

KLAIPĖDOS UNIVERSITETAS

Jūrų technikos fakultetas

Laivo inžinerijos katedra

Raimundas Vembutas

**PROJEKTUOJAMO LAIVO MPV 753
VIRPESIŲ TYRIMAS**

Laivų projektavimo ir statybos studijų programos
baigiamas darbas

Klaipėda, 2013

MAGISTRO BAIGIAMOJO DARBO LYDRAŠTIS

Pildo magistro baigiamojo darbo autorius

Raimundas Vembutas

(magistro baigiamojo darbo autoriaus vardas, pavardė)

Projektuojamo laivo MPV753 virpesių tyrimas

(magistro baigiamojo darbo pavadinimas lietuviu kalba)

Patvirtinu, kad magistro baigiamasis darbas parašytas savarankiškai, nepažeidžiant kitiems asmenims priklausančių autorių teisiu, visas baigiamasis magistro darbas ar jo dalis nebuvo panaudotas Klaipėdos universitete ir kitose aukštosiose mokyklose.

Raimundas Vembutas.....

(magistro baigiamojo darbo autoriaus vardas, pavardė ir parašas)

Sutinku, kad magistro baigiamasis darbas būtų naudojamas neatlygintinai 5 m. Klaipėdos universiteto studijų procese:

Raimundas Vembutas.....

(magistro baigiamojo darbo autoriaus vardas, pavardė ir parašas)

Pildo magistro baigiamojo darbo vadovas

Magistro baigiamąjį darbą ginti

(įrašyti – leidžiu arba neleidžiu)

.....

(data)

(magistro baigiamojo darbo vadovo vardas, pavardė ir parašas)

Pildo katedros, kuriojančios studijų programą, administratorė

Baigiamasis darbas įregistruotas katedroje

(data)

.....

(katedros sekretorės vardas, pavardė ir parašas)

Pildo Laivo inžinerijos katedros, kuriojančios studijų programą, vedėjas

Magistro baigiamąjį darbą ginti

(įrašyti – leidžiu arba neleidžiu)

.....

(data)

(katedros vedėjo vardas, pavardė ir parašas)

Recenzentais skiriu

(įrašyti recenzento vardą, pavardę)

.....

(įrašyti recenzento vardą, pavardę)

.....

(data)

(katedros vedėjo vardas, pavardė ir parašas)

SANTRAUKA

Vembutas R. Projektuojamo laivo MPV 753 virpesių tyrimas. Laivų projektavimo ir statybos magistrantūros studijų programos baigiamasis darbas. Darbo vadovas doc. dr. Pranas Mažeika. Klaipėdos universitetas: Klaipėda, 2013 – 72 p.

Baigiamajame magistro darbe nagrinėjamas laivų vibracijos tyrimo, baigtinių elementų metodu, panaudojimo galimybės konstrukcinio projektavimo eigoje. Skaičiavimai paremti praktiniais laivo konstrukcijų savųjų virpesių dažnių matavimų rezultatais bei baigtinių elementų metodo skaičiavimo programa, panaudojant konstrukcinio projekto dalies paruoštą dokumentaciją.

Raktažodžiai: laivas, vibracijos, baigtinių elementų metodas, konstrukcinis projektas.

SUMMARY

Vembutas R. Design stage vibration analysis of the vessel MPV 753. The final master thesis of ship design and building program. Tutor PhD Pranas Mažeika. University of Klaipėda: Klaipėda, 2013 – 72 p.

The final master thesis examines vibration analysis implementation possibilities into constructive design stage, using finite element analysis. Calculations are based on results of practically measured natural frequencies of constructions and calculations of finite element analysis by using prepared documentation of project's constructive design stage.

Key words: vessel, vibration, finite element analysis, detail design.



Laivų projektavimo ir statybos magistro studijų (621H52001) baigiamasis darbas

Užduotis studentui: Raimundui Vembutui

Temos pavadinimas: „PROJEKTUOJAMO LAIVO MPV 753 VIRPESIŲ TYRIMAS“

Darbo sudėtis

ĮVADAS

Darbo tikslas ir uždaviniai

I. TEORINIAI ASPEKTAI

- 1.1 Vibracija laivuose
- 1.2 Vibracijos mažinimo būdai
- 1.3 Vibracijos lygio reikalavimai laivuose

II. LITERATŪROS APŽVALGA

- 2.1 1900TEU konteinernežio vibracijos tyrimas
- 2.2 ABS vibracijos analizė. Rekomendacijos tyrimui
- 2.3 Dyzelinio variklio stūmoklio sukeltos vibracijos laivo korpusui BEM analizė
- 2.4 Laivinių konstrukcijų vibracijų tyrimas ir vibracijų kontrolė
- 2.5 Įtvirtintų lakštų vibracijos analizė naudojant BEM

III. LAIVO PRIVERSTINIŲ VIRPESIŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS

- 3.1 Laivo varytuvų keliami virpesiai
- 3.2 Laivo jėgainių keliami virpesiai
- 3.3 Žadinančių virpesių diapazonas

IV. KORPUSO KONSTRUKCIJŲ SAVŪJŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS BAIGTINIŲ ELEMENTŲ METODU

- 4.1 Korpuso konstrukcijų modeliavimas BEM
- 4.2 Charakteristikų, sąlygų bei apkrovų schemų suvedimas modelyje
- 4.3 Tiriamų konstrukcijų savųjų dažnių skaičiavimas
- 4.4 Tiriamos konstrukcijos eksperimentas

V. REZULTATŲ PALYGINIMAS SU NATŪRINIAIS MATAVIM AIS

- 5.1 Natūriniai matavimai

5.2 Matavimų palyginimas su BEM skaičiavimais

IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS

LITERATŪRA

Darbo vadovas: doc.dr. Pranas Mažeika

(vardas, pavardė, parašas)

LENTELIŲ SĄRAŠAS

1.3.1 lentelė. Vibracijos lygiai	19
1.3.3 lentelė. Laivą varančių mašinų virpesių normos	21
2.1.2.1 lent. Laivo ir BEM svoriai ir išilginio centro koordinatė (ICK).....	28
2.1.3.1 lent. Sušlapinto ir nesušlapinto paviršiaus vibracijų formų palyginimas	30
2.1.3.2 lentelė. Vibracijų analizės rezultatai. Maksimalios greičio reikšmės (mm/s)	33
3.3 lentelė. Vertinami žadinantys dažniai ir jų ribos.....	40
5.2.1 lentelė. Matavimų bei skaičiavimų palyginimas	57
5.2.2 lent. Matavimų bei skaičiavimų palyginimas	63

PAVEIKSLŲ SĄRAŠAS

1.1.0 pav. Virpesių šaltiniai.....	14
1.1.1 pav. Fiziškai bei kavitacijos paveiktos mentės	14
1.2.1 pav. Sraigto srauto kreipiančioji	16
1.2.2 pav. Vibracijų slopintuvai amortizatoriai.....	17
1.3.1.1 pav. Standarto ISO 6954 (2000) numatytos virpesių normos laivo įgulai ir keleiviams.....	18
1.3.1.2 pav. Vibracijos dažnių korekcija dažnių kombinuotai funkcijai pagal ISO 2631-2	19
1.3.2 pav. Virpesių normos lokalioms mašinoms	20
1.3.4.1 pav. Virpesių greičio keitlio sandara.....	23
1.3.4.2 pav. Virpesių pagreičių keitlio sandara.....	23
2.1.1.1 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis	25
2.1.1.2 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis	25
2.1.1.3 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis	25

2.1.1.4 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis	26
2.1.2.1 pav. Konteinervežio BEM modelio apkrovos	28
2.1.3.1 pav. Bendra sukimo forma 0.998Hz	30
2.1.3.2 pav. Bendra lenkimo forma 1.015Hz.....	30
2.1.3.3 pav. Bendra sukimo+lenkimo forma 1.328Hz.....	31
2.1.3.4 pav. Bendra lenkimo forma 2.059Hz.....	31
2.1.3.5 pav. Bendra sukimo forma 2.325Hz	31
2.1.3.6 pav. Bendra forma 8.186Hz.....	31
2.1.3.7 pav. Tikrinami taškai.....	32
2.1.3.8 pav. 1 taškas. 1 virp. f-ma (vert.).....	32
2.1.3.9 pav. 1 taškas. 1 virp. f-ma (horizont.).....	32
2.1.3.10 pav. 1 taškas. 3 virp. f-ma.....	32
2.1.3.11 pav. 1 taškas. 5 virp. f-ma	32
2.1.3.12 pav. 1 taškas. 8 virp. f-ma.....	32
2.2.1 pav. Variklio su veleno linija ir atramomis BEM modelis.....	33
2.3.1 pav. Standaus kūno modelis jėgų analizei	34
2.4.1 pav. Pusės mašinių skyriaus BEM modelis; a) standumo briaunos; b) standumo briaunos su apsiuvu ir deniu	36
3.1 pav. Propulsinė sistema.....	38
4.1 pav. Tiriamo laivo vaizdas iš šono.....	42
4.2 pav. Mašinių skyriaus pertvaros	42
4.1.1 pav. Tūrinis denio bei standumo briaunų fragmentas „Autocad“ programoje	44
4.1.2 pav. Fragmento 4.1.1 pav. tinkliukas „Ansys Workbench“ programoje.....	44
4.1.3 pav. Vairinės denio teorinis korpusinis brėžinys	45

4.1.4 pav. Vairinės denio atkurtas modelis	45
4.1.5 pav. Denio modelis su tinkliuku	46
4.1.6 pav. Denio modelis su tinkliuku, padidintas vaizdas.....	46
4.2.1 pav. „Ansys Workbench“ programos užduotos charakteristikos importuotam elementui.....	47
4.2.2 pav. Tiriamo modelio denio kontūras	48
4.2.3 pav. Tiriamo modelio denio segmentas	48
4.2.4 pav. Modelio atraminių taškų įtvirtinimas.....	49
4.2.5 pav. Modelio apkrovų įvertinimas	50
4.3.6 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f=49,4$ Hz.....	50
4.4.1 pav. Susilpnintos konstrukcijos savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=35,5$ Hz	51
5.1 pav. Akselerometras pritvirtintas prie tiriamos konstrukcijos	53
5.2.1 pav. Vairinės denio galinė platforma	54
5.2.2 pav. Virpesių greičio-laiko grafikas 15-ame taške prieš bandymą.....	55
5.2.3 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 15-ame taške prieš bandymą.....	55
5.2.4 pav. Virpesių greičio-laiko grafikas 15-ame taške per bandymą.....	56
5.2.5 pav. Virpesių greičio-dažnio spektras 15-ame taške per bandymą.....	56
5.2.6 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=44,2$ Hz.....	57
5.2.7 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma. $f_2=55,1$ Hz	58
5.2.8 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_2=80,1$ Hz	58
5.2.9 pav. Modelio savųjų dažnių penkta virpesių forma. $f_5=99,2$ Hz.....	58
5.2.10 pav. Modelio savųjų dažnių dešimta virpesių forma. $f_{10}=124,49$ Hz.....	59
5.2.11 pav. Laivapriekio ir navigacinio stiebo vaizdas.....	60
5.2.12 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, prieš bandymą ...	60
5.2.13 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, per bandymą.....	61

5.2.14 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, skersine kryptimi, prieš bandymą.	61
5.2.15 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, per bandymą.....	62
5.2.16 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_3=11,5$ Hz.....	62
5.2.17 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 10-ame taške, prieš bandymą.....	63
5.2.18 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 10-ame taške, per bandymą	64
5.2.19 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=188$ Hz	64
5.2.20 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma. $f_2=207$ Hz	65
5.2.21 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_3=241,6$ Hz	65
5.2.22 pav. Laivapriekio ir tiriamos pertvaros (paryškinta) vaizdas.	66
5.2.23 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 19-ame taške, prieš bandymą.....	66
5.2.24 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 19-ame taške, per bandymą	67
5.2.25 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma pirmoje zonoje. $f'_1=108,1$ Hz.....	67
5.2.26 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma antroje zonoje. $f''_1=141,5$ Hz.....	68
5.2.27 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma pirmoje zonoje. $f'_2=144,2$ Hz.....	68
5.2.28 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma antroje zonoje. $f''_2=174$ Hz	68
5.2.29 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma pirmoje zonoje. $f'_3=177,97$ Hz.....	69

TURINYS

IVADAS	12
I. TEORINIAI ASPEKTAI	14
1.1 Vibracija laivuose	14
1.2 Vibracijos mažinimo būdai	15
1.3 Vibracijos lygio reikalavimai laivuose	17
1.3.1 Virpesių normos įgulai ir keleiviams.....	18
1.3.2. Virpesių normos lokaliems laivo elementams	19
1.3.3. Virpesių normos pagrindinėms mašinoms.....	21
1.3.4. Virpesių matavimas	21
II. LITERATŪROS APŽVALGA	24
2.1 1900TEU konteinervežio vibracijos tyrimas	24
2.1.1 Konteinervežio modeliavimas BEM metodu.....	24
2.1.2 Konteinervežio BEM modelio kraštinės sąlygos.....	27
2.1.3 BEM modelio analizė ir rezultatai	30
2.2 ABS vibracijos analizė. Rekomendacijos tyrimui	33
2.3 Dyzelinio variklio stūmoklio sukeltos vibracijos laivo korpusui BEM analizė	34
2.4 Laivinių konstrukcijų vibracijų tyrimas ir vibracijų kontrolė.....	35
2.5 Įtvirtintų lakštų vibracijos analizė naudojant BEM	36
III. LAIVO PRIVERSTINIŲ VIRPESIŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS	37
3.1 Laivo varytuvų keliami virpesiai	38
3.2 Laivo jėgainių keliami virpesiai	39
3.3 Žadinančių virpesių diapazonas.....	40
IV. KORPUSO KONSTRUKCIJŲ SAVŲJŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS BAIGTINIŲ	
ELEMENTŲ METODU	41
4.1 Korpuso konstrukcijų modeliavimas BEM.....	43
4.2 Charakteristikų, sąlygų bei apkrovų schemų suvedimas modelyje	47

4.3 Tiriamų konstrukcijų savųjų dažnių skaičiavimas.....	50
4.4 Tiriamos konstrukcijos eksperimentas.....	51
V. REZULTATŲ PALYGINIMAS SU NATŪRINIAIS MATAVIM AIS.....	53
5.1 Natūriniai matavimai	53
5.2 Matavimų palyginimas su BEM skaičiavimais	54
IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS.....	71
LITERATŪRA.....	72

IVADAS

Naujai statomų vis lengvesnių ir greitesnių laivų nepageidaujamas šalutinis poveikis yra didėjantis triukšmas ir vibracijos. Vibracijų didžiausi šaltiniai laivuose yra: laivo varytuvai, energetiniai įrenginiai, tokie kaip pagrindinis ir pagalbiniai varikliai bei kitos besisukančios ir judančios dalys. Prie išorinių vibracijos sukėlėjų yra priskiriami vėjas bei bangavimas. Triukšmas ir vibracijos laivuose gali sukelti keleivių bei įgulos diskomfortą bei nepasitenkinimą. Vibracijos taip pat gali sukelti žalą žmogaus organizmui, bei atitinkamus konstrukcijų, mašinų bei įrangos gedimus, medžiagų nuovargį, lūžius. Tai laivui gali pridaryti žalos, papildomų išlaidų bei prastovų.

Vibracijos lygio laivuose kontrolei yra išleistos Klasifikacinių bendrovių rekomendacijos, normatyviniai standartai: gyvenamoms patalpoms - ISO 6954 „Guidelines for the evaluation of vertical and horizontal vibration of merchant ships”, (Vertikalios bei horizontalios vibracijos lygio vertinimas prekybiniuose laivuose) bei laivinėms mašinoms - ANSI S2.27 (2002) ir SNAME T&R 2-29A (2004) rekomendacijos.

Viename pagrindinių - ISO 6954 standarte nurodytos vertinimo sąlygos pagal atitinkamas gyvenamas ar darbinės zonas laive. Gyvenamos zonos sąlygos vertinamos pagal gautus išmatuotus virpesių kvadratinis vidurkius pakoreguotus pagal pagreičių dažnius, nuo 1 iki 80 Hz dažnių diapazone. Standartas nurodo matavimo aparatūros, matavimo eigos ir vibracijos analizės reikalavimus.

Bendras virpesių lygis laive priklauso nuo atskirų laivinių konstrukcijų pastatymo ir surinkimo į vientisą kompleksą preciziškumo, o taip pat nuo laivo projekto parengimo kokybės. Didelę įtaką bendram vibracijos ir triukšmo lygiui turi tinkamas projekto parengimas, - vibracijos šaltinių (sraigto, jėgainių, elektros įrangos) pozicionavimas laive bei teisingai paskaičiuotas fundamentų bei konstrukcijų standumas.

Todėl vibracinių rezonansų vengiantis projektavimas turi būti diegiamas pradedant eskiziniu (idėjiniu) projektu ir baigiant detaliuoju (konstrukciniu) projektu. Bazinio projekto stadijoje yra atliekami visi fundamentalūs sprendimai bei skaičiavimai. Taip pat šioje dalyje atliekama ir vibracijos analizė, nes tai reikalauja papildomų žinių bei atitinkamos projektavimo patirties.

Šių dienų vibracijos skaičiavimo metodikos apima labai platų spektrą, nuo klasikinių supaprastintų metodikų, kai skaičiavimai atliekami „rankiniu“ ar specialių programų pagalba, iki baigtinių elementų skaičiavimo technikų, atkuriant visą būsimą laivo modelį.

Verta pabrėžti, kad visi šie skaičiavimo metodai yra atliekami bazinio projekto stadijoje, kuomet informacija vibracijos tyrimui yra pradinė ir dažnu atveju, nepriklausomai koku metodu tai buvo atliekama, galutinio produkto duomenys būna atitolę nuo naudotos informacijos. Taip pat atliekant skaičiavimus šioje stadijoje reikia naujai kurti būsimų konstrukcijų (lokalios vibracijos

analizėje) ar viso laivo modelį (globalios vibracijos analizėje). Tai sudaro ne mažai papildomo darbo ir lėšų.

Baigtinių elementų metodas (BEM) – vienas iš plačiausiai taikomų šiuolaikinių metodų, skirtų įvairiems fizinių sistemų uždaviniams spręsti bei dinaminiam procesams modeliuoti ir simuliuoti. Dėl automatizuoto ir preciziško skaičiavimo būdo bei dėl patogaus vizualinio rezultatų pateikimo būdo, šios programos yra plačiai naudojamos.

Šiuo metu yra sukurta daug universalių ir specializuotų kompiuterinių programų, kuriomis atliekami įvairūs inžineriniai skaičiavimai. Tokios programos yra: ANSYS, ABAQUS, LS-DYNA, COSMOS, NASTRAN, ADAMS ir.t.t.

Šiame darbe apžvelgėme galimybę vibracijų skaičiavimus atlikti baigtinių elementų metodu, panaudojant jau paruošto detalaus projekto dokumentaciją bei informaciją, artimą galutiniam produktui. Tuo pačiu supaprastinant įprastą skaičiavimų metodiką, neprarandant skaičiavimų tikslumo bei kokybės.

Tyrimo objektas. Tyrimo objektą pasirinkome krovininio laivo MPV 753, angl. MPV - Multipurpose dry cargo carrier (Multifunkcinis sausakrūvis laivas) bazinio bei detalaus projekto informaciją. Užsakovas - BLRT Group. Bazinis projektas buvo atliekamas kompanijos „JEA Marine Consulting“ (Švedija), detalus projektavimas bei statyba atliktas Lietuvos įmonėje „Vakarų laivų gamykla“ BLRT Group.

Darbo tikslas ir uždaviniai. Darbo tikslas - remiantis krovininio laivo MPV 753 detalaus projekto informacija bei pastatyto laivo konstrukcijų savųjų virpesių dažnių matavimų rezultatais, sudaryti laivinių konstrukcijų vibracijos skaičiavimo būdą baigtinių elementų metodu.

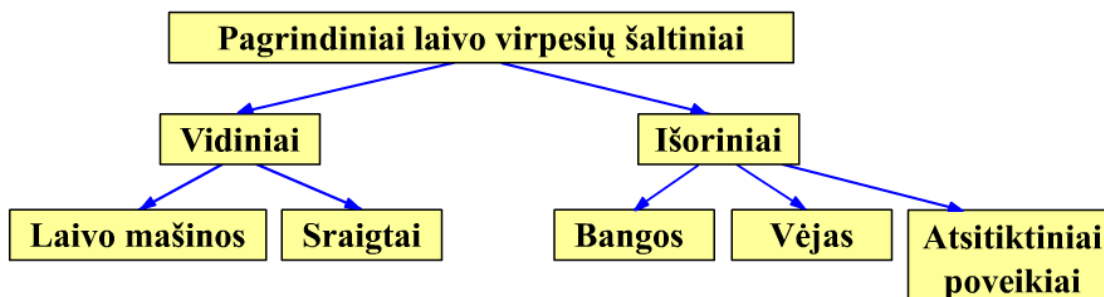
Tikslui pasiekti reikėjo išspręsti šiuos uždavinius:

1. Atlikti mokslinės literatūros, nagrinėjančios vibraciją laivuose analizę;
2. Įsisavinti programinę įrangą tiriamo objekto virpesių modeliavimui baigtinių elementų metodu ir pritaikyti išanalizuotus normatyvinius dokumentus bei rekomendacijas;
3. Išanalizuoti ir pateikti vibracijų kontrolės metodus;
4. Remiantis teorinių ir eksperimentinių tyrimų pagrindu pateikti rekomendacijas virpesių lygio sumažinimui.

I. TEORINIAI ASPEKTAI

1.1 Vibracija laivuose

Laivo korpuso ir jo elementų virpesių šaltinius galima suskirstyti į dvi grupes 1.1.0 pav. [9]:



1.1.0 pav. Virpesių šaltiniai [9]

Sraigčiai sukantis atsiranda kintamas vandens slėgimo laukas, kuris vibruoja laivo apkalą ir rėmines konstrukcijas laivagalyje. Nuo laivagalio virpesiai per gretutines konstrukcijas sklinda per visą laivą ir laivas vibruoja kaip tuščiaavidurė sija. Taip pat varytuvo perduodama vibruojanti stūmimo jėga vėlu perduoda vibracijas bei pulsuojančias apkrovas atraminiams ir tarpiniams guoliams, bei deidvudo įrenginiui. Vibracija per fundamentus toliau taip pat sklinda korpusu sukeldama rezonansus bei nuovargį. Pulsacija atsiranda dėl sraigto menčių geometrijos skirtumų dėl gamybos bei fizinių, kavitacijos defektų (1.1.1 pav.) Taip pat pulsacija labai priklauso nuo laivagalio formos (kilvetorinio aptekančio srauto) sraigto srityje, menčių formos, skaičiaus bei tipo.



1.1.1 pav. Fiziškai bei kavitacijos paveiktos mentės [9]

Dirbant pagrindinėms bei pagalbinėms jėgainėms, jų žadinama vibracija tarpiai susijusi su vidaus degimo variklių darbo procesais, judančiom detalių masėm, sukimosi ar poslinkių pagreičiu, darbinių cilindrų skaičiaus, išdėstymo, surinkimo tikslumo ir kitų parametru. Ypatingai didelės žadinančias vibracines jėgas ir momentus sukelia lėtaeigiai dyzeliniai varikliai pirmoje bei antroje

virpesių formoje. Taip pat šalimais dirbant dviem jėgainėms ar kitoms mašinoms su artimais vieno kito sukimosi dažniu dažnai pasireiškia virpesių mušimo reiškinys.

Prie šio tipo, tačiau mažesnių vidinių virpesių žadintojo, galime priskirti ir kitas dirbančias mašinas ar mechanizmus tokius, kaip reduktorius, pavairavimo mechanizmus, išcentrinis siurblius, vairines mašinas, centrifugas, ventiliatorius ir t.t.

Po kiekvienos bangos smūgio į laivo korpusą arba vykstant slemingui, korpusas suvibruoja savaisiais virpesiais ir užgęsta. Kiekvieną kartą smūgiuojant, šie virpesiai pasikartoja. Kai kuriais atvejais gali būti sukelti ir rezonansiniai reiškiniai. Banguojant jūrai taip pat keičiasi laivo ilgyje vandens keliamosios jėgos atstojamųjų pridėjimo vietos, dėl šios priežasties keičiasi savasis virpesių dažnis [3]. Taip pat dėl bangų atsiranda ir laivo supimasis, kuris dar labiau paįvairina vibracijų diapazono spektrą.

Kitas išorinių vibracijų sukėlėjas yra vėjas. Šis labiau veikia antstatus, stiebus, antenas įvairias smulkias atsikišusias detales esančias laivo išorėje. Dėl vėjo nepastovumo, gūsių yra sukeliama minėtų elementų savieji virpesiai. Taip pat jis gali veikti kombinacijoje su bangų sukeltu laivo supimusi ir kitų tipų vibracijomis.

Kadangi visą laivą vienu metu veikia tiek vidinės, tiek ir išorinės įvairias vibracijų formas žadinančios jėgos, todėl ir laivo korpuso reakcija gali būti rezonansinė arba nerezonansinė.

Taigi laivo korpusas normaliai vibruos sekančiomis formomis [7]:

- Vertikalaus lenkimo forma;
- Horizontalia lenkimo forma;
- Sukamąja forma;
- Išilgine forma;
- Kombinuotos formos tarp horizontalios ir sukamos formos, (ypač konteinervežiams).

Didelės apimties konstrukcijos tokios, kaip antstatai ir panašios konstrukcijos, kurios yra tiesioginiame sąryšyje su korpuso konstrukcija, gali reikšmingai paveikti laivo globalios vibracijos charakteristikas. Perdėta pagrindinės konstrukcijos vibracija gali taip pat įtakoti ir pačių antstatų rezonansą [7].

1.2 Vibracijos mažinimo būdai

Keturi faktoriai, kuriais galima sumažinti laivo virpesių lygį:

Sumažinus žadinančios jėgos dydį F. Laivo sraigto žadinamų virpesių atveju, laivo virpesiai gali būti sumažinami pakoregavus sraigto hidrodinamiką. Todėl šiuolaikiniai laivų varytuvai turi

vandens srauto kreipiančiąsias (1.2.1 pav.), kurios padidina sraigto efektyvumą bei sumažina iki minimumo sraigto srauto “mušimą” į korpuso apkalą [3].



1.2.1pav. Sraigto srauto kreipiančioji [21]

Tai taip pat galima atlikti pakeitus atstumą tarp sraigto ir korpuso, kad besisukančio sraigto sukeltos hidrodinaminės jėgos būtų mažesnės, arba pakeitus sraigą su kitokia menčių geometrija bei pakeitus sraigto sukimosi greitį.

Nesubalansuoto pagrindinio variklio alkūninio veleno atveju, neišsvertos veleno dinaminės jėgos žadins virpesius. Šių išcentrinių jėgų dydį galima sumažinti atsverdami šias jėgas (tinkamai subalansavę veleną).

Padidinus standumą K. Laivo virpesių lygis tiesiogiai priklauso nuo žadinančios jėgos dydžio ir atvirkščiai – nuo sistemos standumo, todėl padidinus sistemos standumą, sumažėtų virpesių lygis. Tačiau būti atsiminti, kad pakeitus sistemos standumą, pasikeičia sistemos savasis dažnis ir tam tikrais atvejais, virpesių lygis gali net padidėti. Todėl keičiant sistemos standumą, reikia visa tai tinkamai įvertinti atlikus specialius inžinerinius skaičiavimus.

Vengti savųjų ir priverstinių virpesių dažnių santykio lygaus vienetui ($f_s/f_p=1$). Jei šis santykis yra lygus vienetui arba labai artimas vienetui, tai įvyksta sistemos rezonansas, kurio metu ženkliai padidėja virpesiai. Savųjų ir priverstinių dažnių santykio lygaus vienetui galima išvengti keičiant vieno iš šių dažnių vertę. Pavyzdžiui, norint padidinti savųjų virpesių dažnio vertę, reikia mechaninę sistemą standinti arba mažinti jos masę, arba, norint sumažinti priverstinių virpesių dažnį, reikia sumažinti rotoriaus (pavyzdžiui, sraigto) sukimosi greitį.

Mechaninės sistemos savųjų virpesių dažnis (1.2):

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.2)$$

čia: k – mechaninės sistemos standumas (N/m); m – mechaninės sistemos masė (kg);

Padidinti sistemos virpesių slopinimą ζ . Kiekviena mechaninė sistema turi tik jai būdingą slopinimą (priešingu atveju, virpesiai laikui bėgant neužgesu ir, nutraukus išorinį žadinimą, tęstųsi amžinai). Laivo korpuso slopinimas yra labai mažas; $\zeta \ll 1$. Todėl virpesių lygis rezonanso metu beveik nepriklauso nuo laivo korpuso slopinimo. Dar blogiau, laivo korpuso slopinimą ženkliai padidinti yra labai sudėtinga. Būtina atsiminti, kad laivo korpusas esantis panardintas į vandenį, o vanduo elgiasi kaip virpesių slopintuvus. Laivo korpuso slopinimo padidinimas yra sunkiai įmanomas, todėl šio parametro keitimas yra sudėtingiausias lyginant su kitais trimis aukščiau aprašytais. Tačiau kai kuriuos vidinius vibracijos žadintojus galima dalinai izoliuoti nuo tolesnio jos plitimo naudojant guminius, spyruoklinius ar kitokio tipo amortizatorius (1.2.2 pav.), tarpines ar kitokius slopintuvus. Kai kuriais atvejais gali būti atskiriamos net ir viso laivo sekcijos (antstatas) ar panašiai.



