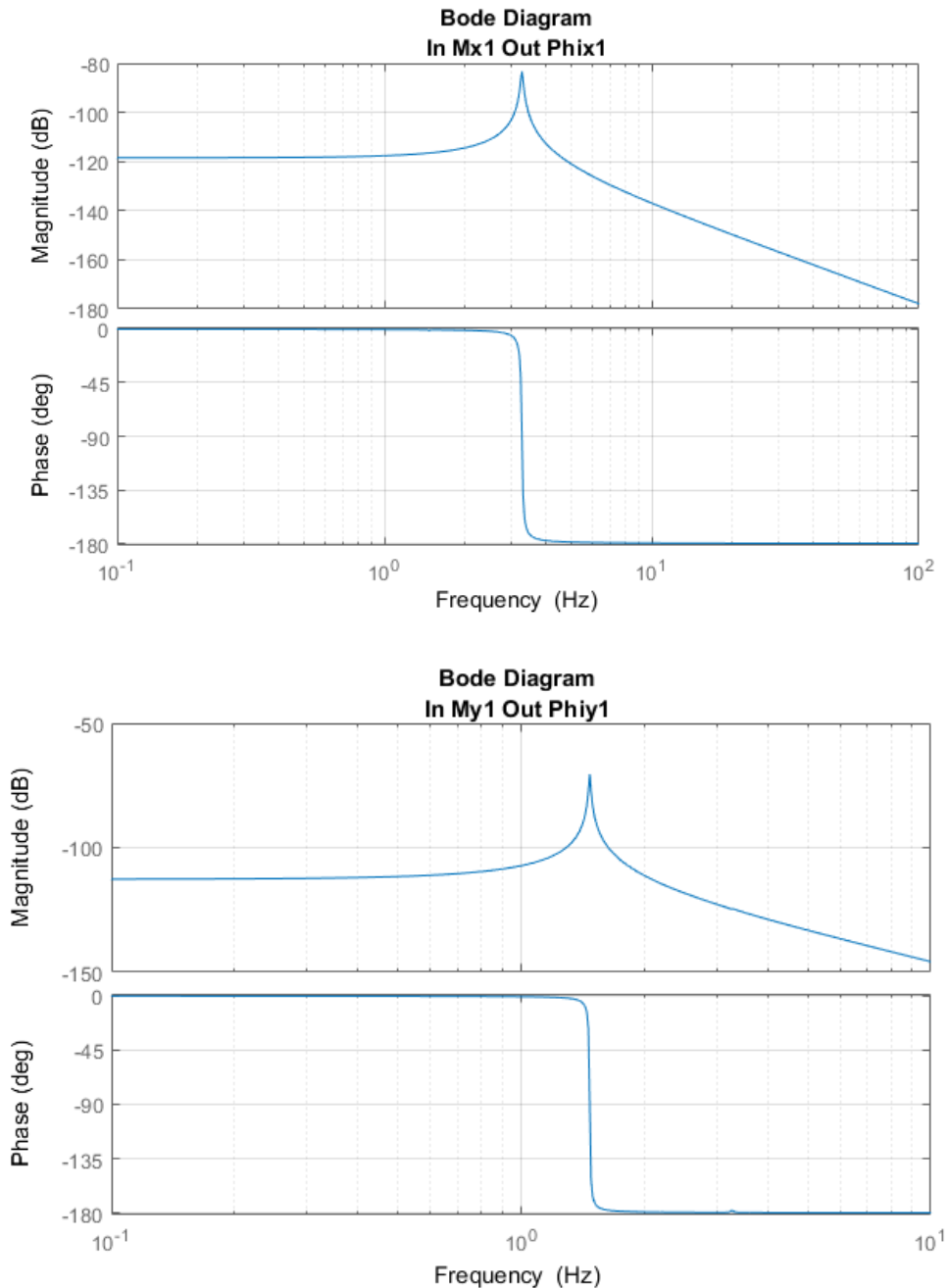


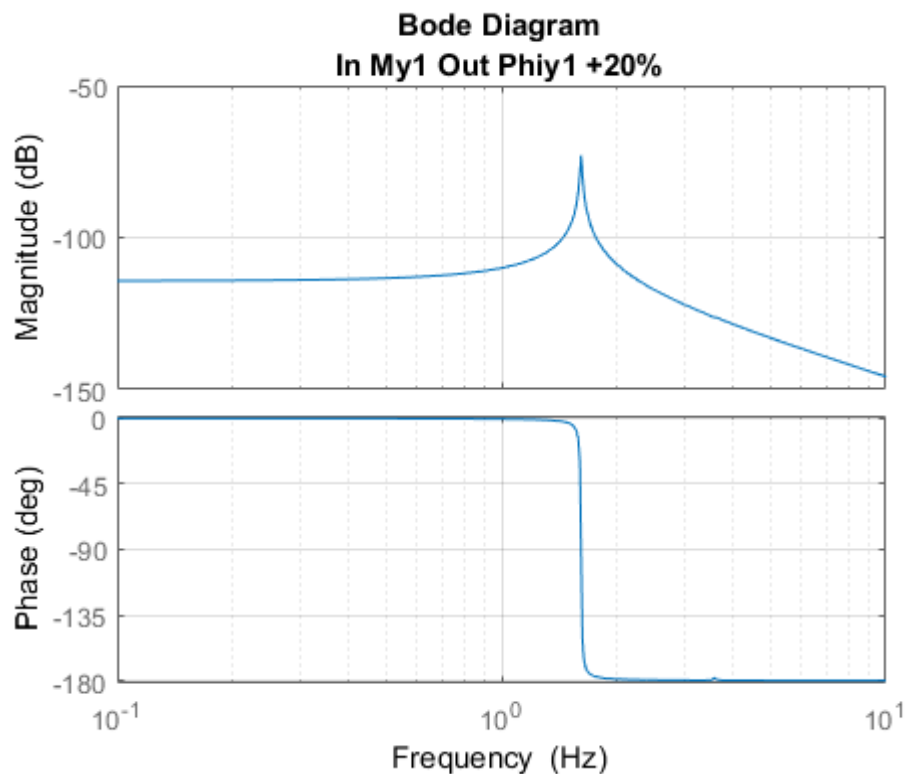
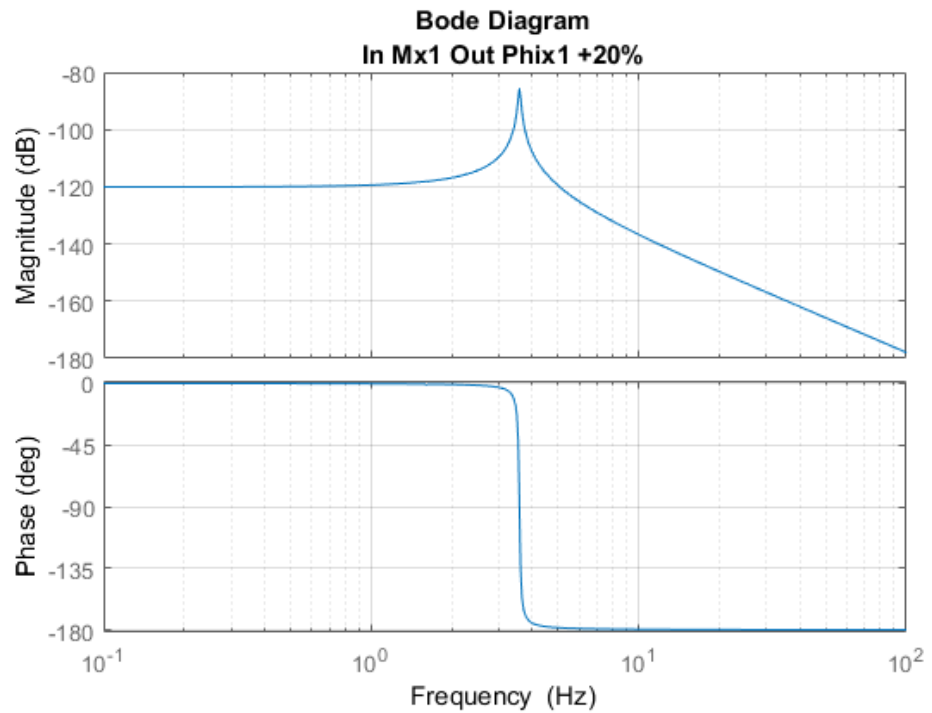
1 PRIEDAS. Modeliavimo rezultatai

