



TUGAS AKHIR - MN 184802

**ANALISIS PENGARUH GETARAN DI KAMAR MESIN LCU
TERHADAP KENYAMANAN ABK DI RUANG AKOMODASI**

**Fajar Rahmanul Ichwan
NRP 0411154000023**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



TUGAS AKHIR - MN 184802

**ANALISIS PENGARUH GETARAN DI KAMAR MESIN LCU
TERHADAP KENYAMANAN ABK DI RUANG AKOMODASI**

**Fajar Rahmanul Ichwan
NRP 0411154000023**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



FINAL PROJECT - MN 184802

**VIBRATION EFFECT ANALYSIS ON ENGINE ROOM OF
LCU ABOUT CREW'S PLEASURE IN SUPERSTRUCTURE**

**Fajar Rahmanul Ichwan
NRP 0411154000023**

**Supervisor
Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.**

**DEPARTMENT OF NAVAL ARCHITECTURE & SHIPBUILDING ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2019**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS PENGARUH GETARAN DI KAMAR MESIN LCU TERHADAP KENYAMANAN ABK DI RUANG AKOMODASI

TUGAS AKHIR

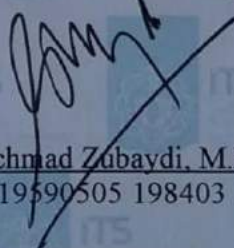
Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:


FAJAR RAHMANUL ICHWAN
NRP 0411154000023

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing


Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.
NIP 19590505 198403 1 012

Mengetahui,
Kepala Departemen Teknik Perkapalan


Ir. Wasis Dwi Aryanan, M.Sc., Ph.D.
NIP 19640210 198903 1 001

SURABAYA, 10 JULI 2019

LEMBAR REVISI

ANALISIS PENGARUH GETARAN DI KAMAR MESIN LCU TERHADAP KENYAMANAN ABK DI RUANG AKOMODASI

TUGAS AKHIR

Telah direvisi sesuai dengan hasil Ujian Tugas Akhir
Tanggal 03 Juli 2019

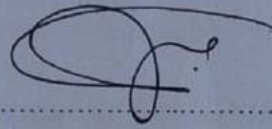
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

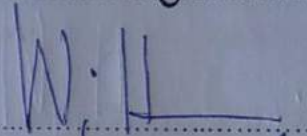
FAJAR RAHMANUL ICHWAN
NRP 0411154000023

Disetujui oleh Tim Penguji Ujian Tugas Akhir:

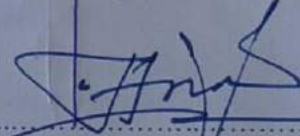
1. Aries Sulisetyono, S.T., M.A.Sc., Ph.D.



2. Wing Hendorprasetyo A.P., S.T., M.Eng.

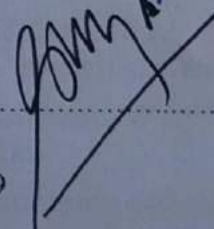


3. Totok Yulianto, S.T., M.T.



Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.



SURABAYA, 10 JULI 2019

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa karena atas karunianya Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.

Pada kesempatan ini Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang membantu penyelesaian Tugas Akhir ini, yaitu:

1. Bapak Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D. selaku Dosen Pembimbing atas bimbingan dan motivasinya selama pengerjaan dan penyusunan Tugas Akhir ini;
2. Bapak Suyanto, Ibu Khoirul Mahmudah, dan Alm. Ibu Tarmiati yang telah mendoakan, mendidik, membimbing dan memberi semangat selama ini. Serta Adik-adik yang senantiasa mendoakan sehingga penulis lebih giat dan semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir.
3. Bapak dan Ibu Dosen Penguji yang telah memberikan kritik dan sarannya untuk perbaikan Laporan Tugas Akhir ini;
4. Bapak Totok Yulianto, S.T., M.Sc. selaku Kepala Laboratorium Konstruksi dan Kekuatan Kapal Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan Tugas Akhir ini dan atas ijin pemakaian fasilitas laboratorium;
5. Bapak Hasanudin, S.T., M.T. selaku Kepala Laboratorium Desain Kapal Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan Tugas Akhir ini dan atas ijin pemakaian fasilitas laboratorium;
6. Ibu Ir. Hesty Anita Kurniawati, M.Sc. selaku Dosen Wali yang telah memberikan bimbingan dan dukungan selama penyusunan Tugas Akhir ini;
7. Arum, Mia, dan Vivi (anak bimbing Bapak Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.) yang sudah membantu, memberikan saran, serta menyemangati dalam penyusunan Tugas Akhir;
8. Teman-teman satu Program Studi Konstruksi dan Kekuatan Kapal yang selalu memberikan saran dan masukan selama proses *modelling* pengerjaan Tugas Akhir;
9. Teman-teman Teknik Perkapalan khususnya SAMUDRARAKSA P55 yang senantiasa menyemangati dan mendoakan dalam menyelesaikan pengerjaan Tugas Akhir;
10. Teman-teman *Steering Commetee* dan Departemen Kaderisasi HIMATEKPAL yang mana telah memberi motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir;
11. Mas-mas dan Mbak-mbak NASDEC yang telah membantu dan memfasilitasi penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir;
12. Para pegawai dan karyawan *Lamongan Marine Industry* yang telah membantu dan mempermudah penulis dalam mencari data untuk pengerjaan Tugas Akhir;
13. Para pegawai *Lloyd Register* Surabaya dan PT. PAL yang sudah membantu serta memotivasi penulis untuk segera menyelesaikan Tugas Akhir;
14. Teman-teman Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) yang tidak bisa disebutkan satu persatu yang mana sudah membantu dan mendoakan dalam proses pengerjaan Tugas Akhir.