1.2.2 pav. Vibracijų slopintuvai amortizatoriai [13]

1.3 Vibracijos lygio reikalavimai laivuose

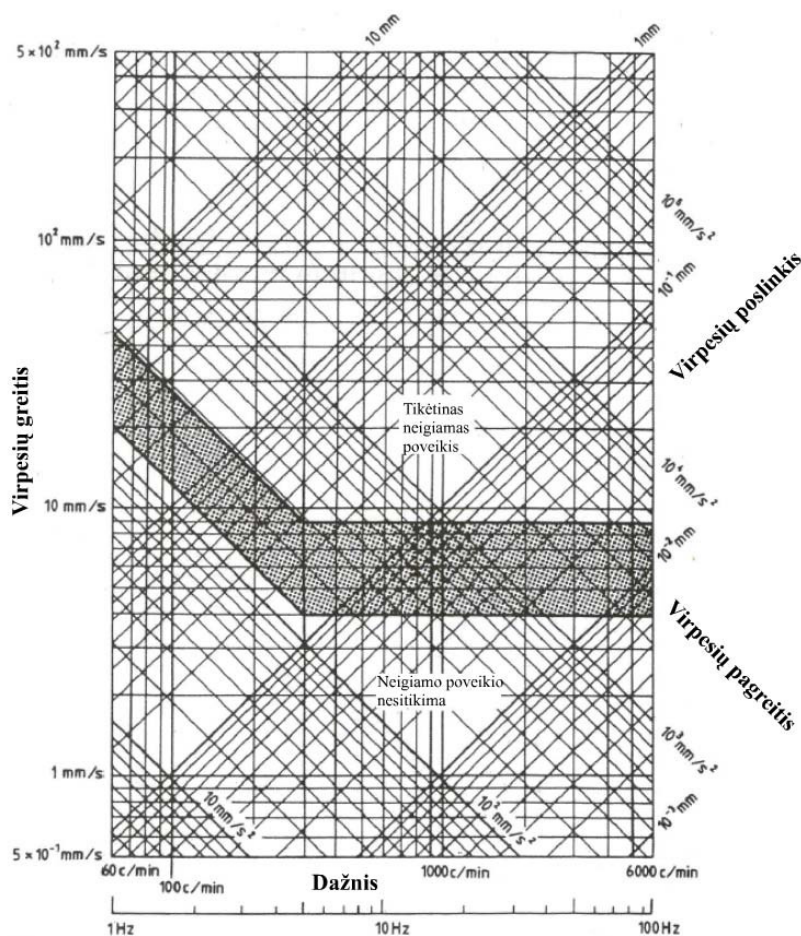
Laivo eksperimentiniai virpesių matavimai visada turi būti atliekami ne tik pastačius laivą, bet ir jo eksploatacijoje metu. Tam naudojama speciali virpesių tyrimo aparatūra, o išmatuotos virpesių vertės (virpesių lygis) yra palyginamos su tarptautiniuose standartuose numatytais vertėmis. Iš esmės yra trys grupės, kurios yra susijusios su laivo virpesių lygio reglamentavimu:

1. Virpesių apribojimai įgulai ir keleiviams.
2. Virpesių normos lokaliems laivo elementams.
3. Virpesių normos pagrindinėms mašinoms.

Virpesių leistinos vertės, reglamentai paprastai būna nurodyti laivo techninėje specifikacijoje [9].

1.3.1 Virpesių normos įgulai ir keleiviams

Tarptautinis standartas nustatantis leistinus mechaninių virpesių parametrus laivo įgulai ir keleiviams yra ISO 6954 (2000). Šis standartas numato virpesių lygio vertes, kurioms esant, laivo įgula ir keleiviai nepatiria diskomforto. Standarto numatytos virpesių normos pateiktos 1.3.1 paveiksle [11]



1.3.1.1 pav. Standarto ISO 6954 (2000) numatytos virpesių normos laivo įgulai ir keleiviams [11]

ISO 6954:2000 reikalavimai [11]:

Vibracijos lygis matuojamas kiekvieno denio gyvenamose patalpose, trijose koordinacių ašyse: vertikaloje, išilginėje bei skersinėje laivo ašyse.

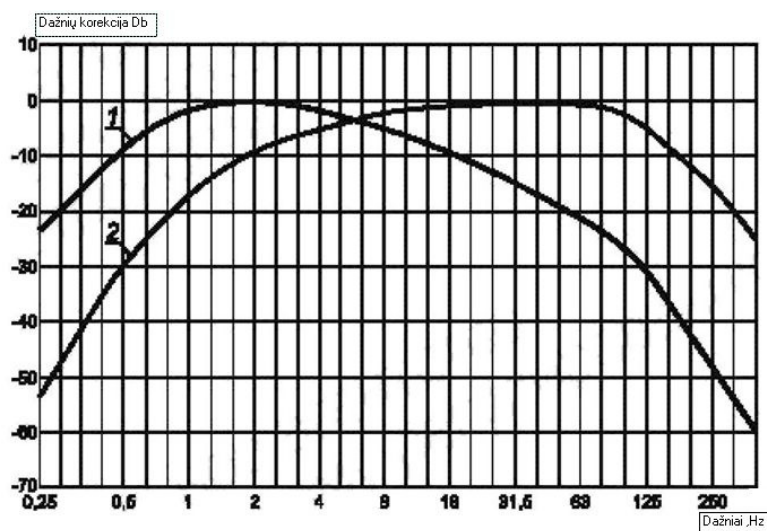
Vibracijai įvertinti nepriklausomai nuo veikimo krypties naudojama kombinuota funkcija dažnių korekcijai pagal ISO 2631-2 (1.3.2 pav.);

Kvadratinių vidurkių reikšmės pakoreguotos vibracijos nuo 1 iki 80Hz dažnių diapazone, naudojamos įvertinti vibracijos lygį skirtingose laivo patalpose (1.3.1 lent.)

1.3.1 lentelė. Vibracijos lygiai

Keleivių bei ekipažo reakcija	Vibracijos greičio ir pagreičio parametrai					
	A klasės patalpa		B klasės patalpa		C klasės patalpa	
	mm/s	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s	mm/s ²
Galimas diskomforto pojūtis	Daugiau nei 143	Daugiau nei 4	Daugiau nei 214	Daugiau nei 6	Daugiau nei 286	Daugiau nei 8
Mažai tikėtinas diskomforto pojūtis	Mažiau nei 71,5	Mažiau nei 2	Mažiau nei 107	Mažiau nei 3	Mažiau nei 143	Mažiau nei 4

Pastaba: Diapazonas esantis tarp viršutinės ir žemutinės reikšmės laikomas normaliom gyvenimo sąlygom laive ir laikomas priimtiniu.



1-Dažnių korekcijos funkcija pagreičiui; 2-Dažnių korekcijos funkcija greičiui.

1.3.1.2 pav. Vibracijos dažnių korekcija dažnių kombinuotai funkcijai pagal ISO 2631-2 [11]

1.3.2. Virpesių normos lokaliems laivo elementams

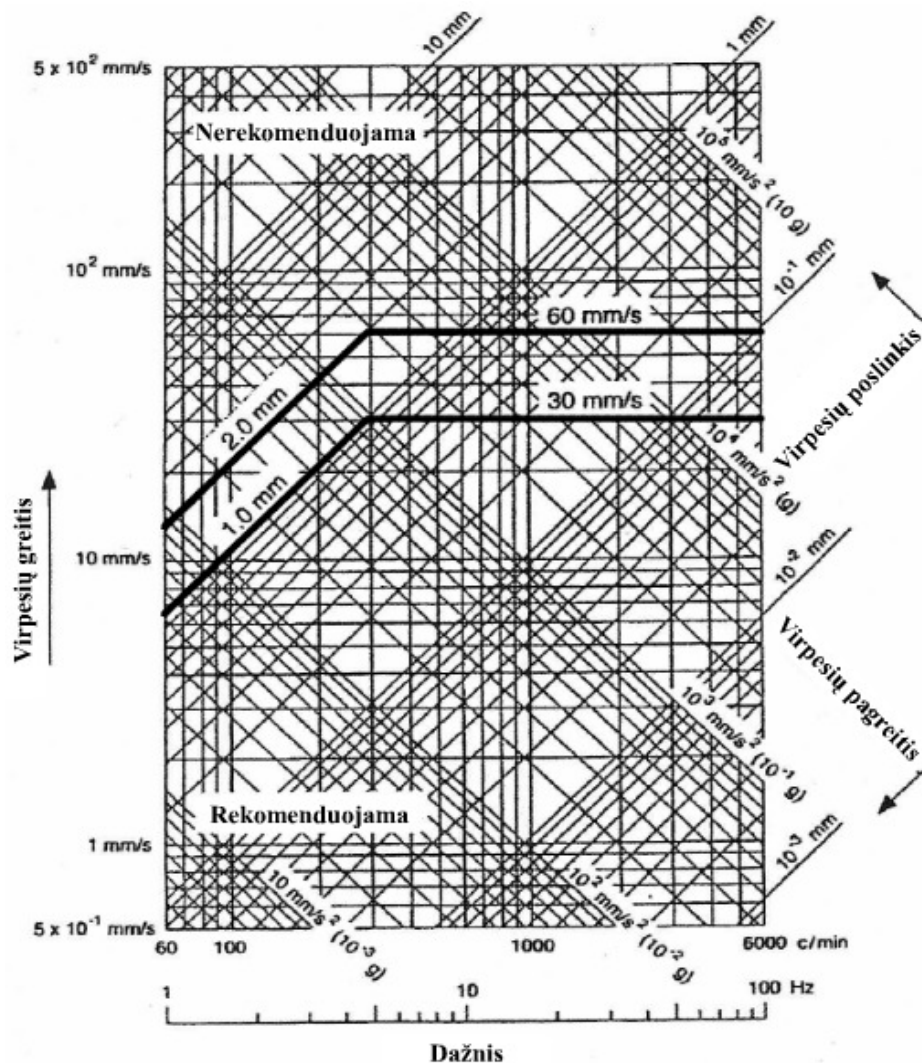
Lokalių mašinų padidintų virpesių turi būti išvengiama tam, kad sumažinti mašinų sugadinimo riziką. Lokalūs elementai, tokie kaip variklio pamatas, vairo pavarų patalpa, tankų sistemos ar radarų stiebai, gali būti sugadinti dėl medžiagos nuovargio, kurį sukelia padidinti virpesiai. Būtina pažymėti, kad mašinų defektai pasireiškę dėl padidintų virpesių, kurie priklauso nuo lokalių mašinų konstrukcijos savybių, apkrovų, įtempimų koncentracijų bei medžiagų savybių. Todėl lokalioms mašinoms nurodyti leistini virpesių parametrai yra kaip rekomendacinio pobūdžio mašinoms dirbančioms nominaliu apkrovimu [9].

1.3.2 paveiksle pateiktos virpesių normos lokalioms laivo mašinoms. Pastorinta linija skiria dvi sritis, kurią peržengus ženkliai padidėja mašinų gedimo tikimybė. Rekomenduojama šios ribos neperžengti.

Kai virpesių dažnis yra aukštesnis už 5 Hz, tai būtina vadovautis virpesių greičių, o kai žemesni už 5 Hz – virpesių poslinkiu. Laivo lokalių mašinų virpesių parametrai gali būti pakomentuojami taip:

- Kai virpesių poslinkio pikinė vertė 1÷5 Hz dažnių intervale (vertikalia, skersine ar išilgine kryptimi) neviršija 1 mm, tai defektui pasireikšti yra maža tikimybė, o kai vertė viršija 2 mm – yra didelė tikimybė pasireikšti defektui.
- Kai virpesių greičio pikinė vertė nuo 5 Hz dažnių intervale (vertikalia, skersine ar išilgine kryptimi) neviršija 30 mm/s, tai defektui pasireikšti yra maža tikimybė, o kai vertė viršija 60 mm/s – yra didelė tikimybė pasireikšti defektui.

Būtina atkreipti dėmesį į tai, kad šios numatytos virpesių normos negali būti taikomos visoms lokalioms mašinoms, nes tai priklauso nuo pačios mašinos techninių charakteristikų. Aukštų santykinai nestandžių įrenginių, tokių kaip, laivo stiebai virpesių lygis paprastai yra leistinas didesnis, lyginant su standžiai įtvirtintais įrenginiais. Todėl pateiktos virpesių normos yra tik rekomendacinio pobūdžio. Tikslias lokalių mašinų virpesių vertes paprastai nurodo laivo statytojas.



1.3.2 pav. Virpesių normos lokalioms mašinoms [11]

1.3.3. Virpesių normos pagrindinėms mašinoms

Laivą varančiųjų mašinų virpesiai pasireiškia dėl juose veikiančių dinaminų jėgų. Paprastai virpesių normos šioms mašinoms yra pateikia laivo statytojai. Jei šios normos nėra žinomos, tai rekomenduojama vadovautis standartų ANSI S2.27 (2002) ir SNAME T&R 2-29A (2004) rekomendacijomis. Virpesių lygis šiose rekomendacijose aprašomos RMS vertėmis dažnių intervale nuo 1 Hz iki 1000 Hz. Išilginiai atraminio guolio virpesiai (RMS vertės laivo laisvos eigos metu) turi būti nedidesni kaip 5 mm/s. Kitoms laivą varančiųjų mašinų komponentams (išskyrus variklius, sraigtus, veleną deidvudo guolyje) išilginiai virpesiai turi būti nedidesni kaip 13 mm/s (RMS). Deidvudo guolio ir veleno linijos horizontalūs virpesiai neturi būti didesni kaip 7 mm/s (RMS) [9].

Lėtaeigių ir vidutinio greičio dyzeliniams varikliams (virš 745 kW) tiesiai sujungtiems su veleno linija, guolių virpesių lygis visomis trimis kryptimis neturi viršyti 13 mm/s (RMS) ir 18 mm/s (RMS) ties variklio viršumi. Greitaeigių dyzelinių variklių (iki 745 kW) guolių ir variklio viršaus virpesių lygis visomis trimis kryptimis neturi viršyti 13 mm/s (RMS). Šios rekomenduojamos virpesių normos pateiktos 1.3.3 lentelėje.

1.3.3 lentelė. Laivą varančiųjų mašinų virpesių normos

Varančioji mašina	Virpesių greičio kvadratinis vidurkis V_{RMS}, kurią viršijus virpesių lygis yra nepageidaujamas
Atraminis guolis	5
Deidvudo guolis ir veleno linija	7
Dyzelinio variklio guoliai	13
Lėtaeigis ir vidutinio greičio dyzelinio variklio viršus (virš 745 kW)	18
Greitaeigio dyzelinio variklio viršus (iki 745kW)	13
Kitos laivą varančios mašinos	13

Visų svarbiausia yra išvengti išilginių varančiųjų mašinų guolių atramų rezonansinio dažnio virpesių, ko pasėkoje gali būti sugadinami guoliai.

1.3.4. Virpesių matavimas

Pagal klasifikacinės bendrovės ABS [1] ir ISO standartų [11] pateikiamus reikalavimus virpesių matavimams yra tiksliai nurodoma, matavimų eiga, vieta, pobūdis ir kiti specifiniai reikalavimai.

Papildomai matuojamos vietos taip pat gali būti užduodamos užsakovo.

Labai svarbu parinkti tinkamą virpesių matavimo jutiklį arba keitlį ir tinkamai jį tvirtinti ant laivo mašinų ir kitų elementų. Atliekant pakartotinius laivo virpesių matavimus, jutiklį arba keitlį būtina tvirtinant tiksliai toje pačioje vietoje, kaip ir prieš tai.

Virpesių matavimo jutikliai arba keitliai gali matuoti tris skirtingus kinematinis virpesių dydžius: virpesių poslinkį, virpesių greitį ir virpesių pagreitį. Todėl yra naudojami trys skirtingi virpesių matavimo jutikliai ir keitliai. Pavyzdžiui, virpesių greičiui išmatuoti puikiai tinka virpesių pagreičių keitlys. Tokiu atveju virpesių pagreičių signalą matematiškai apdorojus (suintegravus) galima gauti virpesių greitį. Tačiau virpesių signalo diferencijavimas (pavyzdžiui, diferencijuojant virpesių poslinkį, į virpesių greitį ar pagreitį) labai retai taikomas, nes diferencijuojant signalą gaunami pašaliniai triukšmai, t.y. iškraipomas signalas [9].

Rezonansinių dažnių nustatymo metodai [9]

Yra du metodai, kuriuos taikant, galima nustatyti laivo ir jo elementų rezonansinius dažnius:

1. Smūginis metodas.
2. Žadinimo metodas.

Smūginis metodas. Šis metodas yra vienas iš paprasčiausių ir plačiausiai taikomų. Smūginiu metodu laivo elementų rezonansiniai dažniai nustatomi tokia tvarka:

1. Ant plokščio paviršiaus pritvirtinamas nejudamai virpesių keitlys ir matuojami virpesiai.
2. Su plaktuku suduodamas žadinimas į matuojamą paviršių. Po smūgio šis paviršius suvibruoja savuoju dažniu ir užgęsta.

3. Atliekama išmatuoto virpesių signalo FFT (angl. „fast Furje transformation“, išvertus reiškia: Greitos Furje transformacijos) spektrinė analizė ir nustatomi rezonansiniai dažniai.

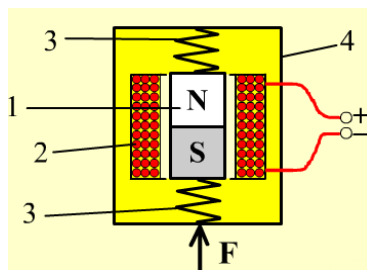
Smūginis metodas iš esmės naudojamas plokščių elementų tokių, kaip antstato, denių ir rezervuarų sienelių rezonansiniams dažniams išmatuoti, dar nepabaigus statyti laivą. Jei tyrimo metu sistemos savasis dažnis gaunamas artimas (arba sutampa) sraigto ir/ar variklio žadinamam dažniui, tai prieš užbaigiant statyti laivą, pakankamai yra nebrangu savąjį dažnį pakeisti (pakeičiant sistemos standumą arba masę). Tokiu būdu galima išvengti nepageidaujamo padidinto virpesių lygio užbaigus statyti laivą. Tai ypač svarbu keleiviniams laivams. Šis metodas taip pat yra taikomas ir pastatytame laive, kai jame pasireiškia padidinti virpesiai.

Žadintuvo metodas. Žadintuvą sudaro dažnio keitikliu valdomas elektros variklis ir prie jo prijungtas ekscentrikas. Žadintuvą pritvirtinus prie laivo korpuso tam tikros vietos ir įjungus elektros variklį, žadintuvas žadins harmoninio dažnio virpesius. Šiuo įrenginiu galima keisti žadinančios jėgos dydį ir žadinimo dažnį. Pagrindinis šio metodo privalumas – laive galima žadinti įvairių dažnių virpesius atitinkančius pagrindinio variklio ar sraigto žadinimo dažnį.

Poslinkių ir virpesių poslinkių matavimo jutikliai [9]

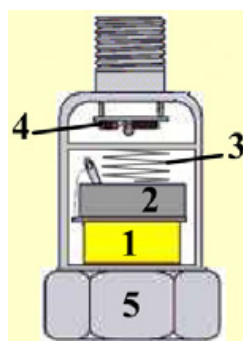
Virpesių poslinkių jutiklis. Jis veikia kaip aukšto dažnio elektromagnetinių signalų generatorius indukcijos principu. Poslinkis nustatomas pagal ritės (jutiklyje) ir metalinio paviršiaus sukurtų elektromagnetinių laukų slopinimo lygį.

Virpesių greičių matavimo keitliai. Elektrodinaminis greičio keitlys (1.3.4.1 pav.) sudarytas iš pastovaus magneto (1) sumontuoto tarp spyruoklių ir slopintuvo (3). Apvijos (2) yra sumontuotos aplink magneto. Tuo atveju, kai keitlys (4) vibruoja, magnetas išlieka toje pačioje vietoje dėl inercinės jėgos. Todėl magnetas juda apvijų atžvilgiu, todėl apvijose yra generuojama elektrovaros jėga, kuri yra proporcinga masės judėjimo greičiui.



1.3.4.1 pav. Virpesių greičio keitlio sandara (1 – pastovus magnetas, 2 – apvijos, 3 – spyruoklės, 4 – keitlio korpusas) [9]

Virpesių pagreičių matavimo keitliai (akselerometrai). Tai yra keitliai (1.3.4.2 pav.), kurie dažniausiai naudojami mašinų virpesių tyrimuose. Visi virpesių signalų analizatoriai turi akselerometrus. Iš jų gautas virpesių pagreičio signalas gali būti integruojamas ir gaunami greičiai ir poslinkiai. Nuolatinė diagnostikos technologija taip pat naudoja šiuos keitlius. Yra įvairių tipų akselerometrų. Dažniausiai akselerometre yra sumontuotas pjezokristalas. Akselerometro veikimas: Pjezokristalas (1) yra sumontuotas taip, kad masė (2) jį visada yra prispaudusi. Kai keitlys vibruoja, kristalas yra deformuojamas. Išeinantis signalas iš keitlio yra proporcingas jėgai, todėl ir pagreičiui. Stiprintuvas (4) yra reikalingas elektrinio signalo sustiprinimui.



1.3.4.2 pav. Virpesių pagreičių keitlio sandara (1 – pjezokristalas, 2 – masė, 3 – spyruoklė, 4 – stiprintuvas, 5 – korpusas) [9]

II. LITERATŪROS APŽVALGA

Iš esmės visi skaičiavimo metodai yra pagrįsti fundamentaliais matematiniais modeliais, kurie yra įdiegti į šiuolaikiškas baigtinių elementų skaičiavimų programas. Taip pat didžioji dalis vibracijos skaičiavimo darbų priklauso nuo turimos informacijos, žinių, programinės bei kompiuterinės įrangos savybių. Tyrimo detalumą ir kiekį dažniausiai apsprendžia tiriamo objekto svarbumas, tyrimo apimties poreikis bei finansiniai aspektai. Todėl šioje dalyje apžvelgsime kokie buvo atliekami tyrimai, kas buvo skaičiuojama ir kokiais metodais.

2.1 1900TEU konteinervežio vibracijos tyrimas

Delta Marine Engineering (Suomija) kompanija suprojektavo 1900 TEU apimties konteinervežį, kuriam taip pat atliko vibracijos lygio tyrimą. Buvo sukurtas 3D baigtinių elementų modelis, kuriame buvo pilnai atkurtas laivo kevalas, įskaitant korpusą, antstatą bei propulsinė sistema mašinų skyriuje. Laivas buvo pastatytas Sedef laivų statykloje Turkon kompanijai [6].

Laivo pagrindiniai parametrai matomi žemiau:

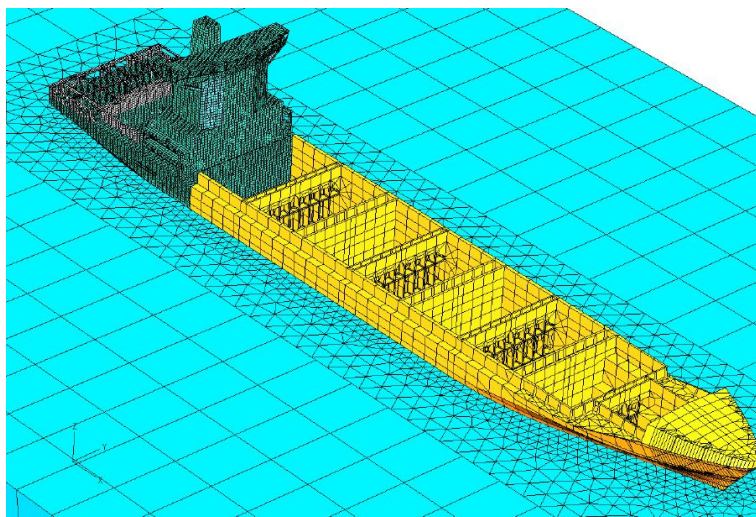
Laivo pagrindiniai parametrai:

Laivo ilgis	:182.85 m
Laivo ilgis tarp statmenų	:171.00 m
Plotis	:28.00 m
Borto aukštis	:16.10 m
Grimzlė	:10.00 m
Greitis	:19.5 mzg
Dedveitas	:26200 t

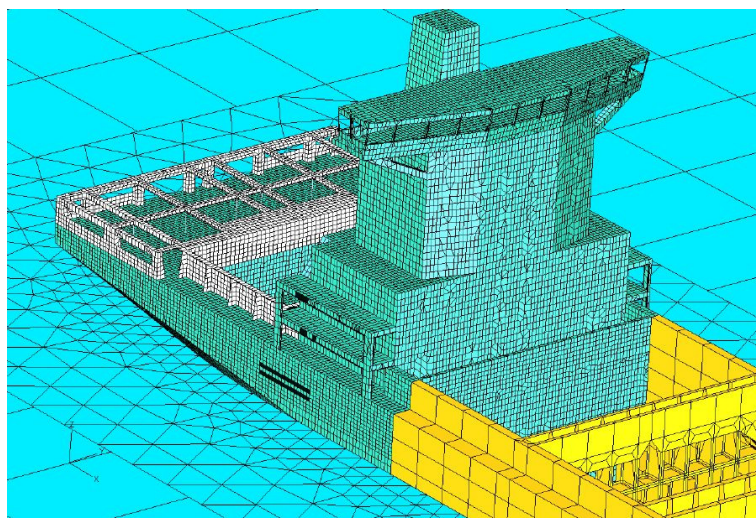
2.1.1 Konteinervežio modeliavimas BEM metodu

Abaqus 6.6 programa pagrindinai skirta baigtinių elementų skaičiavimams buvo naudojama visam modeliavimui, analizei ir apdorojimo operacijoms.

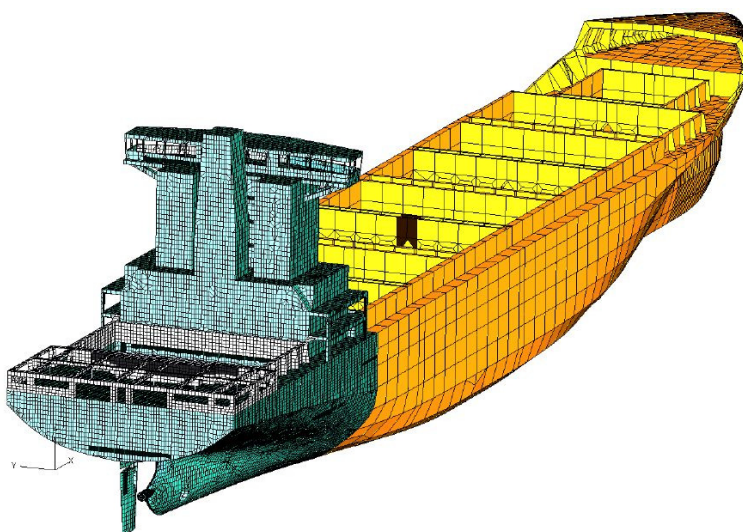
Laivo modelis (2.1.1.1-4 pav.) buvo kuriamas dviem dalimis: priekine ir galine laivo dalimis. Galinė dalis apėmė, mašinų skyrių, antstatus su deniais. Smulkaus tankio tinkliukas panaudotas laivagalinės dalies modeliui. Laivapriekinė dalis sudaryta iš krovinių skyrių, laivapriekio ir bako. Kadangi lokalių vibracijų formų laivapriekyje yra daug mažiau, atitinkamai stambus tinkliukas buvo naudojamas.



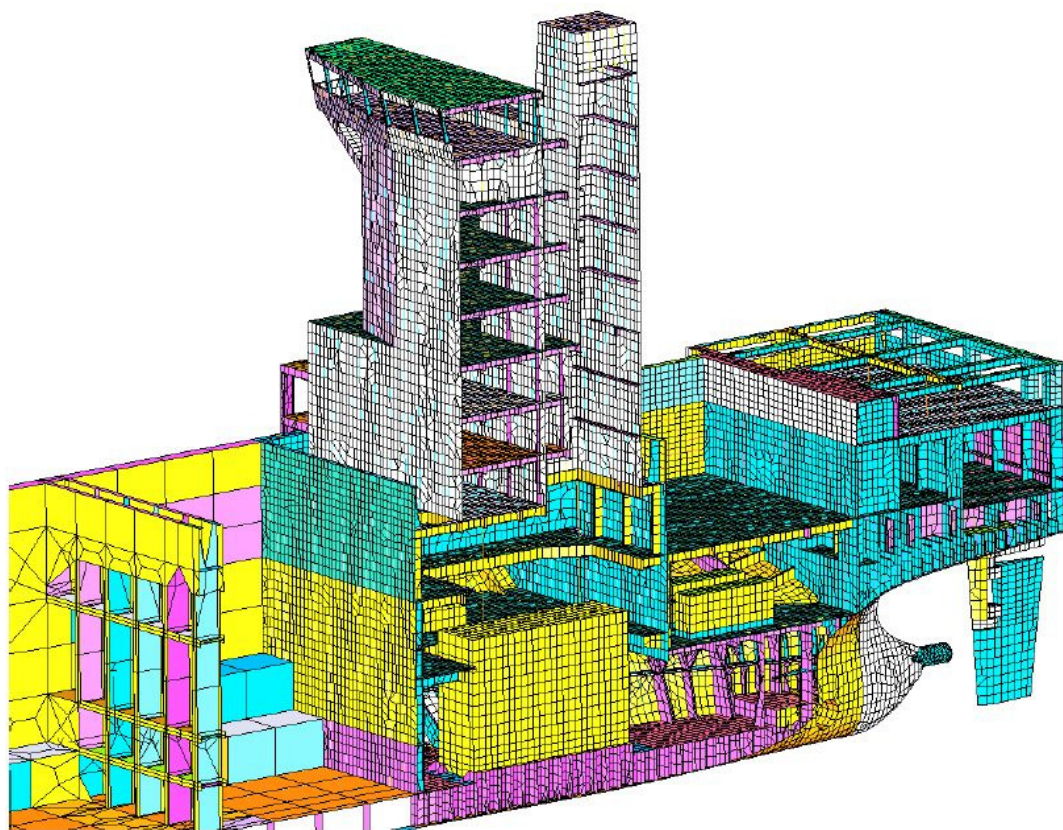
2.1.1.1 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis [6]



2.1.1.2 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis



2.1.1.3 pav. Konteinervežio baigtinių elementų modelis [6]



2.1.1.4 pav. Konteinernevežio baigtinių elementų modelis [6]

Siekiant įtraukti ir hidrodinaminius efektus, išorinis vanduo aplink laivą taip pat sumodeliuotas. Tam buvo panaudota „Acoustic medium“ opcija Abaqus programoje. Jos pagalba galima tirti akustikos sklaidimą, kiekį, spinduliuotę ir povandeninio sprogoimo problemas. Yra nustatytas jūros vandens tūrinis modulis bei tankis.