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:



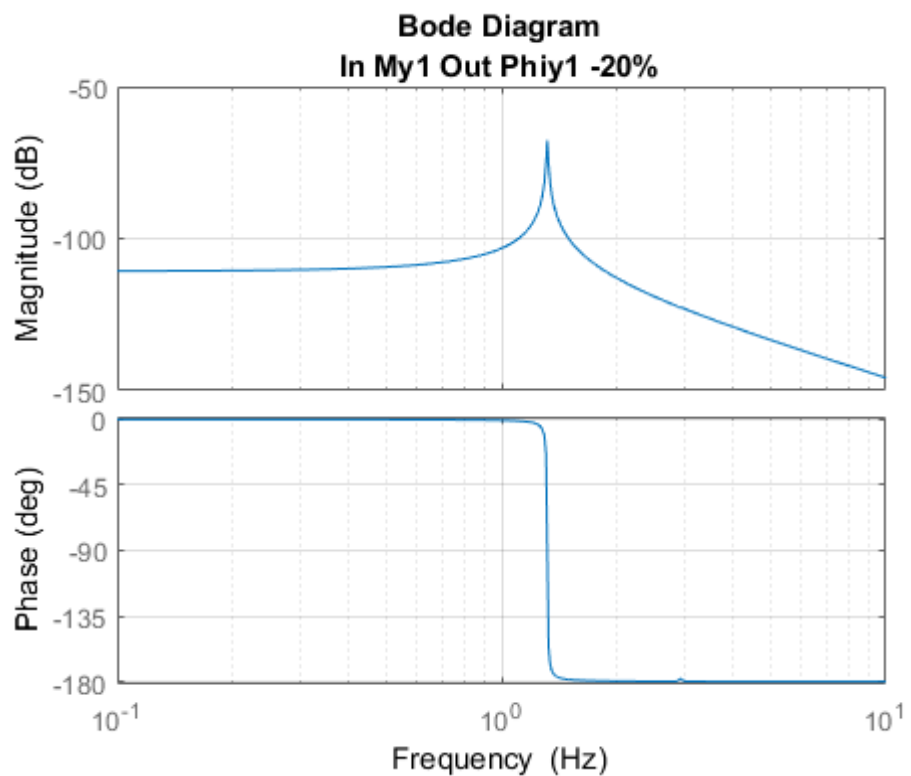
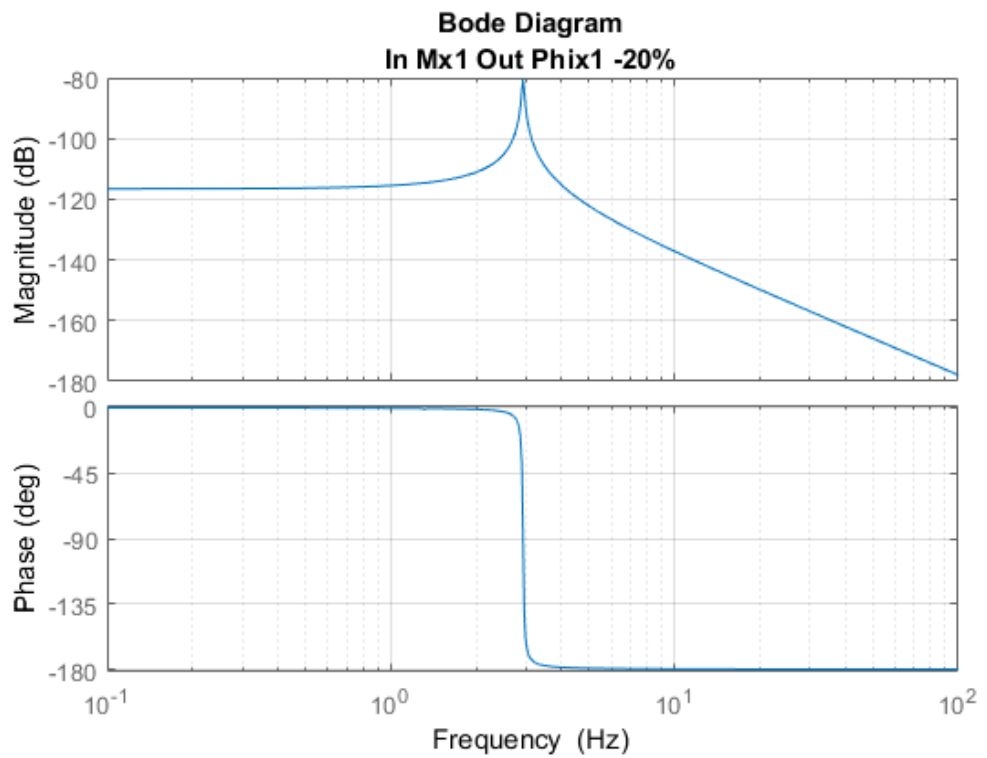
A.1 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir Y kryptimis

