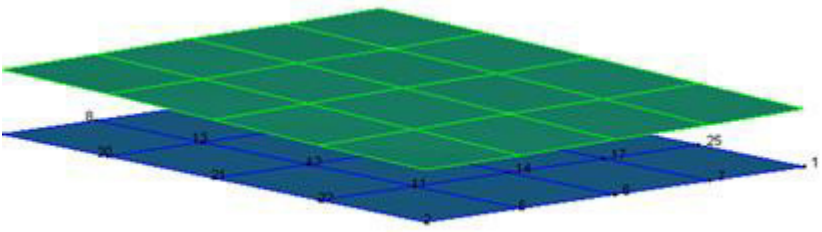
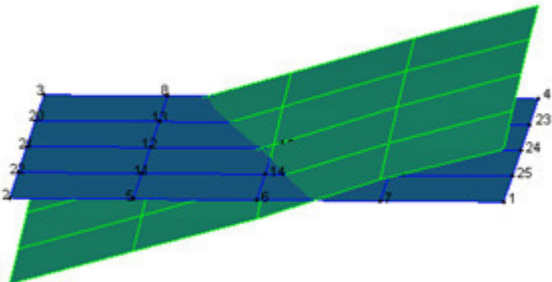
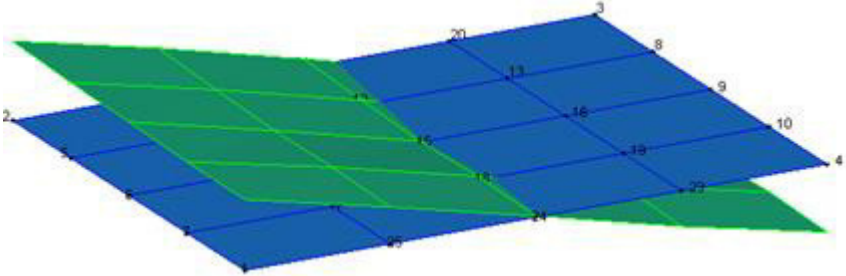
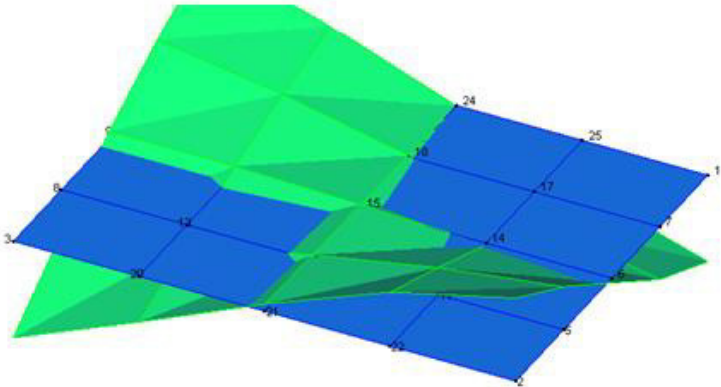




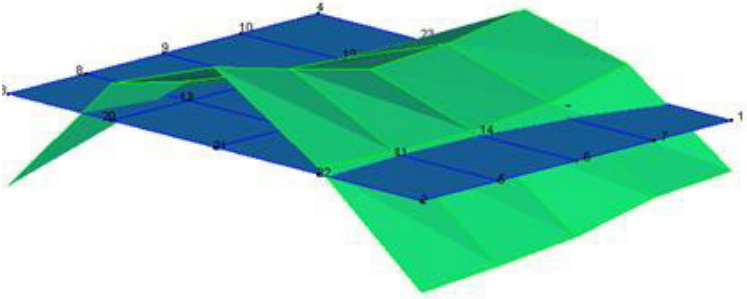
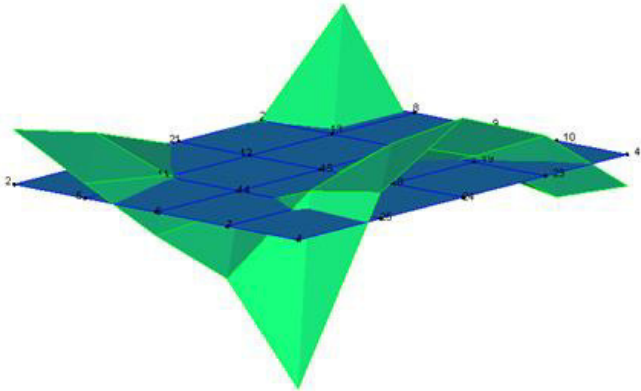
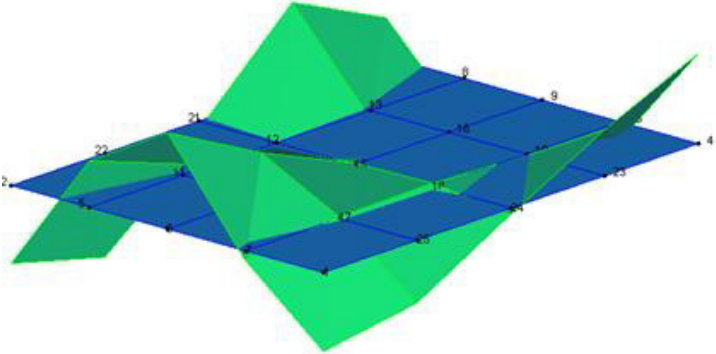
3.6 pav. Erdviniai grafikai, kurie parodo stalo ketvirčio 9 taškų (3.4 pav. taškai 1–9) dažninę priklausomybę nuo laiko ir poslinkio amplitudės (atliekant eksperimentinę modalinę analizę)

Toliau yra vaizduojamos PULSE aplinkoje sudarytos modos (žr. 4 lentelę). Pradinė plokštuma (mėlyna) rodo stalo formą prieš žadinimą, o antrinė (žalia) jau po žadinimo.

4 lentelė. Eksperimentinės modalinės analizės rezultatai

Eilės Nr.	Modos formos nr.	Dažnis, Hz	
1	1	55	
2	2	76	
3	3	96	
4	4	292	

4 lentelės tęsinys

Eilės Nr.	Modos formos nr.	Dažnis, Hz	
5	5	426	
6	6	498	
7	7	668	

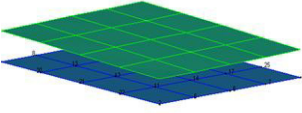
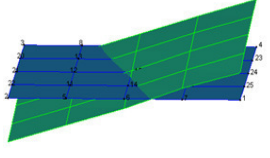
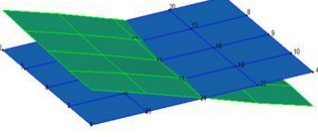
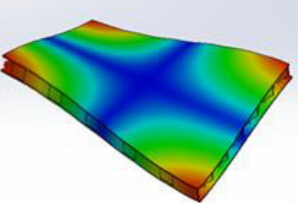
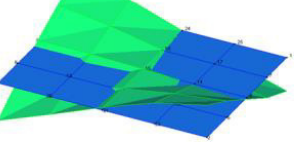
Čia matomos pirmos trys modos ganėtinai skiriasi nuo likusiųjų, kadangi nesideformuoja stalo paviršius, o tik slankiojasi. Taip yra todėl, kad dažnis dar nėra pakankamai didelis ir stalo slopinimo sistema geba sugerti vibracijas. Šiuo atveju labiausiai pasireiškia ne paties stalo vibroizoliacinės savybės, o atramose įtaisytų gumų vibroizoliacinės savybės. O jau pradedant 4 moda stalas deformuojasi. Todėl atskirai ir buvo tiriamos gumos savybės *Simulink* modeliu ir paties stalo *SolidWorks* modeliu. 4 stalo moda forma laikoma įstrižine, kadangi stalas deformuojasi

įstrižai, t. y. deformacijos didžiausios yra stalo kampuose. 5 moda – skersinis deformavimasis. 6, 7 modos vaizduoja išilginį ir skersinį deformavimąsi atitinkamai, kadangi didesnio dažnio modos, todėl deformavosi ne tik kampai, bet ir kraštai.

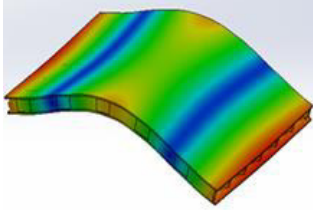
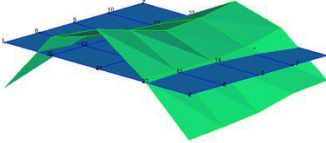
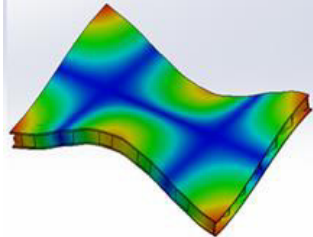
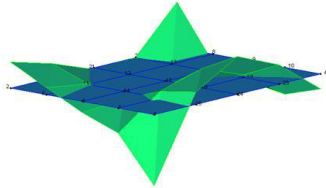
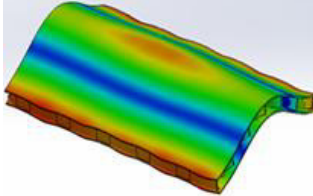
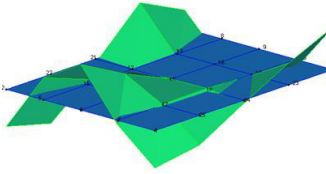
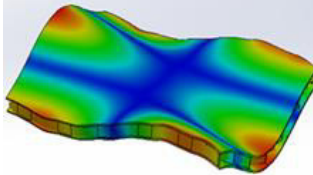
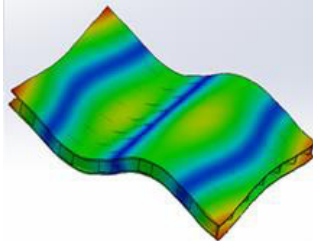
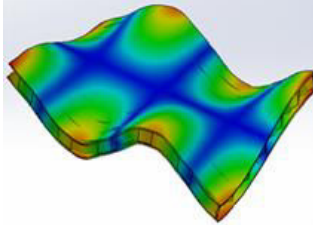
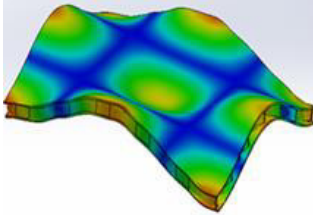
4. TEORINIŲ IR EKSPERIMENTINIŲ REZULTATŲ PALYGINIMAS IR IŠVADOS

Jau atlikti teoriniai skaičiavimai ir eksperimentiniai tyrimai surašomi į 5 lentelę palyginimui.

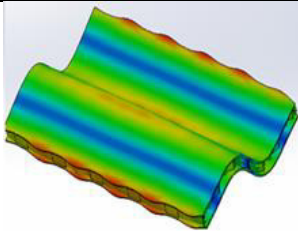
5 lentelė. Teorinių ir eksperimentinių rezultatų suvestinė

Modos Nr.	Teoriniai rezultatai		Eksperimentiniai rezultatai		Palyginimas
	Dažnis, Hz	Forma	Dažnis, Hz	Forma	
1	61,61	—	55		Pirmoji moda eksperimentiniu atveju yra 10,72 % didesnė nei teoriniu. Stalas kol kas nesideformuoja, deformuojasi tik padai. Judėjimas vyksta Z kryptimi.
2	—	—	76		Eksperimentiniai rezultatai rodo, kad ties 76 Hz dažniu stalas pradeda deformotis, ir deformuojasi skersai.
3	—	—	96		Čia padidėjus dažniui kiek daugiau nei dvigubai stalas pradeda deformotis išilgai.
4	247		292		Modų formos panašios. Deformuojasi stalo kampai. Dažnis gerokai skiriasi. Nesutapimas ~ 15,4 %.