Ryšiniai suvaržymai Abaqus programoje yra naudojami sujungti skirtingas modelio dalis, kurios yra galinė dalis, priekinė dalis ir supančio vandens dalys. Šie ryšiniai suvaržymai leidžia sujungti kartu du skirtingus regionus, net jei tinklelis jau sukurtas ir jei regionų paviršiai yra asimiliarūs.

Krovinio apkrova yra užduota kaip inercinė masė išskirstyta ant triumų dugno bei sieninių paviršių, kad pasiekti reikiamą apkrovos režimą. Balastiniai svoriai, kuro ir detalūs tankų svoriai taip pat užduoti kaip inertinių masių elementai į atitinkamas vietas, kad sukurti dedveitą ir jo išilginį svorio centrą.

Sraigtas sumodeliuotas kaip inertinių masių elementas. Pagrindinis ir pagalbiniai varikliai yra sumodeliuoti kaip stačiakampės tūrinės formos, kurios turi tokį patį svorio centrą ir svorį. Siekiant atkurti svorius antstate, tokius kaip denio dangas, skiriamąsias pertvaras ir pan., antstatų denių tankis yra pakoreguotas.

Pertvarų standumo elementai laivagalinėje dalyje modeliuoti tiesiogiai naudojant sijinius elementus. Modeliuojant laivapriekį sustiprinti lakštai, naudojant „Abaqus Rebar reinforcement“ opciją.

Konstrukcijų lakštams panaudoti specifiniai Abaqus bendros paskirties konvenciniai S4 ir S3 baigtiniai elementai. Šie elementai leidžia skersines šlyties deformacijas. Jie naudoja storų lakštų teoriją, kai didinamas lakštų storis ir atskiria Kirkhofa plonasienius lakštus, kai storis mažėja. Šie elementai yra 3 arba 4 taškų apkrovos/poslinkio lakštiniai elementai ir turi 6 laisvės laipsnius kiekviename mazge.

Abaqus specialios paskirties B31 elementai yra naudojami standumo briaunoms bei pilersams laivagalio modeliui. Šis elementas yra 2 taškų linijinis Timošenko sija, kuri perduoda skersines šlyties deformacijas. Jis gali būti naudojamas tiek storesnėms, tiek plonesnėms sijoms. Abaqus daro prielaidą, kad Timošenko sijos perduoda skersines šlyties deformacijos yra linijinės elastingės su fiksuotu moduliu. Timošenko sijos gali būti naudojamos dideliems ašiniams įtempimams. Taip pat daroma prielaida, kad ašiniai įtempimai dėl sukimo yra maži.

Abaqus specifinis bendros paskirties C3D elementas yra naudojamas tūriniais elementams tokiems, kaip pagrindinis variklis. Šis elementas yra 8 ar 6 mazgų linijinių plytos tipo įtempimų poslinkio elementas su 3 laisvės laipsniais kiekviename taške.

Abaqus specifinis bendros paskirties AC3D elementai yra naudojami jūros vandens atkūrimui. Akustinių elementų modelis bangų sklidimui yra aktyvus tik dinaminių analizių procese.

Po tinklelio sudarymo buvo pastebėta, kad baigtinių elementų modelis turi 176030 mazgus, 176800 struktūrinius ir 60300 akustinius elementus. [6]

2.1.2 Konteinervežio BEM modelio kraštinės sąlygos

Medžiagų savybės

Plieno markė St42 su sekančiom savybėm:

Tamprumo modulis =210000 N/mm²

Poisono skaičius =0.30

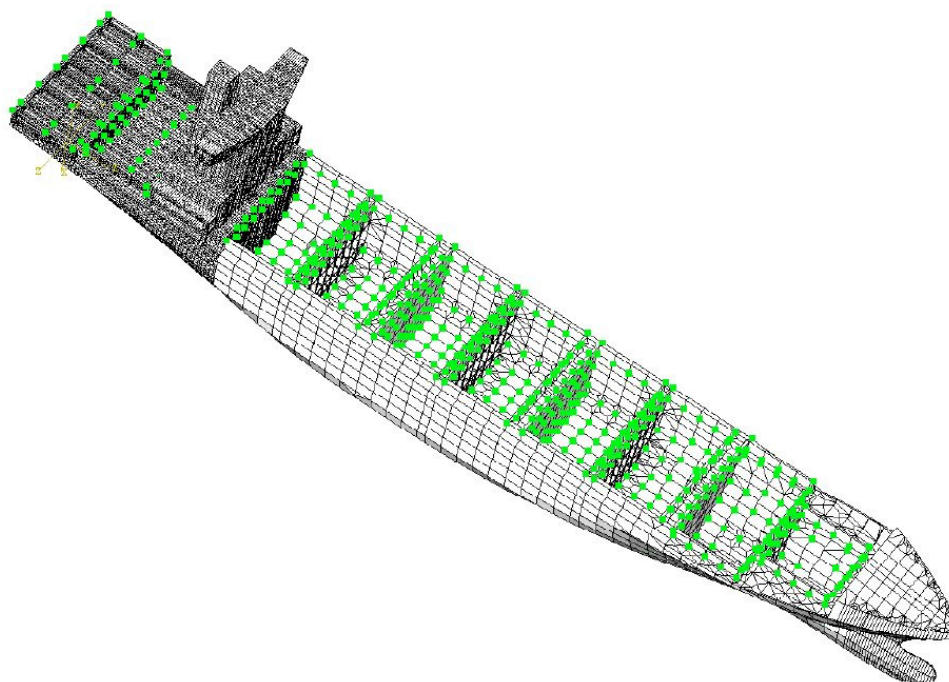
Tankis =7850 kg/m³

Jūros vanduo su sekančiomis savybėmis:

Tūrinis modulis =2300 /mm²

Tankis =1025 kg m³

Dedveito pasiskirstymas. Laivas buvo apkrautas pilnai su 10m grimzle, įskaitant krovinių, balasto, kuro, tepalų, vandens, kitų tankų svorius (2.1.2.1 pav.) . Svoriai išskirstyti į atitinkamus paviršius ir taip pasiektas dedveitas su jo išilginiu svorio centru.



2.1.2.1 pav. Konteineriveržio BEM modelio apkrovos [6]

Tuščio laivo svorio pasiskirstymas. Tuščio laivo išilginė svorio centro koordinatė ir svoris pasiekti keičiant reikalingus tankius. Propeleris bei jėgainės turi savus svorius su centro koordinatės (2.1.2.1 lent.):

2.1.2.1 lent. Laivo ir BEM svoriai ir išilginio centro koordinatė (ICK) [6]

		masė (t)	ICK (m)
Laivas	Tuščio laivo masė	9000	75
	Dedveitas	22595.7	81.79
	Bendras masė	31595.7	79.85
BEM	Bendras masė	31520	80.3

Žadinančių vibracijų apkrovų ypatybės

Propelerio ypatybės [6]:

Propeleris =Rolls Royce CPP

Diametras =5900 mm

Menčių skaičius =4

Apsisukimų sk. =127 aps/min

Pulsacijos slėgio lygis =3,8 kPa

Pagrindinio variklio ypatybės:

Variklis =MAN B&W 8s50MC-C

Galia =13260 kW

Apsisukimų sk. =127 aps/min

Propelerio apsisukimų skaičius 127 aps/min atitinka 2.116 Hz. Pirmas menčių harmoninis dažnis 8.46 Hz ir antras harmoninis dažnis 16.93 Hz. Slėgio pulsacija sukuriama vienos mentės yra 3.8 kPa, pagal Rolls Royce informaciją. Propelerio slėgis yra efektyvus kevalo paviršiuje virš sraigto. Antras mentės harmoninis dažnis yra priimamas pusei pirmo harmoninio dažnio vertei.

Traukos variacijos koeficientas, dėl netobulos geometrijos, priimamas 0.03menčių dažniui ir 0.018 antram menčių harmoniniam dažniui.

Pagal variklio gamintojo informaciją, MAN B&W 8s50MC-C variklio dinaminės jėgos yra labiausiai efektyvios 1,3,4,5, eilės harmoniniai dažniai, prie 127 aps/min greičio:

- Pirma virpesių forma (vertikali)
Analizuojamas virpesių dažnis $0\text{Hz} < 2.116\text{Hz} < 4\text{Hz}$
Pagrindinio variklio pirma virpesių forma, išorinis vertikalus momentas =192kNm
Pagrindinio variklio pirma virpesių forma, išorinis X tipo momentas =141kNm
- Pirma virpesių forma (horizontali)
Analizuojamas virpesių dažnis $0\text{Hz} < 2.116\text{Hz} < 4\text{Hz}$
Pagrindinio variklio pirma virpesių forma, išorinis horizontalus momentas =192kNm
Pagrindinio variklio pirma virpesių forma, išorinis X tipo momentas =141kNm
- Trečia virpesių forma
Analizuojamas virpesių dažnis $5.5\text{Hz} < 6.35\text{Hz} < 7\text{Hz}$
Pagrindinio variklio trečia virpesių forma, išorinis X tipo momentas =457kNm
- Ketvirta virpesių forma
Analizuojamas virpesių dažnis $7\text{Hz} < 8.46\text{Hz} < 9.5\text{Hz}$
Pagrindinio variklio ketvirta virpesių forma, H tipo momentas =269kNm
Propelerio menčių dažnis, vertikali slėgiminė pulsacija į korpusą
Propelerio traukos variacijos amplitudė išilgine kryptimi
- Penkta virpesių forma
Analizuojamas virpesių dažnis $9.5\text{Hz} < 10.58\text{Hz} < 12\text{Hz}$
Pagrindinio variklio penkta virpesių forma, X tipo momentas =689kNm
- Aštunta virpesių forma
Analizuojamas virpesių dažnis $16\text{Hz} < 16.93\text{Hz} < 18\text{Hz}$
Pagrindinio variklio ketvirta virpesių forma, X tipo momentas =279kNm
Pagrindinio variklio ketvirta virpesių forma, išorinis horizontalus momentas =60kNm
Propelerio menčių antras virpesių formos dažnis, vertikali slėgiminė pulsacija į korpusą
Propelerio traukos variacijos amplitudė išilgine kryptimi, antras virpesių formos dažnis

2.1.3 BEM modelio analizė ir rezultatai

Abaqus gali skaičiuoti dvejopai, tiek realius ir kompleksinius sprendimus akustinei ar struktūrinei – akustinei sistemai, su ar be slopinimo.

Programa paskaičiuoja tiek sušlapinto laivo kevalo (įskaičiuojant vandens poveikį) tiek nesusšlapinto vibracijų formas nuo 0 iki 25Hz dažnių ribose. Žemiau matome palyginimų lentelę 3.1.3.1 lent. ir virpesių formas (3.1.3.1-6 pav.).

2.1.3.1 lent. Sušlapinto ir nesusšlapinto paviršiaus vibracijų formų palyginimas [6]

Virpesių forma	Sušlapinto paviršiaus Dažnis(Hz)	Nesusšlapinto paviršiaus Dažnis (Hz)
1 Forma-pirma sukimo forma (1pav.)	0.998	1.118
2 Forma-pirma lenkimo forma (2pav.)	1.015	1.33
3 Forma-horizontalaus lenkimo ir sukimo forma (3pav.)	1.328	1.51
4 Forma-antra lenkimo forma (4pav.)	2.059	2.67
5 Forma-antra sukimo forma (5pav.)	2.325	2.546

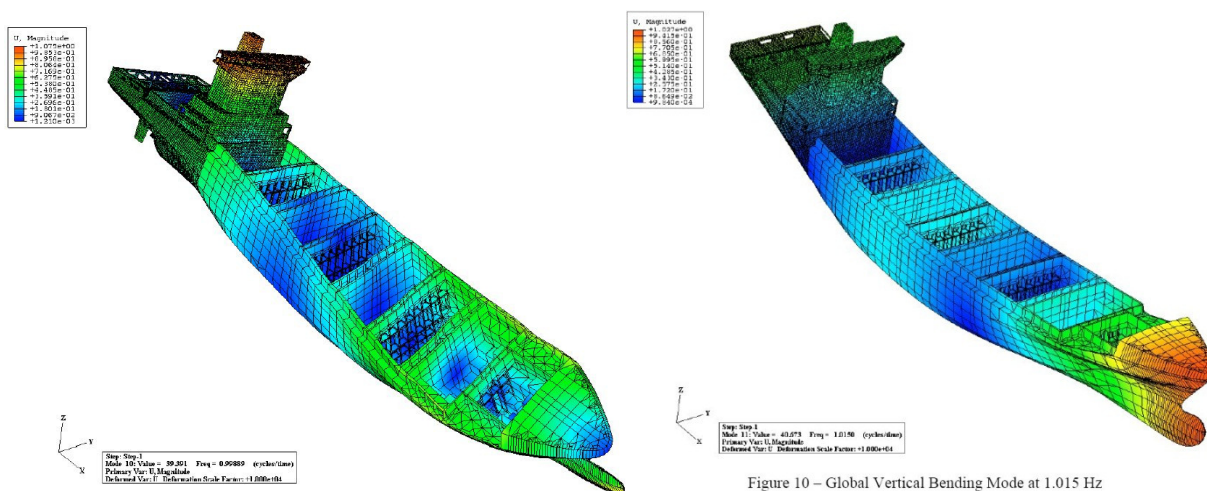
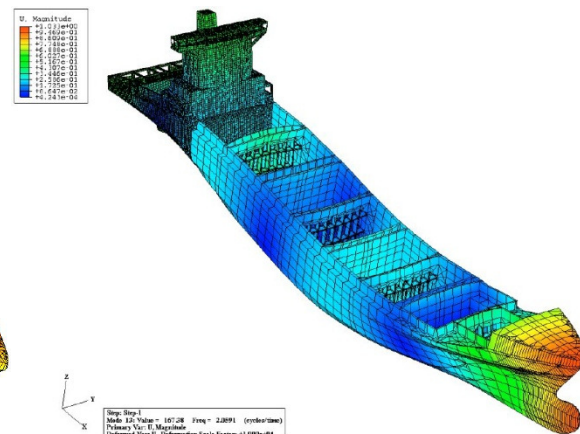
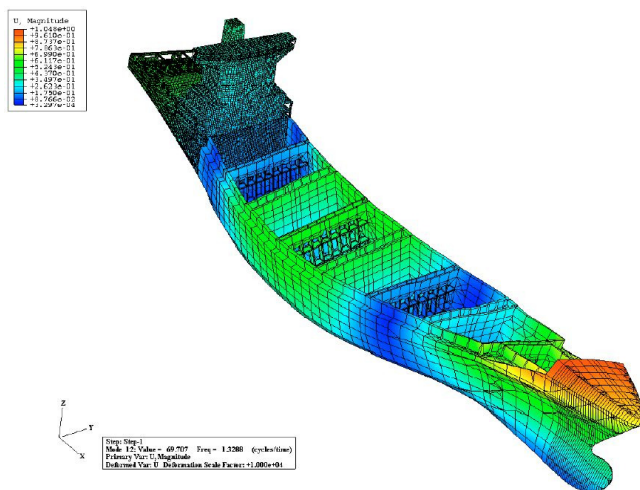
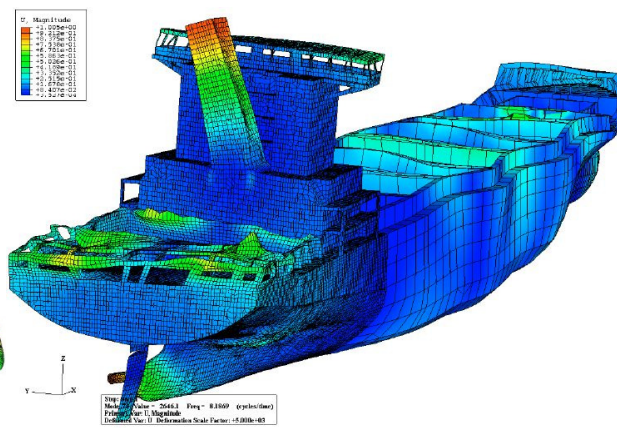
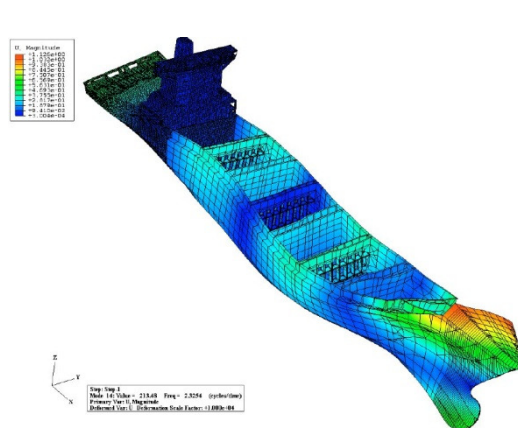


Figure 10 – Global Vertical Bending Mode at 1.015 Hz

2.1.3.1 pav. Bendra sukimo forma 0.998Hz [6] 2.1.3.2 pav. Bendra lenkimo forma 1.015Hz [6]



2.1.3.3 pav. Bendra sukimo+lenk. forma 1.328Hz [6] 2.1.3.4 pav. Bendra lenk. forma 2.059Hz [6]

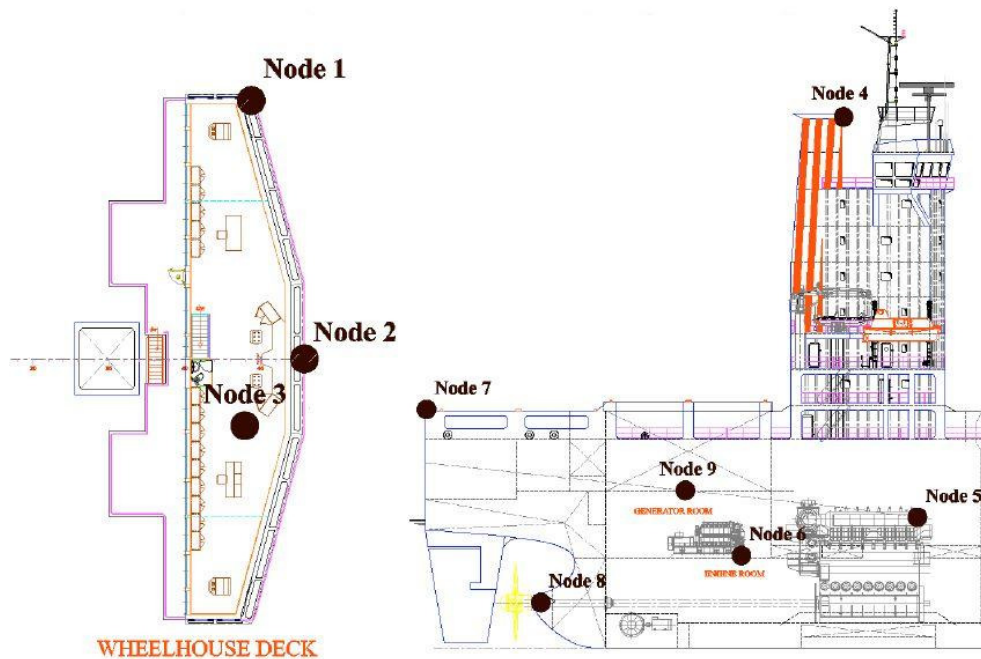


2.1.3.5 pav. Bendra sukimo forma 2.325Hz [6] 2.1.3.6 pav. Bendra forma 8.186Hz [6]

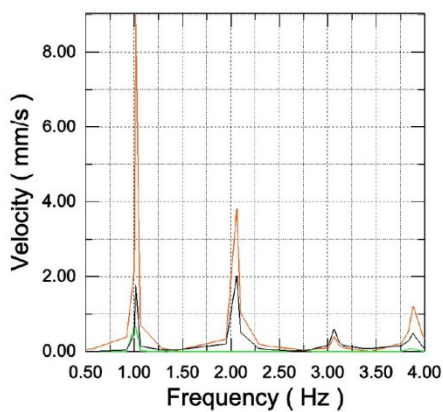
Teoriškai žadinančių vibracijų analizė neįvertina slopinimo efekto, kuris tokiom komplikuotom konstrukcijom kaip laivai negali būti tiksliai įvertintas [6]:

- Medžiagų slopinimo procentas gali būti priimtas 0.5-1.5% ribose;
- Komponentų slopinimas pagrinde priklauso denio paklotų;
- Krovinių slopinimas priklauso nuo krovinio natūros (konteineriai, skysčiai, birūs ir t.t.);
- Hidrodinaminis slopinimas pagrinde priskiriamas kaip nežymus laivo vibracijai.

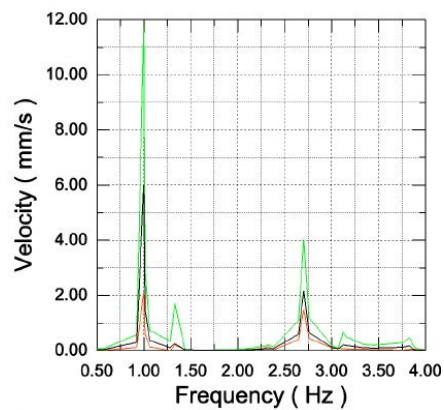
Taškai, kurie turi būti tikrinami dėl žadinančių vibracijų reakcijos sužymėti 2.1.3.7 paveiksle. Rezultatus, kaip pavyzdį 1 taško pateikiami žemiau 2.1.3.8-12 paveiksluose.



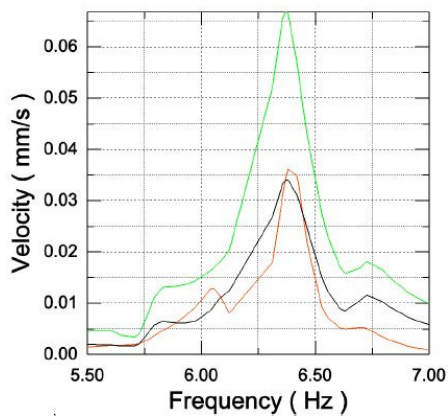
2.1.3.7 pav. Tikrinami taškai [6]



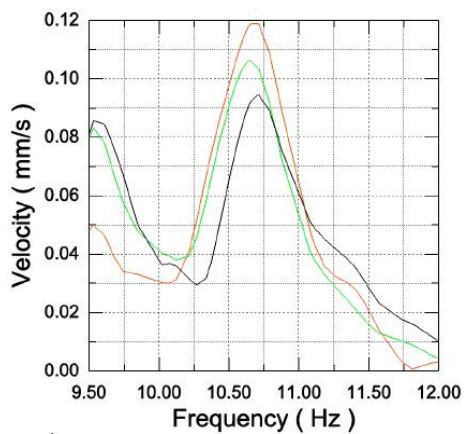
2.1.3.8 pav. 1 taškas. 1virp. f-ma (vert.) [6]



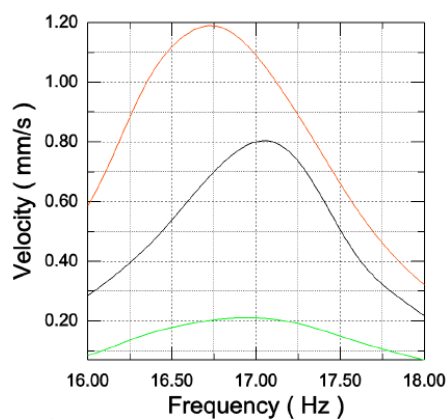
2.1.3.9 pav. 1 taškas. 1virp. f-ma (horiz.) [6]



2.1.3.10 pav. 1 taškas. 3virp. f-ma [6]



2.1.3.11 pav. 1 taškas. 5virp. f-ma [6]



2.1.3.12 pav. 1 taškas. 8virp. f-ma [6]

Atlikus žadinančių vibracijų tyrimą, maksimalios virpesių greičių reikšmės užduotame dažnių diapazone su pasirinktomis apkrovų sąlygom suvesti į 2.1.3.2 lent.:

2.1.3.2 lentelė. Vibracijų analizės rezultatai. Maksimalios greičio reikšmės (mm/s) [6]

	1apkrovų režimas	2apkrovų režimas	3apkrovų režimas	4apkrovų režimas	5apkrovų režimas	6apkrovų režimas
	0<2.116 <4	0<2.116 <4	5.5<6.35 <7	7<8.46 <9.5	9.5<10.58<12	16<16.93<18
1 Taškas	9.041	11.720	0.066	2.163	0.118	1.189
2 Taškas	8.934	12.142	0.068	2.514	0.087	0.425
3 Taškas	8.891	11.646	0.066	2.557	0.106	0.719
4 Taškas	11.032	13.681	0.264	4.111	0.060	0.279
5 Taškas	2.127	1.123	-	0.835	-	1.083

Pagal ISO 6954 standartą paskaičiuoti vibracijos lygiai yra „mažai tikėtino diskomforto“ zonoje.

2.2 ABS vibracijos analizė. Rekomendacijos tyrimui

Ankstesniame skyriuje apžvelgtas tirtas pavyzdys iš esmės vadovavosi klasifikacinių bendrovių tokiu kaip American Bureau of Shipping (ABS) ar Germanischer Lloyd (GL) rekomendacijomis. Taigi šiame skyriuje apžvelgsime tai kas nebuvo akcentuota ankstesniame pavyzdyje ir ko gali prireikti mūsų tolesnei analizei [1].

Tinklelio dydis. Tinklelio elementai, jungčių taškai ir laisvės laipsnių skaičius turi būti protingai parinkti, kad būtų pilnai atvaizduotas elastiškumo ir inertinės struktūros savybės. Įprastai tinklelio dydis per tris keturis španhautus yra priimtinas išskyrus laivagalį ir antstatus. Lenkti lakštai ir sijiniai elementai turi būti naudojami siekiant pasiekti reikiamą standumą. Dominančiose vietose gali būti naudojamas smulkesnis tinklelis.

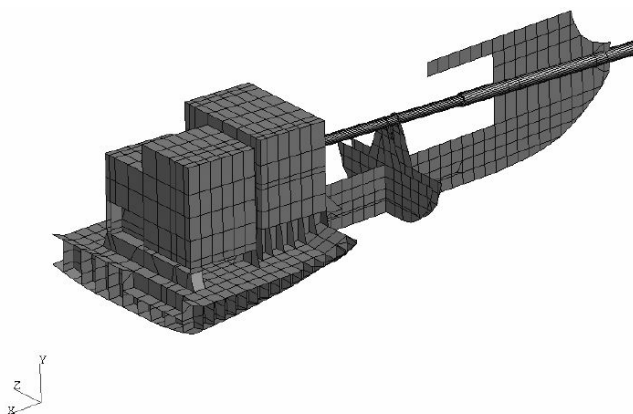
Pagrindinis variklis, propeleris, skegas, veleno linija. Variklio fundamentas turi būti modeliuojamas kiek įmanoma detaliau. Pats variklis gali būti modeliuojamas kaip tūrinis arba lakštinis elementas taip, kad jo svoris ir svorio centro koordinatės sutaptu su gamintojo

duomenimis. Svoris ir centro koordinatė gali būti pritaikyta naudojant skirtingus lakštų storius ar tankius. Siekiant atkurti standumo modulį galima naudoti skirtingus Young'o modulius, taipogi remiantis gamintojo informacija.

Velenas turi atitikti tinkamą standumą, todėl gali būti modeliuojamas kaip strypinis arba tūrinis elementas.

Atraminių guolių atramos turi būti modeliuojamos skersinių membraninių lakštų pagalba.

Skegas turi būti atidžiai sumodeliuotas, siekiant įvertinti jo standumą. Kadangi jis dažniausiai būna lietas pilnaviduris elementas, tai jį galima modeliuoti kaip lakštinį elementą, padidinus jo storį. 2.2.1 paveiksle matome viso komplekso pavyzdį.



2.2.1 pav. Variklio su veleno linija ir atramomis BEM modelis [1]

Tuščio laivo svorio pasiskirstymas. Šis faktorius vibracijų analizėje yra labai svarbus. Rezultatai gali labai skirtis jei neteisingai pateikti. Įprastai didelių masių elementai turi būti kuriami kaip masių elementai ir pridėti prie tinkamai atremtų taškų, taip kad svoris ir jo centro koordinatė atitiktų realybę. Bendru atveju viso laivo svoris ir centro koordinatė gali skirtis iki 0.5%.

Lokalūs modeliai. Įprastai vidinės lanksčios pertvaros yra modeliuojamos norint paskaičiuoti lokalius savuosius dažnius. Jų kiekis ir vieta pasirenkama priklausomai nuo poreikio. Šių pertvarų sutvirtinimo tipas ir elementai turi būti parenkami pagal projektinius brėžinius. Tinkliuko dydis turi būti nuo vieno, dviejų iki šešių elementų tarp špacių.