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%

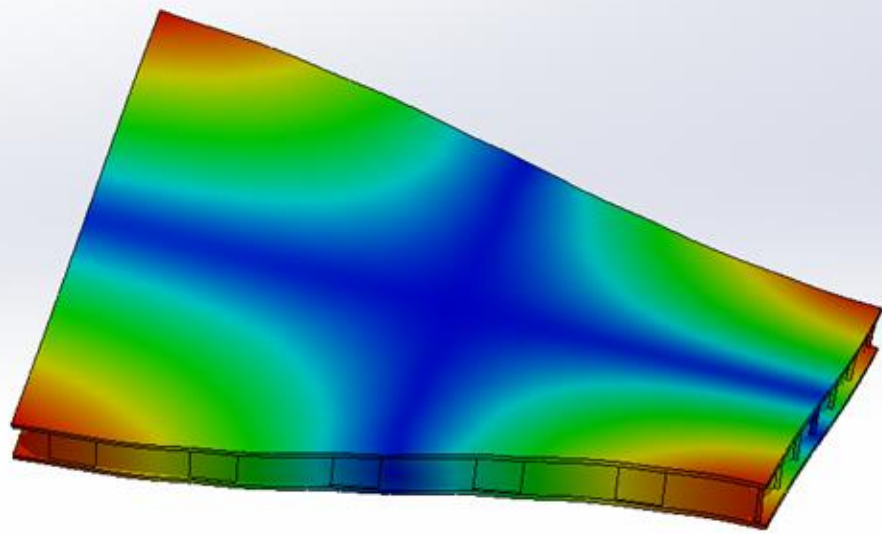
Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristikos sukimosi momentų X ir kryptimis, kai standumas ir slopinimas sumažinti 20 %:



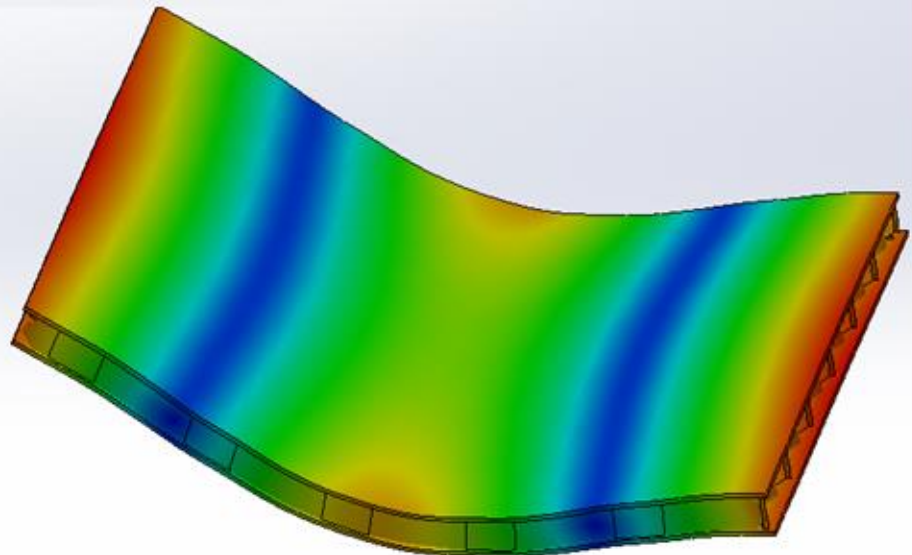
A.3 pav. Modelio amplitudinė dažninė, amplitudinė fazinė charakteristika Z kryptimi, kai standumas ir slopinimas sumažinti 20%