5 lentelės tęsinys

Modos Nr.	Teoriniai rezultatai		Eksperimentiniai rezultatai		Palyginimas
	Dažnis, Hz	Forma	Dažnis, Hz	Forma	
5	365		426		Modų formos panašios. Deformuojasi skersai. Taip pat stipriai skiriasi dažniai. Nesutapimas ~14 %
6	594		498		Modų formos taip pat vienodos. Stalas deformuojasi per kraštus skersai. Nesutapimas ~19 %
7	623		668		Čia formos skiriasi. Teorinė deformuojasi išilgai, o eksperimentinė išilgai per kraštus.. Dažnių nesutapimas ~ 7 %
8	808		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi išilgai per kraštus.
9	945		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi skersai.
10	1115		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi skersai per kraštus.
11	1288		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi skersai, išilgai.

5 lentelės pabaiga

Modos Nr.	Teoriniai rezultatai		Eksperimentiniai rezultatai		Palyginimas
	Dažnis, Hz	Forma	Dažnis, Hz	Forma	
12	1468		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi išilgai.

Pirmoji, antroji ir trečioji modų poros nesideformuoja, matomi tik jų poslinkiai apie atitinkamą ašį. Stalas nesideformuoja, nes tokiu atveju vibracijas slopinti dar geba slopinimo sistema. Vibracijų dažniui augant, slopinimo sistema nuo tam tikro dažnio tampa neefektyvi ir vibracijos pradeda veikti stalą, šiuo atveju nuo 4 modų poros. Didėjant žadinimo dažniui stalas deformuojasi įvairiomis kryptimis (pateikta „Palyginimas“ skiltyje 5 lent.), stalo paviršius dalinasi į vis daugiau besideformuojančių zonų. Štai, pavyzdžiui, 7 modų poros formos nesutampa, kur teorinė moda deformuojasi išilgai, o eksperimentinė išilgai per kraštus. Toks nesutapimas galimas dėl teoriniu būdu atlikto modeliavimo, visgi priimamos idealios sąlygos. Didžiausias modų porų dažnių nesutapimas yra 6 poroje ir siekia ~ 19 %.

Išvados

Darbe atlikti teoriniai ir eksperimentiniai optinio stalo slopinimo sistemos tyrimai. Atliktų tyrimų tikslas – nustatyti sistemos dinامينius parametrus.

Atlikti teoriniai skaičiuojamieji tyrimai *SolidWorks* programiniu paketu ir *Matlab* programinio paketo plėtiniu *Simulink*, kurių tikslas buvo nustatyti tiriamos sistemos dinامينius parametrus kaip kieto ir kaip besideformuojančio kūno. Atlikti teoriniai tyrimai parodė tokius rezonansinius dažnius: 61,61; 247; 365; 594; 623; 808; 945; 1115; 1288; 1468.

Atlikti tiriamos sistemos eksperimentiniai tyrimai (operacinė modalinė analizė). Eksperimentinių tyrimų metu gauti tokie sistemos rezonansiniai dažniai: 55 (pirma moda vertikali, kaip standaus kūno, vertinamos tik vibroizoliacinių atramų savybės), 76 (antra moda sukamoji, kaip standaus kūno, vertinamos tik vibroizoliacinių atramų savybės), 96 (trečia moda sukamoji, kaip standaus kūno, vertinamos tik vibroizoliacinių atramų savybės), 292 (ketvirta moda viršutinio stalviršio, kaip besideformuojančio kūno, stalas deformuojasi išilgai kampuose, kur deformacijos didžiausios), 426 (penkta moda viršutinio stalviršio, kaip besideformuojančio kūno, stalas deformuojasi skersai), 498 (šešta moda viršutinio stalviršio, kaip besideformuojančio kūno, stalas deformuojasi per kraštus skersai), 668 (septinta moda viršutinio stalviršio, kaip besideformuojančio kūno, stalas deformuojasi išilgai per kraštus) Hz. 7 modų poros modų formos nesutampa, tai gali būti todėl, kad teoriškai sprendžiama ideali sistema.

Atlikus teorinių ir eksperimentinių rezultatų palyginimą nustatyta, kad nesutapimai svyruoja nuo 10,7 % (pirma modų pora) iki 19 % (šešta modų pora).

Atlikti tyrimai parodo optinio stalo slopinimo sistemos dinamines charakteristikas, t. y. rezonansinius dažnius ir modų formas. Eksploatacijos metu reiktų vengti darbinių režimų, kurie galėtų sukelti artimus dažnius rezonansiniams ir taip padidinti sistemos stabilumą.

Literatūros sąrašas

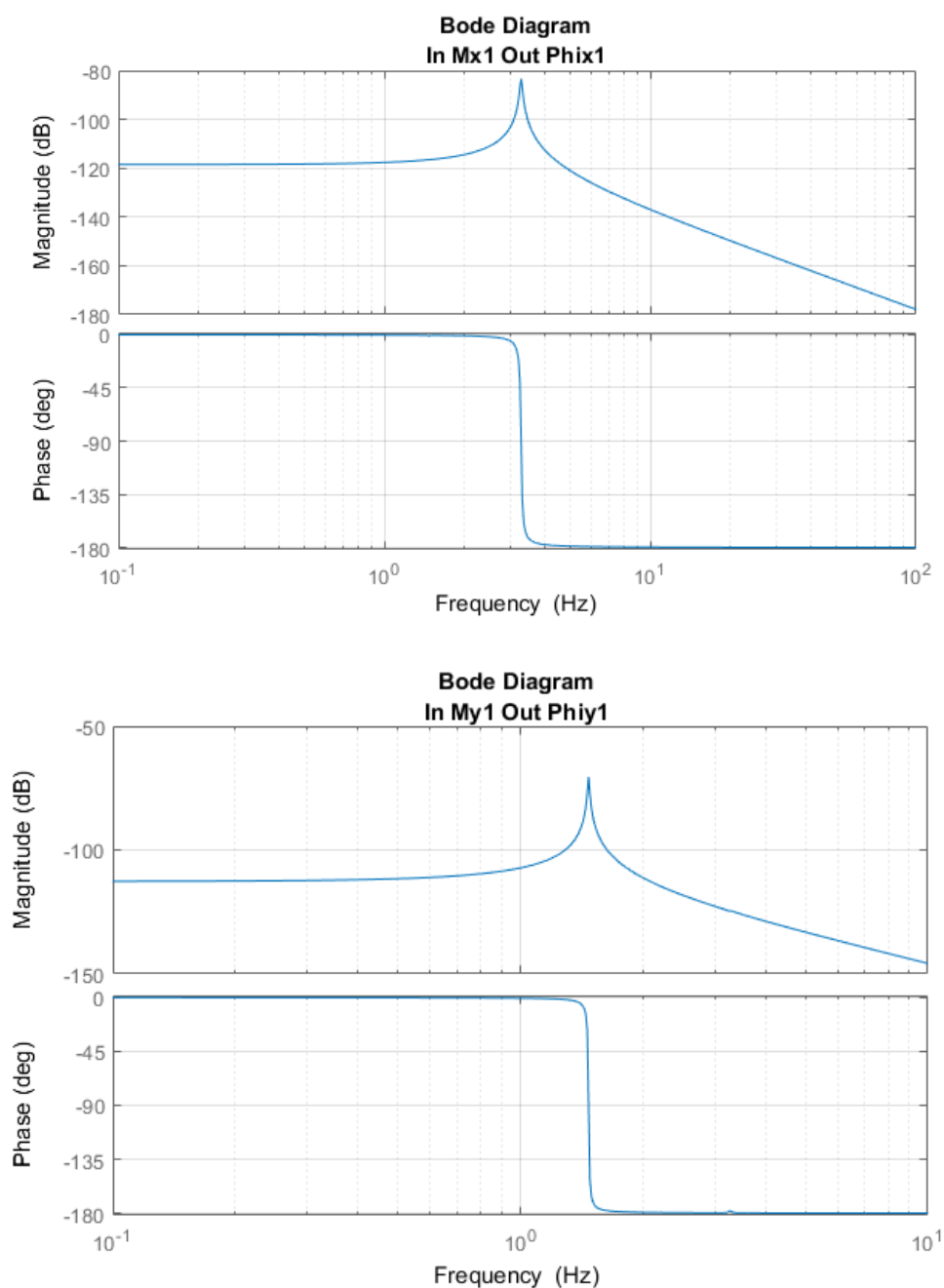
1. Adams, R. D.; Maheri, M. R. 1993. Dynamic Shear Properties of Structural Honeycomb Materials. *Composites Science and Technology*. 47(1): 15–23, [http://dx.doi.org/10.1016/0266-3538\(93\)90091-T](http://dx.doi.org/10.1016/0266-3538(93)90091-T).
2. Al-Bender, F.; Colombo, F.; Reynaerts, D.; Villavicencio, R.; Waumans, T. 2017. Dynamic Characterization of Rubber O-Rings: Squeeze and Size Effects [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. lapkričio 30 d.]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/318383616_Dynamic_Characterization_of_Rubber_O-Rings_Squeeze_and_Size_Effects
3. Benassi, L.; Elliott, S. J.; Gardonio, P. (2003). Active vibration isolation using an inertial actuator with local force feedback control, *Journal of Sound and Vibration*: tomas 276, p. 157–179.
4. Beranek, L. L.; Ver, I. L. 1992. Noise and vibration control engineering: principles and applications. John Wiley and Sons [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. lapkričio 30 d.]. Prieiga per internetą: http://health.sbm.ac.ir/uploads/22_1949_1448281115536_1.pdf
5. Cho, S. W.; Jung, H. J.; Lee, I. W. 2005. Smart passive system based on magnetorheological damper, *Smart Materials and Structures*.
6. Cveticanin, L.; Mester, G.; Biro, I. 2014. Parameter Influence on the Harmonically Excited Duffing Oscillator. *Acta polytechnica Hungarica*. 11(5): 145–160.
7. Jurevičius, M.; Kilikevičius, A.; Berba, M. 2011. Impact of external excitations on the dynamic properties of negative-stiffness vibration isolation table, *Journal of Vibroengineering*. 13(2): 352–357.
8. Jurevičius, M.; Kilikevičius, A.; Turla, V.; Bureika, G. 2015. Effect of external excitation on dynamic characteristics of vibration isolating table [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą: https://www.researchgate.net/publication/274311963_Effect_of_external_excitation_on_dynamic_characteristics_of_vibration_isolating_table
9. Gičan, V.; Augustaitis, V. K. 2010. Poligrafinių mechatroninių sistemų modeliavimas. Vilnius: Technika.
10. Honeycomb Optical Table Tops. 2015. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą: http://www.standa.lt/products/catalog/optical_tables?item=8

11. Hoque, M. E.; Takasaki, M.; Ishino, Y. (2006). Development of a three-axis active vibration isolator using zero-power control, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*: tomas 11, p. 462-470.
12. Kamesh, D.; Pandiyan, R. 2011. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform, *Journal of Sound and Vibration*: p. 1310-1330.
13. Liu, Q. L.; Zhao, Y. 2002. Role of Anisotropic Core in Vibration Properties of Honeycomb Sandwich Panels, *Journal of Thermoplastic Composite Materials*. 15 (1): 944–952, <http://dx.doi.org/10.1106/089270502022860>.
14. *Optical-Laser Systems*. 2015. Vibration Isolation [interaktyvus], [žiūrėta 2017-02-26]. Prieiga per internetą:
http://minusk.com/content/applications_vibration_isolation_systems/optical_tables_lasers_microscopes_vibration_isolation.html
15. Optical Tables Tutorial. 2013. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup_id=8275
16. Product focus: optical tables. 2009. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
<http://www.laserfocusworld.com/articles/2009/04/product-focus-optical-tables-optical-table-basics-from-breadboards-to-active-vibration-control-systems.html>
17. Siljak, H.; Subasi, A. 2014. Fourier spectrum related properties of vibration signals in accelerated motor aging applicable for age determination. *Eksplotacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 16 (4): 616–621.
18. Sun, H.; Zhang, K.; Chen, H.; Zhang, P. 2007. Improved Active Vibration Isolation Systems”, *Tsinghua science and technology*
19. Sciulli, D.; Inman, D. J.; Cudney, H. H.; Heller, R. A.; Hendricks, S. L.; Mook, D. T. 1997. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.6.1768&rep=rep1&type=pdf>
20. STACIS® IX LaserTable-Base. 2014. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
http://www.techmfg.com/products/labtables/stacisix_lasertable_vert_horiz_lg.html
21. Stöbener, U. 2009. *Active Vibration Isolation For Highly Sensitive Measurement Equipment. Controlled Environment*

22. SYSTEM DATA. 2012. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
<https://www.bksv.com/media/doc/bu0228.pdf>
23. The LINOS Optical Tables. 2014. [interaktyvus] [žiūrėta 2017 m. sausio 30 d.]. Prieiga per internetą:
<https://www.qioptiq-shop.com/out/pictures/wysiwigpro/12-13%20englisch/08-Optical%20Tables.pdf>
24. Vijayan, V.; Karthikeyan, T. 2009. Design and Analysis of Compliant Mechanism for Active Vibration Isolation Using FEA Technique, *International Journal of Recent Trends in Engineering* 1(5).
25. Wicher, J.; Więckowski, D. 2010. Influence of vibrations of the child seat on the comfort of child's ride in a car. *Eksplatacja i Niezawodność –Maintenance and Reliability*. 4(48): 102-110.