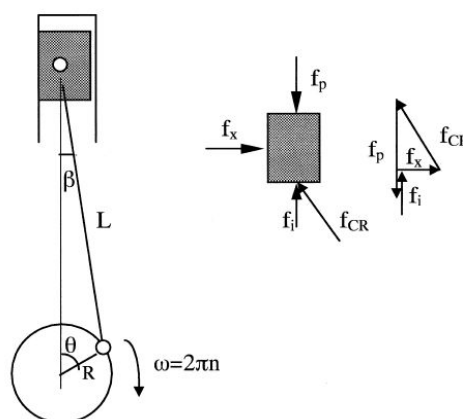
2.3 Dyzelinio variklio stūmoklio sukeltos vibracijos laivo korpusui BEM analizė

Šiame moksliniame straipsnyje buvo tiriamas dyzelinio variklio sumontuoto per elastinius sąryšius ant sutvirtintos cilindrinės kevalo konstrukcijos vibracijos sklidimas, siekiant gauti aiškesnį vaizdą kaip dyzelinio stūmoklio smūgis perduoda žadinančią vibraciją į laivo korpusą, bei kokia susidaro povandeninė garso spinduliuotė [4].

Baigtinių elementų modelis buvo sukurtas siekiant simuliuoti vibracijos reakciją dėl dyzelinio variklio stūmoklio smūgio ir vertikalios slenkamos-grįžtamos inertinės jėgos. Elastingųjų tvirtinimo

elementų sukamasis standumas ir vibracijos perdavimo lygis taip pat buvo patikrintas skaitmeniniu būdu naudojant izoliacijos analizę su daugybe laisvės laipsnių. Baigtinių elementų metodo pagalba paskaičiuoti korpuso vibracijų greičiai buvo naudojami korpuso ribinių elementų ribinėms sąlygoms nustatyti tolesniam povandeniniam triukšmo spinduliavimui skaičiuoti.

Rezultatai parodė, kad (1) stūmoklio smūgio sukurtas sukamasis momentas (2.3.1 pav.) variklio korpusui gali sukelti didesnes laivo korpuso vibracijas ir povandenį triukšmą nei dėl vertikalių inertinių slenkamųjų – grįžtamųjų masių; (2) elastinių tvirtinimo elementų sukamasis standumas daro svarbią įtaką dyzelio kuriamos vibracijos perdavimui į korpusą, ypač kai žadinančių vibracijų dažniai išauga; ir (3) kai kuriais atvejais stūmoklio smūgio kuriamo momento vibracijų nepaisymas gali iškreipti rezultatus vertinant korpuso vibracijas.



2.3.1 pav. Standaus kūno modelis jėgų analizei [4]

čia: f_x – skersinė jėga i cilindro sienelę;

f_i – vertikali periodinė jėga į veleno liniją;

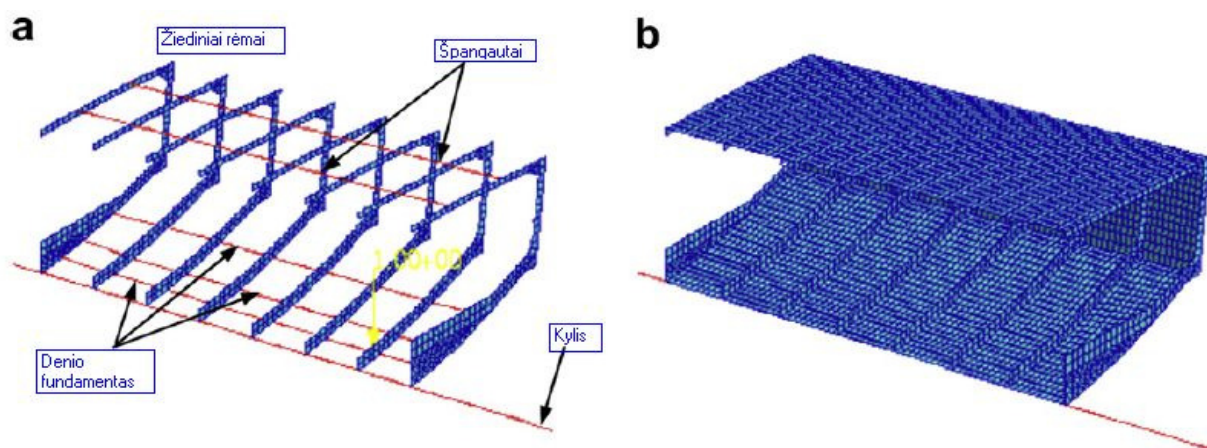
f_p – vertikali kuro degimo proceso stūmimo jėga;

f_{CR} – sukamo momento jėga.

2.4 Laivinių konstrukcijų vibracijų tyrimas ir vibracijų kontrolė

Šiame moksliniame straipsnyje tiriama viso laivinio komplekso konstrukcijų vibracinės charakteristikos bei vibracijos kontrolė. Parodoma, kad laivinių konstrukcijų pridėtinės deformacijos ties variklių atramomis, atsirandančios dėl jėgų ar lenkimo momento plokštumų nesutapimo su atramomis, priklauso nuo variklio atramų standumo lenkimui. Išanalizuota, kad laivo kevalas ar denio lakštai turi mažą įtaką bendrai laivo vibracijai. Be to šie elementai gali būti ignoruojami tiriant laivo vibracijos reakciją dėl mechaninio žadinimo. Energijos tėkmė iš vibruojančio mašinų skyriaus į laivo korpusą ir kinetinės energijos plitimas laive gali būti skaičiuojamas žinant tokius paprastus komponentus kaip variklio padas ir kilis [10].

Vibracijos kontrolei laivinėse konstrukcijose, esant žemiems dažniams, pateikiami du požiūriai. Pirmuoju atveju yra pateikiami penki struktūriniai modifikavimai siekiant kontroliuoti vibracinės energijos plitimą iš mechaninių žadinių į laivo korpusą. Buvo išsiaiškinta, kad energijos tėkmė iš mechaninio vibracijų šaltinio į laivo korpusą gali būti kontroliuojama pakeičiant vien tik lokalių atraminių konstrukcijų skerspjūvį. Antruoju - vibracijos izoliavimas kompleksinėse laivinėse konstrukcijose yra išanalizuotas įnešant pažeidimų į žiedinės (uždaros) (2.4.1 pav.) konstrukcijos rėmo vietas. Išanalizuota, kad modalinės analizės reakcija daugeliu atveju, esant žemiems dažniams, gali būti nuslopinta perstumiant mažas žiedines konstrukcijas iš jų atitinkamų periodinių vietų.



2.4.1 pav. Pusės mašinų skyriaus BEM modelis; a) standumo briaunos; b) standumo briaunos su apsiuvu ir deniu [10].

Pateikti rezultatai parodė, kad pateikti vibracijos kontrolės metodai esant žemiems dažniams buvo reikšmingi ir tradiciniai pasyvios kontrolės metodai turėjo mažai naudos. Atliktas darbas turėjo reikšmingos įtakos tylesniam ir greitesniam laivo darbui.

2.5 Įtvirtintų lakštų vibracijos analizė naudojant BEM

Šiame moksliniame straipsnyje tiriamas įtvirtintas lakštas naudojant standartinius ir super elementus. Darbe palyginti tirti skaitmeniniai ir eksperimentiniai rezultatai rodo puikius sutapimus. Įsisavinta, kad fundamentalūs įtvirtintų lakštų dažniai didėja vis pridėdant standinimo (tvirtinimo) elementų skaičių iki tam tikros ribos, po kurios nebėra reikšmingo dažnio didėjimo. Detaliai tirtas standumo elementų ekscentricitetas. Buvo suprasta, kad įtvirtintas lakštas tik su viena standumo briauna ekscentricitetas neanalizuojamas dėl nereikšmingo poveikio rezultatams. Tačiau efektas padidėja įtraukus didesnę kiekį standumo briaunų. Buvo pateiktas racionalus projektavimo požiūris optimalioms dinaminėms įtvirtinto lakšto charakteristikoms gauti. Siekiant maksimaliai pakelti fundamentalius dažnius optimalus orientacinis kampas buvo gautas lygus 80° [8].

III. LAIVO PRIVERSTINIŲ VIRPESIŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS

Siekiant įvertinti rezonanso riziką ir nepageidaujamus vibracijų lygius gyvenamose patalpose, buvo pasirinktos aktualios lokalsios konstrukcijos ir paskaičiuoti jų pirmieji savieji dažniai, kuriuos palyginome su žadinančių šaltinių dažniais. Savuosius konstrukcijų dažnius patikrinome rezonanso tikimybei su sraigto menčių žadinančių dažnių pirmuoju bei antruoju kartotiniu dažniu. Siekiant įvertinti galimą rezonanso riziką, tiriamo dažnio diapazoną praplėtėme 5%.

Tuo atveju, jei būtų nustatytas galimas rezonanso atvejis, konstrukcijoms turėtų būti numatytos modifikacijos.

Pagrindiniai duomenys skaičiavimams:

Pagrindinis variklis:

Kiekis	1
Gamintojas	Wartsila Finland AS
Tipas	8L20
Cilindrų skaičius	8
Galingumas	1600kW
Apsisukimų skaičius	1000 aps./min

Redukcinė pavarų dėžė:

Gamintojas	Wartsila Norway AS
Tipas	SCV 62-P44, vienos pakopos
Perdavimo skaičius	6.21:1

Pagalbinis variklis (generatorius):

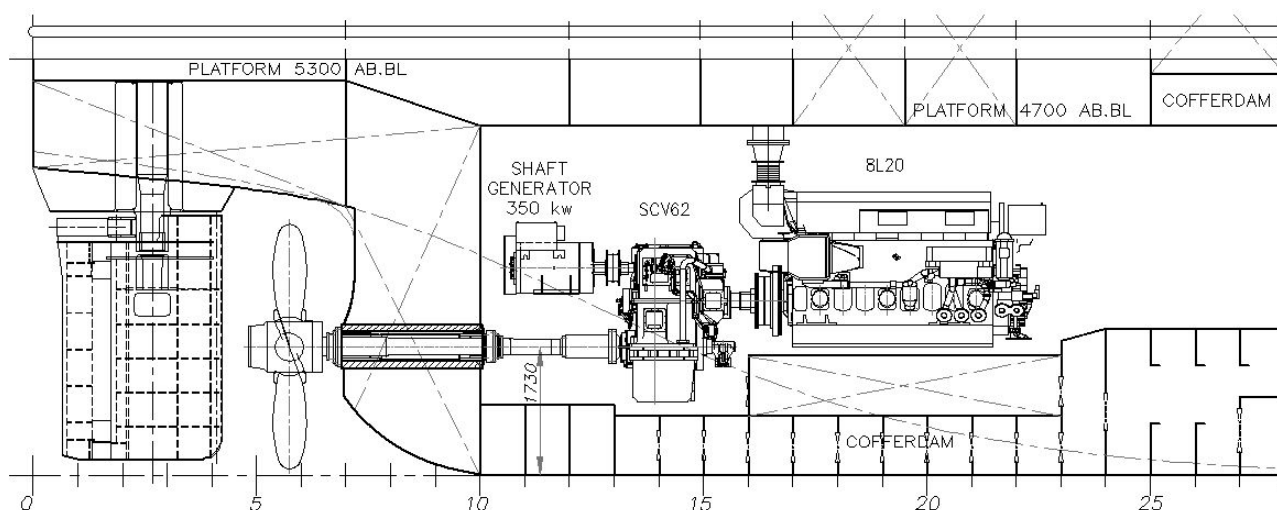
Kiekis	2
Gamintojas	VOLVO PENTA
Tipas	D12-MG
Cilindrų skaičius	6
Galingumas	248kW
Apsisukimų skaičius	1500 aps/min

Propulsinė sistema:

Kiekis	1
Gamintojas	Wartsila
Tipas	Kintamo žingsnio
Menčių skaičius	4

Apsisukimų skaičius	161 aps/min
Pavairavimo įrenginys:	
Kiekis	1
Gamintojas	Schottel
Tipas	STT 170
Galingumas	300kW
Menčių skaičius	4
El. var.aps. skaičius (nom.)	1470 aps./min
Menčių apsisukimų skaičius	0-547 aps./min

Kadangi propulsinėje sistemoje yra pajungtas generatorius 3.1 pav., propeleris bei variklis visada sukasi pastoviu greičiu, o laivo judėjimo greitis bei kryptis yra reguliuojama propelerio menčių kintamo žingsnio pagalba.



3.1 pav. Propulsinė sistema [13]

3.1 Laivo varytuvų keliami virpesiai

Pagrindinis sraigtas – didžiausias ir svarbiausias laivo žadinančių virpesių šaltinis. Kiekviena besisukančio sraigto mentis perduoda tam tikrą mechaninės energijos kiekį nuo pagrindinio variklio vandens srautui. Dėl šios priežasties, kiekviena sraigto mentis tampa virpesių šaltiniu [9]. Besisukančios mentys perduoda slėgiminę pulsaciją vertikalia kryptimi į laivo korpusą virš sraigto. Pagrindinio sraigto menčių dažnis paskaičiuojamas formule (3.1.1):

$$f_{sr.} = f_{rot} / 60 \cdot z, Hz, \quad (3.1.1)$$

čia: f_{sr} - sraigto sukimosi dažnis [Hz], f_{rot} – sukimosi greitis [aps./min], z – sraigto menčių skaičius[vnt.];

$$f_{sr} = 161 / 60 * 4 = 10.73 \text{ Hz}$$

Pavairavimo sraigto menčių dažnis :

$$f_{Psr} = 547 / 60 * 4 = 36.47 \text{ Hz}$$

3.2 Laivo jėgainių keliami virpesiai

Laivo energetiniai resursai yra ne tokie dideli vibracijų šaltiniai kaip sraigto menčių, tačiau mūsų darbe įvertinome ir šiuos vibracijų šaltinius:

Pagrindinio variklio žadinami dažniai paskaičiuojami 3.2.1, 3.2.2 ir 3.2.3 formulėmis [9]:

a) Alkūninio veleno disbalansas:

$$f_{disb.} = \frac{n_{var}}{60}, Hz, \quad (3.2.1)$$

čia: n_{var} - variklio alkūninio veleno sukimosi greitis [aps./min]

$$f_{disb} = 1000 / 60 = 16.67 \text{ Hz}$$

b) Keturtakčio variklio cilindų (kuro degimo) virpesių dažnis:

$$f_{cil} = \frac{n_{var.} \cdot z_{cil.}}{120}, Hz, \quad (3.2.2)$$

čia: $z_{cil} = 8$ - variklio cilindų skaičius.

$$f_{cil} = 1000 * 8 / 120 = 66.67 \text{ Hz}$$

c) Kadangi pagrindinis variklis yra vidaus degimo, tai šis variklis žadins ir harmonikas:

$$f_{harm} = \frac{n_{var}}{60} \cdot 1, 2, 3... \quad (3.2.3)$$

$$f_{harm} = \frac{1000}{60} \cdot 0.5, 1, 1.5, 2... = 8.33, 16.67, 25.0, 33.33... Hz,$$

Pagalbinio variklio dažniai f_{Pdisb} ir f_{Pcil} analogiškai:

a) Alkūninio veleno disbalansas:

$$f_{Pdisb} = 1500 \text{ aps/min} / 60 = 25.0 \text{ Hz}$$

b) Keturtakčio variklio cilindų virpesių dažnis:

$$f_{Pcil} = 1500 * 6 / 120 = 75.0 \text{ Hz}$$

3.3 Žadinančių virpesių diapazonas

Lokalių korpusinių konstrukcijų vibracijos lygis ženkliai padidėja, jei jų savieji dažniai sutampa arba yra arti žadinantiems dažniams. Ši sąlyga vadinama rezonansu, kuri gali sukelti labai didelį vibracijos, triukšmo lygį bei konstrukcijų nuovargio problemas.

Analizėje atlikome skaičiavimus konstrukcijų saviesiems dažniams rasti, pasinaudodami „Ansys Workbench“ baigtinių elementų programa.

Kadangi daugeliu atveju patalpos yra stačiakampės dėžutės tipo ir yra sudarytos iš statmenai tarpusavyje sujungtų konstrukcijų, tai kiekviena tiriama konstrukcija bus sudaryta iš denio ar pertvaros lakštų su visais išilginiais bei skersiniais standumo elementais. Įtvirtintos atitinkamai susikirtimo su pertvara ar deniu vietose. Taip bus rasti savieji konstrukcijos dažniai, tačiau tokiu būdu per įtvirtinimo vietas nebus įvertinti kitų konstrukcijų perduodami dažniai (globali vibracija). Skaičiavimų patikimumui padidinti išplėtėme skaičiuojamų dažnių diapazoną 5% o duomenis suvedėme į 3.3 lentelę.

3.3 lentelė. Vertinami žadinantys dažniai ir jų ribos

Žadinantys dažniai Hz	Žadinantis dažnis Hz	Apatinė riba Hz	Viršutinė riba Hz
Pagrindinio sraigto menčių dažnis f_{sr}	10.73	10.19	11.27
Antras kartotinis	21.46	20.39	22.53
Pavairavimo sraigto menčių dažnis f_{Psr}	36.47	34.65	38.29
Alkūninio veleno disbalansas f_{disb} ir harmonikos f_{harm}	16.67 8.33 25.00 33.33	15.84 7.91 23.75 31.67	17.5 8.75 26.25 35.00
Variklio cilindro virpesių dažnis f_{cil}	66.67	63.33	70.00
Alkūninio veleno disbalansas f_{Pdisb}	25.00	23.75	26.25
Variklio cilindro virpesių dažnis f_{Pcil}	75.00	71.25	78.75

Tiriant vibracijas būtina vertinti ir atstumą nuo žadinančio elemento. Kadangi pavairavimo mechanizmas yra laivapriekyje tai ir jo sraigto menčių dažnis turi būti vertinamas tik aplinkinėms pertvaroms bei deniams skaičiuoti.

IV. KORPUSO KONSTRUKCIJŲ SAVŪJŲ DAŽNIŲ SKAIČIAVIMAS BAIGTINIŲ ELEMENTŲ METODU

Baigtinių elementų metodas (BEM) – vienas iš plačiausiai taikomų metodų, skirtų mechaninių, šiluminių, hidraulinių, elektromagnetinių ir kitokios fizinių sistemų uždaviniams spręsti bei dinaminiam procesams modeliuoti.

Paprastai laivo teoriniai virpesių skaičiavimai yra dviejų tipų: modalinė ir harmoninė. Modalinės analizės tikslas – apskaičiuoti viso laivo ir atskirų jo elementų savųjų virpesių dažnius ir formas. Harmoninės analizės tikslas – įvertinus laivo virpesių šaltinių (pagrindinio variklio, sraigto ir kitų lokalių mašinų) žadinamas dinamines jėgas, apskaičiuoti viso laivo ir atskirų jo elementų virpesių amplitudes ir rezonansinius dažnius.

Baigtinių elementų metodas gali būti realizuotas dviem būdais: diskretiniais ir kontinuumo elementais. Modeliuojant diskretiniais elementais, modeliuojami kūnai neturi savo unikalios geometrijos (tūrio), t.y. modeliuojami kūnai, kurių tiksli geometrija nėra svarbi. Tokiu atveju kūnų fizikinės savybės aprašomos realiomis konstantomis (masės dydžiais, inercijos momentais, skerspjuvio plotais, slopinimo ar standumo koeficientais). Diskretiniais elementais paprastai gali būti modeliuojami kūnai, kurių masės yra sutelktos viename taške.

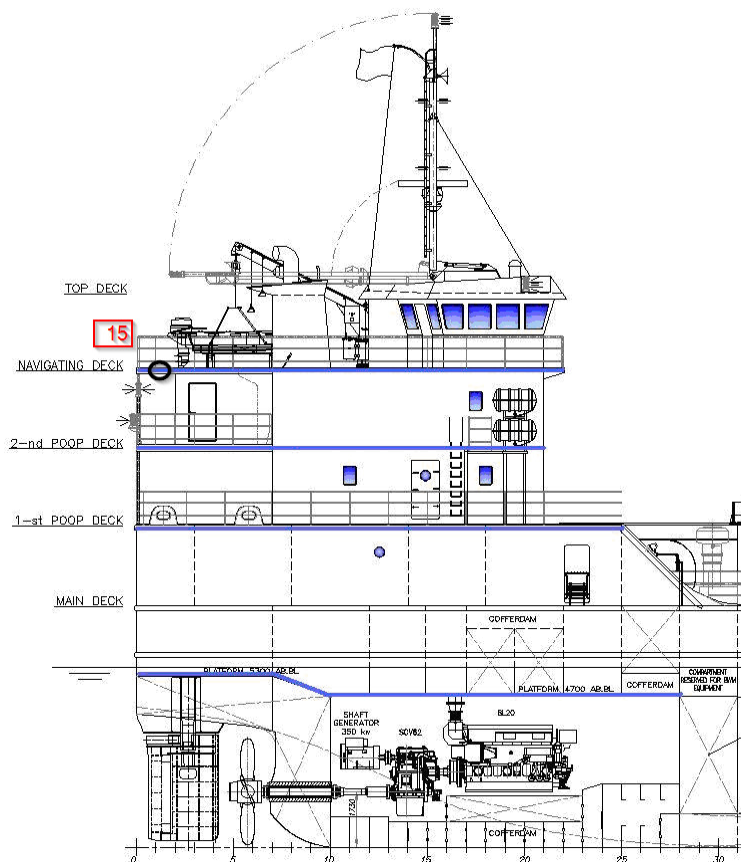
Kontinuumo elementais paprastai modeliuojami kūnai turintys savo geometrines formas (tūri). Šiais elementais modeliuojami, pavyzdžiui, laivo korpusai ir jo atskiri elementai, nors pastarieji gali būti modeliuojami ir diskretiniais elementais. [9]

Vienas iš pagrindinių modeliavimo BEM metodu – baigtinių elementų tinkliuko sudarymas, t.y. viso modelio suskaidymas mažais BEM elementais, kurie tarpusavyje yra sujungti mazgais. Baigtinio elemento dydžio parinkimas yra susijęs su rezultatų tikslumu.

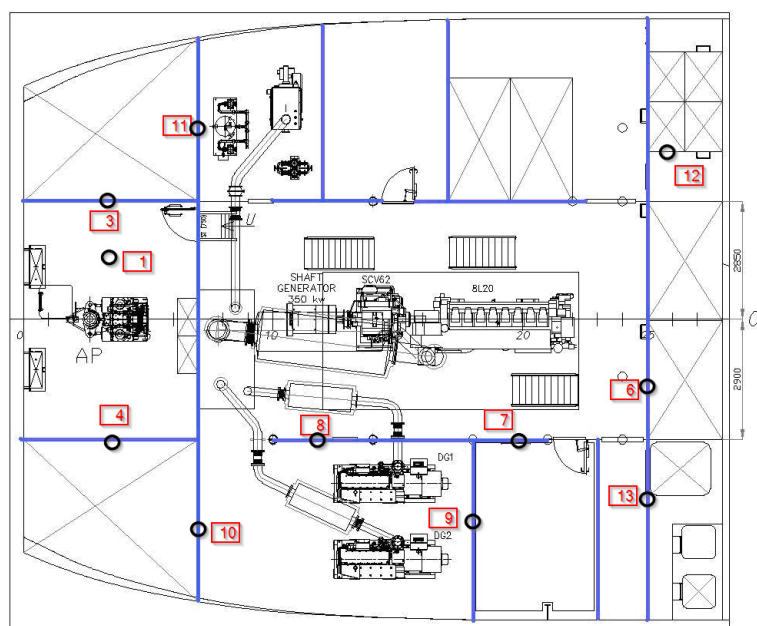
Būtina pabrėžti, kad baigtinių elementų metodas – tai apytikris metodas, kuris vykdomas priartėjimo metodu bei, kad rezultatų tikslumas priklauso nuo teisingo elemento tipo pasirinkimo ir jo dydžio. Tankesnis tinkliukas reikalingas tose vietose, kur deformacijų ar įtempimų gradientas yra didelis. Tuo tarpu, santykinai stambesni elementai gali būti naudojami tose vietose, kur deformacijų ar įtempimų gradientas yra mažas, taip pat tose vietose, kurios nėra reikšmingos. [9]

Pagal ISO 6954 reikalavimus būtina užtikrinti komforto lygį gyvenamose patalpose. Pagal bendrą laivo išdėstymą būtų vairinės, 2-asis, 1-asis ir pagrindinis deniai, bei mašinų skyriaus platforma, žiūrint 4.1 paveiksle paryškintas linijas. Nors minėtame standarte šių reikalavimų nėra, tačiau rekomenduojama ištirti konstrukcijas esančias šalia žadinančių vibracijos šaltinių. Tai būtų

skersinės pertvaros ties 7,12,16,17,18,23 ir 25 španhautais ir išilginės pertvaros ties 2900, 2850 pozicija nuo centro linijos, žiūrint 4.2 paveiksle. paryškintas linijas bei laivapriekiniai 134 ir 139 španhautai esantys šalia pavairavimo mechanizmo.



4.1 pav. Tiriamo laivo vaizdas iš šono [13];



4.2 pav. Mašinų skyriaus pertvaros [13];

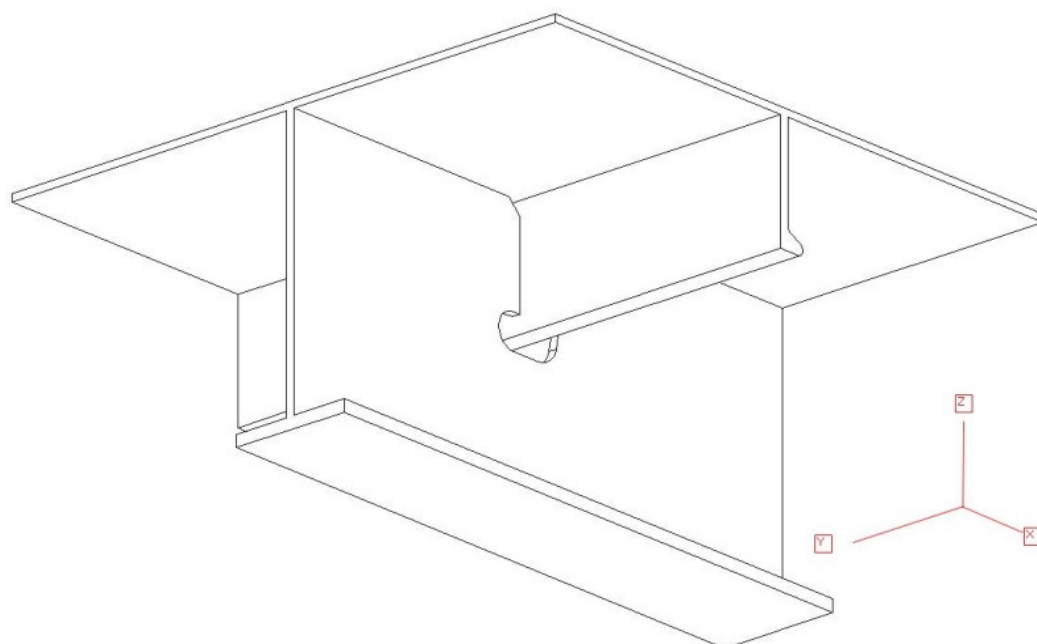
Konstrukcijų modalinę analizę atlikome kontinuumo elementais pasinaudoję „Ansys Workbench“ baigtinių elementų programa bei „Autodesk Autocad“ programa buvo suformuoti tūriniai elementai reikalingi BEM skaičiavimams.

Konstrukcijų modeliavimui pasitelkta tiriamo laivo korpuso teoriniais brėžiniais bei pasinaudota konstrukcinės projektavimo dalies parengtu modeliu. Tiriamo laivo vaizdai pateikti 4.1 ir 4.2 paveiksluose. Paruošėme atskirą modelį varinės denio tyrimui. Modelis įkeltas į baigtinių elementų skaičiavimo programą, kurioje buvo užduotos sąlygos ir atlikti skaičiavimai. Atlikus skaičiavimus, gauti savieji dažniai buvo palyginti su žadinančiais dažniais. Pagal tyrimo metodiką projektavimo eigoje, sekančiu etapu turi būti priimtas sprendimas ar reikalingos kokios modifikacijos tiriamam objektui ir kaip jos turi būti atliekamos. Kadangi mūsų tiriamas laivas jau pastatytas, šią dalį atliksime testavimo būdu - pašalindami kai kuriuos standumo elementus iš konstrukcijos arba pridėdami masės elementą. Tyrimo metodui aprašyti, sekančiuose skyriuose, buvo išnagrinėti keli pavyzdžiai su skirtingomis sąlygomis.

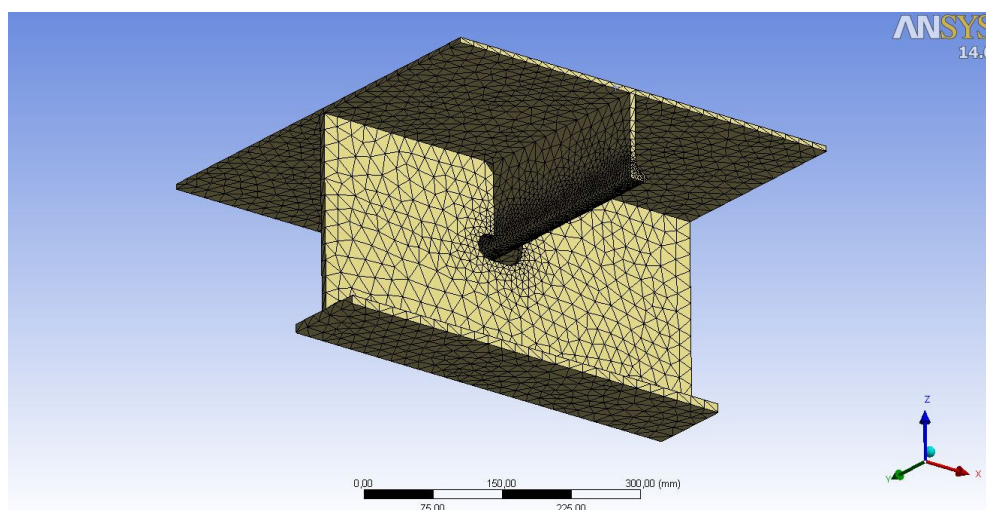
4.1 Korpuso konstrukcijų modeliavimas BEM

Baigtinių elementų analizei naudojomės „Ansys Workbench“ programa. Į šia programą galima importuoti bet kokios geometrijos tūrinius elementus / kūnus, užduoti jiems norimas charakteristikas, simuliuoti norimas sąlygas bei gauti atitinkamus tyrimų rezultatus. Konstrukcijos geometrija buvo atkurta „Autocad“ programa.