15. Saudara Dzhokar Ali Akbar yang senantiasa memfasilitasi dalam pengerjaan proses *modelling* dan *running* pengerjaan Tugas Akhir;
16. Dulur-dulur UKM PSHT ITS (angkatan 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, dll) yang telah menyemangati, memotivasi, dan mengajarkan pentingnya membagi waktu dalam berorganisasi maupun saat mengerjakan Tugas Akhir;
17. Teman-teman KOS MAMI yang mana telah memberikan pandangan, motivasi, dan meluangkan waktu untuk berdiskusi masalah Tugas Akhir;
18. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam segi apapun, yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu;

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, sehingga kritik dan saran yang bersifat membangun sangat diharapkan. Akhir kata semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi banyak pihak.

Surabaya, 3 Juli 2019

Fajar Rahmanul Ichwan

“Dipersembahkan kepada kedua orang tua, saudara, serta rekan-rekan sekaliannya yang mana atas segala dukungan, perhatian, dan doanya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan lancar atas ridho Allah SWT. Dan untuk almarhumah ibuku, terimakasih atas 19 tahunnya. Karena penulis tidak pernah tau akan seperti apa takdir kedepannya tanpa restu doamu kepada Rabb-nya, ”

Sesulit apapun perkara, percayalah bahwa

" Dialah yang menjadikan bumi itu mudah bagi kamu, maka berjalanlah di segala penjurunya dan makanlah sebahagian dari rezeki-Nya. Dan hanya kepada-Nya-lah kamu (kembali setelah) dibangkitkan." ~ (QS. AL-Mulk 15)

Jika segalanya telah didapatkan, hendaknya

“(Ojo Kuminter Mundak Keblinger, Ojo Cidra Mundak Cilaka) ~ Jangan merasa paling pandai agar tidak salah arah dan jangan suka berbuat curang agar tidak celaka”

ANALISIS PENGARUH GETARAN DI KAMAR MESIN LCU TERHADAP KENYAMANAN ABK DI RUANG AKOMODASI

Nama Mahasiswa : Fajar Rahmanul Ichwan
NRP : 0411154000023
Departemen / Fakultas : Teknik Perkapalan / Teknologi Kelautan
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

LCU berfungsi sebagai sarana pengangkut pasukan maupun alat berat, seperti halnya *tank leopard* dan *truck transporter*. Desain LCU terdiri dari enam geladak yang mana di setiap geladaknya terdapat *crew* atau ABK (Anak Buah Kapal), untuk menanggulangi besarnya getaran maka harus diperhitungkan terlebih dahulu frekuensi natural di setiap geladaknya. Sumber getaran LCU terbentuk dari komponen propulsor kamar mesin secara kontiyu. Yang mana *thrust* yang dihasilkan *propeller* dapat menimbulkan getaran longitudinal secara vertikal. Oleh karena itu kamar mesin merupakan eksiter terbesar di seluruh bagian kapal. *Force* dari getaran vertikal akan ditransformasikan menuju geladak-geladak di atasnya. Untuk mengetahui bahwa getaran pada setiap geladak diijinkan atau tidak, maka dibandingkan dengan ISO 6954. Pada penelitian ini, tidak didapati getaran berlebih di setiap geladak LCU, karena besarnya *velocity* setiap geladak kurang dari 9 mm/s. Sehingga dari segi konstruksi serta propulsi, LCU layak beroperasi dan berlayar. Jika diketahui di setiap geladak terdapat getaran berlebih, maka solusinya adalah dilakukan analisa lebih lanjut pada bagian *propeller*-nya.

Kata kunci: LCU, geladak, getaran, eksitasi, dan *mode*.

VIBRATION EFFECT ANALYSIS ON ENGINE ROOM OF LCU ABOUT CREW'S PLEASURE IN SUPERSTRUCTURE

Author : Fajar Rahmanul Ichwan
Student Number : 0411154000023
Department / Faculty : Naval Architecture / Marine Technology
Supervisor : Prof. Ir. Achmad Zubaydi, M.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

The function of LCU is transporting troops and heavy equipment, such as leopard tanks and truck transporters. The LCU design consists of six decks where on each deck there is a crew or crew, to overcome the magnitude of the vibration, the natural frequency in each deck must be calculated first. The source of vibration of LCU is formed from the components of the engine room propulsor continuously. Which thrust produced by the propeller can cause vertical longitudinal vibrations. Therefore the engine room is the biggest exciter in all parts of the ship. The force of vertical vibration will be transformed towards the decks above it. To find out that the vibration on each deck is permitted or not, then it is compared to ISO 6954. In this study, there was no excessive vibration in each LCU deck, because the velocity of each deck was less than 9 mm/s. So that in terms of construction and propulsion, LCU is feasible to operate and sail. If it is known that in each deck there is excessive vibration, then the solution is to do further analysis on the part of the propeller.