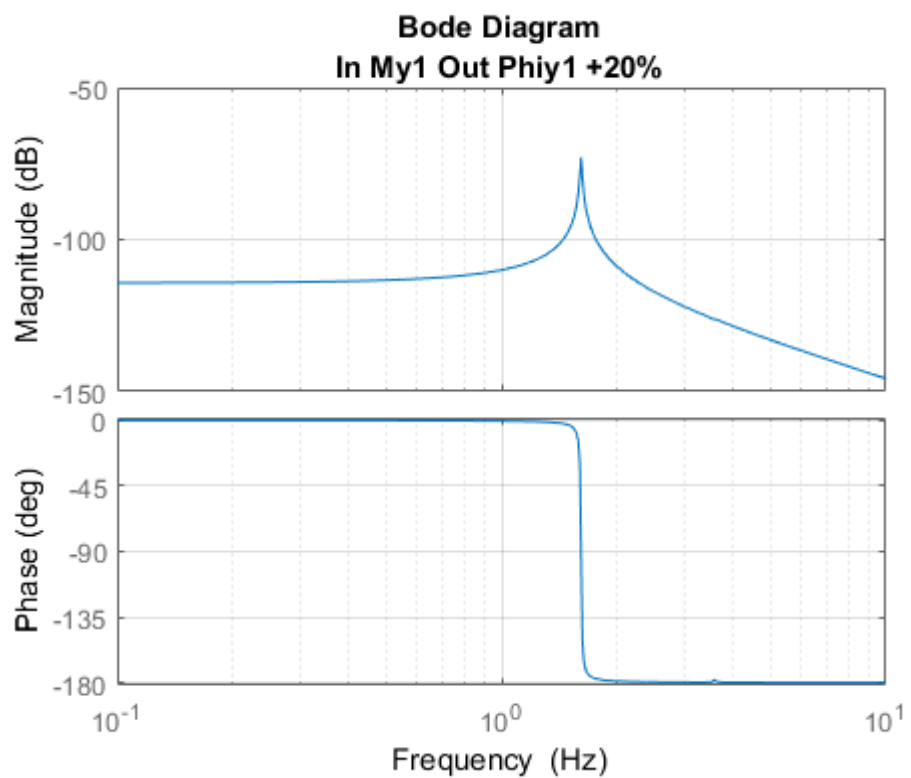
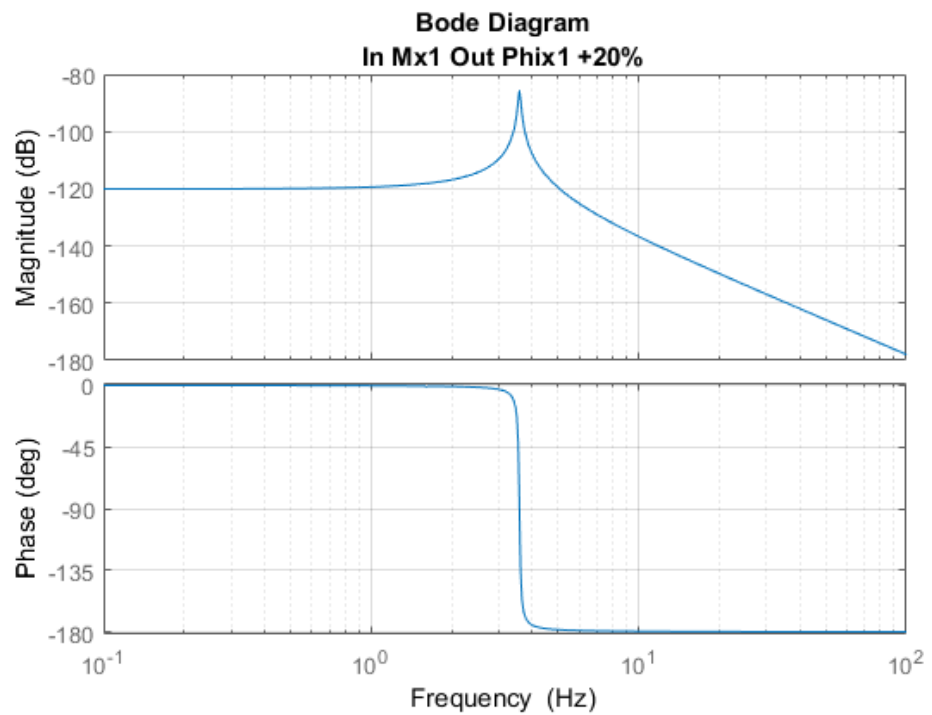
1 PRIEDAS. Modeliavimo rezultatai

Sukimosi momentai X ir Y, kurie gauti tik vertinant vertikalius standumą ir slopinimą. Kadangi lygtyse naudojami standumo ir slopinimo elementai įvertina tik vertikalią kryptį, todėl M_x ir M_y nėra tikslūs. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir Y kryptimis:



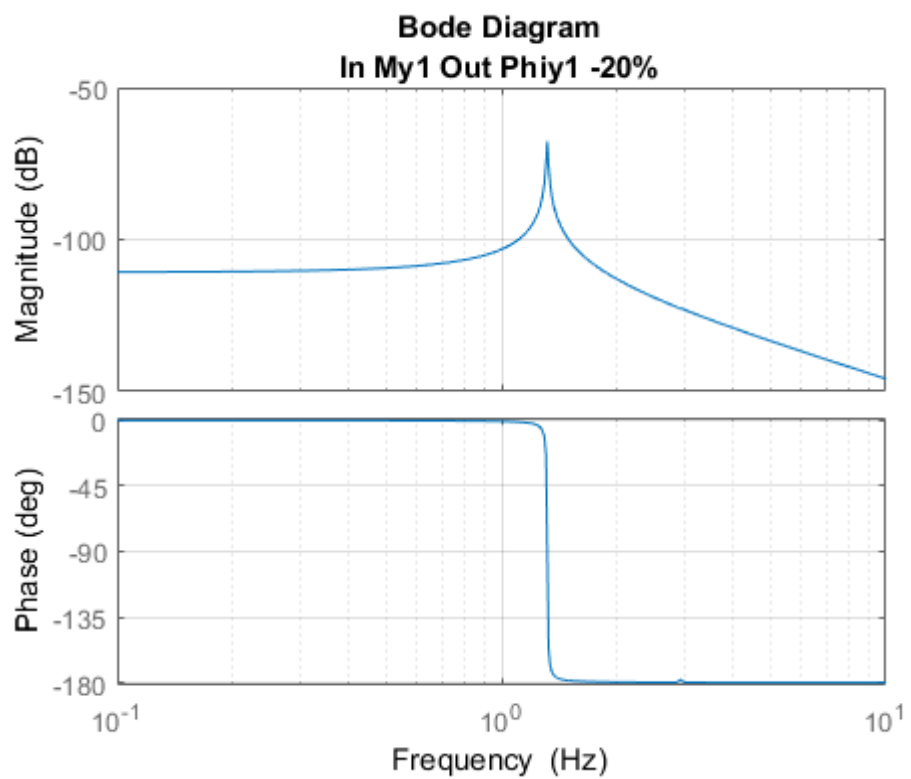
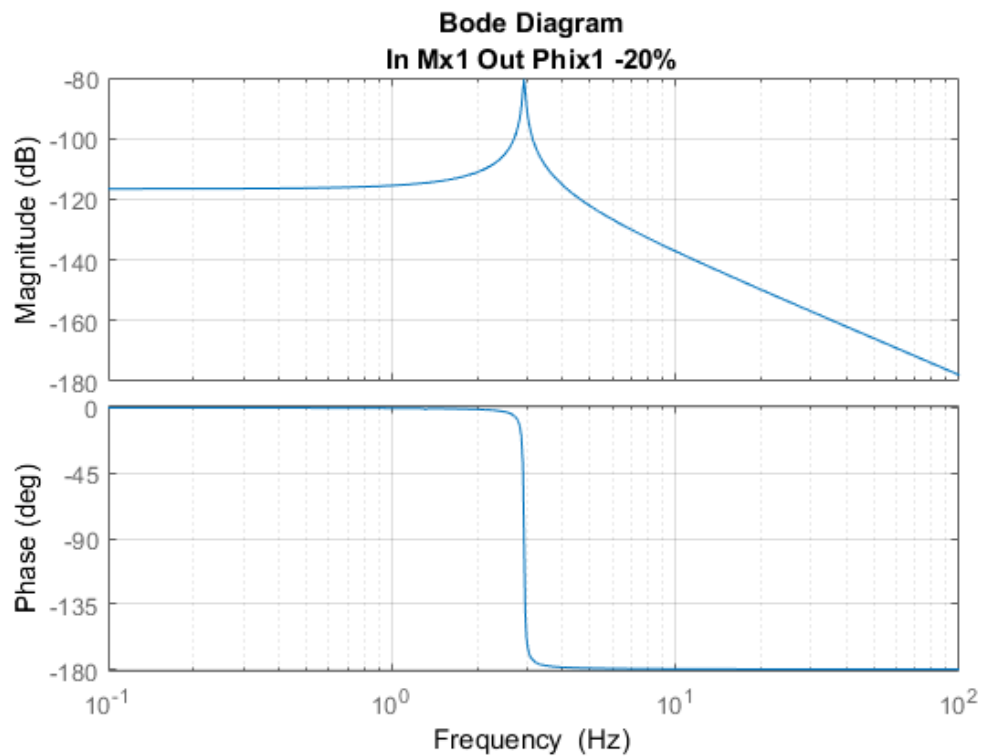
A.1 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir Y kryptimis

Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir kryptimis, kai standumas ir slopinimas padidinti 20 %:



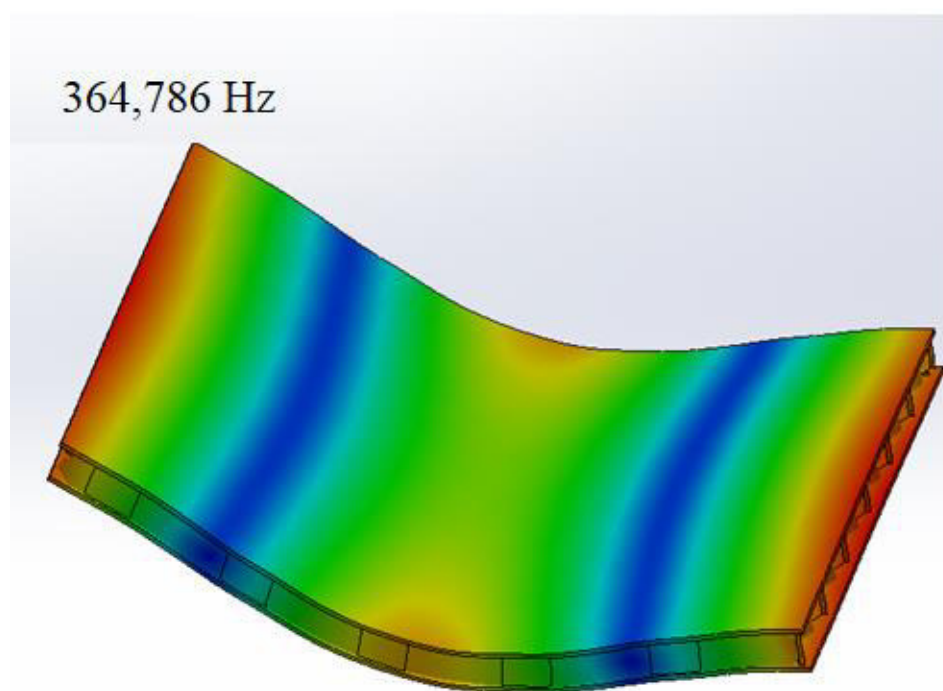
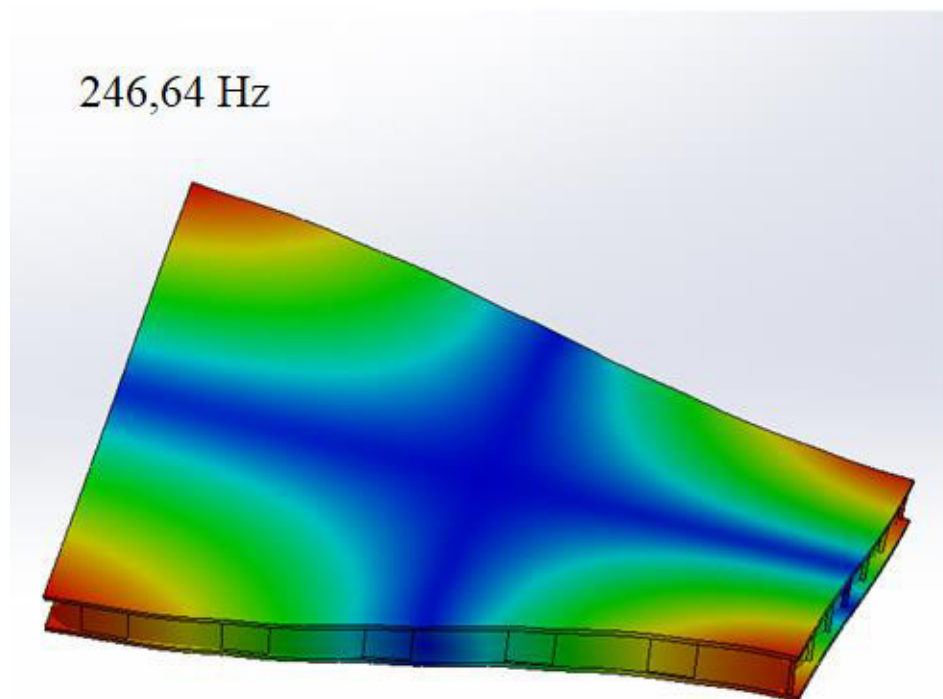
A.2 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi, kai standumas ir slopinimas padidinti 20%

Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir kryptimis, kai standumas ir slopinimas sumažinti 20 %:



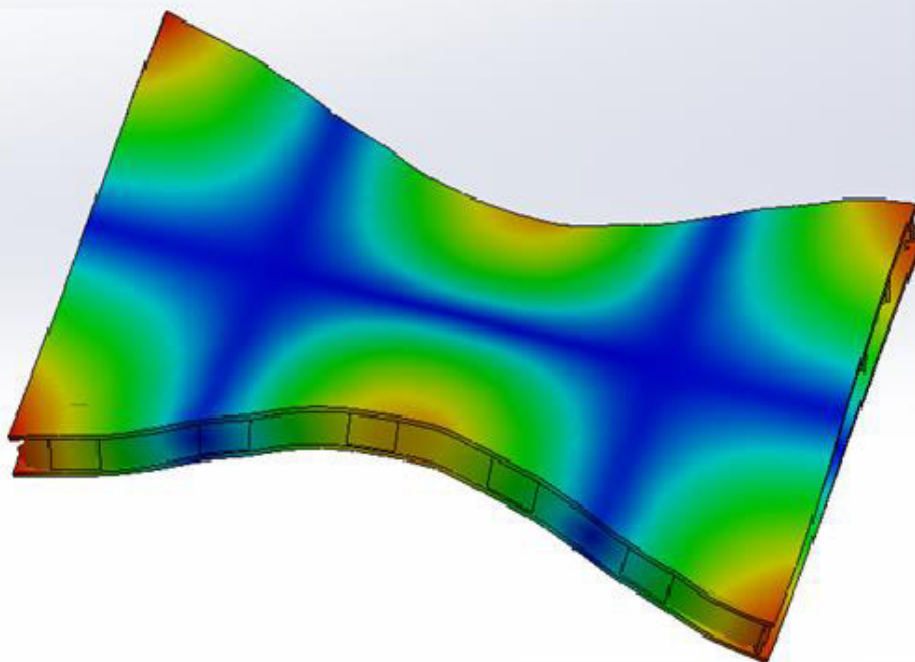
A.3 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi, kai standumas ir slopinimas sumažinti 20%

Optinio stalo modalinė analizės modos, parametras (tankis, Puasono koeficientas bei tamprumo modulis) padidinus 5 %:

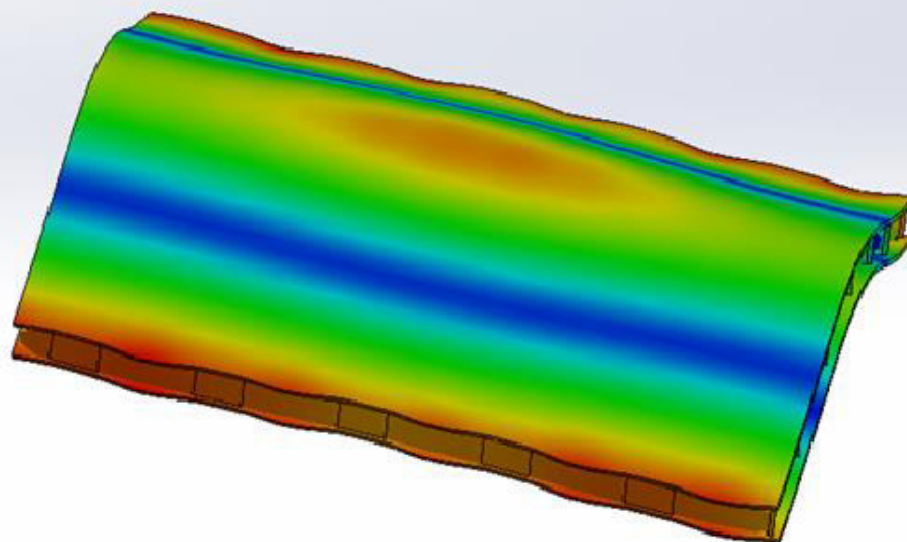


A.4 pav. Pirma ir antra rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %

593,47 Hz

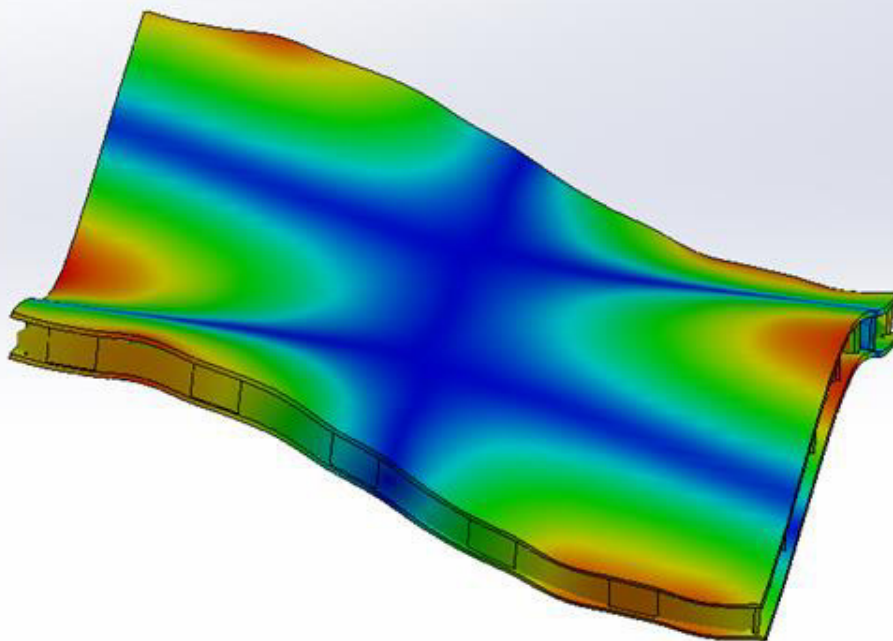


622,55 Hz

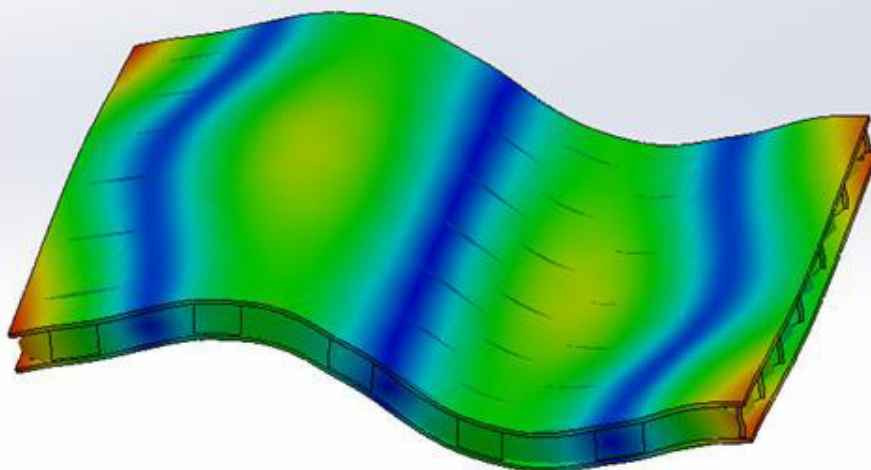


A.5 pav. Trečia ir ketvirta rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %

807,37 Hz

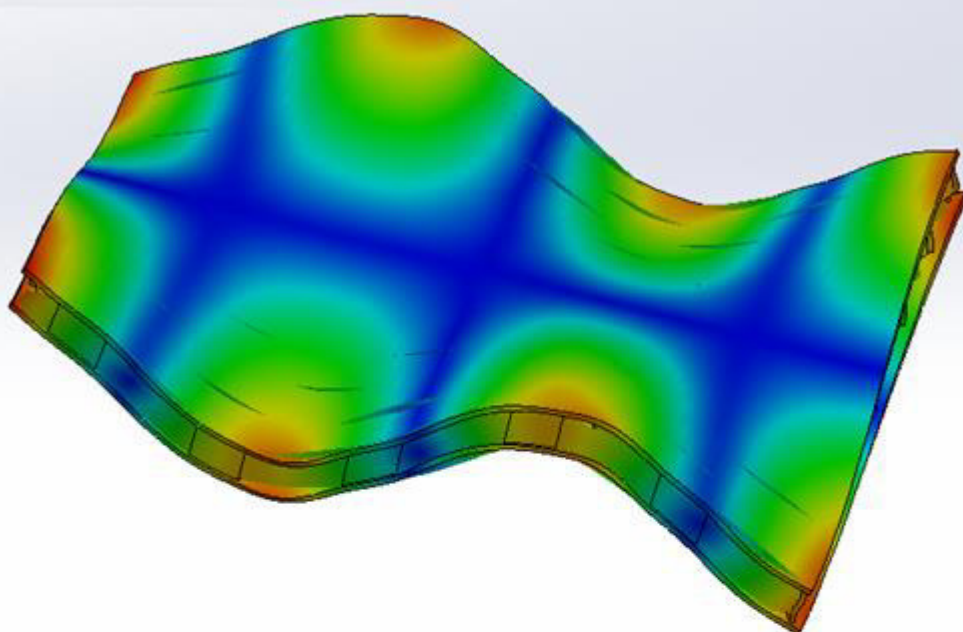


944,79 Hz

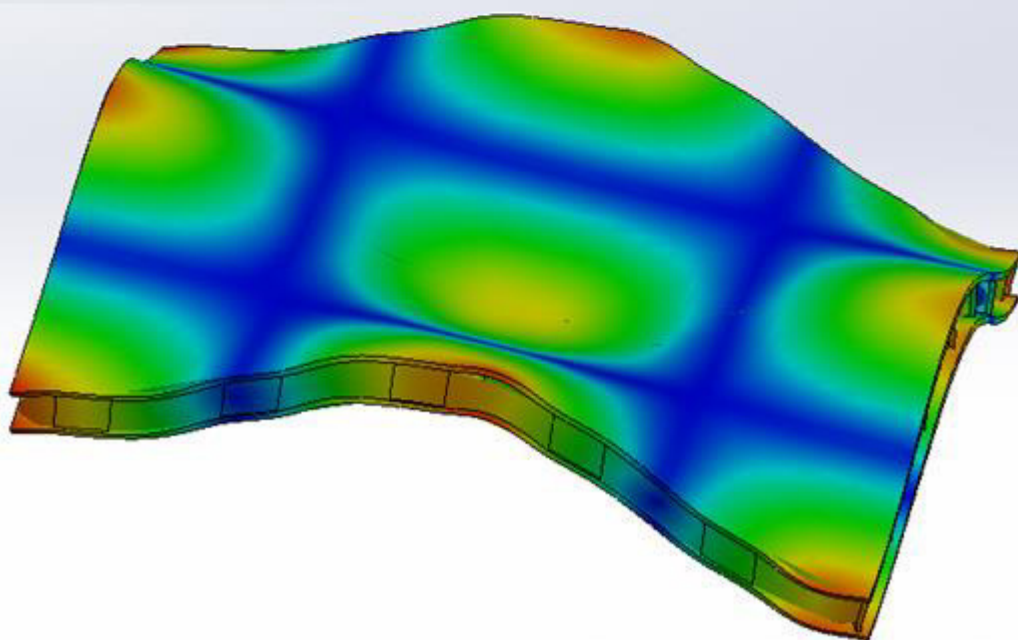


A.6 pav. Penkta ir šešta rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %

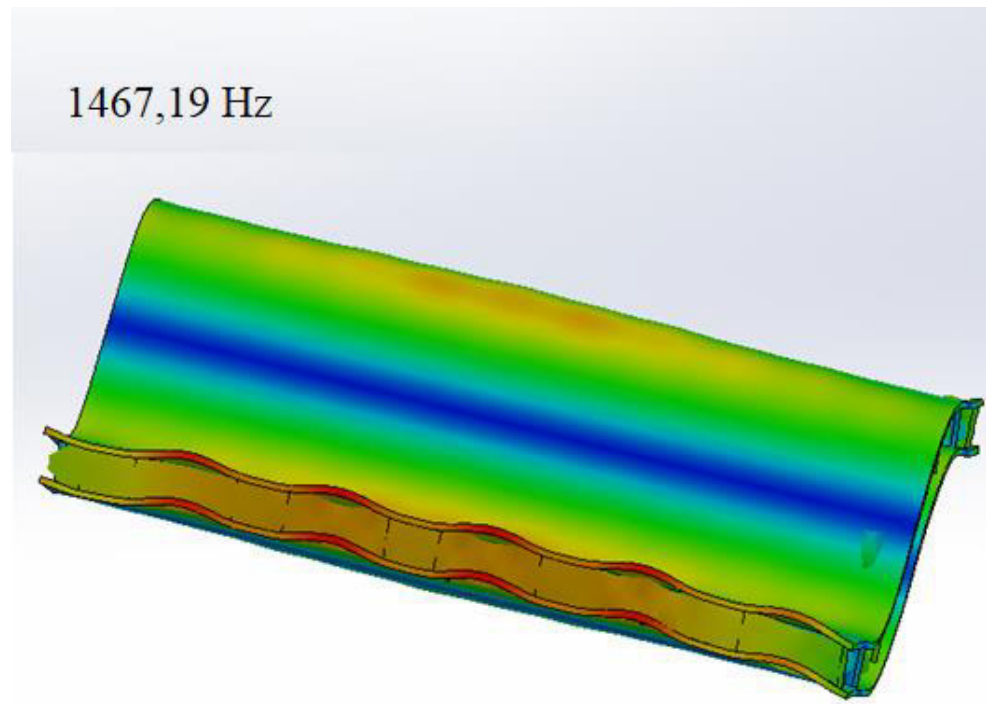
1114,29 Hz



1287,22 Hz

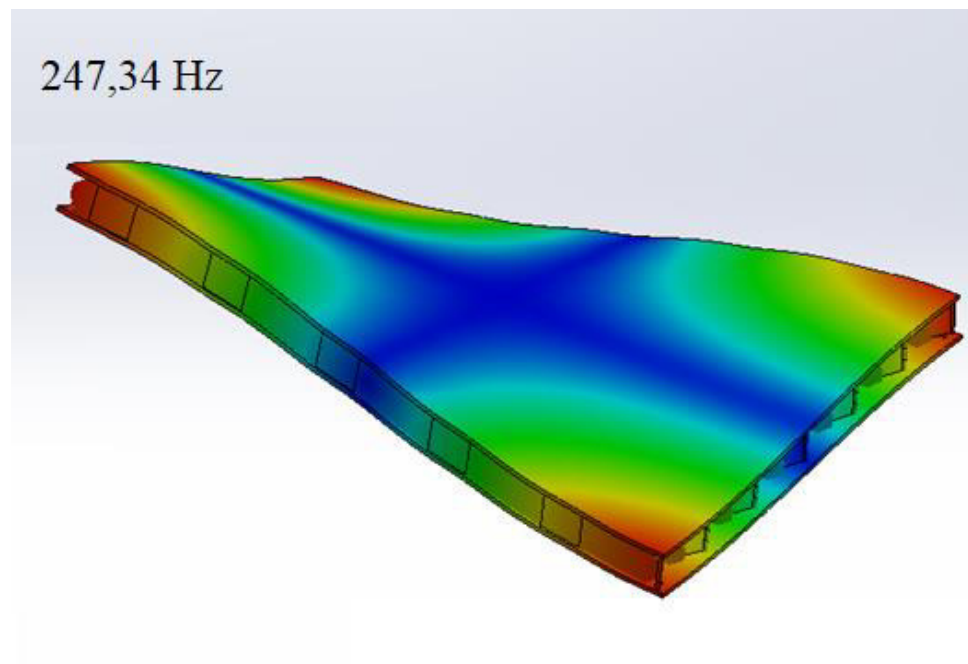


A.7 pav. Septinta ir aštunta rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %



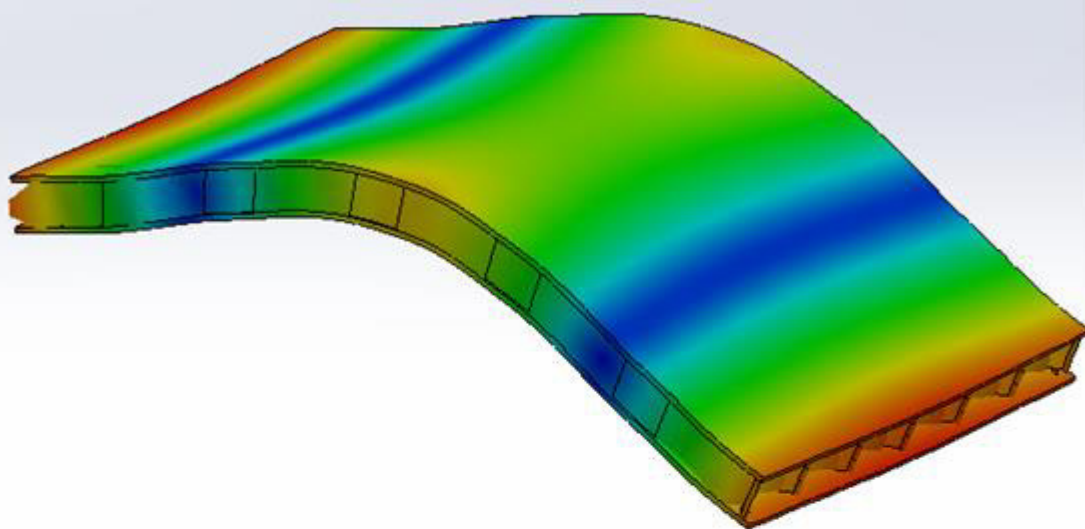
A.8 pav. Devinta rezonansinė moda parametrus padidinus 5 %

Optinio stalo modalinė analizės modos, parametrus (tankis, Puasono koeficientas bei tamprumo modulis) sumažinus 5 %:

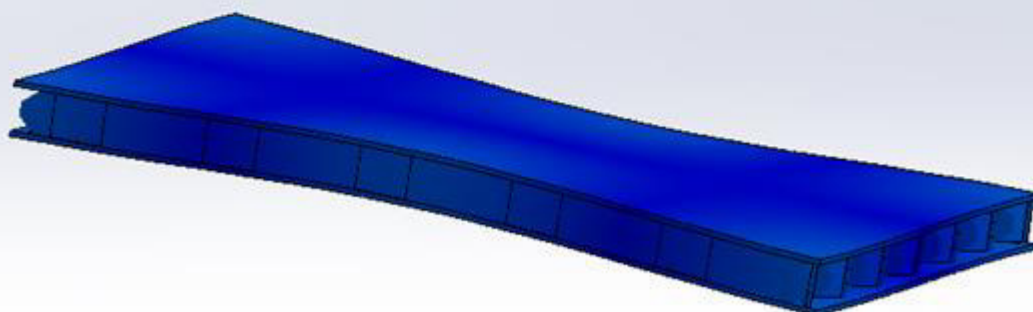


A.9 pav. Pirma rezonansinė moda parametrus sumažinus 5 %

365,283 Hz

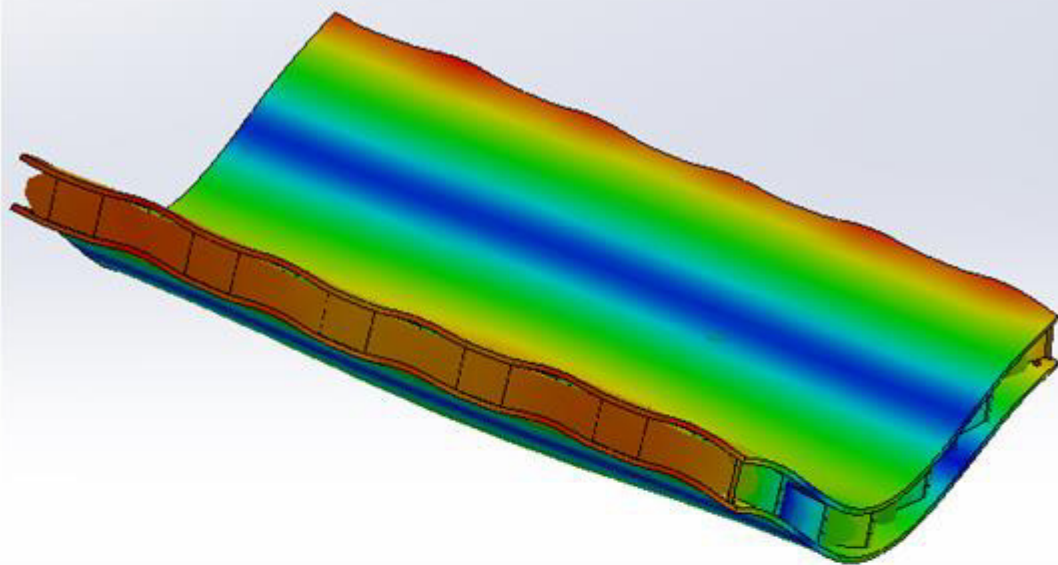


594,54 Hz

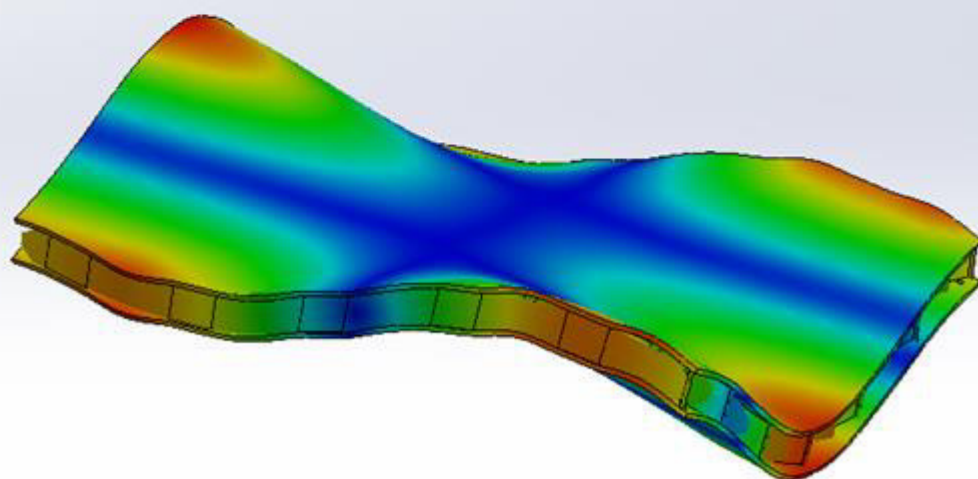


A.10 pav. Antra ir trečia rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

623, 55 Hz

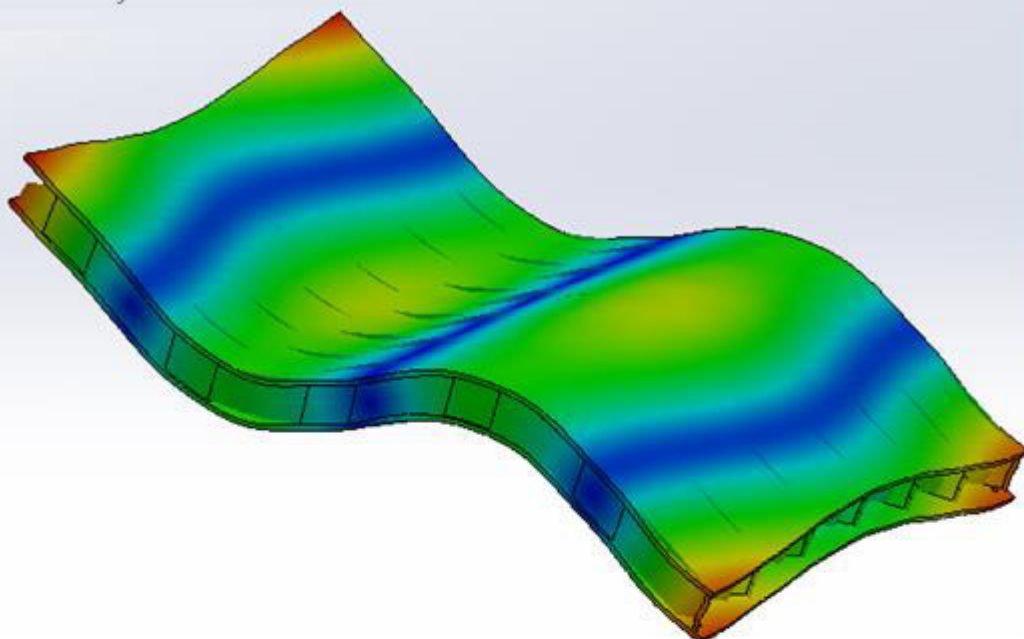


808,65 Hz

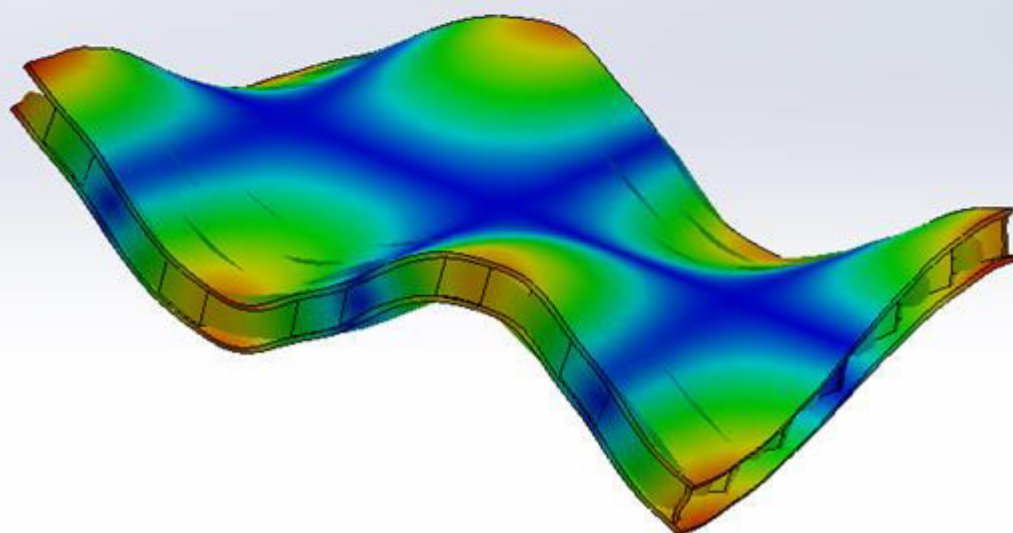


A.11 pav. Ketvirta ir penkta rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

945,78 Hz

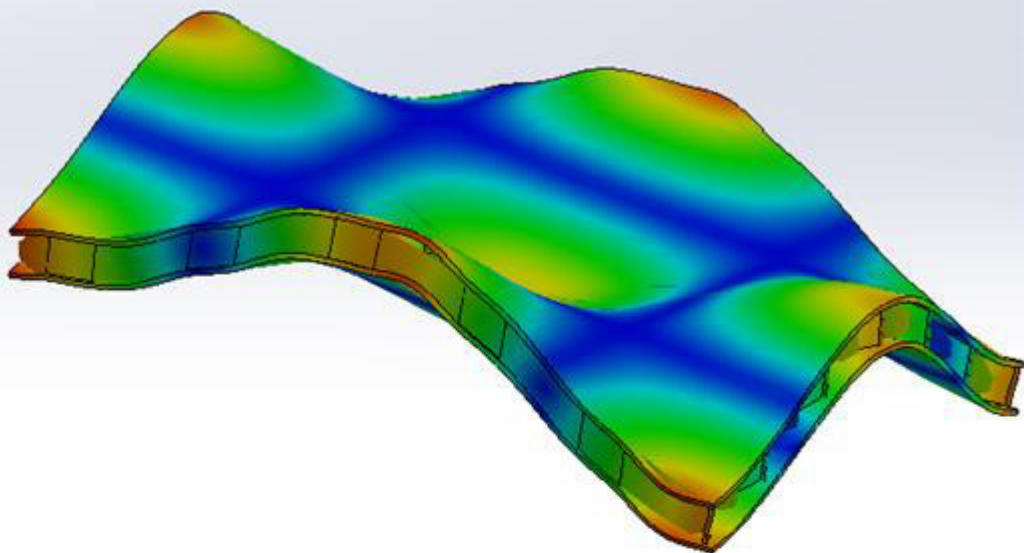


1115,74 Hz

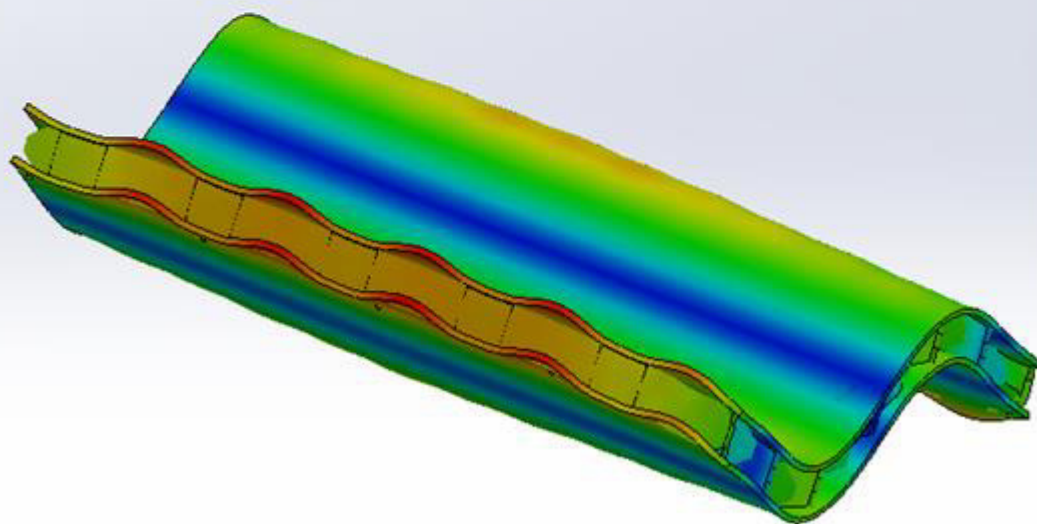


A.12 pav. Šešta ir septinta rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

1288,79 Hz



1468,82 Hz



A.13 pav. Aštunta ir devinta rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

2 PRIEDAS. Konferencijos straipsnis

OPTINIŲ STALŲ SLOPINIMO SISTEMOS DINAMINIŲ SAVYBIŲ TYRIMAS

Redas ŠMIGELSKAS¹, Artūras KILIKEVIČIUS²

¹MECHANIKOS FAKULTETAS, MECHANIKOS IR MEDŽIAGŲ INŽINERIJOS KATEDRA,
VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS, VILNIUS, LIETUVA

El. paštas: ¹redas.smigelskas@vgtu.lt; ²arturas.kilikevicius@vgtu.lt

Santrauka. Straipsnyje aprašytas optinio stalo slopinimo sistemos tyrimas. Tyrimo tikslas – nustatyti optinio stalo slopinimo sistemos įtaką stalo stabilumui. Atlikti optinio stalo teorinius tyrimus *SolidWorks* aplinkoje (modalinė analizė) bei slopinimo sistemos tyrimus *Matlab Simulink* aplinkoje. Taip pat atlikti optinio stalo eksperimentinius tyrimus.

Reikšminiai žodžiai: optinis stalas, slopinimo sistema, modalinė analizė.