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

246,64 Hz

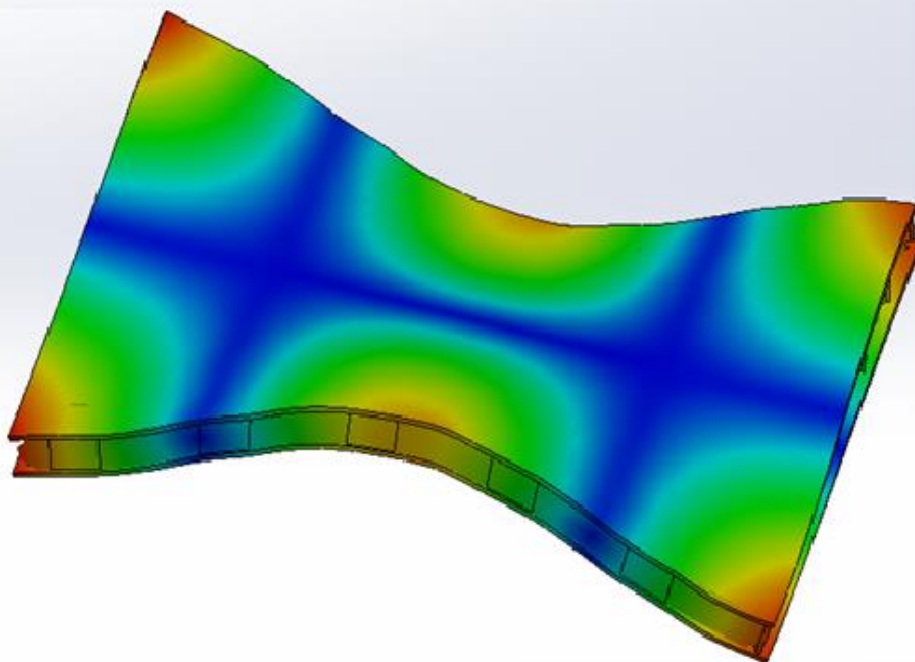


364,786 Hz

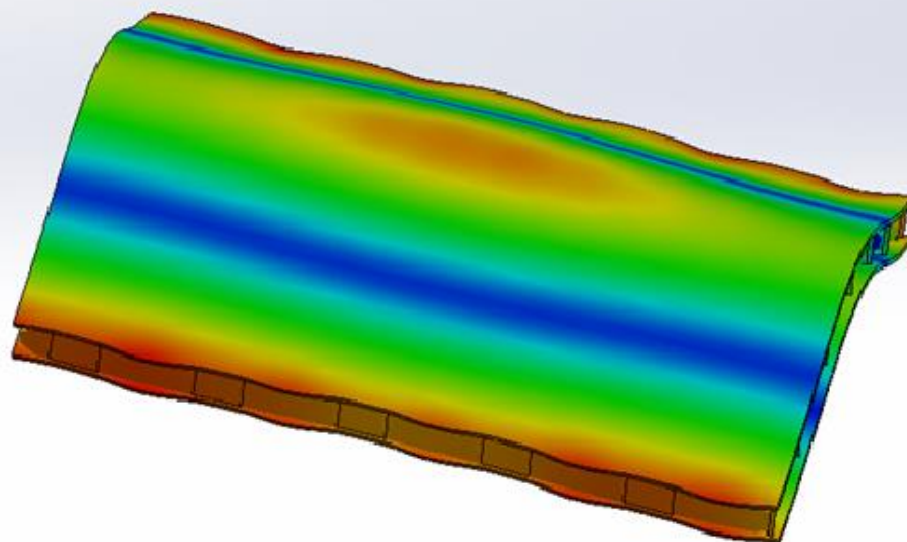


A.4 pav. Pirma ir antra rezonansinës modos parametrus padidinus 5 %

593,47 Hz

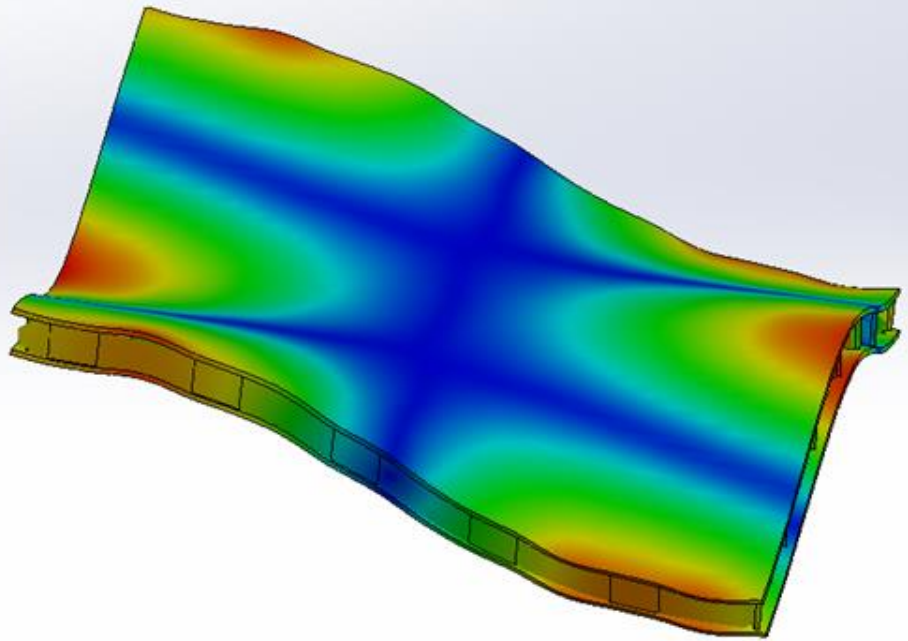


622,55 Hz

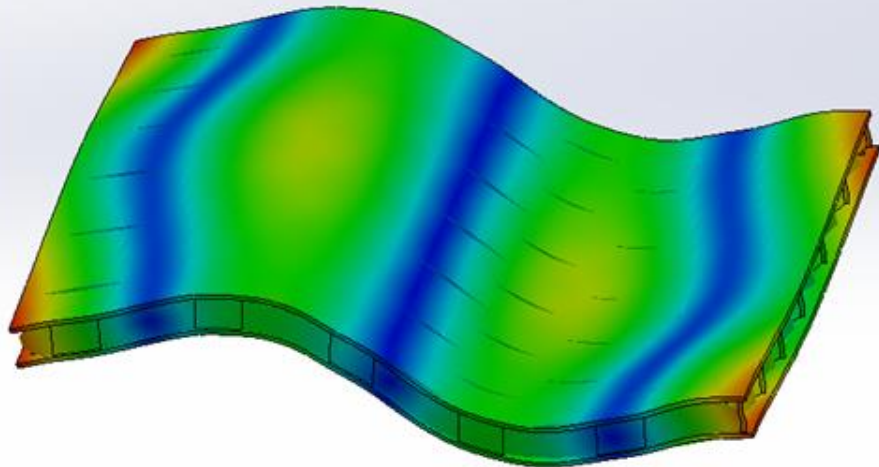


A.5 pav. Trečia ir ketvirta rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %

807,37 Hz

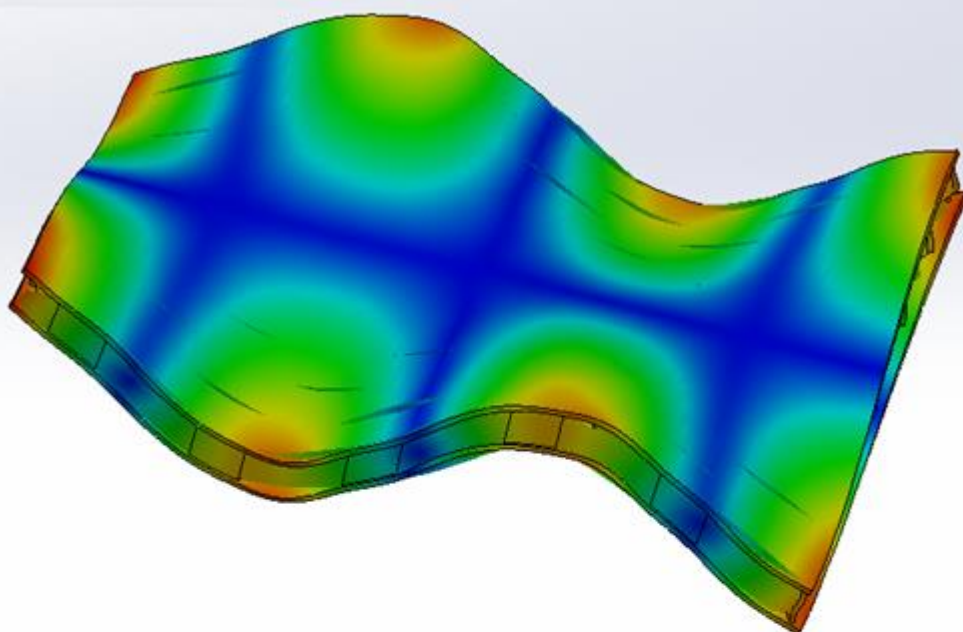


944,79 Hz

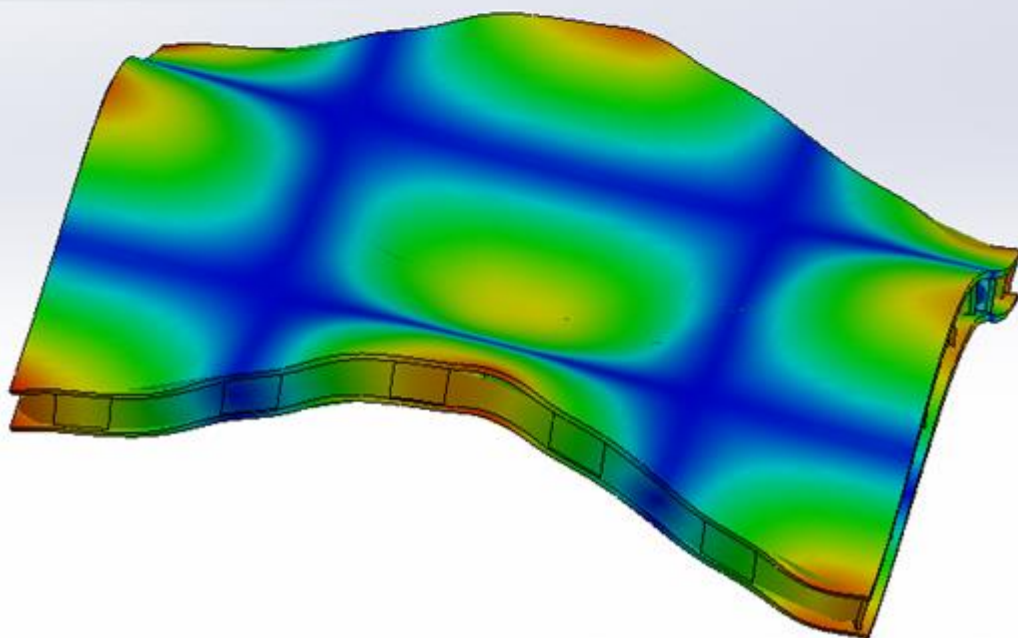


A.6 pav. Penkta ir šešta rezonansinės modos parametrus padidinus 5 %

1114,29 Hz

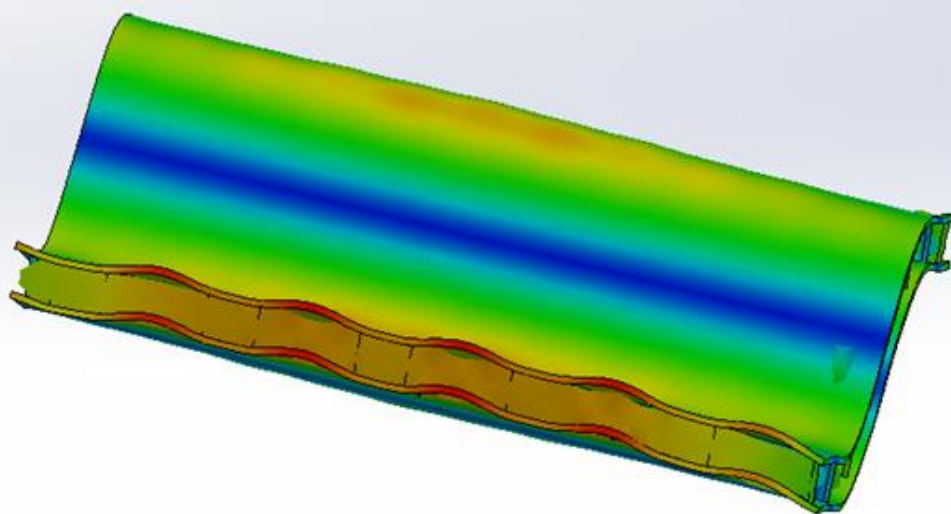


1287,22 Hz



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

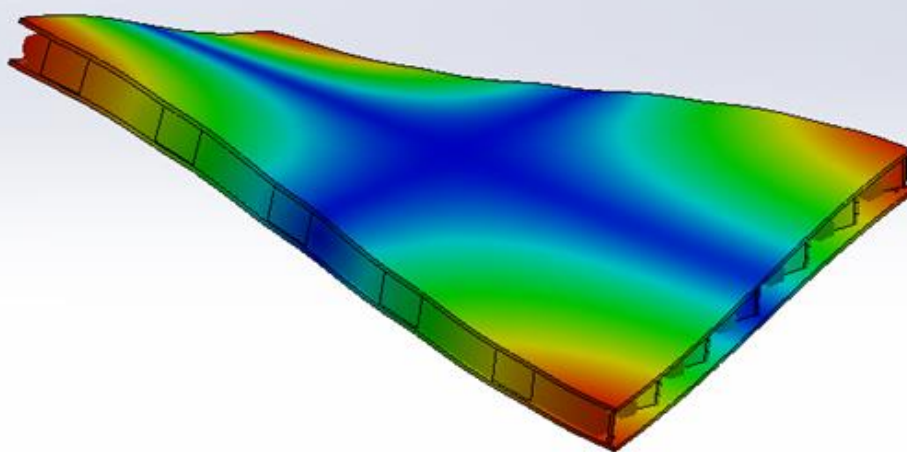
1467,19 Hz



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

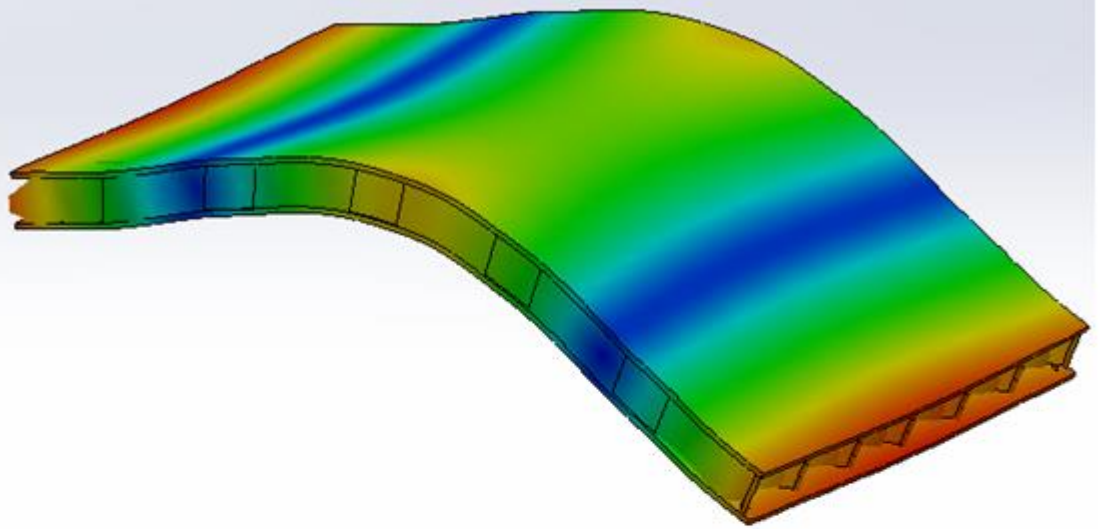
Optinio stalo modalinė analizės modos, parametrus (tankis, Puasono koeficientas bei tamprumo modulis) sumažinus 5 %:

247,34 Hz

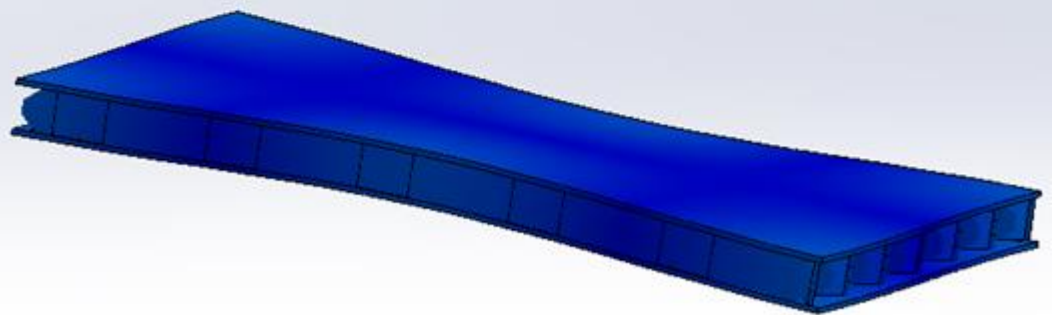


A.9 pav. Pirma rezonansinė moda parametrus sumažinus 5 %

365,283 Hz

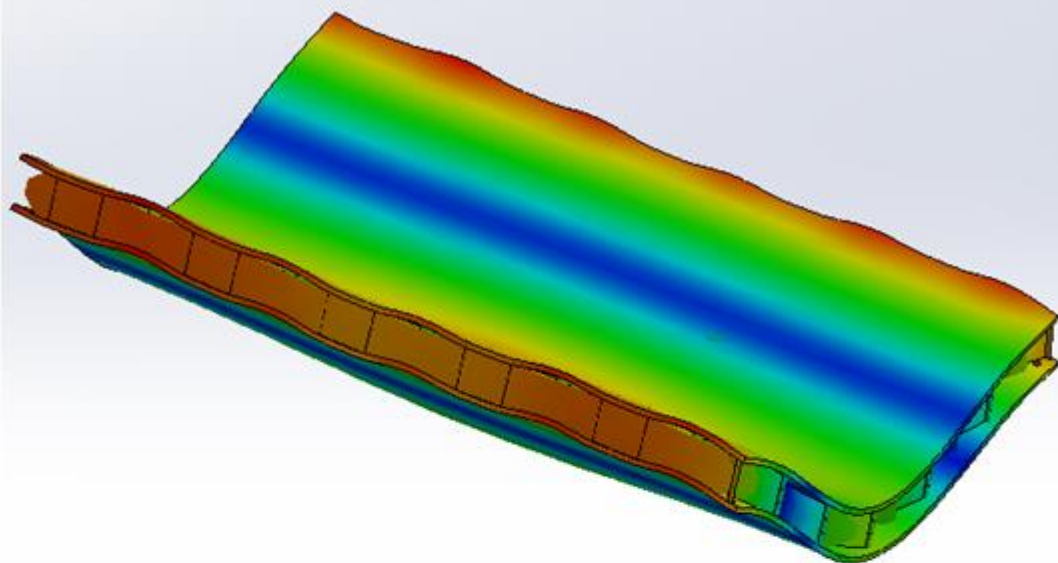


594,54 Hz

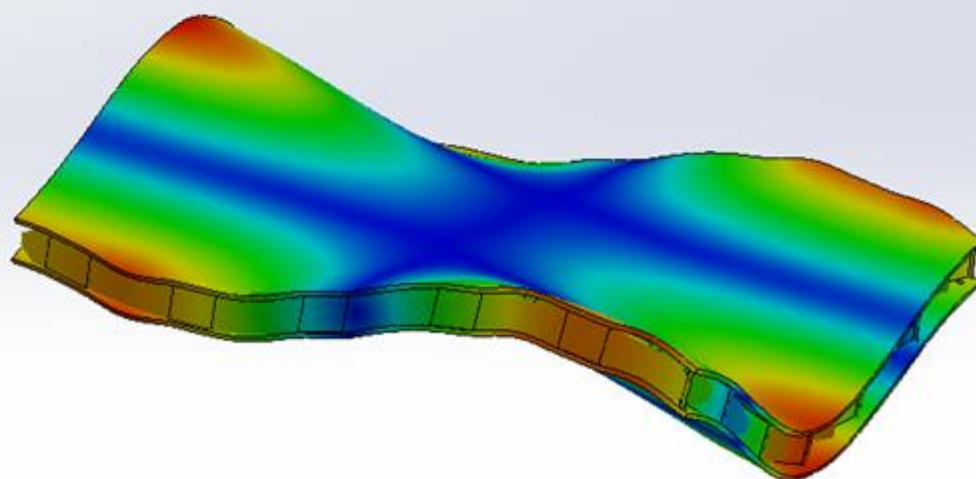


A.10 pav. Antra ir trečia rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

623,55 Hz

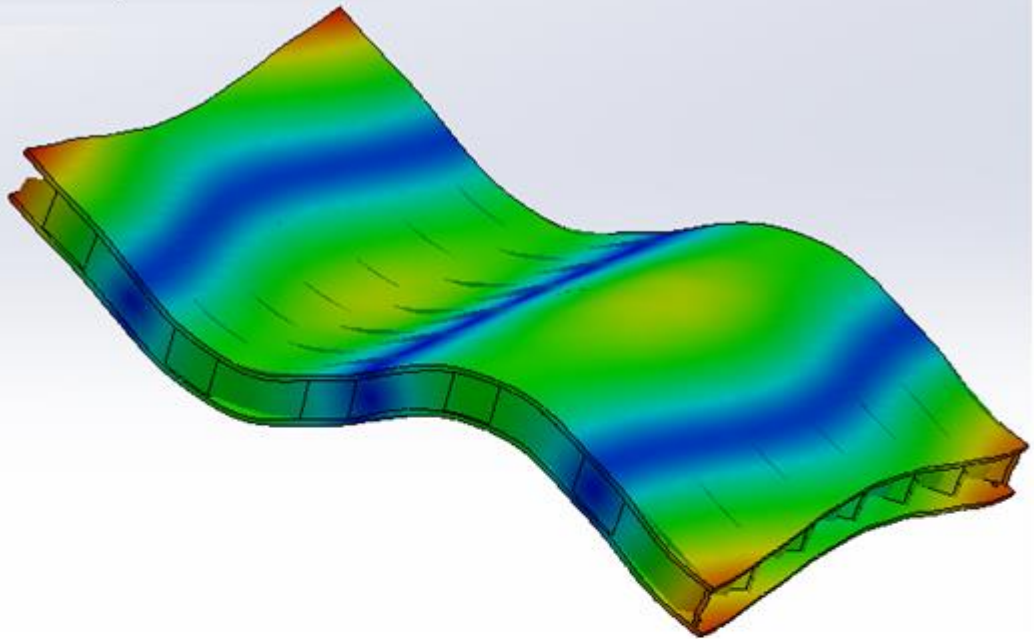


808,65 Hz

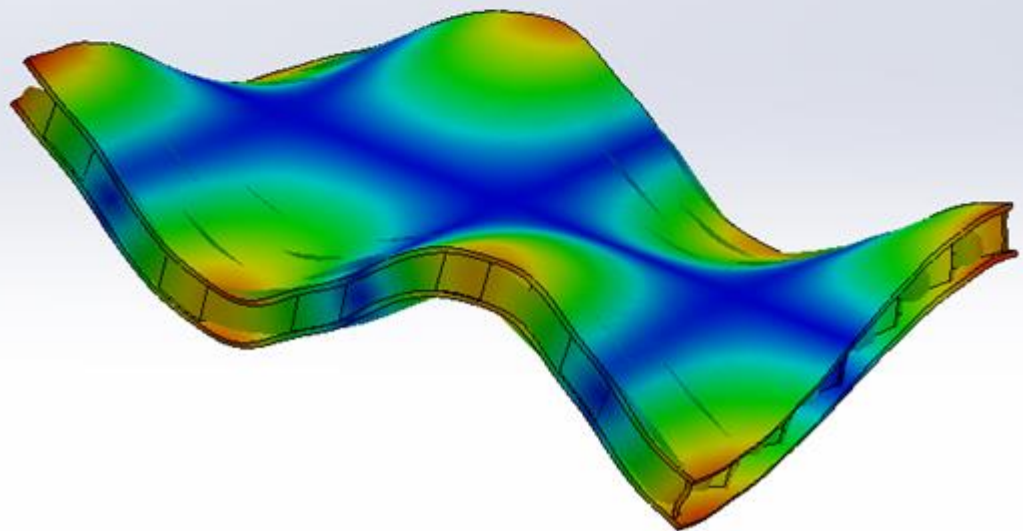


A.11 pav. Ketvirta ir penkta rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

945,78 Hz

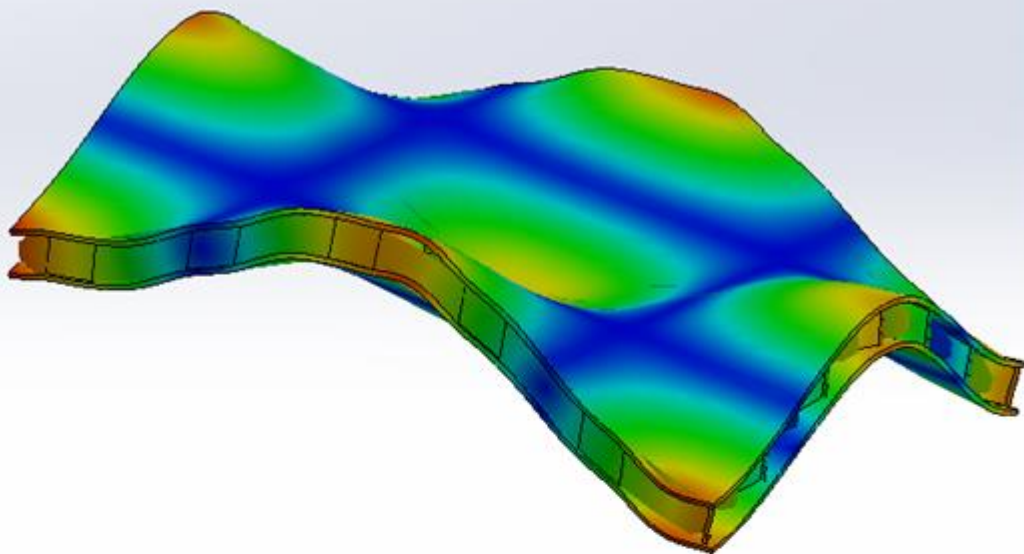


1115,74 Hz

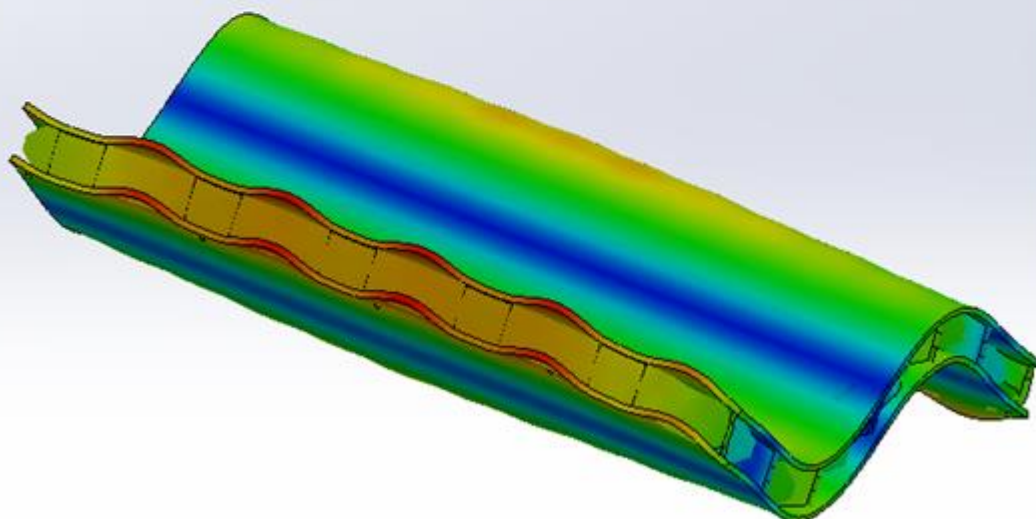


A.12 pav. Šešta ir septinta rezonansinės modos parametrus sumažinus 5 %

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 atveju, kai reikia atlikti eksperimentus aplinkoje be vibracijų. Tačiau, vibracijų šaltiniai, kaip oro kondicionieriai, šilumos