Keywords: LCU, deck, vibration, excitation, and mode.

DAFTAR ISI

LEMBAR REVISI.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
HALAMAN PERUNTUKAN.....	vii
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvi
Bab I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang Masalah.....	1
I.2. Perumusan Masalah.....	1
I.3. Tujuan.....	2
I.4. Batasan Masalah.....	2
I.5. Manfaat.....	2
I.6. Hipotesis.....	3
Bab II STUDI LITERATUR	5
II.1. Dasar Teori.....	5
II.1.1. LCU	5
II.1.2. Struktur.....	6
II.1.3. Kamar Mesin	6
II.1.4. <i>Superstructure</i>	7
II.1.5. <i>Main Engine</i>	8
II.1.6. Eksitasi	8
II.1.7. <i>Natural Frequency</i>	11
II.1.8. <i>Propeller</i>	12
II.1.9. <i>Blade Rate Frequency</i>	13
II.1.10. Metode Elemen Hingga.....	15
II.1.11. <i>Mode Shape</i>	18
II.1.12. Perhitungan <i>Thrust Horse Power</i>	23
II.1.13. Tes Konvergensi.....	24
II.1.14. <i>Human Exposure</i> akibat Getaran.....	24
II.2. Tinjauan Pustaka	25
II.2.1. Perbandingan antara Hasil Perhitungan dengan Hasil <i>Finite Element Software</i>	25
II.2.2. Getaran Vertikal pada <i>Hull Girder</i> akibat Eksitasi <i>Main Engine</i>	29
II.2.3. Standar Kenyamanan <i>Crew</i> dalam Menerima Getaran	29
Bab III METODOLOGI	35
III.1. Metode.....	35
III.1.1. Metode <i>Finite Element Method</i>	35
III.1.2. Metode <i>Block Lanczos</i>	36
III.2. Data Kapal.....	36
III.3. Proses Pengerjaan untuk Memperoleh Frekuensi Natural	44
III.3.1. Pemodelan <i>Sheel</i>	44