Įvadas

Vykdam tyrimus dažnai pasitaiko atvejų, kai reikia atlikti eksperimentus aplinkoje be vibracijų. Tačiau, vibracijų šaltiniai, kaip oro kondicionieriai, šilumos pompas ir kelių ar geležinkelių transporto sistemos, ženkliai prisideda prie neišvengiamo vibracinio foninio triukšmo, kuris veikia aplinkinius objektus. Optinės sistemos susideda iš daugybės komponentų, kurie turi būti individualiai pritvirtinti, sulygiuoti preciziškai ir standžiai, nes yra ypač jautrūs vibracijoms, dėl to jų efektyvumas smarkiai sumažėja.

Metrologinės įrangos precizikos ir rezoliucijos reikalavimai tampa vis griežtesni su kiekviena technologine pažanga. Todėl metrologinės sistemos tapo dar jautresnės išoriniams trikdžiams, kaip temperatūrų kaita ir vibracijos.

Vibracijų slopinimas iš esmės gali būti pasyvus ir aktyvus (taip pat egzistuoja įvairių tarpinių variantų). Pasyvus slopinimas yra bene vienas seniausių. Štai, pavyzdžiui, D. Kamesh, R. Pandiyan (2011) tyrė reakcijos rato pasyvių vibracijų izoliavimą naudojant žemo dažnio lanksčią erdvinę platformą. Cho S.W., Jung H.J., Lee I.W. (2005) tyrė išmaniaja pasyviąja sistemą pagrįsta magnetorheologiniu

slopintuvu. Aktyvios sistemos tampa vis populiareesnės kylant matvimų ir pramonės standartams. Aktyvus vibracijų izoliavimas plačiai taikomas įvairiuose preciziškuose tyrimuose. Štai, pavyzdžiui, L. Benassi, S. J. Elliott, P. Gardonio (2003) aprašė aktyvų vibracijų izoliavimą naudojant inercinę pavarą su vietinės jėgos grįžamojo ryšio kontrole. Hoque M.E., Takasaki M., Ishino Y. (2006) straipsnis pateikė 3 laisvės laipsnių aktyvią vibracijų izoliavimo sistemą, naudojančią nulinės galios magnetinę pakabą.

Daug pastangų telkta ties korio struktūrų tyrimų efektyviais skaitinio modeliavimo metodais, vibracijų ypatybių, avarinio tinkamumo, žalos, nesėkmės ir poveikio atsako. Tyrėjai Adams ir Maheri (Adams 1993) ištyrė kompozitinio korio sijų slopinimą esant pastovioms lankstuminėms vibracijoms, naudojant metodą išvestą monolitinėms sijoms.

Vibracijos parametrų teorinė analizė ir eksperimentinių rezultatų analizė leidžia įvertinti korio sistemų patikimumą. Išsami vibracijų teorinių metodų analizė buvo apibūdinta Cveticanin, Mester ir Biro (Cveticanin et al 2014), Siljak, Subasi (Siljak et al 2014) ir Wicher, Więckowski (Wicher et al 2010).

Šiame straipsnyje nustatomas optinio stalo sistemos stabilumas atliekant teorinius ir

eksperimentinius tyrimus, kurie leis palyginti rezultatus ir prieiti išvadų apie toliau apibrėžtos slopinimo sistemos veikimą, stalo elgseną ir pan.

Tiriamas objektas ir matavimo įranga

Tyrimo objektas yra optinis stalas su supaprastinta slopinimo sistema. Tyrimo tikslas – ištirti optinio stalo slopinimo sistemos įtaką stalo stabilumui tiek teoriškai tiek eksperimentiškai. Kad optinio stalo slopinimo sistemą būtų galima ištirti teoriniu būdu, tam reikia pirmiausia sudaryti dinaminį modelį, tai yra aprašomos viso tiriamą objektą veikiančios jėgos, padėtis erdvėje ir pan. Jau turint dinaminį modelį aprašomas matematinis. Dinaminis modelis padeda puikiai vizualizuoti esamą problemą ir todėl palengvina reiškinį aprašymą formulėmis. Matematinio būdu formulėmis išreikštas optinio stalo judėjimas atitinkamomis kryptimis panaudojamas grafiškai vizualizuoti stalo judėjimą. Kadangi stalas yra pastatytas ant guminių padukų (žr. 1 pav.), juos galima laikyti vibracijų slopinimo sistema, todėl tai reikia įvertinti.



1 pav. Guminis padukas
Fig. 1. Rubber pad

Toliau užsidavus atitinkamas padukų slopinimo ir standumo reikšmes *Matlab Simulink* programiniu paketu. Simuliuojamas šių padukų poveikis, kaip slopinimo sistemos. Padukai taip pat atlieka atraminę funkciją. Tokių padukų yra 4, kiekviename stalo kampe. Pavaizduotas tiriamas optinis stalas (žr. 2 pav.). Optinio stalo matmenys 600x800x50 mm. Čia stalo kojos atlieka tik pakeliamąją atraminę funkciją, o minėtieji padukai yra sandūroje tarp stalviršio ir kojų.

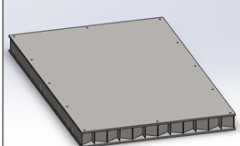


2 pav. Tiriamas optinis stalas
Fig. 2. Researched optical table

Atliekama optinio stalo modalinė analizė *SolidWorks* programiniu paketu. Modeliui taip pat turi būti parinkta medžiaga. Paprastumo dėlei dangčiams parinkta ta pati medžiaga kaip ir koriui (žr. 1 lentelė.).

1 lentelė. Modeliui parinktos medžiagos

Table 1. Material selected for a model

Modelis	Medžiagos savybės
	Viršutinis, apatinis dangčiai ir korys
	Medžiaga: X6Cr13
	Tamprumo modulis: $2,2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
	Puasono koeficientas: 0,28 N/A
	Tempimo stiprumo riba: 400000000 N/m^2
	Takumo riba: 230000000 N/m^2
	Tankis: 7700 kg/m^3
	Šilumos plėtimosi koeficientas: $1,1 \times 10^{-5} / \text{K}$

Eksperimentinis tyrimas praktikoje vykdomas simuliuojant optinio stalo virpesius ir stebint ties kokiais dažniais stalas pasiekia rezonansą ir kokią įgauna formą (PULSE aplinkoje).

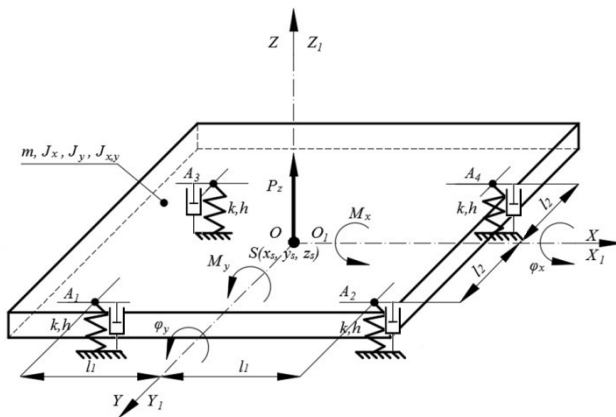
Kadangi turimi tik keli pagreičio matavimo principu veikiantys jutikliai, o matuojamųjų taškų yra 25, tada savųjų dažnių matavimas bus atliekamas per keletą etapų, kol bus išmatuoti pagreičiai kiekviename taške, kiekvieną kartą žadinant ta pačia jėga naudojant modalinį plaktuką (angl. Modal hammer). Akcelerometrų matavimams apdoroti naudojamas TYPE 3660-D - Brüel & Kjær duomenų kaupimo ir apdorojimo įranga. Tyrimo stendo blokinė schema pateikta žemiau esančiame 3 paveiksle.



3 pav. Tyrimo stendo blokinė schema

Fig. 3. Block scheme of experiment setup

Toliau apdoroti rezultatai PULSE programiniame pakete realizuojami į erdvinį kiekvieno matuojamo taško pagreičio kitimo vaizdą. Pagal pateiktus duomenis surandami sistemos savieji dažniai bei pateikiami deformuoto stalo atvejai esant atitinkamai modai. Dinaminis ir matematinis optinio stalo slopinimo sistemos modeliai Tam, kad optinio stalo slopinimo sistemą būtų galima ištirti teoriniu būdu, tam reikia pirmiausia sudaryti dinaminį modelį, tai yra aprašomos viso tiriamą objektą veikiančios jėgos, padėtis erdvėje ir pan. Jau turint dinaminį modelį aprašomas matematinis. Dinaminis modelis padeda puikiai vizualizuoti esamą problemą ir todėl palengvina reiškinių aprašymą formulėmis. Matematinio būdu formulėmis išreikštas optinio stalo judėjimas atitinkamomis kryptimis panaudojamas grafiškai vizualizuoti stalo judėjimą. Bendras stalo (žr. 4 pav.), kai jį galima laikyti kietu kūnu, dinaminio modelio atvejis.



4 pav. Optinio stalo slopinimo sistemos dinaminis modelis

Fig. 4. Dynamic model of optical table damping system

Tokiu atveju stalo padėtis virpesių metu būtų apibūdinama šešiomis apibendrintosiomis Lagranžo koordinatėmis $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$.

Tai yra bendras stalo, kai jį galima laikyti kietu kūnu, dinaminio modelio atvejis. Uždavinių

supaprastinimui laikome, kad stalo atramos deformuojasi tik vertikalia kryptimi (jų vienodi standumo ir pasipriešinimo koeficientai k, h).

Tolimesnių išvedimų patogumui išorinę, per pamato atramas sukeltą, žadinimo jėgą P_z perkeliame į koordinatinės sistemos $O1, X1, Y1, Z1$ pradžią $O1$, pridėdami dar perkeliant atsirandančius sukimo jėgų momentus M_x ir M_y . Stalo poslinkiai pagal apibendrintąsias koordinates x, y ir φ_z nevertinami. Lieka jėga P_z , veikianti ašies $Z1$ kryptimi ir jėgų momentai M_x ir M_y .

Turėdami pagal čia pateiktus duomenis sudarytą stalo dinaminį modelį pereiname prie jos virpesių lygčių sudarymo. Taikome antrojo tipo Lagranžo lygtis, kurios čia nagrinėjamam atvejui bus tokios išraiškos:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = F_i \quad (i = 1, 2, 3); \quad (1)$$

čia: T , Π – kūno kinetinė ir potencinė energijos, Φ – disipatyvinė funkcija, x_i – i -toji apibendrintoji koordinatė ($x_1 = z$, $x_2 = \varphi_x$, $x_3 = \varphi_y$); F_i – apibendrintoji jėga, veikianti pagal i – tąją koordinatę ($F_1 = P_z$, $F_2 = M_x$, $F_3 = M_y$).

Norint atlikti dinaminės sistemos slopinimo simuliaciją reikia tą patį dinaminį modelį gauti naudojantis šiuo atveju Matlab programiniu paketu. Simuliacija atliekama *Matlab Simulink* papildiniu.