pompos 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 lanksčia erdvinę platformą. Cho S.W., Jung H.J., Lee I.W. (2005) tyrė išmaniają

pasyviąją 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 grįžtamojo 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 apibrėžta 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 reiškinų 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.

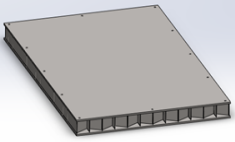


2 pav. Tiriamas optinis stalas
Fig. 2. Researched optical table

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: $2.2e+011$ 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: $1,1e-005$ /k

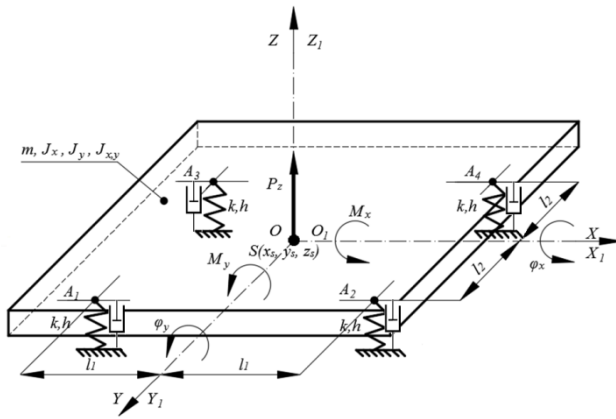
Eksperimentinis tyrimas praktikoje vykdomas simuliuojant optinio stalo virpesius ir stebint ties kokiais dažniais stalas pasiekia rezonansą ir kokią įgauna formą (PULSE aplinkoje).