III.3.2. Pemodelan <i>Stiffener</i>	45
III.3.3. <i>Material Properties</i>	45
III.3.4. <i>Import Geometry</i>	45
III.3.5. <i>Meshing</i>	46
III.3.6. Pemberian Kondisi Batas	47
III.3.7. Konvergensi	49
III.3.8. Validasi.....	50
III.3.9. <i>Solution</i>	50
III.4. Diagram Alir.....	56
Bab IV ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN	59
IV.1. Analisa Hasil	59
IV.1.1. Konvergensi Model	59
IV.1.2. Frekuensi Natural <i>Bottom Structure</i>	67
IV.1.3. Frekuensi Natural Geladak A	70
IV.1.4. Frekuensi Natural Geladak B	72
IV.1.5. Frekuensi Natural Geladak C	73
IV.1.6. Frekuensi Natural Geladak D	74
IV.1.7. Frekuensi Natural Geladak E	76
IV.1.8. Frekuensi Natural Geladak F.....	77
IV.1.9. Resonansi di Kamar Mesin LCU	78
IV.1.10. Resonansi di Geladak A	81
IV.1.11. Resonansi di Geladak B	83
IV.1.12. Resonansi di Geladak C	84
IV.1.13. Resonansi di Geladak D	85
IV.1.14. Resonansi di Geladak E.....	86
IV.1.15. Resonansi di Geladak F.....	88
IV.2. Pembahasan Hasil.....	89
IV.2.1. Getaran yang Diterima Geladak A berdasarkan Kriteria ISO.....	89
IV.2.2. Getaran yang Diterima Geladak B berdasarkan Kriteria ISO	93
IV.2.3. Getaran yang Diterima Geladak C berdasarkan Kriteria ISO	95
IV.2.4. Getaran yang Diterima Geladak D berdasarkan Kriteria ISO.....	98
IV.2.5. Getaran yang Diterima Geladak E berdasarkan Kriteria ISO	101
IV.2.6. Getaran yang Diterima Geladak F berdasarkan Kriteria ISO	104
IV.2.7. Solusi jika Ditemukan Getaran Berlebih di setiap Geladak.....	108
Bab V KESIMPULAN DAN SARAN.....	109
V.1. Kesimpulan.....	109
V.2. Saran.....	110
DAFTAR PUSTAKA.....	111
LAMPIRAN	
LAMPIRAN A DESAIN GAMBAR LCU	
LAMPIRAN B HASIL <i>RUNNING</i> SETIAP GELADAK	
LAMPIRAN C HASIL <i>RUNNING GEOMETRY</i> SETIAP MODE SHAPE	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar II.1. LCU.....	5
Gambar II.2. <i>Main engine</i>	8
Gambar II.3. <i>Base excitation</i>	9
Gambar II.4. FBD dari Gambar II.3	9
Gambar II.5. FBD pada pegas	10
Gambar II.6. Fungsi harmonik pada eksitasi gaya	10
Gambar II.7. FBD dari fungsi harmonik eksitasi gaya.....	11
Gambar II.8. <i>Propeller</i>	13
Gambar II.9. Perbedaan harga <i>wake</i> pada buritan kapal	13
Gambar II.10. (a).Vektor rotasi, (b).Hubungan antara <i>thrust</i> dan waktu	14
Gambar II.11. <i>Bar</i> atau <i>truss</i> yang memiliki dua sampai tiga <i>node</i>	15
Gambar II.12. Bentuk elemen dua dimensi sederhana	16
Gambar II.13. Bentuk elemen tiga dimensi sederhana.....	16
Gambar II.14. Bentuk elemen aksimetris trianguler dan quadrilateral.....	17
Gambar II.15. <i>Mode-mode</i> pada <i>girder</i> lambung yang dikenai getaran.....	18
Gambar II.16. <i>Mode superposition</i> pada lambung kapal.....	19
Gambar II.17. <i>Mode-mode</i> pada <i>girder</i> lambung yang dikenai getaran.....	20
Gambar II.18. Model sistem 2 DK	20
Gambar II.19. <i>Free body</i> diagram dari sistem 2 DK.....	20
Gambar II.20. Cara untuk mendapatkan THP	23
Gambar II.21. Model 3D dari batang <i>cantilever</i>	26
Gambar II.22. Model <i>finite element</i> batang <i>cantilever</i>	26
Gambar II.23. Kondisi batas untuk batang <i>cantilever</i>	26
Gambar II.24. Macam-macam getaran pada setiap <i>mode</i>	27
Gambar II.25. <i>ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration</i>	30
Gambar II.26. Kriteria yang diizinkan ISO 6954 terhadap <i>crew</i> dan penumpang	32
Gambar III.1. Hasil <i>meshing</i> pada <i>shell</i>	35
Gambar III.2. Hasil <i>meshing</i> pada <i>stiffener</i>	36
Gambar III.3. Hasil perhitungan <i>block Lanczos</i>	36
Gambar III.4. <i>Layout</i> kamar mesin.....	37
Gambar III.5. <i>Construction profile</i> LCU tampak samping	37
Gambar III.6. <i>Midship section</i> pada <i>frame 25 + 600</i>	38
Gambar III.7. Material JIS G3101 SS400	38
Gambar III.8. <i>Propeller 5 blades</i>	39
Gambar III.9. <i>Spesifikasi main engine</i>	40
Gambar III.10. Rencana konstruksi <i>bottom</i>	41
Gambar III.11. Rencana konstruksi geladak A.....	41
Gambar III.12. Rencana konstruksi geladak B.....	42
Gambar III.13. Rencana konstruksi geladak C.....	42
Gambar III.14. Rencana konstruksi geladak D.....	43
Gambar III.15. Rencana konstruksi geladak E.....	43
Gambar III.16. Rencana konstruksi geladak F	44
Gambar III.17. Model <i>shell</i> LCU	44

Gambar III.18. Model LCU dengan <i>stiffener</i>	45
Gambar III.19. <i>Import geometry</i> geladak C	46
Gambar III.20. Objek yang di- <i>meshing</i> menggunakan <i>adaptive</i> dan <i>tetrahedron body sizing</i>	46
Gambar III.21. <i>Fixed support</i> di ujung geladak D	47
Gambar III.22. <i>Force</i> dari bawah geladak E	47
Gambar III.23. <i>Thrust</i> pada <i>engine foundation</i>	48
Gambar III.24. Letak <i>point mass</i> di <i>main engine</i>	48
Gambar III.25. <i>Standard Earth Gravity</i> yang mewakili massa <i>main engine</i>	49
Gambar III.26. <i>Mind map</i> dari <i>bottom structure</i> sampai geladak F	50
Gambar III.27. Hasil <i>running bottom structure</i>	52
Gambar III.28. Hasil <i>running</i> geladak A.....	53
Gambar III.29. Hasil <i>running</i> geladak B	53
Gambar III.30. Hasil <i>running</i> geladak C	54
Gambar III.31. Hasil <i>running</i> geladak D.....	54
Gambar III.32. Hasil <i>running</i> geladak E	55
Gambar III.33. Hasil <i>running</i> geladak F.....	55
Gambar III.34. Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir	56
Gambar IV.1. Kurva konvergensi <i>bottom structure</i>	60
Gambar IV.2. Kurva konvergensi geladak A	61
Gambar IV.3. Kurva konvergensi geladak B	62
Gambar IV.4. Kurva konvergensi geladak C	63
Gambar IV.5. Kurva konvergensi geladak D	64
Gambar IV.6. Kurva konvergensi geladak E.....	65
Gambar IV.7. Kurva konvergensi geladak F.....	66
Gambar IV.8. Frekuensi natural <i>bottom structure</i>	70
Gambar IV.9. Frekuensi natural geladak A	71
Gambar IV.10. Frekuensi natural geladak B	73
Gambar IV.11. Frekuensi natural geladak C	74
Gambar IV.12. Frekuensi natural geladak D.....	75
Gambar IV.13. Frekuensi natural geladak E	77
Gambar IV.14. Frekuensi natural geladak F.....	78
Gambar IV.15. Perbandingan frekuensi natural dan frekuensi eksitasi <i>propeller</i>	81
Gambar IV.16. Hasil perbandingan frekuensi geladak A.....	82
Gambar IV.17. Hasil perbandingan frekuensi Geladak B	83
Gambar IV.18. Hasil perbandingan frekuensi geladak C.....	85
Gambar IV.19. Hasil perbandingan frekuensi Geladak D.....	86
Gambar IV.20. Hasil perbandingan frekuensi Geladak E	87
Gambar IV.21. Hasil perbandingan frekuensi geladak F	88
Gambar IV.22. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak A.....	90
Gambar IV.23. Model <i>displacement</i> geladak A	91
Gambar IV.24. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak A.....	92
Gambar IV.25. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak B	93
Gambar IV.26. Model <i>displacement</i> geladak B	94
Gambar IV.27. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak B.....	95
Gambar IV.28. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak C.....	96
Gambar IV.29. Model <i>displacement</i> geladak C	97
Gambar IV.30. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak C.....	98
Gambar IV.31. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak D.....	99
Gambar IV.32. Model <i>displacement</i> geladak D	100