Koordinatei z atitinkančios lygties analizinė išraiška:

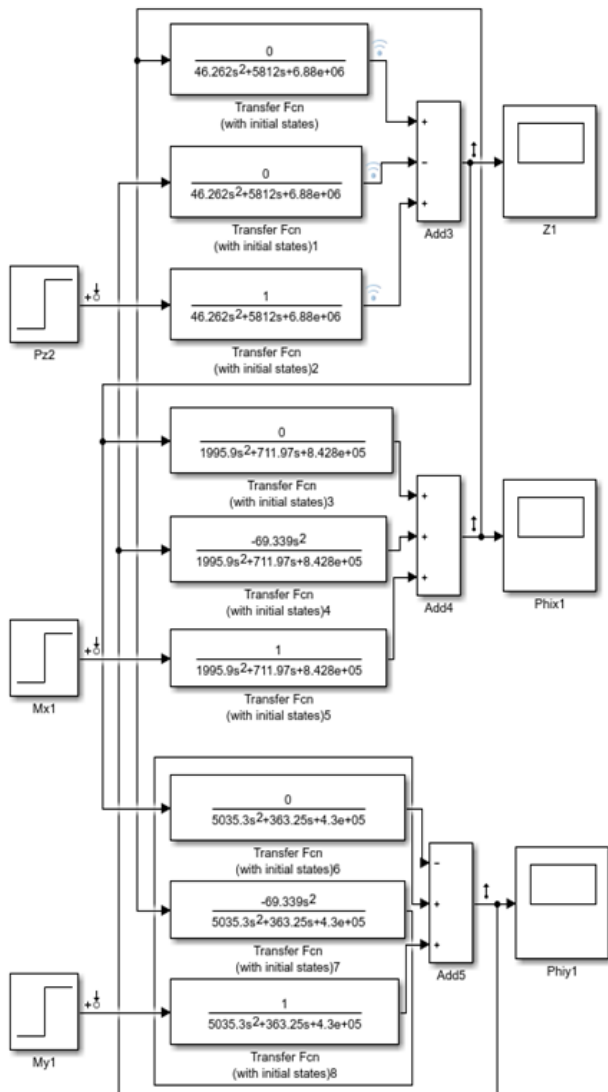
$$z = \frac{mp^2(y_s\varphi_x - x_s\varphi_y) + P_z}{mp^2 + 4hp + 4k} \quad (2)$$

Koordinatėms φ_x ir φ_y atitinkančios lygtys:

$$\varphi_x = \frac{p^2(my_s z + J_{xy}\varphi_y) + M_x}{J_x p^2 + 4hl_2^2 p + 4kl_2^2} \quad (3)$$

$$\varphi_y = \frac{p^2(J_{xy}\varphi_x - mx_s z) + M_y}{J_y p^2 + 4hl_1^2 p + 4kl_1^2} \quad (4)$$

Modeliavimui atlikti taip pat reikia *workspace* skiltyje turėti visus anksčiau atliktus veiksmus. Paleidus *simulink* modelį kompiliuoti suvestos reikšmės iš *m* (skripto programos reikšmės) programos sukeltos į *Simulink* modelį ir sutraukiamos, todėl dabar modelis atrodo taip:



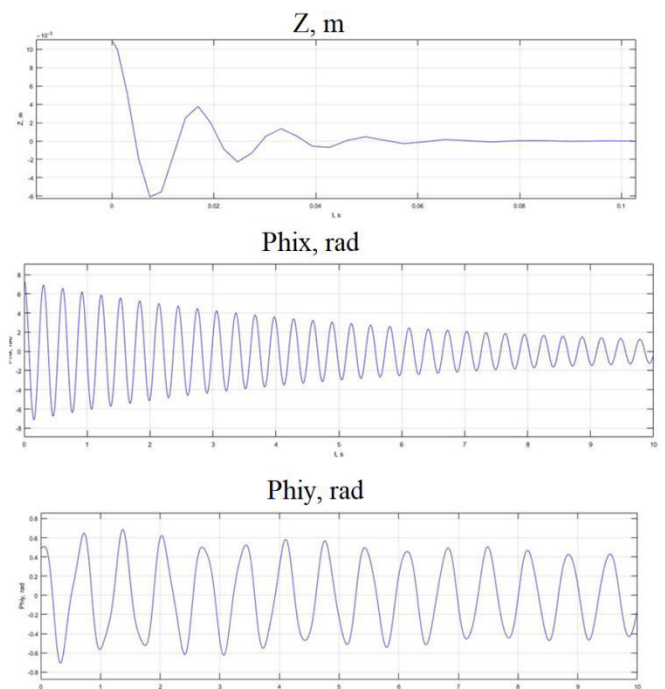
5 pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio *Simulink* diagrama po duomenų įvedimo

Fig. 5. *Simulink* diagram of researched mechanical stationary system after data input

Pavaizduotas modelis yra gana gremėzdiškas. Esant poreikiui įmanoma talpinti koordinacinių veiksmus į atskirus blokus.

Tyrimo rezultatai

Slopinimo sistemos (padų) rezultatai:



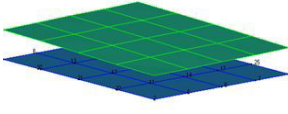
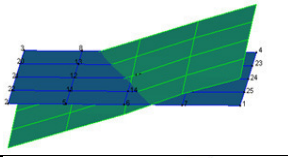
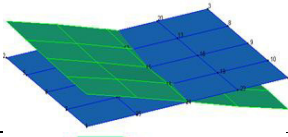
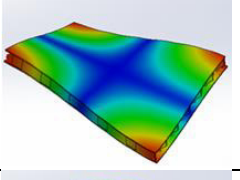
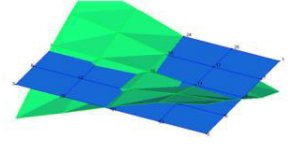
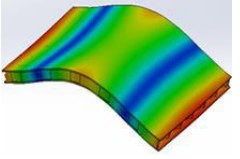
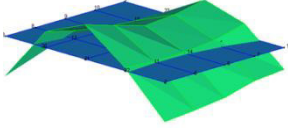
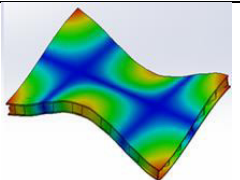
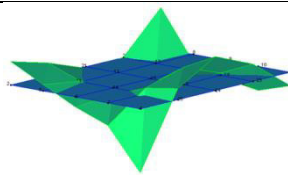
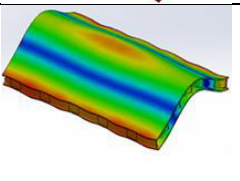
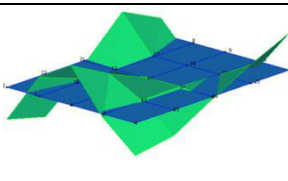
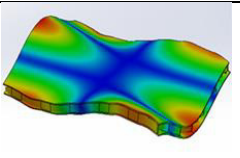
6 pav. *Simulink* modelio poslinkių grafikai

Fig. 6. *Simulink* model displacement graphs

6 pav. pateiktuose grafikuose matome, kad modelis jautriausiai reguoja į svyravimus X (B) ir Y (C) kryptimis. Šie grafikai iš esmės skiriasi. Ypatingai dėmesį atkreipia tai, kad B grafiko svyravimų amplitudė bei dažnis žymiai didesnis nei C, tai paaiškinti galima tuo, jog stalas Y kryptimi yra ilgesnis, todėl čia svyravimai nedideli ir žemo dažnio. Z kryptimi, tai yra vertikaliai Z ašiai, svyravimai greitai užgęsta.

Jau atlikti teoriniai skaičiavimai ir eksperimentiniai tyrimai surašomi į 2 lentelę palyginimui.

2 lentelė. Teorinių ir eksperimentinių rezultatų suvestinė

Modos Nr.	Teoriniai rezultatai		Eksperimentiniai rezultatai		Palyginimas
	Dažnis, Hz	Forma	Dažnis, Hz	Forma	
1	61,61	—	55		Pirmoji moda eksperimentiniu atveju yra 10,72 % didesnė nei teoriniu. Stalas kol kas nesideformuoja, deformuojasi tik padai. Judėjimas vyksta Z kryptimi.
2	—	—	76		Eksperimentiniai rezultatai rodo, kad ties 76 Hz dažniu stalas pradeda deformuotis, ir deformuojasi skersai.
3	—	—	96		Čia padidėjus dažniui kiek daugiau nei dvigubai stalas pradeda deformuotis išilgai.
4	247		292		Modų formos panašios. Deformuojasi stalo kampai. Dažnis gerokai skiriasi. Nesutapimas ~ 15,4 %.
5	365		426		Modų formos panašios. Deformuojasi skersai. Taip pat stipriai skiriasi dažniai. Nesutapimas ~14 %
6	594		498		Modų formos taip pat vienodos. Stalas deformuojasi per kraštus skersai. Nesutapimas ~19 %
7	623		668		Čia formos skiriasi. Teorinė deformuojasi išilgai, o eksperimentinė išilgai per kraštus.. Dažnių nesutapimas ~ 7 %
8	808		—	—	Eksperimento moda negauta. Šiuo atveju teorinė moda deformuojasi išilgai per kraštus.

2 lentelė rodo, kad tarp teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatų yra nesutapimas. Tai galima paaiškinti tuo, kad teoriškai sprendžiama sistema neįvertina daugybės kitų faktorių įtakančių rezultatus, tai gali būti skirtingos padų savybės, vibracijos iš aplinkos. Taip pat tiriant padų dinamines savybes, stalas laikomas visiškai idealiai

standžiu. Žinoma nereikėtų pamiršti, kad įtaką daro ir matavimo sistemos paklaidos.

Išvados

Atlikti teoriniai skaičiuojamieji tyrimai *SolidWorks* programiniu paketu ir Matlab programinio paketo plėtiniu *Simulink*, kurių tikslas buvo nustatyti tiriamos sistemos

dinaminius parametrus kaip kieto ir kaip besideformuojančio kūno. Atlikti teoriniai tyrimai parodė tokius rezonansinius dažnius: 61,61; 247; 365; 594; 623; 808; 945; 1115; 1288; 1468.

Atlikus teorinių ir eksperimentinių rezultatų palyginimą nustatyta, kad nesutapimai svyruoja nuo 10,7 % (pirma modų pora) iki 19 % (šešta modų pora).

Atlikti tyrimai parodo optinio stalo slopinimo sistemos dinamines charakteristikas, t. y. rezonansinius dažnius ir modų formas. Eksploatacijos metu reikėtų vengti darbinių režimų, kurie galėtų sukelti artimus dažnius rezonansiniams ir taip padidinti sistemos stabilumą.

Literatūra

26. Adams RD, Maheri MR. Dynamic Shear Properties of Structural Honeycomb Materials. *Composites Science and Technology*. 1993. 47(1): 15–23, [http://dx.doi.org/10.1016/0266-3538\(93\)90091-T](http://dx.doi.org/10.1016/0266-3538(93)90091-T).
27. Benassi, L.; Elliott, S. J.; Gardonio, P. (2003). Active vibration isolation using an inertial actuator with local force feedback control, *Journal of Sound and Vibration*: tomas 276, p. 157-179.
28. Cho, S.W.; Jung, H.J.; Lee, I.W. 2005. Smart passive system based on magnetorheological damper, *Smart Materials and Structures*.
29. Cveticanin L., Mester G., Biro I. Parameter Influence on the Harmonically Excited Duffing Oscillator. *Acta polytechnica Hungarica*. 2014.11(5): 145–160.
30. Kamesh, D.; Pandiyan, R. 2011. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform, *Journal of Sound and Vibration*: p. 1310-1330.
31. Hoque M.E.; Takasaki M.; Ishino Y. (2006). Development of a three-axis active vibration isolator using zero-power control, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*: tomas 11, p. 462-470.
32. Siljak H, Subasi A. Fourier spectrum related properties of vibration signals in accelerated motor aging applicable for age determination. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2014. 16 (4): 616–621.
33. Wicher J, Więckowski D. Influence of vibrations of the child seat on the comfort of child's ride in a car. *Eksploatacja i*

Niezawodność – Maintenance and Reliability. 2010. 4(48): 102-110.

THE EXAMINATION OF DAMPERING SYSTEMS OF OPTICAL TABLES

R. Šmigelskas, A. Kilikevičius

Abstract

This paper describes the examination of dampening systems of optical table. The aim of the research was to determine the impact of optical table dampening system to table stability. Theoretical examination has been made using SOLIDWORKS (modal analysis) and MATLAB SIMULINK. Furthermore, practical experiments were held.

Keywords: optical table, dampening system, modal analysis.