Kadangi laivinės korpuso konstrukcijos daugeliu atvejų yra sudaromos iš keliolikos ar net kelių tūkstančių tarpusavyje suvirintų plokščių ar lenktų detalių, tai ir mūsų tiriamą tūrinę korpuso konstrukciją buvo paruošta kaip vientisas elementas, t.y. detalės tarpusavio suvirinimo vietose buvo sujungtos į vienalytę masę žiūrint 4.1.1 paveikslą, o importavus į BEM programą automatiškai buvo sudarytas tinkliukas kaip matome 4.1.2 paveiksle. Tūriniai elementai geriausiai atkartoja tikrą geometrinę struktūrą ir tarpusavio ryšius, todėl šiuo būdu rezultatai bus artimesni realiams.

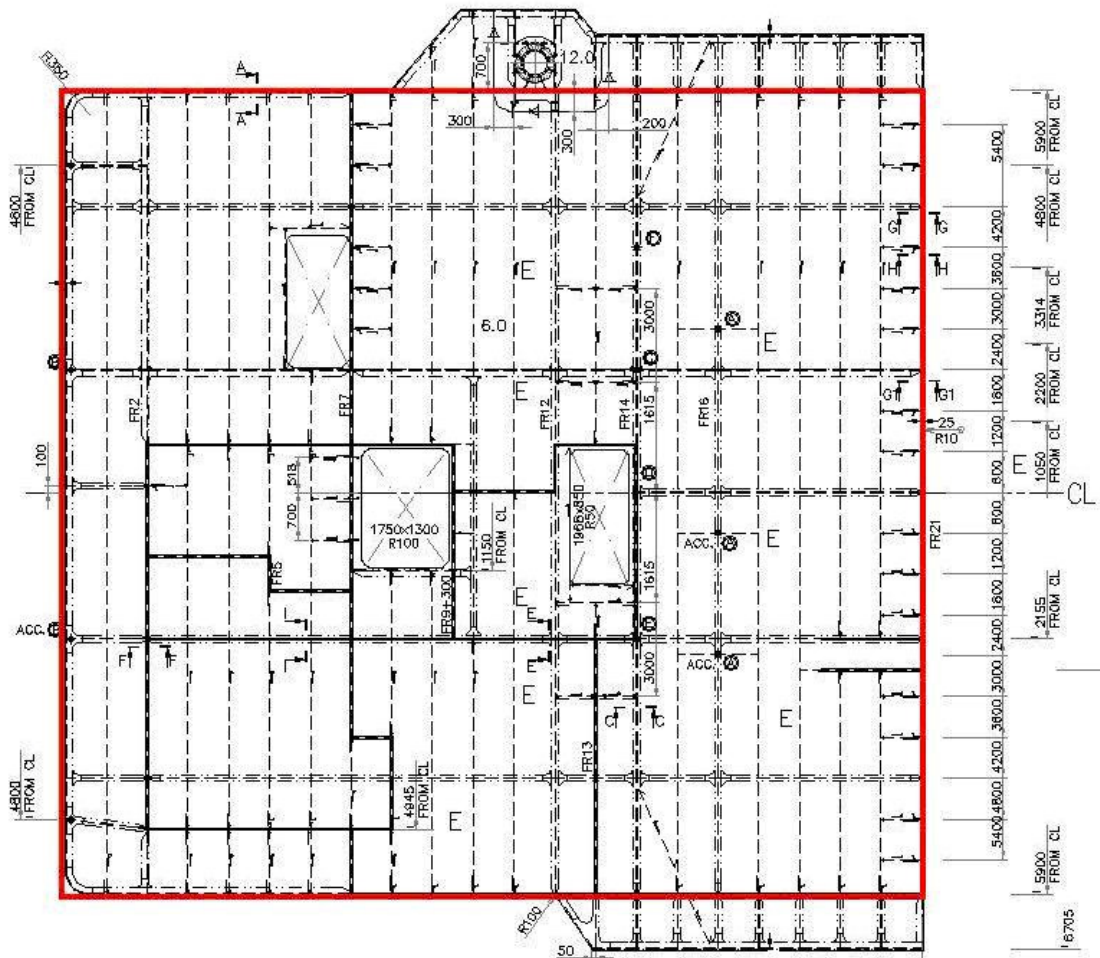


4.1.1 pav. Tūrinis denio bei standumo briaunų fragmentas „Autocad“ programoje

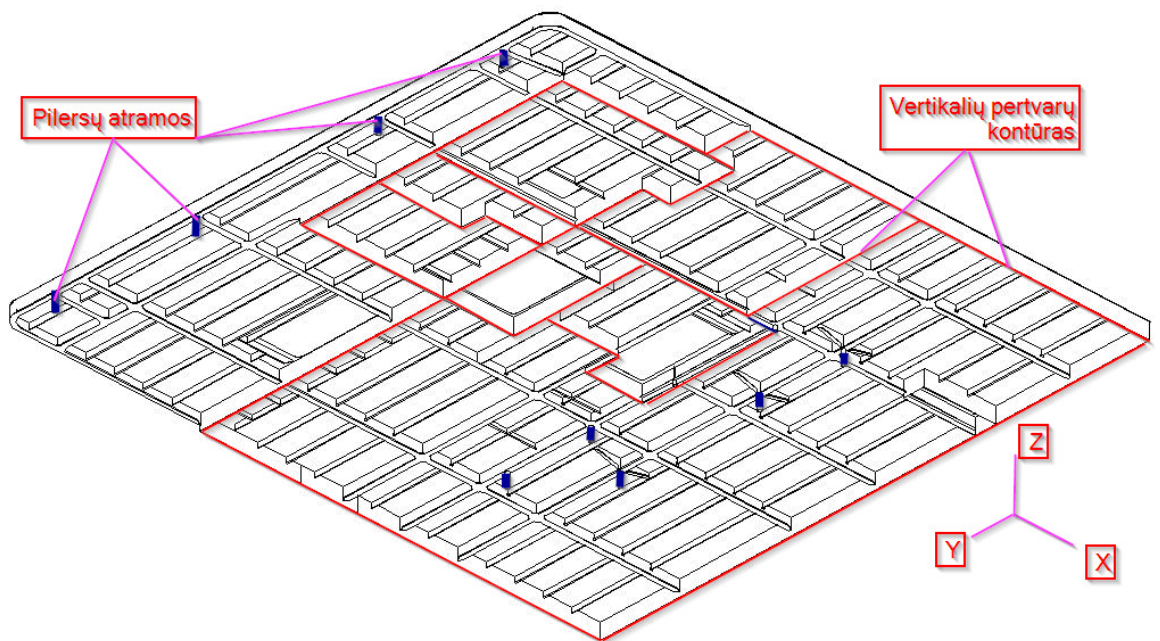


4.1.2 pav. Fragmento (4.1.1 pav.) tinkliukas „Ansys Workbench“ programoje

Pasinaudojus projektuoto laivo teorinių korpusinių brėžinių informacija (4.1.3 pav.) bei konstrukcinės projektavimo dalies paruoštu korpuso modeliu, tūriniais elementais buvo atkurtas denio fragmentas sudarytas iš: denio lakšto, standumo briaunų, rėminių bei atraminių konstrukcijų, nešančių rėmų, pilersų bei pertvarų (4.1.4 pav.). Daugeliu atveju konstrukcinėje dalyje jau būna sumodeliuotas vienoje ar kitoje programoje korpuso 3D modelis, kurį galima eksportuoti į vieną ar kitą formatą tinkantį pritaikyti BEM modeliui. Todėl jau turint paruoštą modelį tereikia jį pakoreguoti ir priderinti naudojimui „Ansys Workbench“ programoje.

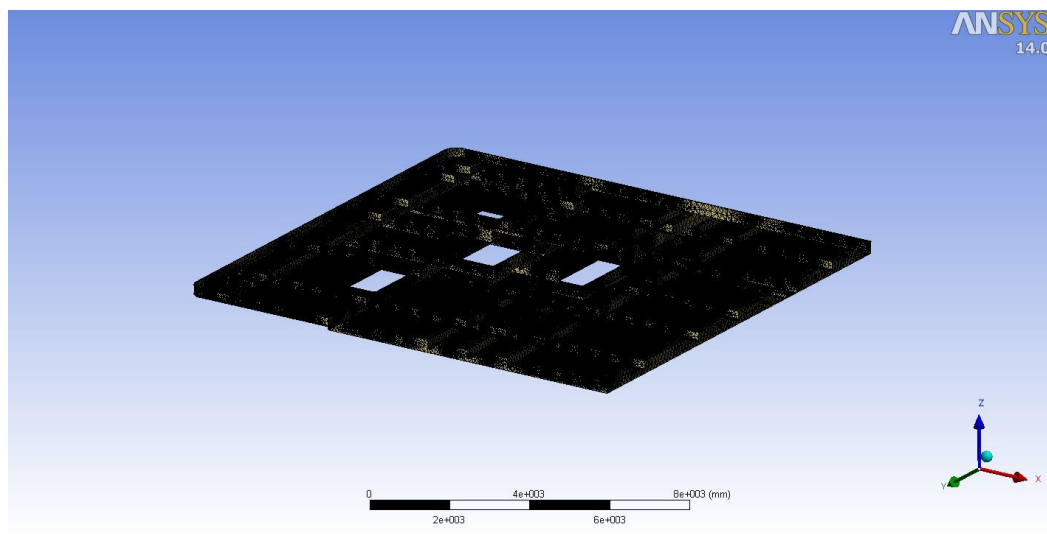


4.1.3 pav. Vairinės denio teorinis korpusinis brėžinys

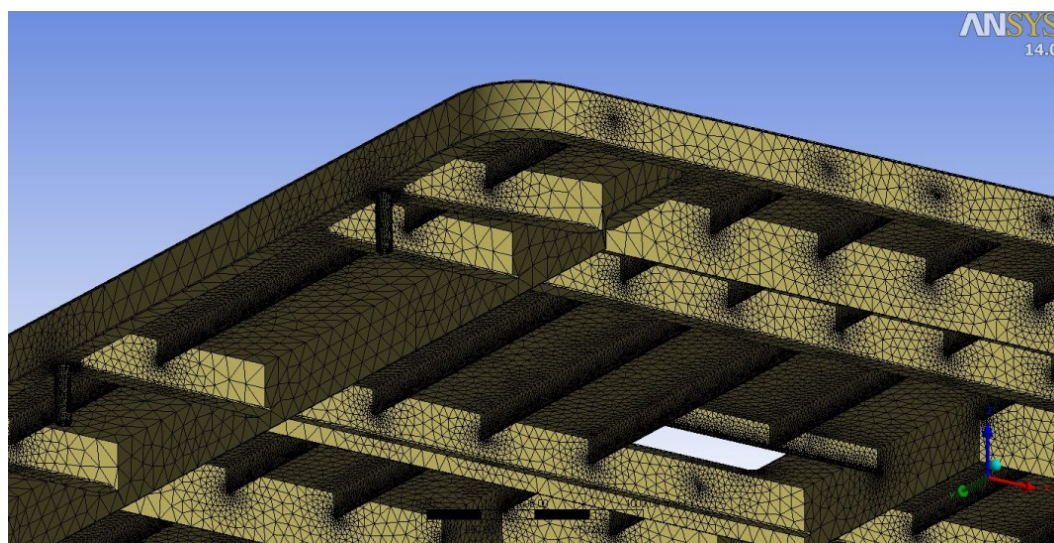


4.1.4 pav. Vairinės denio atkurtas modelis

Sudarytas modelis, nagrinėjamu atveju, „Autocad“ programa buvo eksportuotas į sat failą, kuris vėliau buvo importuotas į „Ansys Workbench“ programą. Importavus tinkliukas buvo sudarytas automatinio būdu (4.1.5 pav. ir 4.1.6 pav.).



4.1.5 pav. Denio modelis su tinkliuku



4.1.6 pav. Denio modelis su tinkliuku, padidintas vaizdas

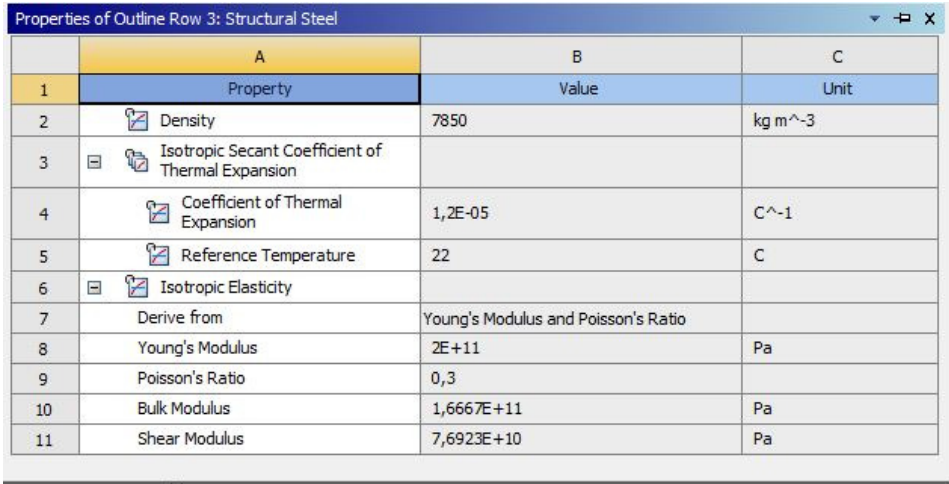
BEM programa automatiškai parinko ir suskaidė visą tūrinę konstrukciją reikalingo dydžio baigtiniais elementais. Kuo taisyklingsnės formos baigtinis elementas ir kuo jo dydis labiau atitinka skaidomo paviršiaus gabaritų proporcijas, tuo tikslesni gaunami skaičiavimų rezultatai. Šie visi parametrai yra įvertinami automatiškai „Ansys Workbench“ programoje. Vartotojas gali pasirinkti kai kuriuos kompleksinius parametrus, apribojant tinklelio skaidymo smulkumą, geometriją formą ar tipą.

4.2 Medžiagų charakteristikų, sąlygų bei apkrovų schemų suvedimas modelyje

Baigtinių elementų skaičiavimas, kaip minėjome, yra apytikslis matematinis skaičiavimų metodas, kuris vykdomas priartėjimo metodu. Kaip ir konstrukcijos geometrijos atkūrimas, taip ir skaičiavimo sąlygų uždavimas yra apytikris, remiantis žinomais fizikiniais dėsniais bei praktika.

Medžiagų charakteristikos

Pagal nutylėjimą Ansys Workbench programa automatiškai importuotam tūriniam elementui suteikia standartinio plieno charakteristikas (4.2.1 pav.). Jei norima analizuoti plienus su kitokiomis charakteristikomis ar kitokias medžiagas, tai galima pasirinkti iš esamo sąrašo arba užsiduoti savo norimas.



	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹
5	Reference Temperature	22	C
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
8	Young's Modulus	2E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa

4.2.1 pav., „Ansys Workbench“ programos užduotos charakteristikos importuotam elementui [14]

Kadangi nagrinėjami elementai yra pagaminti iš įprastinio konstrukcinio plieno, tai šiuo atveju paliekami esami nustatymai.

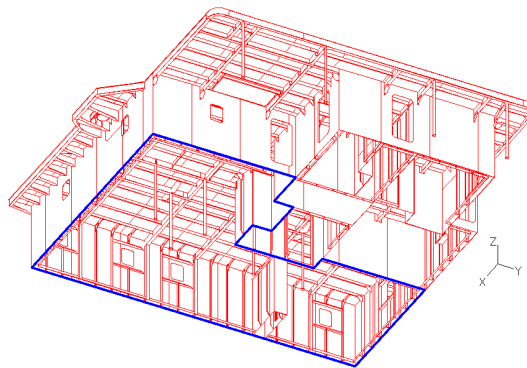
Sąlygų bei apkrovų uždavimas BEM modelyje

Tiriamam objektui užsiduodame sekančias sąlygas:

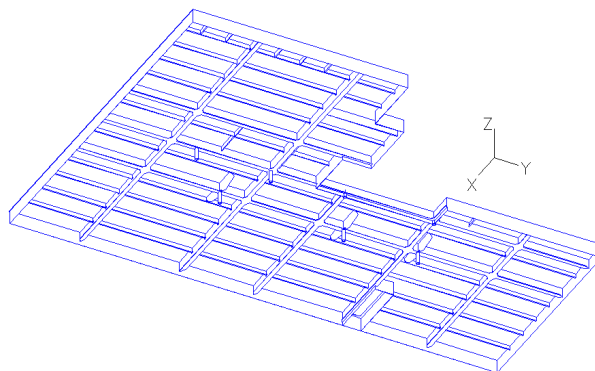
- Skaičiavimo sąlygoms yra daroma prielaida, kad korpusinės pertvaros, pilersai ir kitos atramos, kuriomis yra surišta tiriamą konstrukciją su kitomis konstrukcijomis, neperduoda jokių dinaminių ar kitokių jėgų tiriamai konstrukcijai;
- Remiantis patirtimi, gyvenamų patalpų deniams yra užduodama 50 kg/m² išskirstyta masė, bei rėminėms standumo konstrukcijoms - 120 kg/m²;

- Hidrostatinis slėgis turi būti įvertintas tiriant konstrukcijas esančias sąlytyje su skysčiais;
- Pilersai perduoda apkrovas tik ašine kryptimi;
- Išilginės vertikalios pertvaros perduoda tik vertikalias ir išilgines (x ašimi) apkrovas;
- Išilginės horizontalios pertvaros perduoda tik vertikalias ir skersines (y ašimi) apkrovas.
- Papildomos apkrovos, žinomos pagal konstrukcinio projekto dalies informaciją, suvedamos kaip atskiri masės elementai sąlyčio su konstrukcija vietose.

Suvedėme reikalingus duomenis į BEM programą. Kad pasiaiškint koku būdu tai buvo atlikta paanalizavome vieną pavyzdį. Tam pasirinkome vairinės denio segmentą (4.1.3 pav.) esantį tarp 7 ir 21 španhautų bei pertvarų sudarančių uždara kontūrą (4.2.2 pav. ir 4.2.3 pav.)



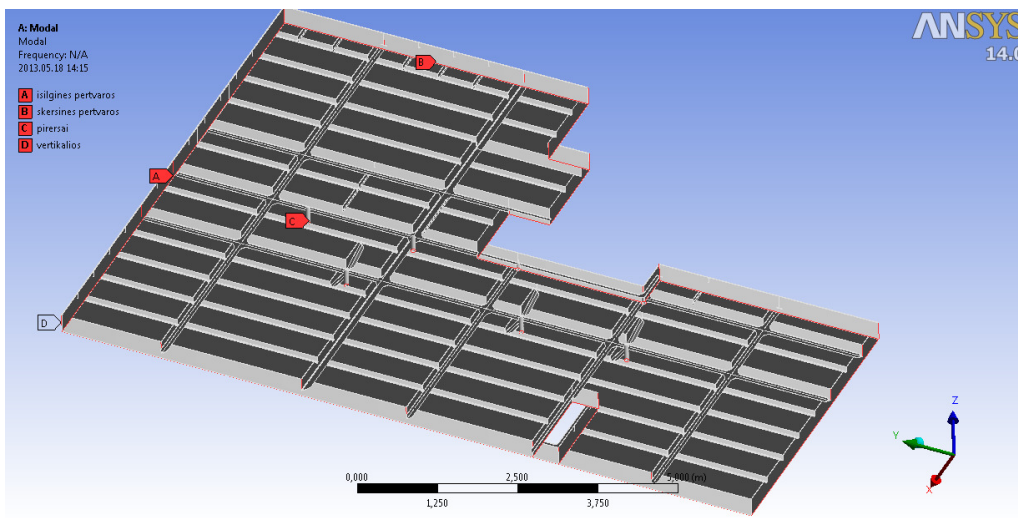
4.2.2 pav. Tiriama modelio denio kontūras (pažymėtas mėlyna spalva)



4.2.3 pav. Tiriama modelio denio segmentas

Sudarytas denio segmentas „Autocad“ programoje importuojamas į „Ansys Workbench“ programą, kur, kaip minėjome, užduodamos medžiagos savybės bei sudaromas tinkliukas. Tolimesniame etape pagal užsiduotas sąlygas suvedami atraminių taškų įtvirtinimai (4.2.4 pav.),

išilginės vertikalios pertvaros tvirtinamos išilginėje vertikaloje plokštumoje, skersinės - atitinkamai taip pat skersinėje vertikaloje plokštumoje, pilersai - vertikaloje (savo ašyje), rėminiai elementai - taip pat savo plokštumoje.



4.2.4 pav. Modelio atraminių taškų įtvirtinimas (pažymėti raudona spalva)

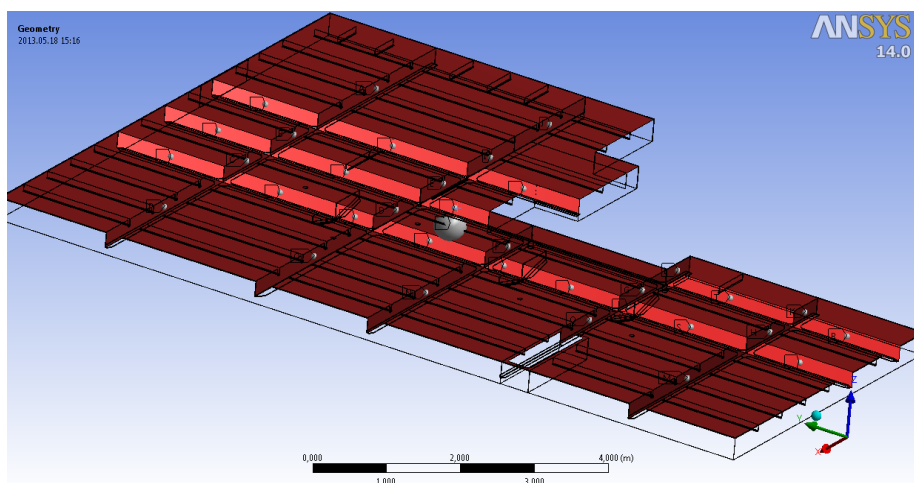
Suvedinėjant papildomas apkrovas ant denio galima pasinaudoti "point mass" funkcija, kurios pagalba ant bet kurio paviršiaus, taško ar kraštinės galima uždėti paskirstytą ar koncentruotą masę, arba galima įvesti kaip atskirą elementą su tam tikrais ryšiais su deniu.

Pagal užsiduotas sąlygas denio paviršiui suteikiama papildoma 50 kg/m^2 išskirstyta masė:

Tiriama denio plotas $A=74.6 \text{ m}^2$, išskirstytos masės suma gaunasi 3730 kg ;

Bei rėminiams elementams suteikiama 120 kg/m^2 išskirstyta masė:

Kadangi pagal Klasifikacinių bendrovių priimtą praktiką, rėminių elementų stiprumas yra skaičiuojamas kartu su vienos špacijos denio segmentu, tai ir mūsų atveju apkrova išskirstoma vienos špacijos plote. Mūsų tiriamo laivo špacijos ilgis $L=600\text{mm}$, tai metro ilgio rėminis elementas turi būti apkraunamas $120 \text{ kg/m}^2 \cdot 0,6\text{m}=72 \text{ kg/m}$ mase. Apkrova užduodama tokiu pat būdu kaip denio lakštui (4.2.5 pav.).



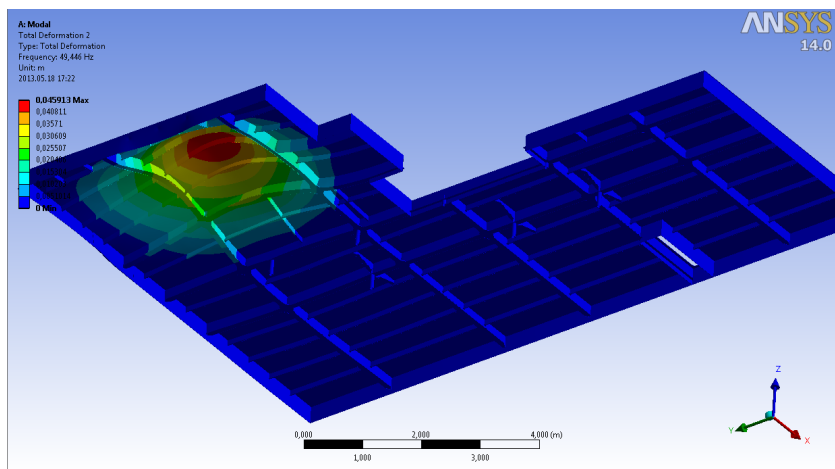
4.2.5 pav. Modelio apkrovų įvertinimas

Įprastai konstrukcinio projektavimo eigoje jau yra žinoma projektuojamo laivo įranga, jų masės gabaritai ir montavimo pozicija laive. Todėl didesnės masės įrangą, vibracijos tyrime, būtų galima tiksliai įvertinti.

4.3 Tiriamų konstrukcijų savųjų dažnių skaičiavimas

Tiksliai įvertinta elementų masė, apkrovos, konstrukcijos geometrija bei atlikti skaičiavimai baigtinių elementų metodu, skaičiavimų rezultatus priartina prie realių konstrukcijų savųjų dažnių reikšmių.

Sudėjus visas atramas bei apkrovas, tolimesnis etapas - savųjų konstrukcijos dažnių skaičiavimas. Programa automatiškai paskaičiuoja, konstrukcijų savuosius dažnius bei vizualiai tai parodo ant egzistuojančios tiriamos konstrukcijos. Žemiau pavaizduotame paveikslėlyje matoma gauta virpesių forma bei dažnis $f=49,4$ Hz (4.3.6 pav.).



4.3.6 pav. Modelio savųjų dažnių pirmą virpesių forma. $f=49,4$ Hz

Palyginus gautą rezultatą su 4.3 lentelėje paskaičiuotomis reikšmėmis, matome, kad konstrukcijos savieji dažniai nepatenka į žadinančių dažnių ribas. Taigi šiomis sąlygomis konstrukcija nerezonuos.

4.4 Tiriamos konstrukcijos eksperimentas

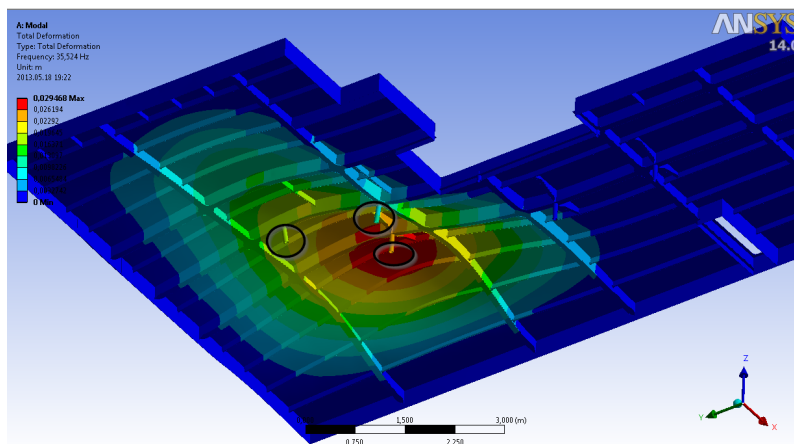
Tam kad patikrinti prie kokių sąlygų tiriama konstrukcija gali pradėti rezonuoti, atlikome eksperimentą. Pagal mechaninės sistemos savųjų virpesių dažnio lygtį (1.2), vibracijos dažnis priklauso nuo konstrukcijos standumo ir atvirkščiai proporcingas masei.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.2)$$

Tai yra tam, kad gauti kitokį ar pakeisti esamą tiriamo objekto savąjį dažnį, užtenka pakeisti vieną iš šių dydžių - masę arba standumą.

Eksperimentui pasinaudojome jau nagrinėto 4.2 skyriuje modeliu. Pagal gautą rezultatą $f=49,4\text{Hz}$ ir 4.3 lentelę matome, kad artimiausia žadinančių dažnių reikšmė yra 35Hz (įvertinus 5% skaičiavimų paklaidą). Norint nagrinėjamo objekto savuosius dažnius sumažinti, reikia susilpninti konstrukcijos standumą arba padidinti konstrukcijos masę.

Sumažiname konstrukcijos standumą pašalindami keletą atraminių pilersų šalia labiausiai pasireiškiančios virpesių formos amplitudės. Tai buvo atlikta „Ansys Workbench“ programoje pašalinus minėtų pilersų atraminius ryšius nagrinėtus 4.2 skyriuje. Paveikslėlyje žemiau (4.4.1 pav.) matome pažymėtus pilersus, kuriems buvo panaikintas atraminis ryšys ir taip pat matome grafiškai kaip pakito konstrukcijos virpesių forma. Žinant poslinkio (amplitudės) bei virpesių dažnio sąryšį tam pačiam tiriamam elementui, pastebime, kad dažnis sumažėjo padidėjus amplitudei, ką ir pažymi gautas mažesnis rezultatas $f=35,5\text{ Hz}$.