Gambar IV.33. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak D.....	101
Gambar IV.34. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak E	102
Gambar IV.35. Model <i>displacement</i> geladak E.....	103
Gambar IV.36. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak E.....	104
Gambar IV.37. Kurva (a) <i>displacement</i> , (b) <i>velocity</i> , dan (c) <i>acceleration</i> geladak F.....	105
Gambar IV.38. Model <i>displacement</i> geladak F	106
Gambar IV.39. Hasil <i>plotting</i> kurva <i>velocity</i> maksimum geladak F	107

DAFTAR TABEL

Tabel II.1. Akselerasi tertimbang untuk ukuran <i>crew (habitability)</i>	25
Tabel II.2. Akselerasi tertimbang untuk ukuran kenyamanan penumpang (<i>comfort</i>)	25
Tabel II.3. <i>Material properties</i>	27
Tabel II.4. Hasil perbandingan fekuensi natural antara <i>software</i> ANSYS dan perhitungan	28
Tabel II.5. Tingkat kebisingan yang dapat menimbulkan kelelahan	30
Tabel II.6. Referensi nilai getaran dan frekuensi	31
Tabel II.7. Kesesuaian rentang frekuensi	33
Tabel II.8. Kesesuaian data yang lain (di luar rentang frekuensi)	33
Tabel IV.1. Hasil konvergensi <i>bottom structure</i>	60
Tabel IV.2. Hasil konvergensi geladak A	61
Tabel IV.3. Hasil Konvergensi geladak B	62
Tabel IV.4. Hasil Konvergensi geladak C	63
Tabel IV.5. Hasil Konvergensi geladak D	64
Tabel IV.6. Hasil Konvergensi geladak E	65
Tabel IV.7. Hasil Konvergensi geladak F	66
Tabel IV.8. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan <i>bottom structure</i>	68
Tabel IV.9. Frekuensi Natural <i>Bottom Structure</i> LCU	68
Tabel IV.10. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak A	70
Tabel IV.11. Frekuensi Natural Geladak A	71
Tabel IV.12. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak B	72
Tabel IV.13. Frekuensi Natural Geladak B	72
Tabel IV.14. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak C	73
Tabel IV.15. Frekuensi Natural Geladak C	73
Tabel IV.16. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak D	74
Tabel IV.17. Frekuensi Natural Geladak D	75
Tabel IV.18. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak E	76
Tabel IV.19. Frekuensi Natural Geladak E	76
Tabel IV.20. <i>Output</i> gaya yang dihasilkan geladak F	77
Tabel IV.21. Frekuensi Natural Geladak F	77
Tabel IV.22. Hasil frekuensi natural <i>Bottom Strucuture</i> dan variasi frekuensi eksitasi	79
Tabel IV.23. Hasil frekuensi natural geladak A dan variasi frekuensi eksitasi	81
Tabel IV.24. Hasil frekuensi natural geladak B dan variasi frekuensi eksitasi	83
Tabel IV.25. Hasil frekuensi natural geladak C dan variasi frekuensi eksitasi	84
Tabel IV.26. Hasil frekuensi natural geladak D dan variasi frekuensi eksitasi	85
Tabel IV.27. Hasil frekuensi natural geladak E dan variasi frekuensi eksitasi	86
Tabel IV.28. Hasil frekuensi natural geladak F dan variasi frekuensi eksitasi	88
Tabel IV.29. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak A	91
Tabel IV.30. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak B	94
Tabel IV.31. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak C	97
Tabel IV.32. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak D	100
Tabel IV.33. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak E	103
Tabel IV.34. Hasil analisa <i>displacement, velocity, dan acceleration</i> geladak F	106
Tabel V.1. Resonansi LCU terhadap frekuensi eksitasi yang bervariasi	109