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 reiškinų aprašymą formulėmis. Matematinis 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 apibrėžiama 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. Uždavinio 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 O_1, X_1, Y_1, Z_1 pradžią O_1 , 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 , veikianči ašies Z_1 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 nagrinėjama 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, veikianči 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:

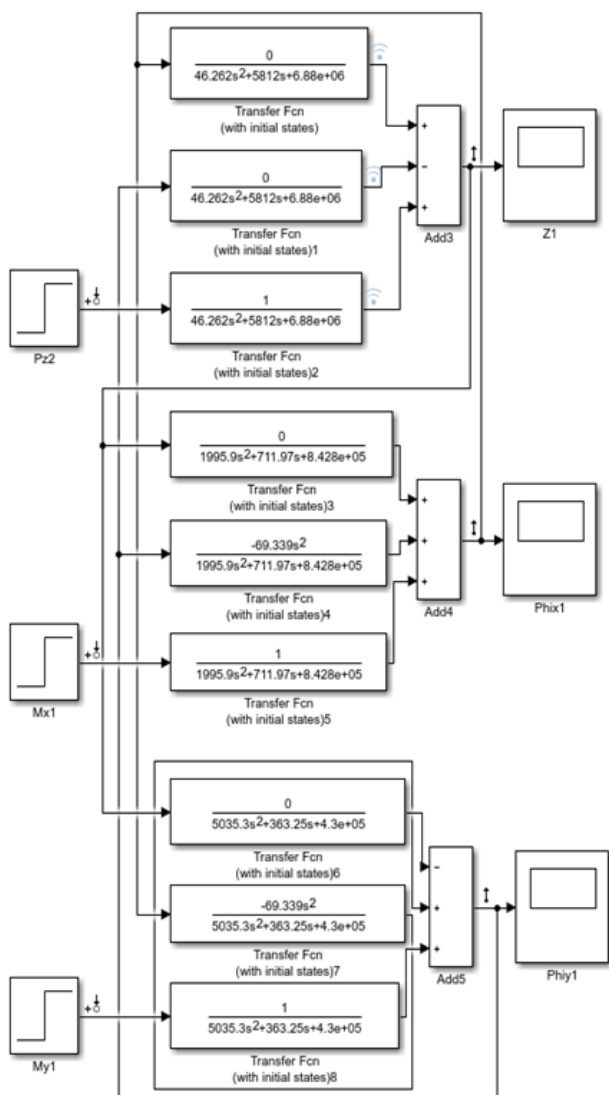
$$\varphi_x = \frac{p^2(my_s z + J_{xy} \varphi_y) + M_x}{J_x p^2 + 4hl_2^2 p + 4kl_2^2} \quad (3)$$

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

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:



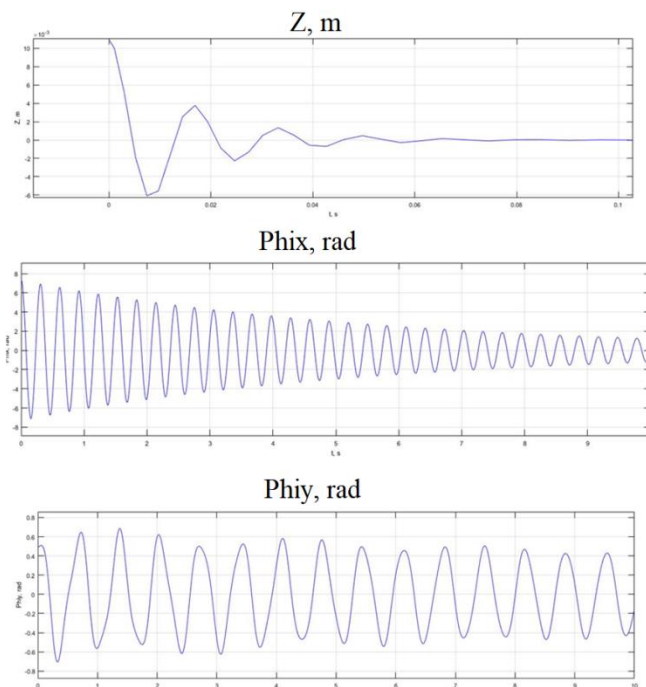
5 pav. Nagrinėjamosios mechaninės stacionariosios sistemos modelio Simulink diagrama po duomenų įvedimo

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

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

Tyrimo rezultatai

Slopinimo sistemos (padų) rezultatai:



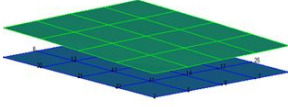
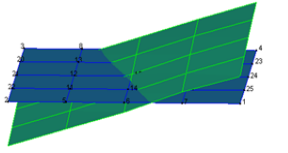
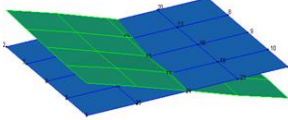
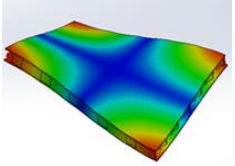
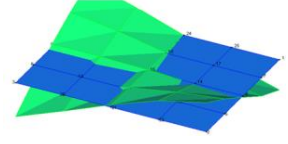
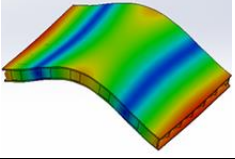
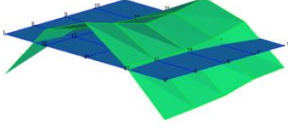
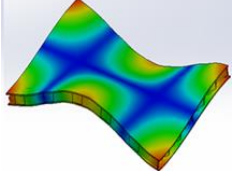
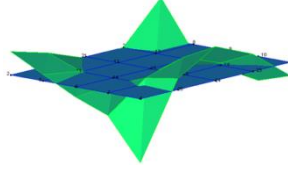
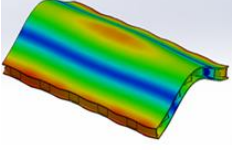
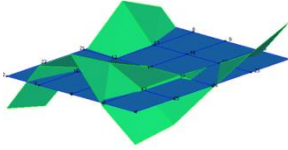
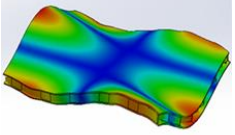
6 pav. Simulink modelio poslinkių grafikai

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 stovas 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 daugybe kitų faktorių įtakojančių 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

1. 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).
2. 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.
3. Cho, S.W.; Jung, H.J.; Lee, I.W. 2005. Smart passive system based on magnetorheological damper, *Smart Materials and Structures*.
4. Cveticanin L., Mester G., Biro I. Parameter Influence on the Harmonically Excited Duffing Oscillator. *Acta polytechnica Hungarica*. 2014.11(5): 145–160.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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.