4.4.1 pav. Susilpnintos konstrukcijos savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=35,5\text{ Hz}$

Matome, kad šiuo atveju konstrukcija turi tikimybę rezonuoti dėl žadinančių virpesių sklindančių iš pagrindinio variklio alkūninio veleno disbalanso trečios harmonikos. Tačiau čia dar yra vienas neįvertintas faktorius, nagrinėtas literatūros apžvalgoje - medžiagos slopinimas. Priklausomai koku atstumu ir per kokius ryšius (kiek nuslopinamos dinaminės virpesių jėgos) perduodama žadinančio šaltinio virpesiai ir kokio dydžio yra žadinančio šaltinio virpesių dinaminės jėgos, žadinantys virpesiai gali ir iš viso nepasiekti tiriamos konstrukcijos (gali nuslopti pakeliui), tačiau lygiai taip pat gali veikti ją pilnu pajėgumu. Norint tai įvertinti BEM metodu, reikia atlikti viso komplekso tyrimą, į kurį turėtų būti įtrauktos visos tarp tų dviejų taškų veikiančios sąlygos kaip: visa konstrukcija, visos galimos apkrovos, dinaminės vibracijų jėgos ir kita informacija, kurios kai kuriais atvejais nėra lengva išgauti. Taip pat tam gali prireikti ypatingų kompiuterio resursų bei ypatingai didelio darbo indėlio. Tokie tyrimai labiau būtų aktualūs tiriant globalią viso laivo vibraciją (kuri buvo apžvelgiama 2 skyriuje).

Todėl rekomenduojama papildomai nei reikalaujama pagal ISO 6954 standartą ištirti konstrukcijas, esančias šalia vibracijos šaltinio. Kaip dėl žmogaus komforto taip ir dėl konstrukcijų nuovargio keliamų problemų.

V. REZULTATŲ Palyginimas su Natūriniais Matavimais

5.1 Natūriniai matavimai

Siekiant įsitikinti BEM atliekamų skaičiavimų, tiriamu metodu, tikslumu buvo atlikti vibracijos natūriniai matavimai analizuojamame laive.

Matavimo įranga. Matavimus atlikome pasinaudoję virpesių pagreičio matavimo keitiklio (5.1 pav.) (akselerometro) pagalba, kurio siunčiamas analoginis signalas buvo konvertuojamas į skaitmeninį konverterio pagalba bei integruojamas vibracijų analizatoriaus (kompiuterio) pagalba. Matavimams buvo panaudotas A4400 - VA4Pro, keturių kanalų, signalų analizatorius / registratorius. Šio įrenginio pagalba pagreitis buvo integruojamas norint išgauti Greitos Furje Transformacijos (arba FFT) spektrą rodantį greičio priklausomybę nuo dažnio. Matuoti virpesių greitį rekomenduojama esant virpesių dažniui 5-100 Hz diapazone.



5.1 pav. Akselerometras pritvirtintas prie tiriamos konstrukcijos

Matavimo eiga. Matavimai buvo atlikti laivui esant pilnai surinktame, stovint vandenyje prie krantinės. Pačiame laive tuo metu jau buvo pajungta visa įranga. Todėl vibracijos matavimuose be natūrinių laivo konstrukcijų virpesių matavimo įranga buvo fiksuojami ir elektros įrangos žadinantys virpesiai.

Matavimai buvo atlikti smūginio metodu (arba kitaip vadinamu "Bump testu"), kurį aptarinėjome pirmajame skyriuje, tai yra tiriamam objektui sudavus smūgį, jis pradėdavo vibruoti savaisiais dažniais, kuriuos ir išmatavome.

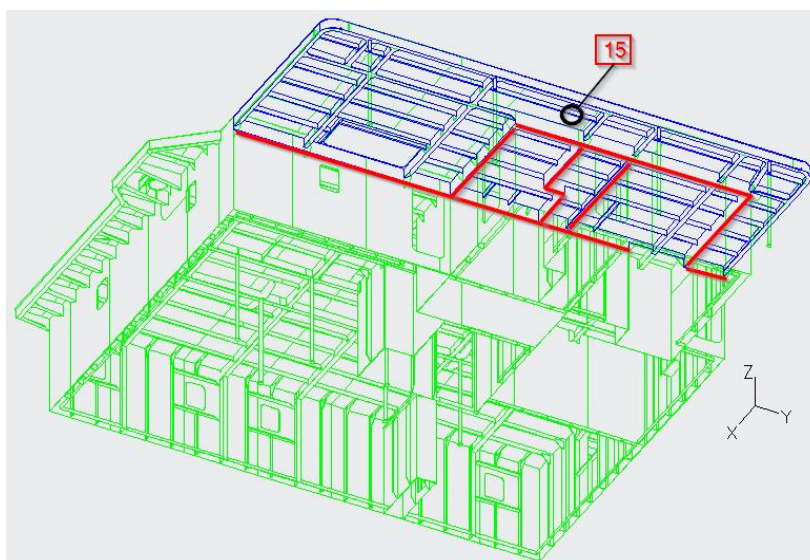
Prieš atliekant matavimus, kompiuteris buvo nustatytas fiksuoti nuo 10 iki 800 Hz dažnių diapazoną. Matavimo tikslumas - 0.5 Hz. Vieno matavimo laikas - 4 sekundės. Nustačius

analizatoriaus parametrus, akcelerometras buvo pritvirtinamas magneto pagalba prie tiriamos konstrukcijos apytikslio geometrinio centro, kur galėjo labiausiai reikštis vibracijų poslinkis. Pagal ISO standartų reikalavimus turi būti tiriami tik gyvenamų patalpų deniai. Remiantis gera jūrine praktika rekomenduojama taip pat ištirti ir visas pagrindines mašinų skyrių ribojančias pertvaras bei denius su platformomis. Vibracijų matavimo vieta, tuo atveju, pasirenkama atsižvelgiant į bendrą patalpos pertvarų išdėstymą.

Kiekvienoje vietoje matavimai buvo atliekami po du kartus. Vieną kartą fiksuojami virpesiai be smūgio (5.2.2 ir 5.2.3 pav.) antrą kartą po smūgio (5.2.4 ir 5.2.5 pav.). Tai atliekama tam, kad po to būtų galima palyginti gautus rezultatus. Atlikus matavimus, analizatorius kiekvienam matavimui sudarydavo po du atskirus virpesių grafikus : greičio - dažnio FFT spektrą (5.2.3 ir 5.2.5 pav.), bei greičio - laiko grafiko (5.2.2 ir 5.2.4 pav.) priklausomybes. Matavimų numeraciją pagal poziciją laive matome 4.1 ir 4.2 paveiksluose.

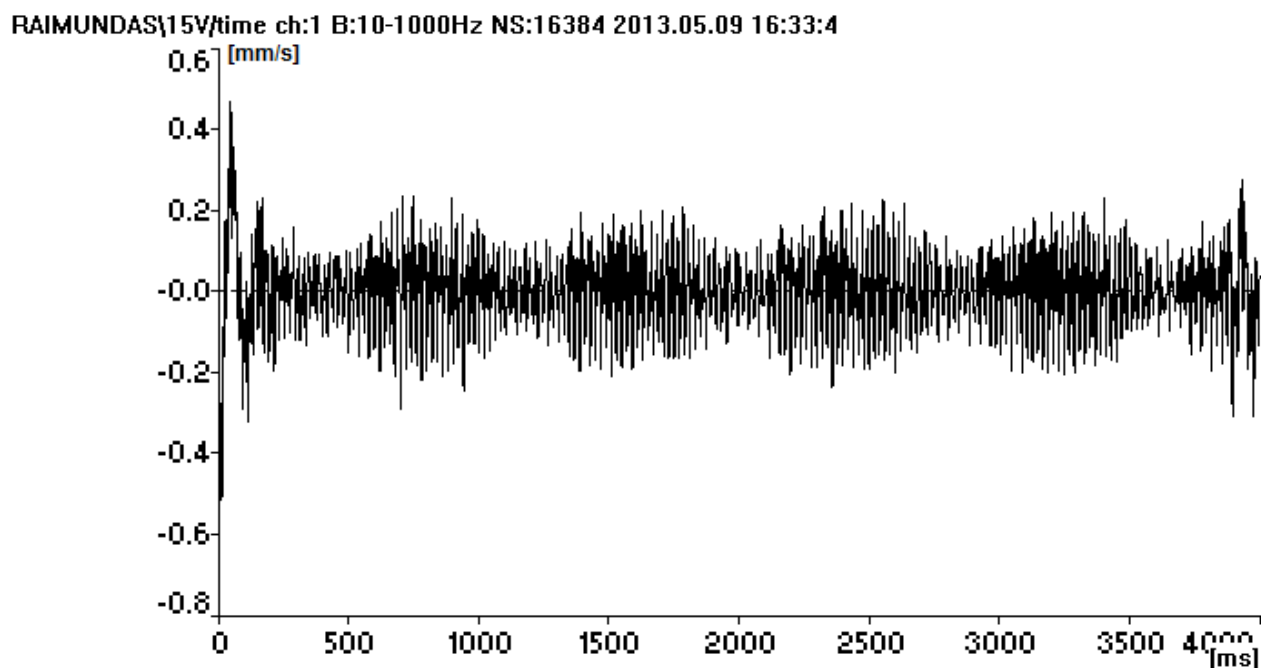
5.2 Matavimų palyginimas su BEM skaičiavimais

Panagrinėsime 15 numeriu pažymėtą poziciją (4.2 ir 5.2.1 pav.), esančią vairinės denyje. Ši denio dalis yra konsolės tipo platforma į galą nuo septinto španhauto, paremta keliomis tarpinėmis pertvaromis bei galinėje kraštinėje - pilersais. Jau nagrinėtu metodu buvo atkurtas šios pertvaros modelis (5.2.1 pav. mėlyna spalva, raudona spalva - laikančios pertvaros) bei suvesti duomenys su atitinkamomis sąlygomis į „Ansys Workbench“ programą. Reikia pabrėžti, kad ši denio dalis nėra apkrauta papildomomis masėmis kaip gyvenamų patalpų deniai, todėl skaičiavimuose išskirstytos masės taip pat neįtraukėme. Šis variantas taip pat leidžia tiksliau įvertinti esamą tikrą situaciją.

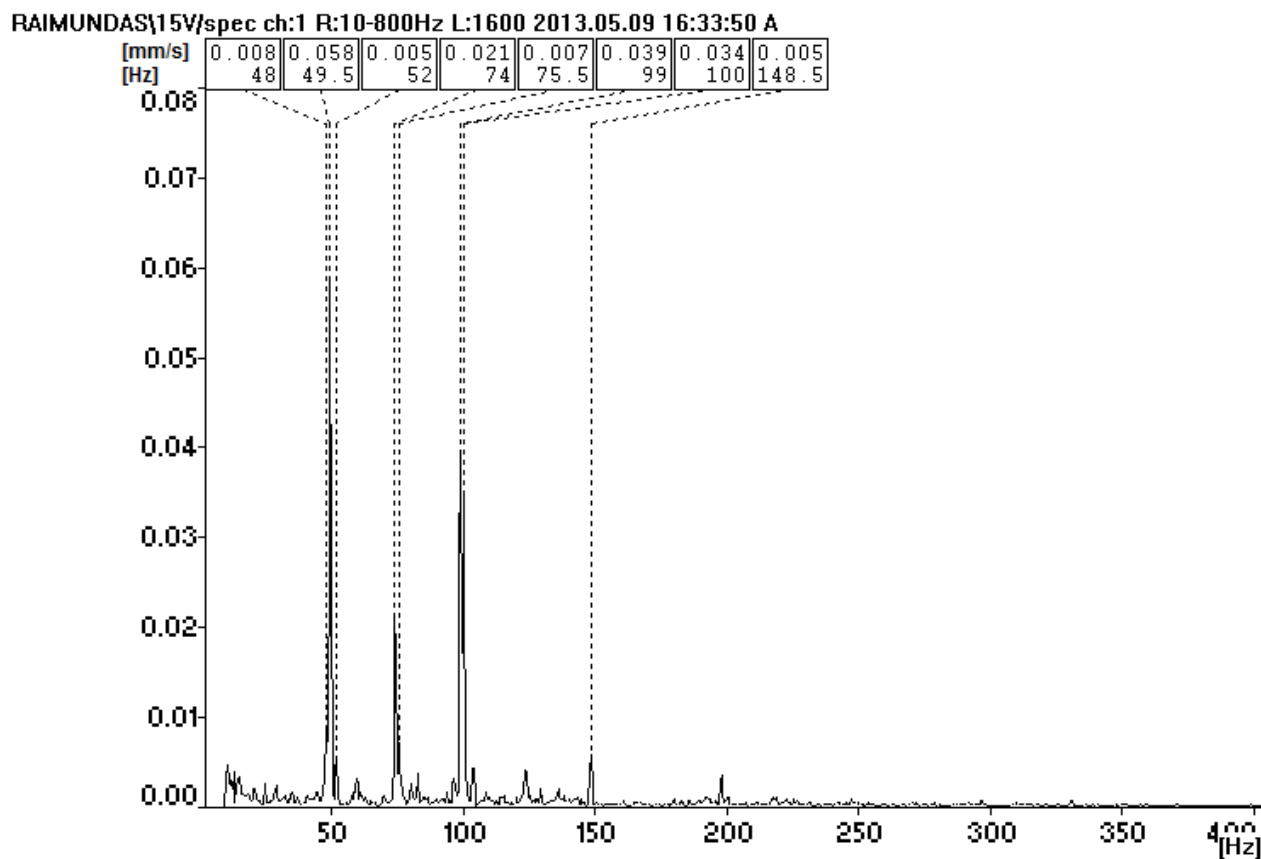


5.2.1 pav. Vairinės denyje galinė platforma

Atlikus matavimus gavome rezultatus (6.2.2-5 pav.):

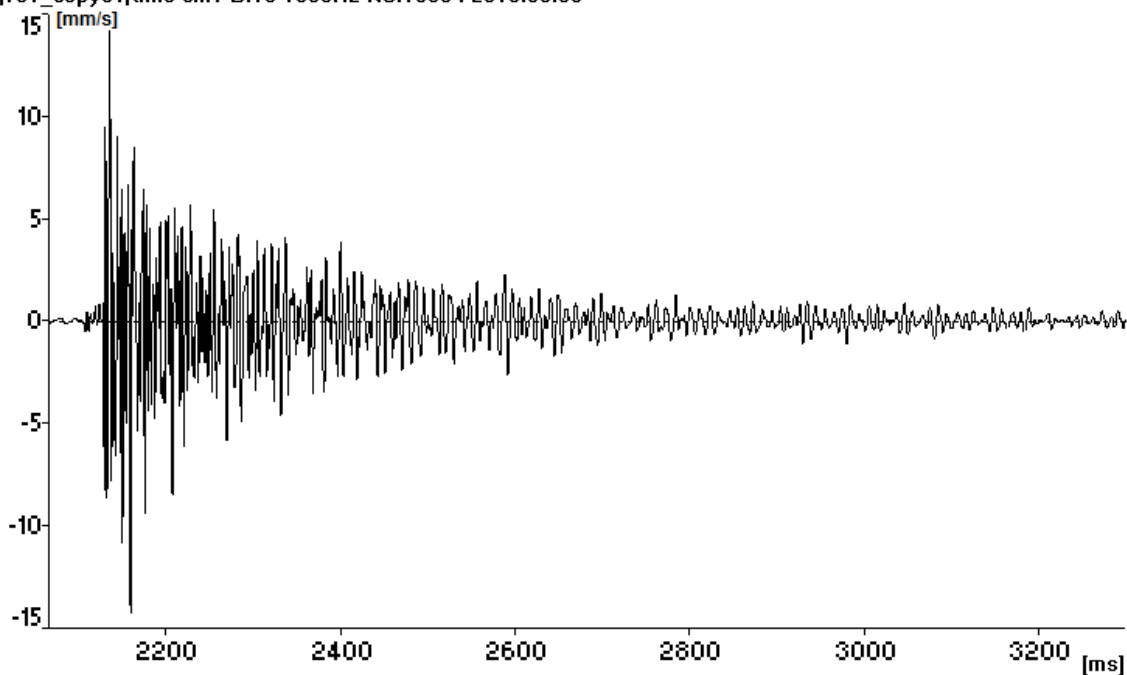


5.2.2 pav. Virpesių greičio-laiko grafikas 15-ame taške prieš bandymą



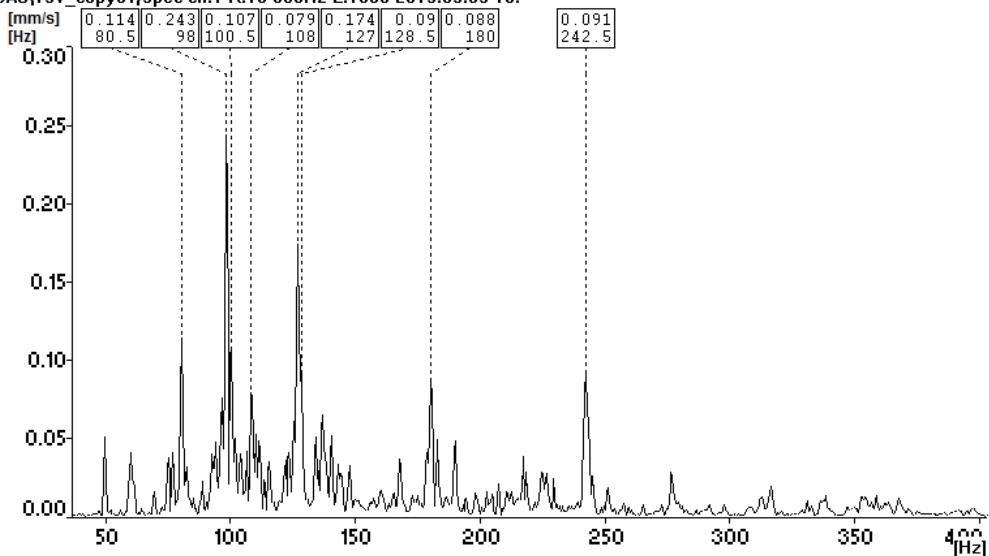
5.2.3 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 15-ame taške prieš bandymą

RAIMUNDAS\15V_copy01/time ch:1 B:10-1000Hz NS:16384 2013.05.09



5.2.4 pav. Virpesių greičio-laiko grafikas 15-ame taške per bandymą

RAIMUNDAS\15V_copy01/spec ch:1 R:10-800Hz L:1600 2013.05.09 16:



5.2.5 pav. Virpesių greičio-dažnio spektras 15-ame taške per bandymą

Pirmo matavimo metu prieš darant „bump“ testą 5.2.2 pav. matome užfiksuotą virpesių greičio spektrą laiko atžvilgiu. Galima pastebėti, kad užfiksuoti parametrai sudaryti iš daugybės mažų skirtingų greičių, palyginus su 5.2.4 pav. matomais kelių didesnio masto tolygiai slopstančių greičių. Lygiai taip pat galima pastebėti, kad greičių - dažnių FFT spektro grafikai (5.2.3 ir 5.2.5 pav.) atitinkamai prieš ir po bandymo turi skirtingas greičių amplitudes. Galima pastebėti, kad

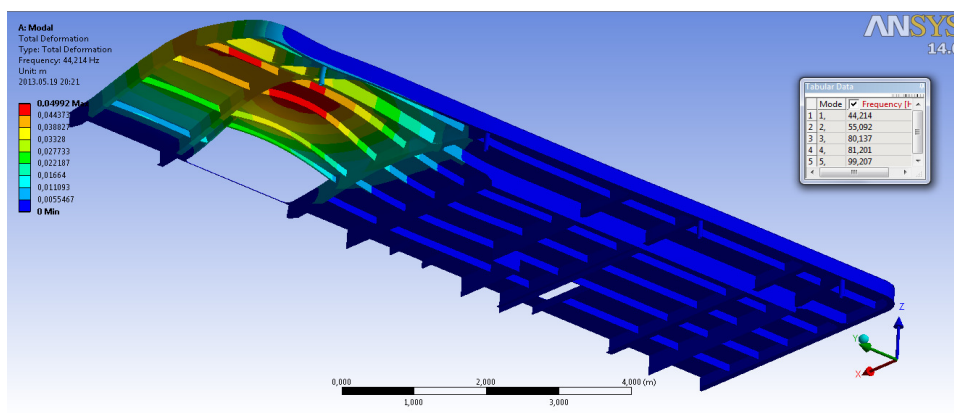
matuojant jau prieš bandymą, buvo fiksuojami ryškesni denio vibracijos dažniai ties 49.5 Hz, 74 Hz ir 99 Hz riba. Bandymo metu 49,5Hz ir 74 Hz dažnių spektras išlieka beveik nepakitęs todėl, kad tai nebuvo konstrukcijos savųjų dažnių reikšmės, o 99 Hz greičio amplitudė išauga nuo 0.039 mm/s iki 0,243 mm/s. Be šių buvusių fiksuotų dažnių dar atsiranda papildomi 60 Hz, 80,5Hz, 100.5Hz, 108Hz, 127Hz ir kitos aukštesnės formos dažniai. Kadangi laive jau buvo pajungta elektroninė įranga, kuri ir galėjo būti fiksuojamų virpesių priežastimi (tikėtina 49,5Hz ir 74 Hz dažniams). Taip pat tai galėjo veikti kaip rezonuojantys virpesių žadintojai, ką parodo 99 Hz dažnio pokytis. Kaip matome pagal rezultatus prieš matavimą ir per matavimą, ši vertė smarkiai pakinta. Po smūgio matavimuose išryškėję greičių pikai, tai ir yra konstrukcijos savųjų dažnių virpesių dažniai.

Atlikus skaičiavimus „Ansys Workbench“ programa buvo gauti sekantys savųjų dažnių rezultatai (5.2.6-10 pav.): 44.2 Hz, 55.1 Hz, 80.14 Hz, 81.2 Hz, 99.2 Hz, 106.78 Hz, 108.31 Hz, 111.76 Hz, 116.04 Hz ir 124.49 Hz. Kaip matome matavimų bei skaičiavimų rezultatai sutapo matavimų paklaidų ribose arba yra labai artimi. BEM programa, kaip matome, paskaičiavo ir daugiau savųjų dažnių formų, kurių matomai nepavyko užfiksuoti matavimo eigoje. Analizės virpesių formos paveikslėliuose, galima pastebėti, kad virpesiai pagrinde reiškiasi denio šoninėse pozicijose, o matavimus atlikome ties denio viduriu. Tai galėjo turėti įtakos, kad kai kurie rezultatai nebuvo užfiksuoti matavimo įranga. Tačiau kiti rezultatai rodo gerus rezultatus (5.2.1. lent.).

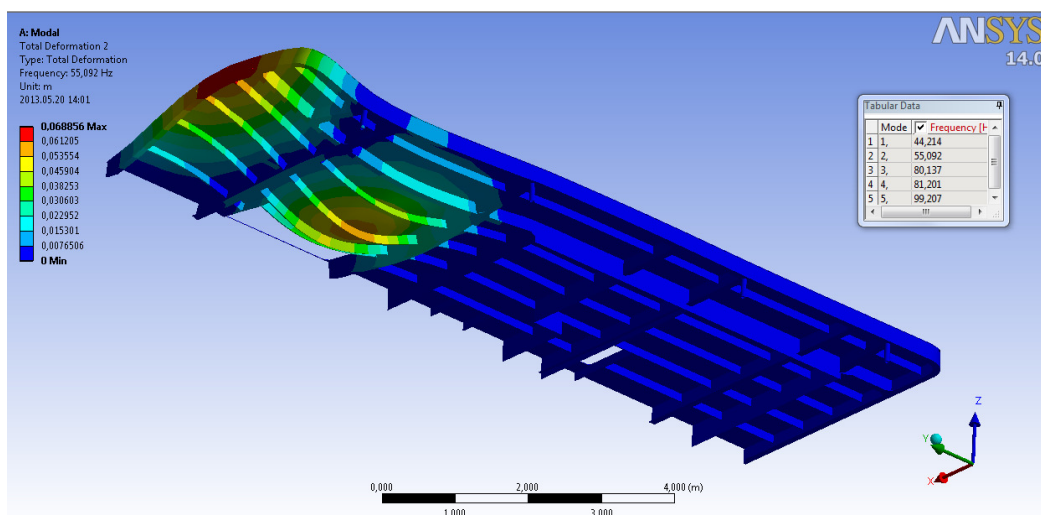
Atlikus pakartotinį matavimą, labiausiai rezonuojančioje vietoje pagal BEM rezultatus, buvo išmatuota ir pirma virpesių forma 43 Hz.

5.2.1 lentelė. Matavimų bei skaičiavimų palyginimas

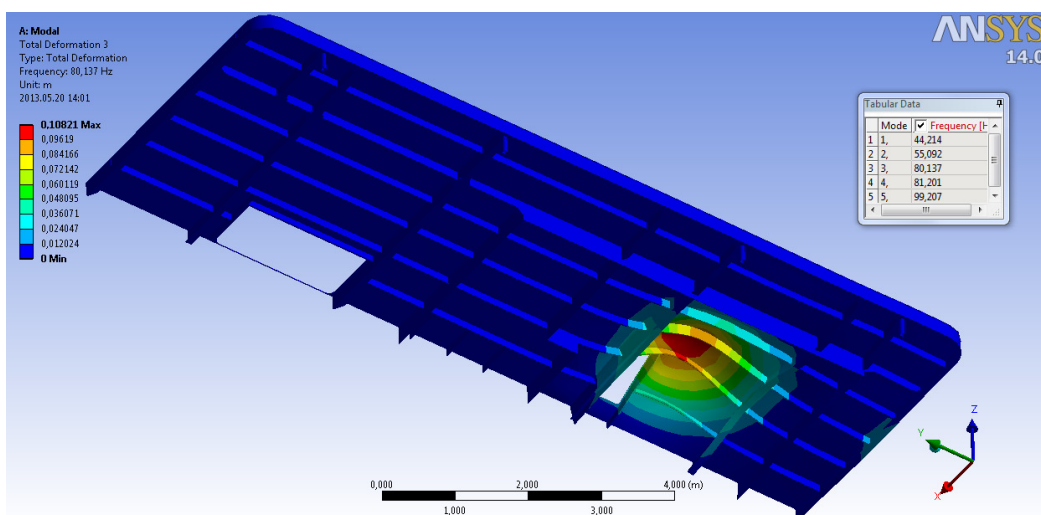
Matavimų rezultatas, Hz	Skaičiavimų rezultatas, Hz	Skirtumas %
43	44,20	-2,79
60,00	55,10	8,17
80,50	80,14	0,45
100,50	99,20	1,29
108,00	108,31	-0,29
127,00	124,49	1,98



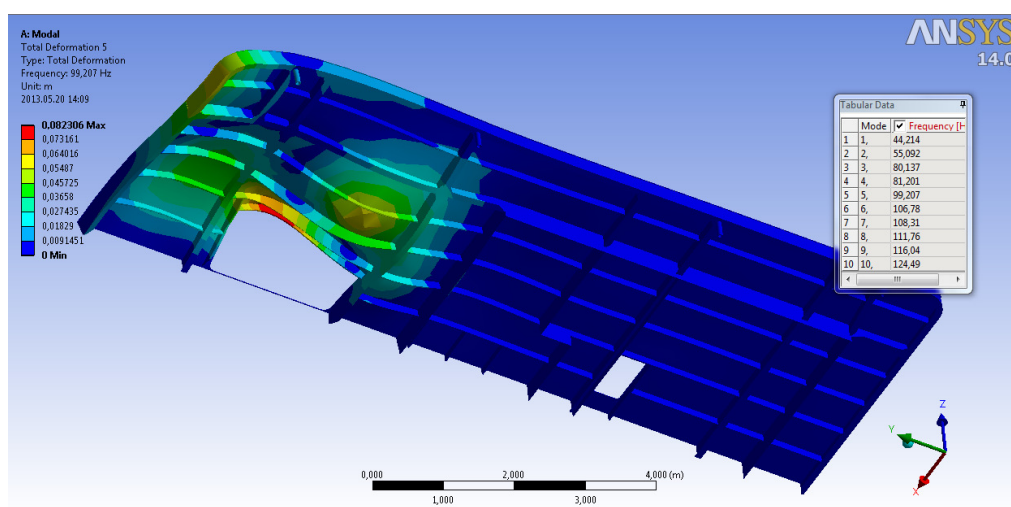
5.2.6 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=44,2$ Hz



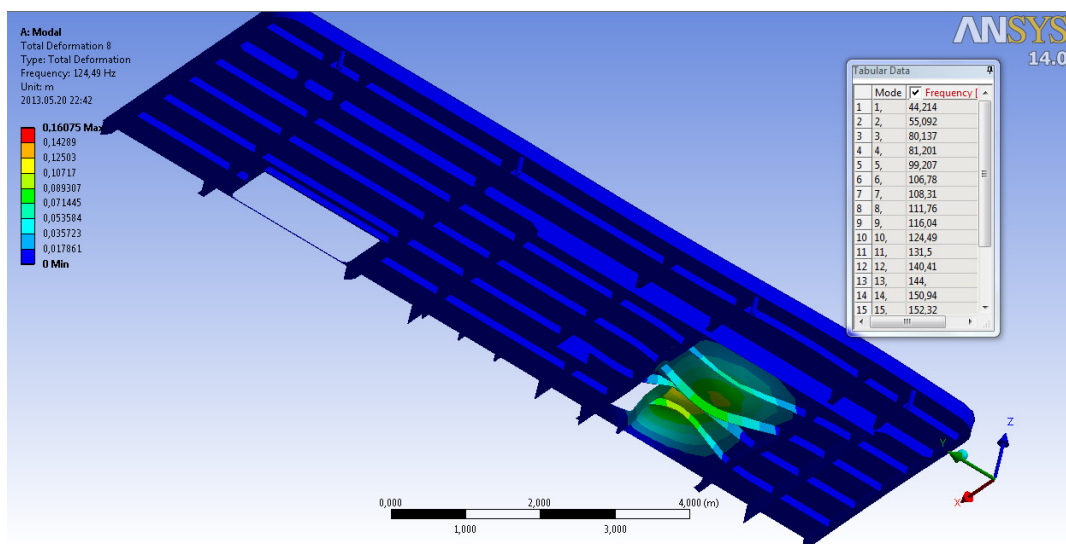
5.2.7 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma. $f_2=55,1$ Hz