DAFTAR SIMBOL

$y(t)$	= Eksitasi pada <i>base</i> (m)
$x(t)$	= Eksitasi pada objek massa (m)
c	= Redaman
k	= Kekakuan material (N/m)
F	= Gaya yang bekerja pada objek (N)
m	= Massa objek (kg)
a	= Percepatan gaya (m/s^2)
f_s	= Gaya yang bekerja pada kekakuan material (N)
f_d	= Gaya yang bekerja pada redaman (N)
\ddot{x}	= Percepatan objek yang mengalami getaran (m/s^2)
\dot{x}	= Kecepatan objek yang mengalami getaran (m/s)
\dot{y}	= Kecepatan <i>base</i> yang mengalami getaran (m/s)
ω	= Frekuensi eksitasi anguler (Hz)
t	= Waktu (s)
f_n	= Frekuensi Natural (Hz)
RPM	= Rotasi per menit oleh <i>propeller</i> (rpm)
N	= Total <i>blade propeller</i>
ω_n	= Frekuensi natural anguler (rad/s)
β	= Koefisien <i>thrust</i> (idealnya 0.05 ~ 0.15)
α	= Sudut fase ($^\circ$)
X	= <i>Displacement</i> getaran (m)
ζ	= Faktor redaman (Zeta)
T_{OR}	= <i>Thrust</i> pada kecepatan penuh (kN)
RPM_R	= RPM kecepatan penuh (rpm)
d	= <i>Displacement</i> / perpindahan titik nodal lokal (m)
K	= Kekakuan global struktur (N/m)
F	= Gaya global pada titik nodal (N)
A'	= Luas permukaan penampang batang (m^2)
E	= Modulus <i>Young</i> material batang (N/m^2)
L	= Panjang <i>beam</i> (m)
w	= <i>Displacement</i> pada sumbu z (m)
θ_x	= Rotasi pada sumbu x ($^\circ$)
θ_y	= Rotasi pada sumbu y ($^\circ$)
D	= Matriks dinamik
P	= Polinomial orde N
I	= Momen inersia penampang batang (m^4)
ρ	= Massa jenis (kg/m^3)
A	= Amplitudo getaran (m), (m/s), (m/s^2)
n	= Notasi <i>node</i>
α_n	= Faktor pengali lima <i>bending mode</i> pertama
u	= <i>Displacement</i> akibat gaya di sumbu x (m)
v	= <i>Displacement</i> akibat gaya di sumbu y (m)

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Untuk membuat kapal dibutuhkan alat penggerak untuk mendorong kapal dari tempat satu dari tempat yang lain. Mesin merupakan salah satu komponen propulsor yang sangat dibutuhkan kapal. Mesin atau *main engine* terletak di bagian kamar mesin di daerah ceruk buritan kapal yang mana dihubungkan dengan *shaft* untuk menggerakkan *propeller*. Ketika *propeller* berputar akan menimbulkan *thrust*, *thrust* merupakan gaya untuk mendorong kapal. Sehingga dengan adanya *thrust* tersebut, kamar mesin adalah eksiter terbesar dibanding dengan bagian kapal yang lain.

Pada kamar mesin dibutuhkan penegar yang kaku berupa dudukan mesin dan terdapat juga *thrust block* untuk menyebarkan getaran ke seluruh kapal. Tapi dengan penambahan penegar berlebih dapat memperberat *Light Weight Tonnage (LWT)* dan belum juga ditambah muatan LCU (*Landing Craft Utility*) yakni *Tank Leopard* dan *Transporter*. Sehingga penambahan kekuatan di *superstructure* dan kamar mesin harus diperhatikan, serta dilakukan analisa lebih lanjut apakah cara tersebut dapat mengurangi kebisingan akibat getaran di kamar mesin. Kemudian peraturan “*ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration*” juga membatasi adanya getaran berlebih di kapal. Hal ini dikarenakan agar *crew* yang bekerja dapat beraktivitas secara optimal.

Sehingga untuk mendesain kamar mesin juga terdapat aturan berdasarkan klasifikasi yang dipakai. Untuk memilih *main engine* yang tepat juga disesuaikan dengan ukuran dan hambatan kapal yang ada. Begitu juga pemilihan ukuran *shaft* dan banyaknya jumlah daun pada *propeller*. Untuk mengetahui kebisingan di kamar mesin dan *superstructure* pada LCU, perlu dilakukan pemodelan untuk mengetahui keakuratan getaran yang diterima. Jika terjadi kebisingan berlebih maka LCU harus dilakukan analisa lebih lanjut.

I.2. Perumusan Masalah

Perumusan masalah dari Tugas Akhir ini adalah:

- 1) Berapa besar getaran yang terjadi di kamar mesin LCU?
- 2) Apa yang menyebabkan timbulnya getaran di kamar mesin LCU?