5.2.8 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_2=80,1$ Hz



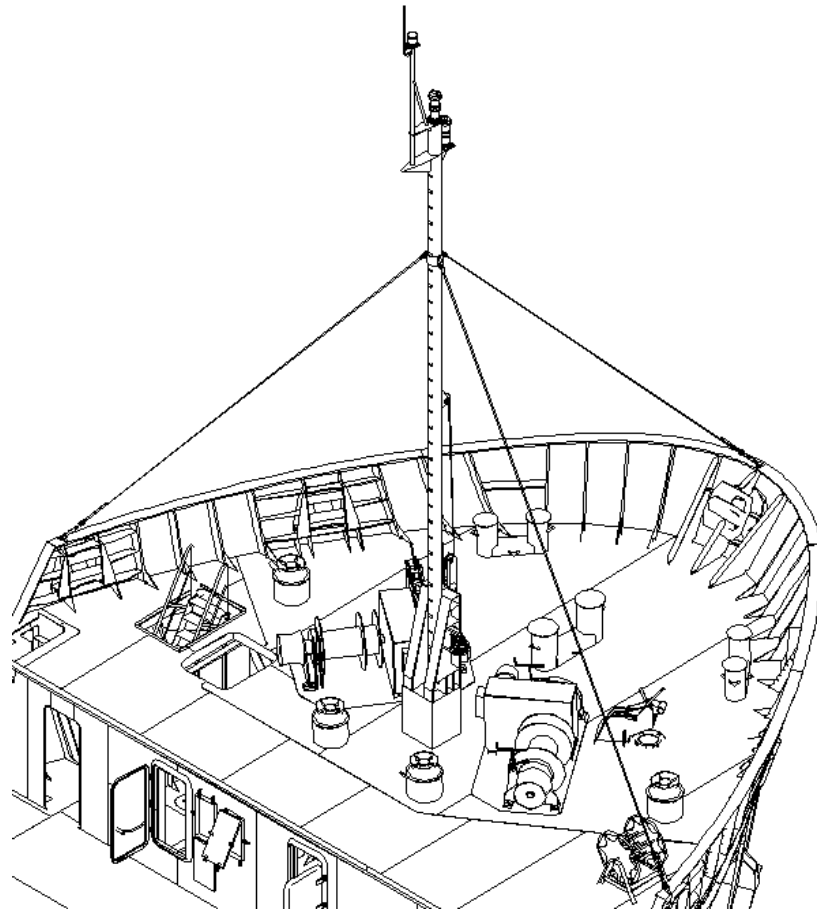
5.2.9 pav. Modelio savųjų dažnių penkta virpesių forma. $f_5=99,2$ Hz



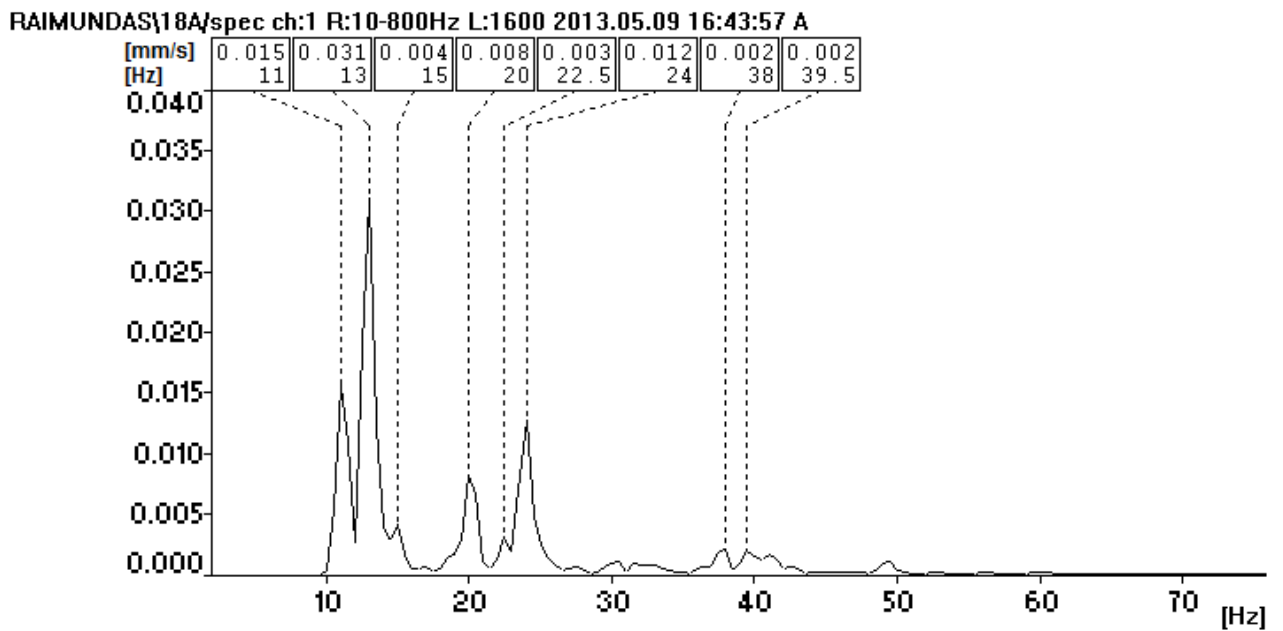
5.2.10 pav. Modelio savųjų dažnių dešimta virpesių forma. $f_{10}=124,49$ Hz

Taigi, matavimai patvirtino skaičiavimų teisingumą, o BEM programa vizualinė sprendimų informacija, parodo kurias konstrukcines vietas reikia stiprint ar kitokiu būdu spręsti, vibracijos problemos vietą.

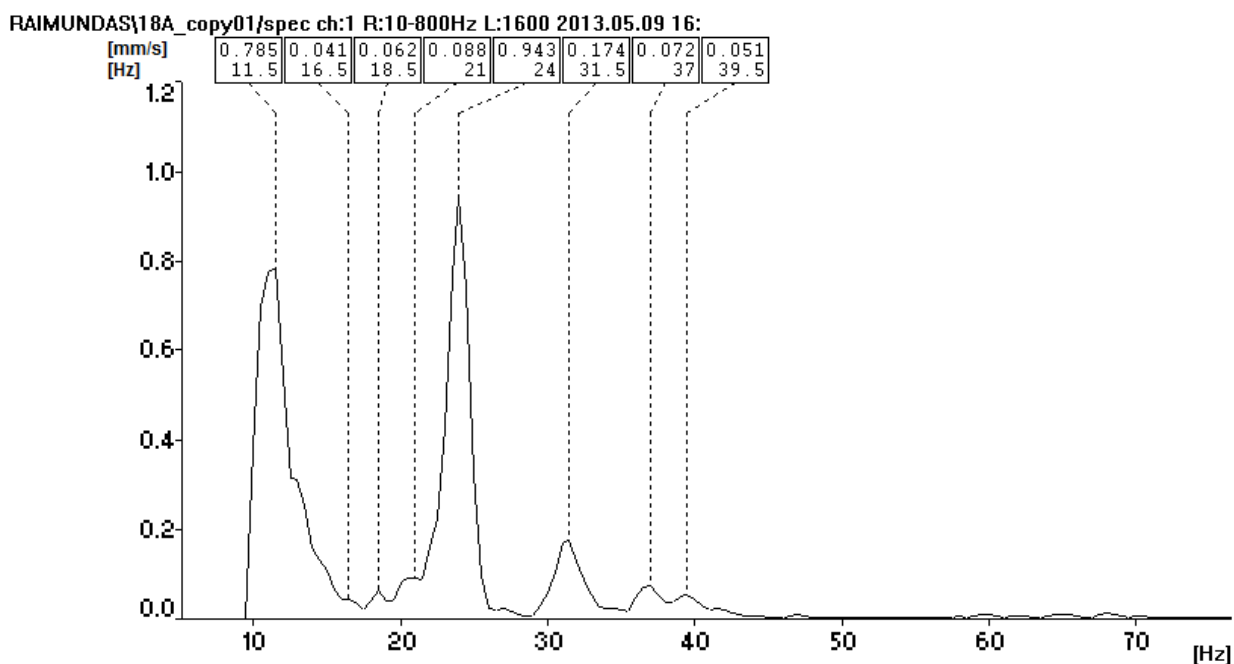
Panagrinėsime sekantį laivo elementą labai aktualų ir dažnai turintį problemų susijusių su vibracija - navigacinį stiebą (5.2.11 pav.). Dažnai pasireiškiančios vibracijos navigaciniuose stiebuose gali sukelti navigacinių lempų, radarų, garsinės, apšvietimo ar kokios kitos sistemos sutrikimus, kas gali sukelti rimtų pasekmių. Išanalizavus stiebų vibracijų savuosius dažnius, palyginus su žadinančių dažnių reikšmėmis, galima išvengti minėtų nesklandumų, naudojantis standumo ar masės keitimo priemonių. Būtina pažymėti tai, kad navigacinių stiebų savieji dažniai pasireiškia mažesnėse vertėse. Todėl šiuo atveju reikėtų atkreipti dėmesį ir į kitus virpesių žadintojus, tokius kaip bangavimas bei vėjas. Kai kuriais atvejais gali turėti įtakos net garsinės sirenos, jei jų išduodamo signalo stiprumas būtų pakankamai stiprus, tai gali taip pat sukelti rezonansą aukštame dažnių diapazone. Tokio tipo sąlygas reikėtų spręsti harmoninių vibracijų tyrimo metodu. Šioje dalyje mes tik palyginome matavimų ir skaičiavimų gautus savųjų dažnių rezultatus.



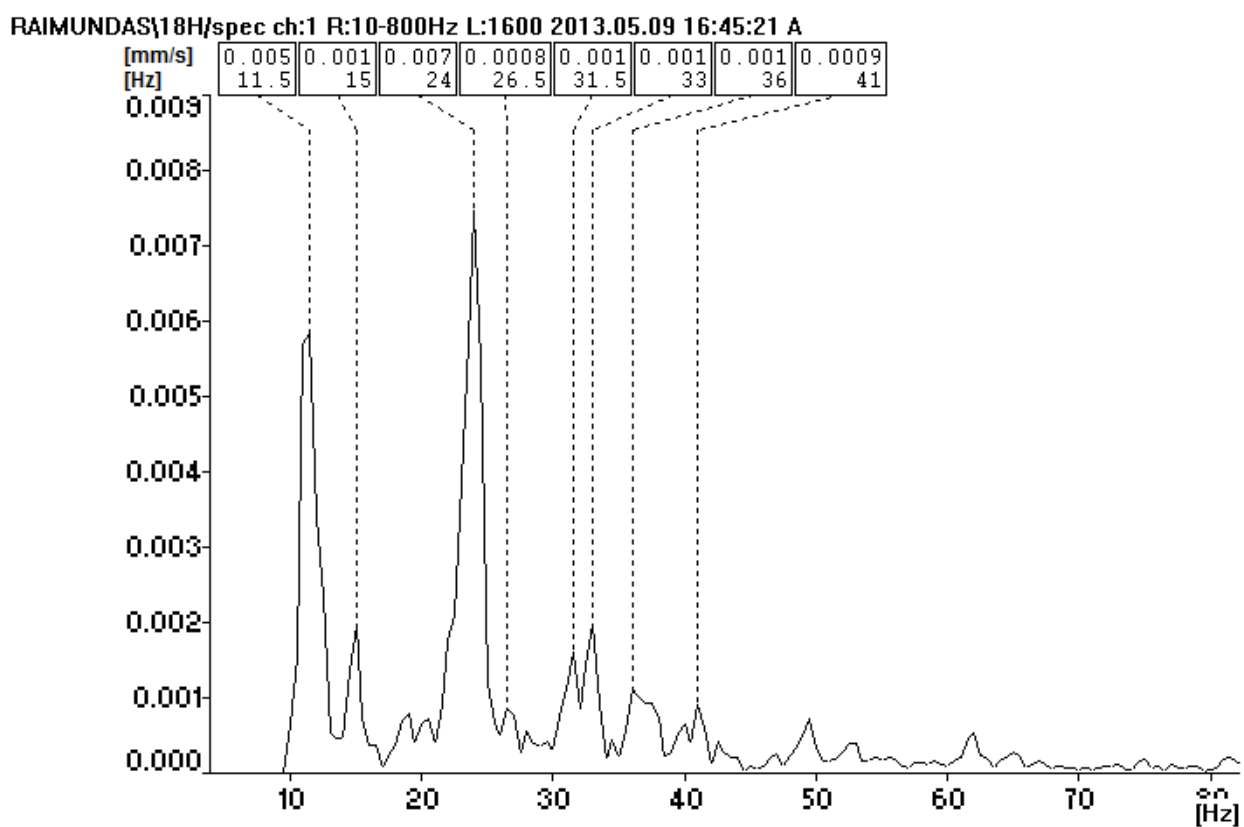
5.2.11 pav. Laivapriekio ir navigacinio stiebo vaizdas.



5.2.12 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, prieš bandymą

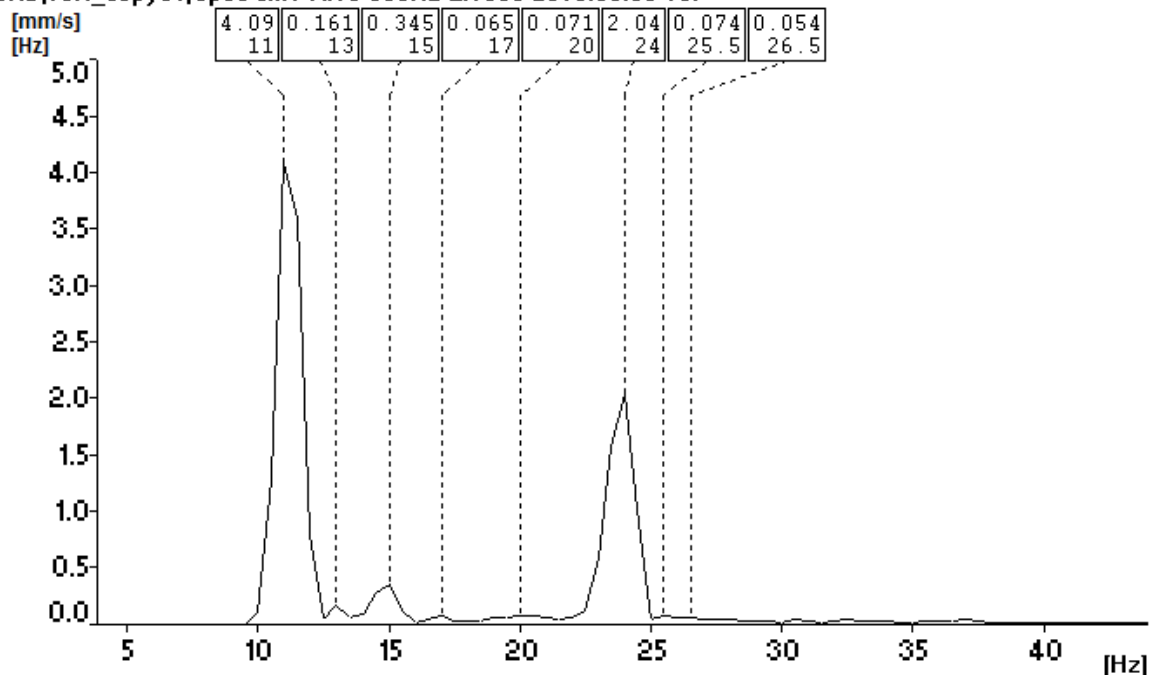


5.2.13 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, per bandymą

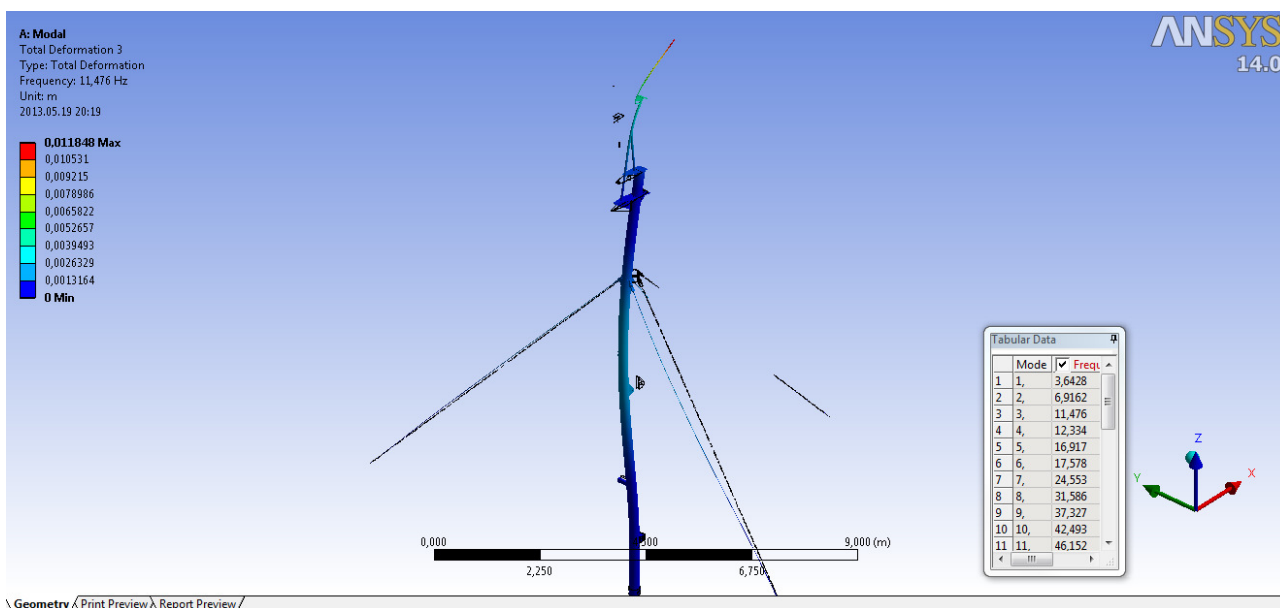


5.2.14 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, skersine kryptimi, prieš bandymą

RAIMUNDAS\18H_copy01/spec ch:1 R:10-800Hz L:1600 2013.05.09 16:



5.2.15 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 18-ame taške, išilgine kryptim, per bandymą



5.2.16 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_3=11,5$ Hz

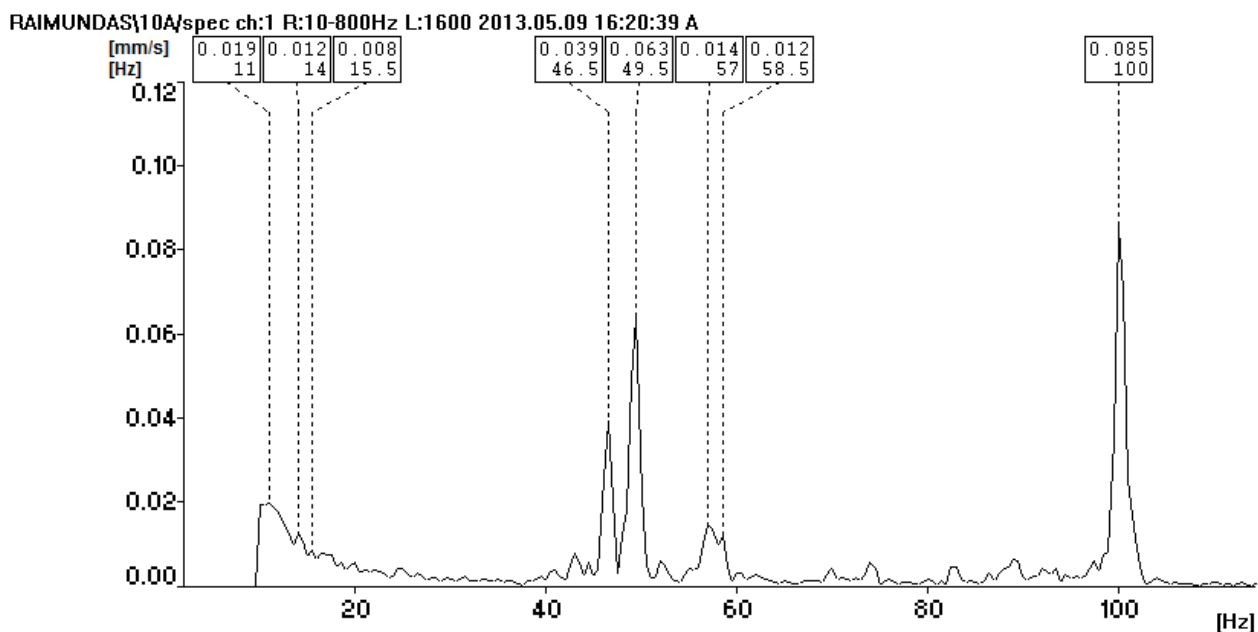
Kaip matome (5.2.12-15 pav.) atlikti skersine bei išilgine kryptimi stiebo savųjų dažnių matavimų rezultatai (gautos reikšmės: 11.5 Hz, 15Hz, 24Hz, 31Hz, 37Hz) atitinka matavimų rezultatus:

5.2.2 lent. Matavimų bei skaičiavimų palyginimas

Matavimų rezultatas, Hz	Skaičiavimų rezultatas, Hz	Skirtumas %
11,50	11,50	0,00
15,00	16,90	-12,67
24,00	24,50	-2,08
31,00	31,50	-1,61
37,00	37,30	-0,81

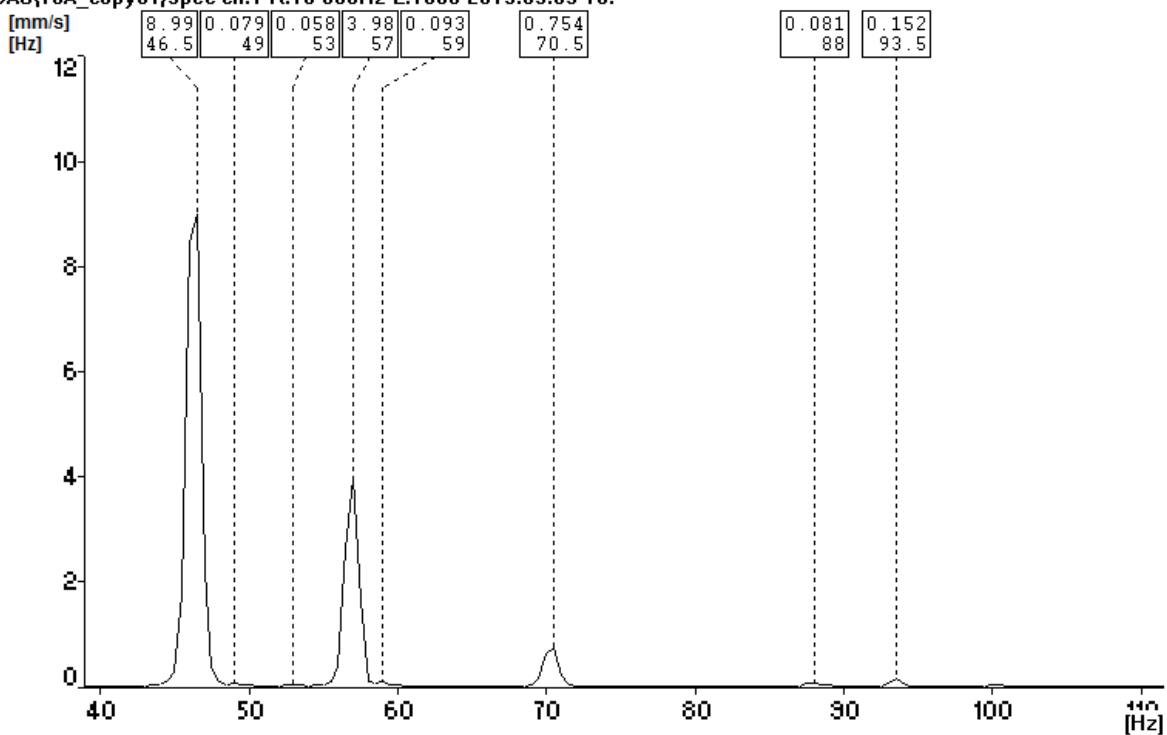
Kaip matome 5.2.2 lentelėje pateiktus palyginimus, daugumos vibracijų formos sutampa įvertinus matavimų 0.5Hz paklaidą. Kadangi, matavimų ribos buvo nuo 10Hz, todėl matavimuose neužfiksuotos pirmosios virpesių formos. Taip pat matavimo metu ant stiebo buvo pastebėta, sumontuota papildoma įranga (garsiakalbis, halogenai, rėjos), kurios šiame skaičiavime detaliai neįvertinome, dėl to galėjome gauti nedidelę paklaidą.

Panagrinėsime 10 numeriu pažymėtą poziciją (4.2 pav.), - vertikalią skersinę pertvarą esančią mašinų skyriuje septintame španhaute, ant platformos esančios 5300mm aukščiau bazinės linijos. Ši pertvara yra tanko dalis. Skaičiavimai (5.2.19-21 pav.) bei matavimai (5.2.17-18 pav.) buvo atlikti tokiu pat metodu. Matavimų rezultatuose matome tris pirmus rezonansų dažnius: 46.5Hz, 57Hz ir 70.5Hz. Pagal skaičiavimus gautos reikšmės primoms trims vibracijų formoms: 187.96Hz, 206.97Hz ir 241.61Hz. Kaip matome šiai vertikaliai pertvarai matavimų bei skaičiavimų duomenys labai skiriasi.