- 3) Jika terjadi kebisingan berlebih di *superstructure*, bagaimana cara menghindari getaran berlebih yang terjadi di kamar mesin LCU agar sesuai dengan “*ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration*” agar *crew* kapal tidak mengalami kelelahan ketika beraktivitas?

I.3. Tujuan

Dari perumusan masalah diatas, dapat diambil tujuan yang ingin dicapai dalam Tugas Akhir ini adalah:

- 1) Mengetahui seberapa besar getaran yang terdapat pada kamar mesin LCU.
- 2) Mengetahui penyebab yang menimbulkan getaran di kamar mesin dan LCU.
- 3) Mengetahui cara untuk menanggulangi terjadinya resonansi berlebih di kamar mesin LCU. Agar sesuai dengan “*ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration*” sehingga *crew* kapal di *superstructure* dan kamar mesin dapat beraktivitas dengan baik.

I.4. Batasan Masalah

Dengan mengetahui tujuan di atas, maka diambil batasan-batasan masalah seperti berikut:

- 1) Sumber eksitasi yang terjadi hanya berasal di bagian kamar mesin LCU. Sehingga hanya dilakukan pemodelan di bagian kamar mesin dan *superstructure*.
- 2) Penanggulangan yang mungkin untuk dilakukan yaitu dengan mengganti *propeller*.
- 3) Penanggulangan dapat dilakukan tanpa merubah atau mengganti spesifikasi *main engine*.

I.5. Manfaat

Dengan mengetahui tujuan di atas, maka diambil batasan-batasan masalah seperti berikut:

- 1) Mencegah getaran berlebih yang dihasilkan propulsor di kamar mesin LCU.
- 2) Meminimalisir hal-hal yang menjadi penyebab terjadinya getaran jika LCU ini diproduksi kembali.
- 3) Mengetahui solusi yang harus dilakukan jika terdapat getaran berlebih di kamar mesin serta meningkatkan *safety* untuk meminimalisir kebisingan di *superstructure*.

I.6. Hipotesis

Didapatkan dugaan awal bahwa nilai eksitasi pada kamar mesin berlebihan sertaS menimbulkan kebisingan terhadap *crew* kapal di kamar mesin dan *superstructure*, sehingga harus dibuktikan apakah megalami getaran berlebih atau tidak. Jika demikian maka dilakukan analisa lebih lanjut.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II STUDI LITERATUR

II.1. Dasar Teori

Dalam proses analisa pada getaran LCU, maka dibutuhkan dasar teori seperti berikut:

II.1.1. LCU

Landing Craft Utility (LCU) merupakan kapal milik militer yang didesain untuk mengangkut personil, kendaraan, muatan *cargo*, serta muatan yang dibutuhkan pada operasional *offshore*. Tujuan dibangunnya kapal ini untuk membantu penugasan anggota militer. Selain itu juga LCU difasilitasi *ramp door* yang berfungsi untuk *beaching* (sebagai akses muatan kendaraan seperti: *tank*, *transporter*, *truck*, *bulldozer*, *excavator*, dll) sehingga kendaraan yang di dalam LCU dapat langsung turun di daratan (Bottelson, 2001).

Pada awalnya LCU didesain untuk mengangkut peralatan perang seperti *tank* pada Perang Dunia II. Namun seiring berkembangnya zaman LCU diberikan fasilitas *stern ramp* atau *amp door* untuk akses. LCU diklarifikasikan sebagai *commission vessel* (umumnya digunakan dan ditempatkan pada daerah pertempuran pasukan militer) dan sebagai fasilitas transportasi Letnan muda yang melayani komandan mereka. Dan pada saat itu juga, LCU telah diklarifikasikan menjadi kapal yang berfungsi sebagai penjaga dan kapal operator. Selain merupakan tipe kapal jenis displasemen, LCU juga digunakan sebagai sarana pengirim alat berat ke daerah operasi (Bottelson, 2001). Berikut gambar LCU akan ditunjukkan seperti Gambar II.1:



Gambar II.1. LCU

(Sumber: cintabelanegara.blogspot.com)

II.1.2. Struktur

Menurut Hoed (2011), struktur adalah bangunan yang terdiri dari beberapa komponen unsur yang saling berhubungan satu sama lain menjadi satu kesatuan. Kesatuan struktur tersebut memiliki sifat : Transformatif, Otoregul, dan Totalitas.

Definisi struktur menurut Kamus Besar Bahasa Indonesia (KBBI) adalah sesuatu yang disusun atau dibangun menjadi bangunan berdasarkan pola tertentu sehingga menjadi suatu benda, ataupun pengaturan pola dalam Bahasa secara sintagmatis.

Struktur adalah gabungan dari banyak komponen yang tersambung menjadi kesatuan bangunan yang dapat berdiri meskipun diberikan muatan gaya sesuai yang dibutuhkan. Gaya yang diberikan kepada struktur dapat dihasilkan dari gravitasi bumi, angin, *impact*, suhu, guncangan, atau sumber lingkungan yang lain. Contoh struktur benda yang diterapkan pada kehidupan sehari-hari adalah infrastruktur sipil, jembatan, bendungan, terowongan, tangki penyimpanan, tower pembangkit listrik. Sedangkan bangunan non sipil diterapkan pada pesawat, kapal, missil, *offshore platform*, dan struktur transportasi mobil atau truk (Connor, 2012).