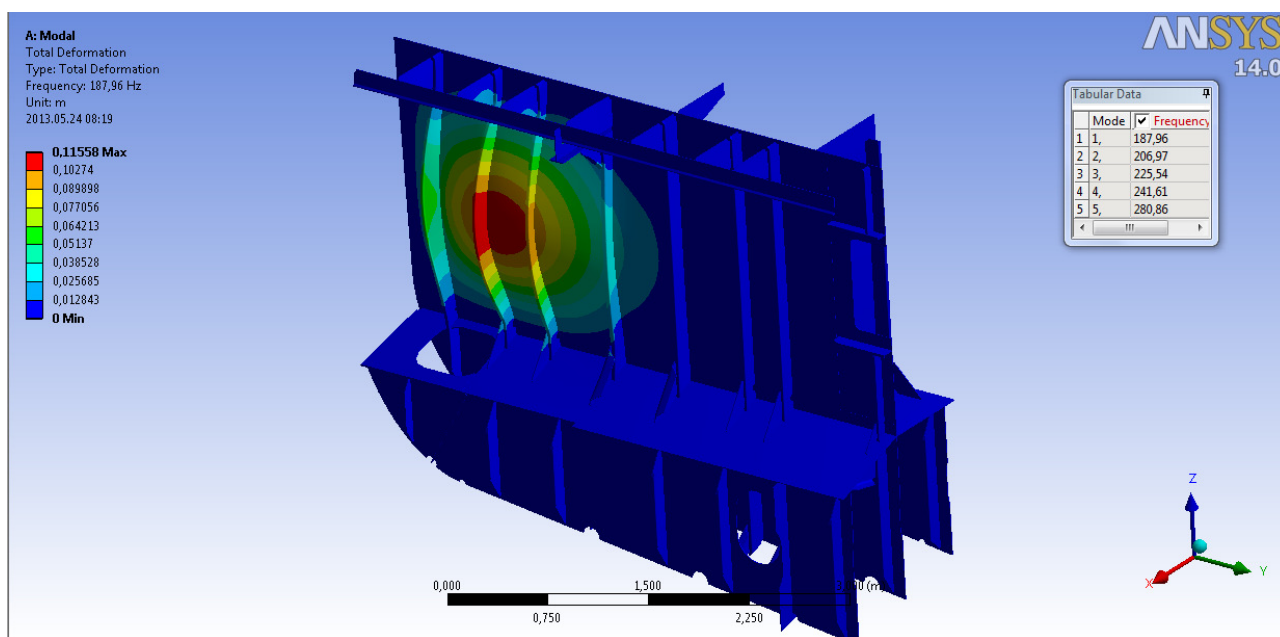


5.2.17 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 10-ame taške, prieš bandymą

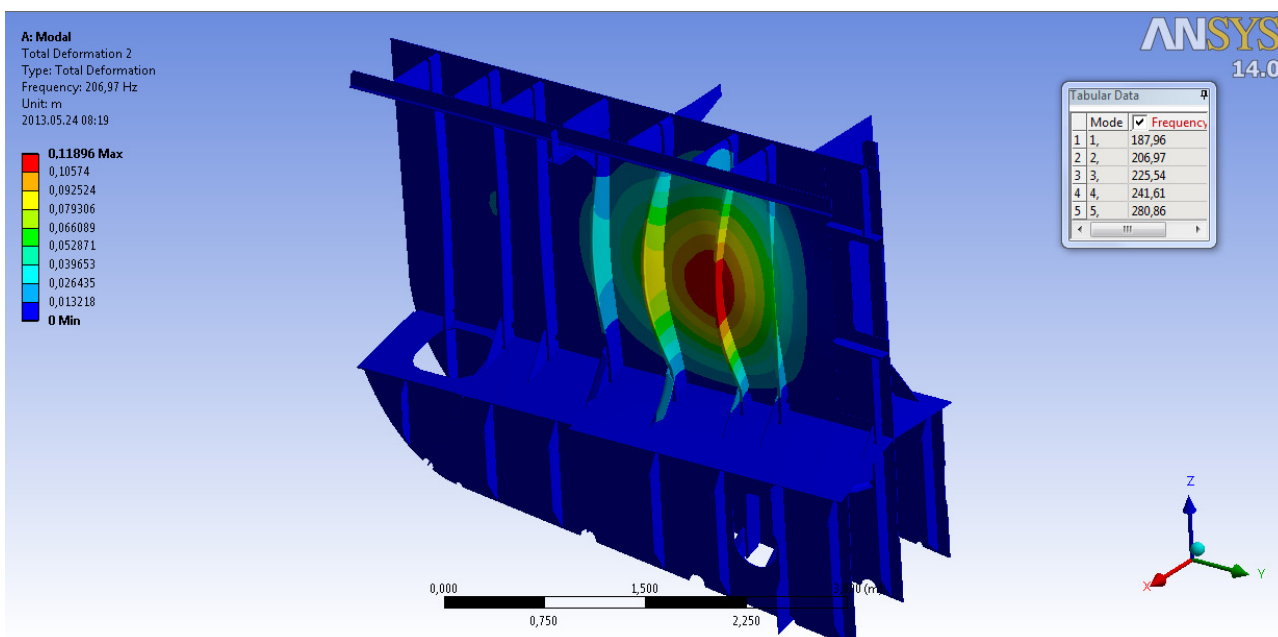
RAIMUNDAS\10A_copy01/spec ch:1 R:10-800Hz L:1600 2013.05.09 16:



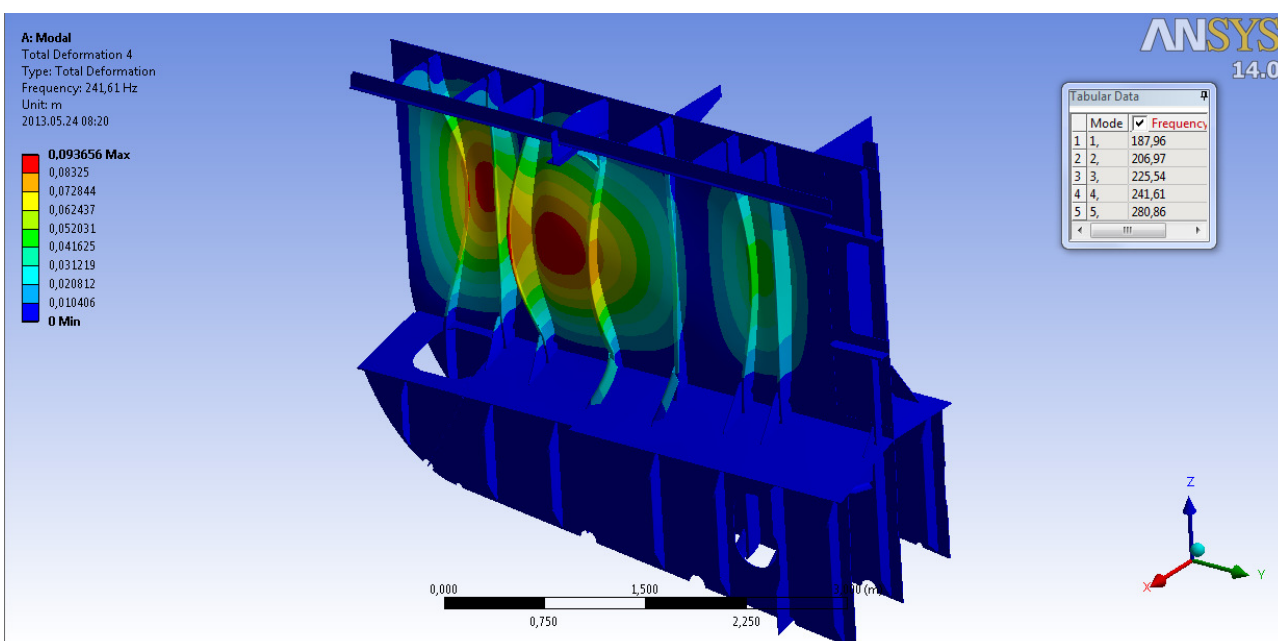
5.2.18 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 10-ame taške, per bandymą



5.2.19 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma. $f_1=188$ Hz



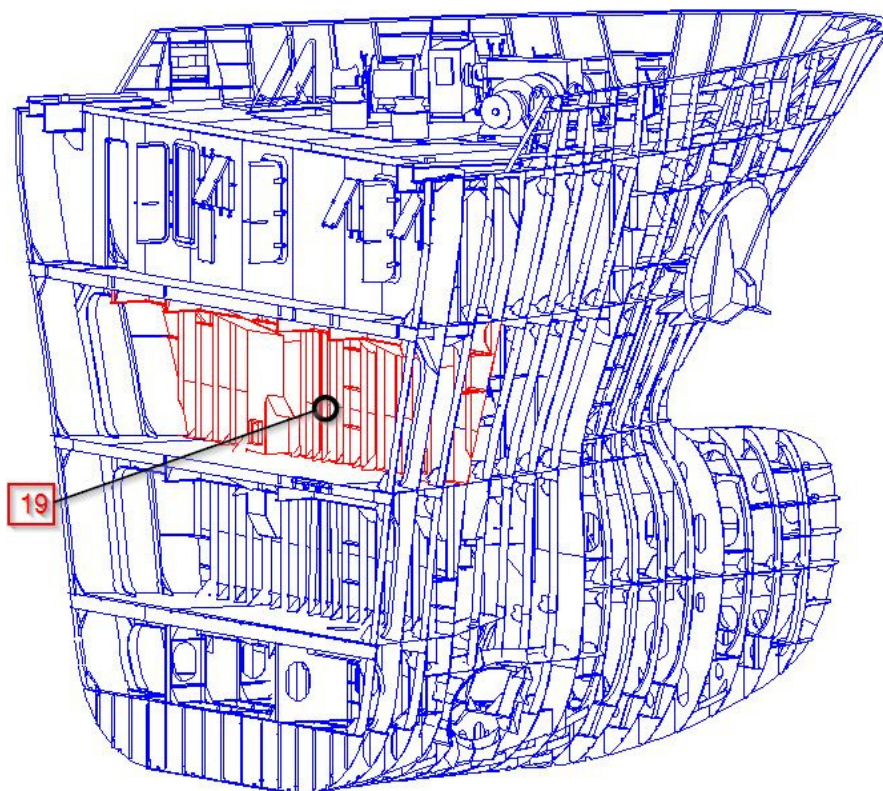
5.2.20 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma. $f_2=207$ Hz



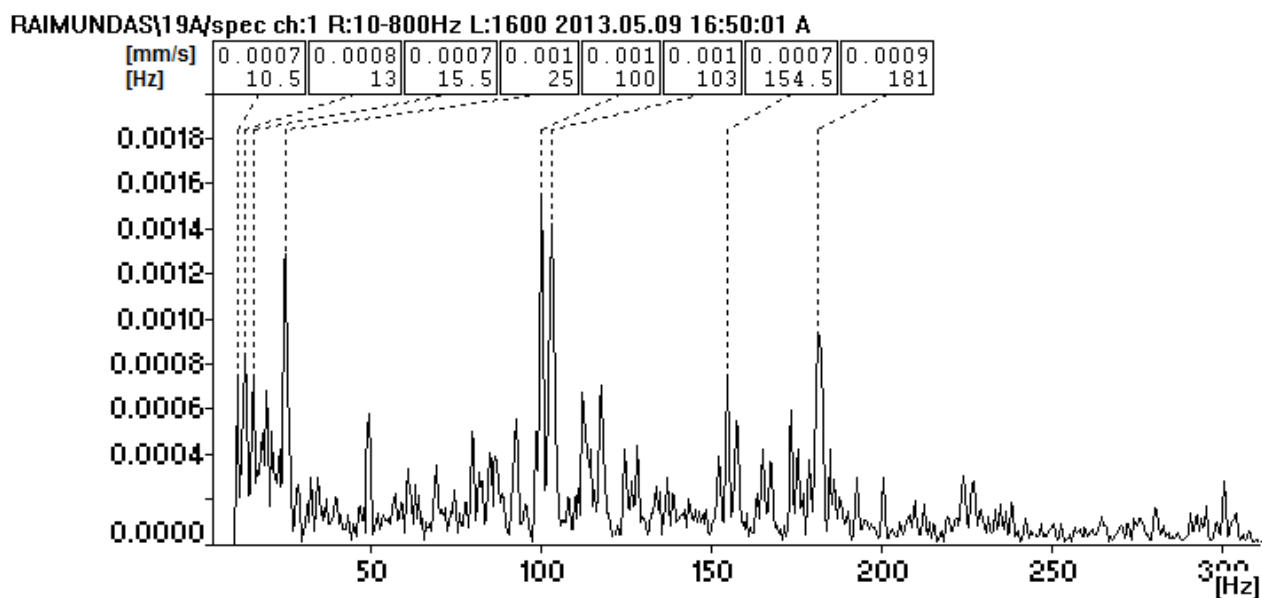
5.2.21 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma. $f_3=241,6$ Hz

Panagrinėsime dar vieną vertikalią pertvarą (5.2.22 pav.) matavimų eigoje pažymėtą numeriu 19. Ši pertvara yra laivapriekinėje dalyje, esanti vienoje plokštumoje su pertvaromis ribojančiomis pavairavimo įrenginio skyrių. Skaičiavimai (5.2.25-29 pav.) bei matavimai (5.2.23-24 pav.) buvo atlikti taip pat taikant tą pačią metodiką. Matavimų rezultatuose matome daugelį rezonuojančių dažnių: 79.5Hz, 85Hz, 86Hz, 112Hz, 129Hz bei kitus dažnius. Pagal skaičiavimus gautos reikšmės:

108.07Hz, 141.54Hz, 144.24Hz, 173,98Hz, ir 177.97Hz. Atlikti skaičiavimai grafiškai parodo kaip pasiskirsto atskiros vibracijų zonos priklausomai nuo konstrukcijos sandaros. Tačiau matavimų ir skaičiavimų rezultatai šiai vertikaliai pertvarai taip pat skiriasi.

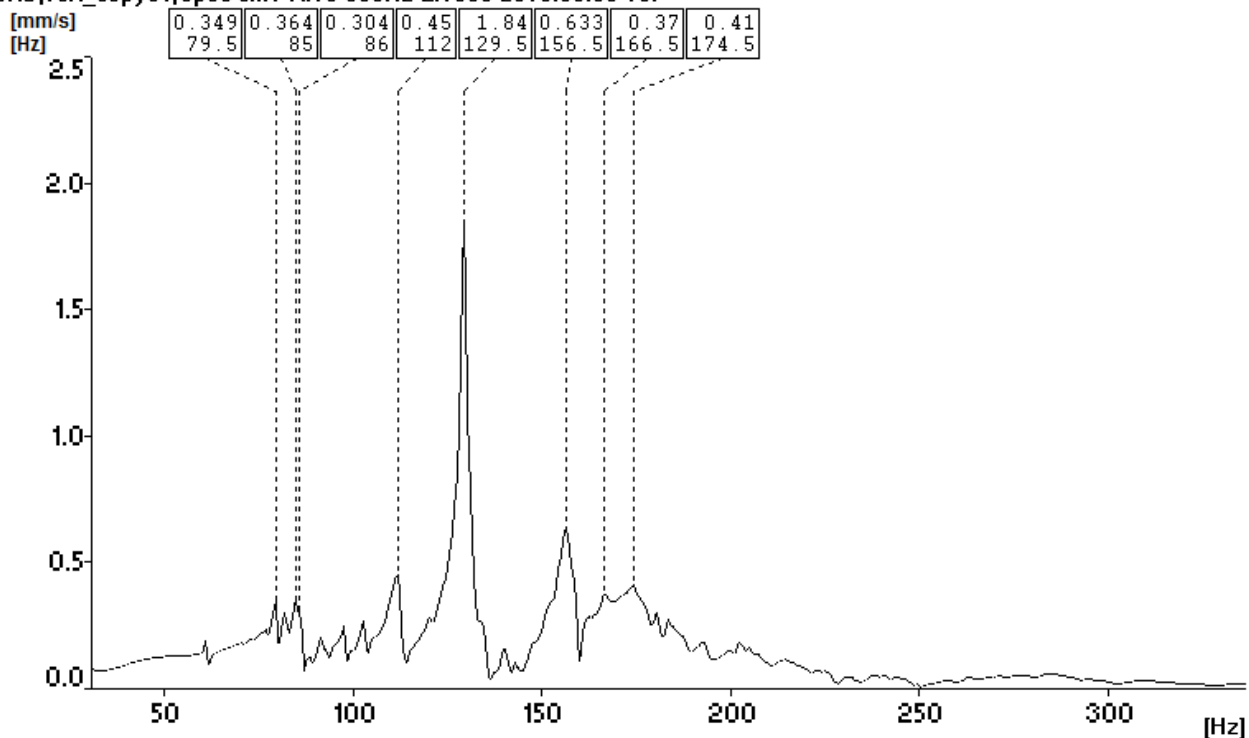


5.2.22 pav. Laivapriekio ir tiriamos pertvaros (paryškinta) vaizdas.

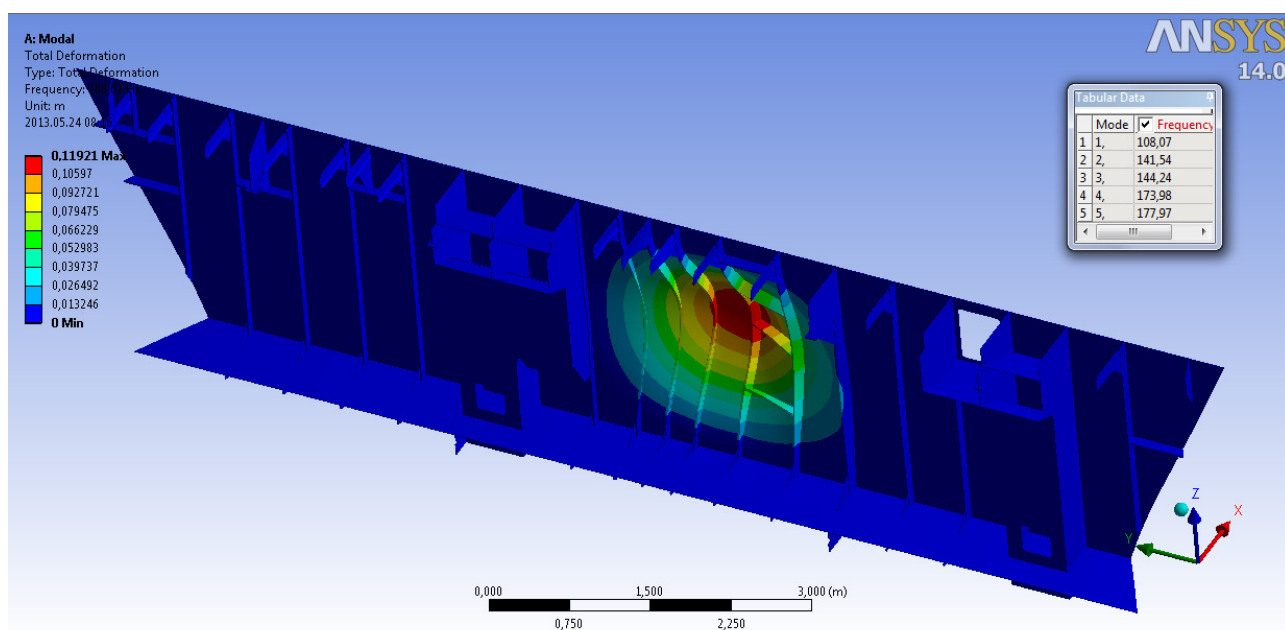


5.2.23 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 19-ame taške, prieš bandymą

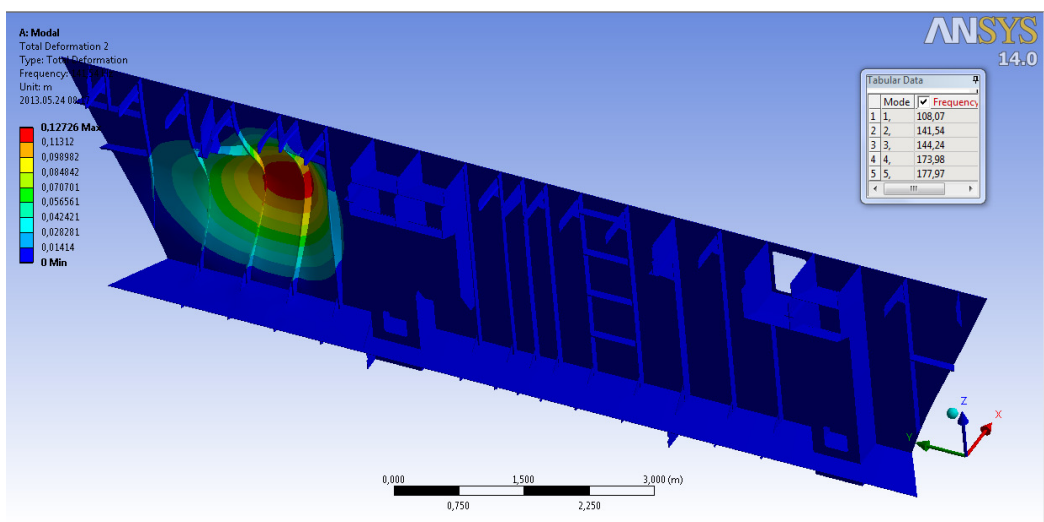
RAIMUNDAS\19A_copy01/spec ch:1 R:10-800Hz L:1600 2013.05.09 16:



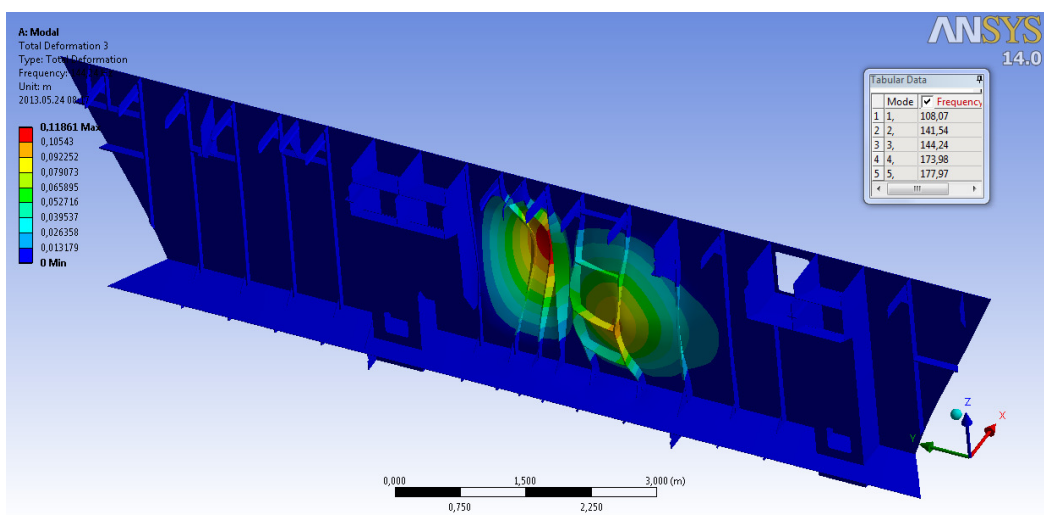
5.2.24 pav. Virpesių greičio-dažnio FFT spektras 19-ame taške, per bandymą



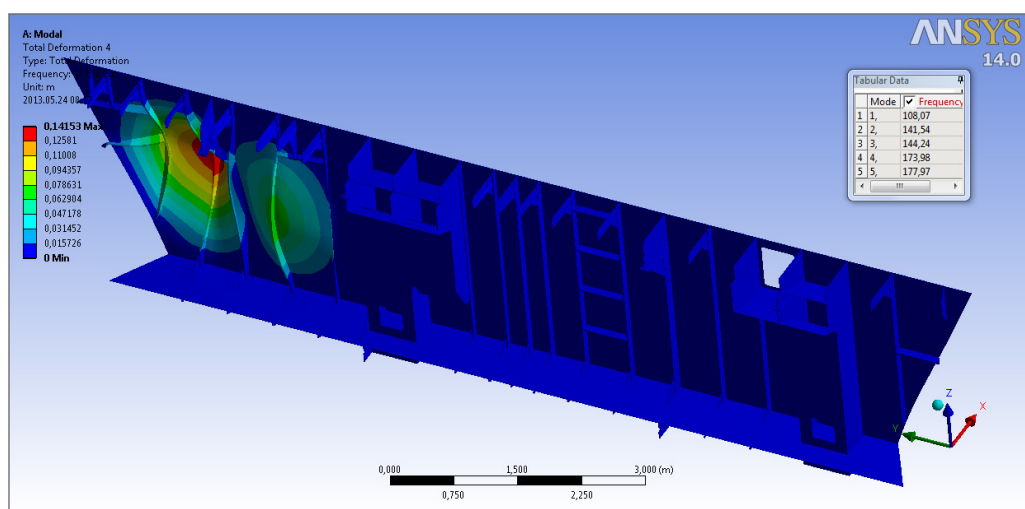
5.2.25 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma pirmoje zonoje. $f^*_1=108,1$ Hz



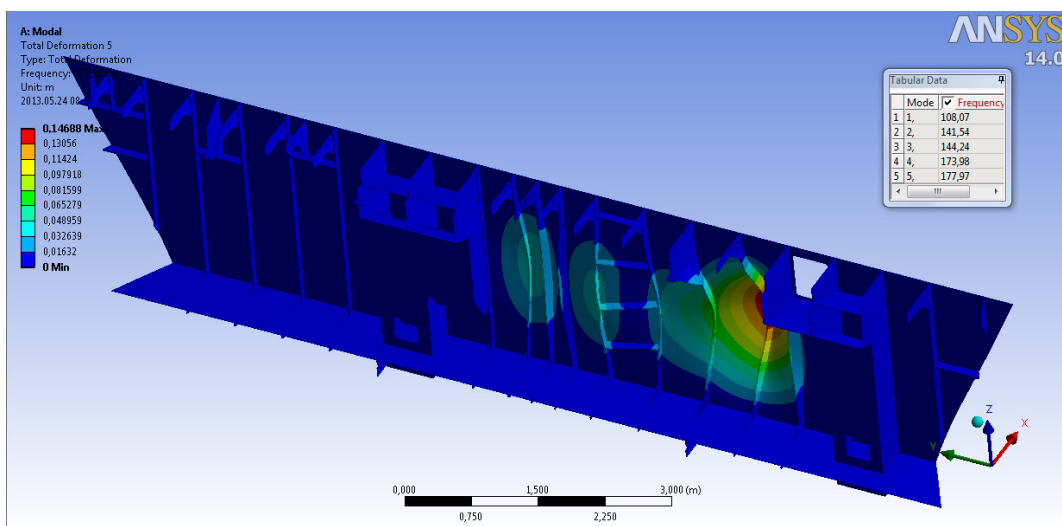
5.2.26 pav. Modelio savųjų dažnių pirma virpesių forma antroje zonoje. $f^*1=141,5$ Hz



5.2.27 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma pirmoje zonoje. $f^*2=144,2$ Hz



5.2.28 pav. Modelio savųjų dažnių antra virpesių forma antroje zonoje. $f^*2=174$ Hz



5.2.29 pav. Modelio savųjų dažnių trečia virpesių forma pirmoje zonoje. $f^*3=177,97$ Hz

Iš rezultatų galima pastebėti, kad vertikalios – krūvį bei surinkimo/suvirinimo deformacijas priimančios pertvaros, po surinkimo į vientisą konstrukciją pakeičia savųjų dažnių vertes. Tai įvyksta dėl atsiradusio papildomo svorio iš viršaus, įrašų - dėl surinkimo netobulumo bei netolygaus apkrovų pasiskirstymo atsirandančio dėl nelygaus atraminio paviršiaus. Taigi šioms konstrukcijoms savųjų dažnių vibracijos labai priklauso nuo apkrovimo ir surinkimo kokybės. O tai yra nepastovūs dydžiai kuriuos praktiškai sunku nuspėti, pamatuoti ir tą informaciją atitinkamai įvertinti skaičiavimuose.

IŠVADOS IR REKOMENDACIJOS

1. Išanalizavus šiuolaikinius laivų virpesių tyrimams naudojamus metodus nustatyta, kad globalių laivo virpesių tyrimams atlikti BEM metodu, bazinio projekto stadijoje, reikalauja labai didelių darbo indėlių, didelių kompiuterių resursų, patirties ir papildomų didelių lėšų bei laiko. Laivo konstrukcijų geometrija nėra tiksliai įvertinama, tačiau šiuo metodu laivų projektams galima išspręsti bendrą viso laivo vibracijos lygio klausimą. Tuo tarpu klasikiniai lokalsios vibracijos tyrimai įprastai remiasi paprasta, abstrakčia skaičiavimų metodika, remiantis formulėmis, patirtimi ar jau atliktais darbais. Tokia apytikslė skaičiavimų metodika taip pat verčia didinti skaičiavimų atsargos koeficientus bei konstrukcijų masę, dėl mažo jų tikslumo. Abu metodai atliekami bazinio projekto stadijoje, kuomet projektinė informacija dar yra apytikslė palyginti su galutiniu produktu.

2. Išanalizavus BEM programinės įrangos galimybes panaudoti jau paruoštą konstrukcinio projekto dokumentaciją bei atlikus teorinius ir eksperimentinius tyrimus, buvo sukurta nauja, paprasta, lengvai atliekama, pakankamai tiksli (įvertinanti tikrą, realaus produkto, konstrukcijos geometriją) ir nebrangi (nereikia pilnai atkurti modelio) lokalsios vibracijos tyrimo metodas, kuriuo gali vadovautis laivų projektuotojas turintis vibracijos žinių pagrindus. Metodas tinkamas tirti laivinių denių konstrukcijas pagal standarto ISO6954 reikalavimus, o taip pat ir kitus elementus. Metodas netinkamas tirti atramines pertvaras. Atraminių pertvarų savuosius dažnius rekomenduojama matuoti eksperimentiniu būdu ir spręsti galimo rezonanso problemas laivo statybos eigoje.

3. Ištyrus konstrukcijų savuosius dažnius negrinėtu BEM metodu bei atlikus žadinančių dažnių skaičiavimus, nustatyta, kad naudojantis BEM programos skaičiavimų rezultatų vizualine bei skaitine informacija yra galimybė nustatyti konstrukcijos rezonavimo vietas, kurias būtina sustiprinti įnešant papildomus standumo elementus. Atlikus pastiprinimo korekcijas, atliekami pakartotiniai BEM rezonanso patikros skaičiavimai.

4. Vadovaujantis darbe atliktais eksperimentiniais tyrimais bei pateiktu laivo virpesių tyrimams skirtu metodu, vibracijos tyrimus būtų galima atlikti paraleliai vykdant konstrukcinio projekto darbus, naudojantis jau tikslia projekto informacija. Tokiu būdu iškart išsprendžiant vibracijos problemas norimoms konstrukcijoms bei tokiems jautriems vibracijoms elementams, kaip navigaciniai stiebai, kranai, jų strėlės, platformos ar kitiems elementams, kurių iškilusios vibracijos problemos įprastai pasireiškia ir yra sprendžiamos tik laivo testavimo metu. Atliekant paralelinius, konstrukciniam projektui, vibracijos tyrimus, nagrinėtu metodu, galima projektuoti lengvas bei patikimas konstrukcijas, gerinti projektavimo įgudžius.

LITERATŪRA

1. American Bureau of Shipping. Ship vibration. New York, ABS, 2006. Prieiga per internetą: www.eagle.org/eagleExternalPortalWEB/ShowProperty/BEA%20Repository/Rules&Guides/Current/147_ShipVibration/Pub147_ShipVib
2. Augustaitis V.K. Mechaninių virpesių pagrindai. Žiburio leidykla, Vilnius, 2000 m., ISBN 9986-524-27-X
3. Barauskas R., Belevičius R., Kačianauskas R. Baigtinių elementų metodo pagrindai. Vilnius
4. FEM/BEM analysis of diesel piston-slap induced ship hull vibration and underwater noise. Prieiga per internetą: <http://202.114.89.60/resource/pdf/864.pdf>
5. Germanisher Lloyd technology. "Ship Vibration" Prieiga per internetą: http://www.gl-group.com/pdf/GL_Ship_Vibration_09.pdf
6. Global vibration analysis of a 1900 TEU capacity container ship. Prieiga per internetą: http://www.mesh.com.tr/knowledge_base_pdf/GlobalVibration.pdf
7. Hydro elasticity of large container ships. Marine Structures. Prieiga per internetą: <http://202.114.89.60/resource/pdf/1161.pdf>
8. Latin American journal of Solids and Structures. Vibration analysis of stiffened plates using Finite Element Method. Prieiga per internetą: http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S1679-78252012000100001&script=sci_arttext
9. Mažeika P., Laivo virpesiai. Mokymo medžiaga. 3tomas. Klaipėda, 2011
10. Science Direct. A study of vibration and vibration control of ship structures. Prieiga per internetą: <http://www.sciencedirect.com/>
11. Standartas ISO 6954:2000, "Mechanical Vibration – Guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and Merchant ships"
12. Structural response of a ship in severe considering global hydro elastic vibrations. Prieiga per internetą: <http://202.114.89.60/resource/pdf/1316.pdf>
13. UAB "Western Baltic engineering" projekto MPV 753 techninė dokumentacija.
14. „Workbench“ user's guide
15. „Workbench“ Help tutorial
16. www.slideshare.net/SasiBhushanB/finite-element-project
17. www.simutechgroup.com/FEA/fea-tips-tricks-ansys-hsfl242-elements.html
18. www.simutechgroup.com/FEA/fea-tips-tricks-ansys-14-pre-stressed-modal-analysis-nonlinear-static-analysis.html

19. www.academic.amc.edu.au/~hnguyen/shipvib/lecture01.pdf
20. www.mesh.com.tr/hydroelastic-vibration-analyses.html
21. www.rivieramm.com/images/categories/publication/marine_propulsion/propellers_1_large.jpg&w=350&h=165&ei=u2oUcSgEIjttQbPIYHIAQ&zoom=1&iact=rc&dur=218&page=14&tbnh=132&tbnw=280&ndsp=38&ved=1t:429,r:17,s:500,i:55&tx=170&ty=93