Dalam sistem konstruksi terdapat beberapa konstruksi yang saling terhubung yang didesain untuk menerima beban sesuai dengan kebutuhan. Komponen-komponen penegar diletakkan terhadap posisi yang sesuai agar bebannya dapat diterima dan disebarkan dengan baik. Sistem konstruksi pada kamar mesin LCU yang menjadi objek dari Tugas Akhir ini adalah sistem konstruksi melintang. Dalam konstruksi kamar mesin tersebut tersusun dari pelat dan profil baja. Lalu pada pemasangan struktur harus juga diperhatikan, karena dapat mempengaruhi fungsi dari pembebenannya. Misalnya pada pemasangan *beam* dijepit dengan *bracket* memiliki fungsi menahan beban dari banyak arah, sedangkan jika *beam* hanya ditumpu dengan engsel maka hanya dapat menahan gaya dari vertikal saja.

II.1.3. Kamar Mesin

Kamar mesin (*engine room*) merupakan bagian kapal yang didesain khusus untuk tempat sistem penggerak atau *propulsor* kapal. Komponen-komponen propulsor terdiri dari *main engine*, *shaft*, generator, *gear box* atau *thrust block*. Karena tersebut kamar mesin memiliki eksitasi terbesar yang terdapat di bagian kapal (Imron, 2014).

Konstruksi di kamar mesin memiliki penegar yang lebih kaku dari *midship* ataupun ceruk. Hal ini digunakan untuk meredam getaran yang dihasilkan oleh *main engine*. Kemudian jarak antara kamar mesin dengan ceruk haluan minimal sebesar tiga kali jarak gading (BKI, 2014).

Namun fungsi dari *main engine* juga sebagai pembangkit daya listrik pada kapal ketika dalam keadaan *blackout* (SOLAS, 1992). Fungsi *shaft* sebagai penghubung daya yang dihasilkan oleh *main engine* lalu daya tersebut disalurkan ke *propeller*. Bentuk energi yang diterima *propeller* adalah berupa gerakan memutar *blade-blade* pada *propeller*. Timbulnya *thrust* ini memicu adanya getaran pada kamar mesin sehingga dipasangkan *gear box* atau *thrust block* untuk menahan getaran pada komponen propulsor tersebut. Sedangkan generator sebagai penyuplai utama daya listrik pada kapal.

Struktur dalam kamar mesin terdapat *engine foundation*, pembujur alas, pembujur alas dalam, pembujur sisi, pembujur sisi dalam, pelat lunas, pelat alas, pelat alas dalam, pelat sisi, gading, pembujur geladak, dan pelat geladak. Susunan konstruksi melintang dalam kamar mesin cenderung rapat, hal ini dikarenakan untuk meredam dan menyebarkan getaran yang dihasilkan *main engine*.

II.1.4. Superstructure

Bangunan atas atau *superstructure* tepatnya terletak di atas *main deck*. *Superstructure* pada umumnya terdapat *poop deck*, *bridge deck*, *boat deck*, *navigation deck* dan *topside deck*. Begitu juga pada LCU yang terdapat bangunan atasnya pula. Selain itu, di dalam *superstructure* juga terdapat aktivitas *crew* kapal. Sehingga diharapkan getaran yang dihasilkan *superstructure* harus seminim mungkin. *Superstructure* adalah bangunan yang diperluas dari setiap bangunan atau *platform* yang naik di atas sisa bangunan atau *platform* dengan cara yang berbeda. Jadi, *superstructure* dapat diartikan menambahkan konstruksi ke struktur yang sudah ada. Namun, setiap tiang layar dan persenjataan tidak termasuk dalam kategori ini.

Bangunan atas (*superstructure*) adalah bangunan bergeladak dan memiliki lebar dari satu sisi sampai sisi kapal yang lain dan nilainya tidak melebihi 4% B. Kemudian untuk *raised quarter deck* juga dianggap sebagai bangunan atas. Bangunan atas dibagi menjadi 2 macam, yakni: *enclosed space* dan *excluded space*. *Enclosed space* adalah bangunan atas yang mempunyai sekat pelindung yang konstruksinya efisien, terdapatnya pintu keluar masuk (*access*), semua lubang yang terdapat sekat pada ujung-ujung bangunan atas mempunyai penutup yang kedap cuaca dan efisien. Sedangkan *excluded space* adalah ruangan yang tidak dimasukkan dalam *enclosed space* seperti halnya adalah ruangan tersebut tidak terdapat alat penutup, tidak dilengkapi dengan ruangan yang digunakan sebagai menaruh muatan atau kebutuhan kapal (*store*), konstruksi bukaan tidak dapat dipasang penutup (Annex I, 1969).

Ukuran *superstructure* memiliki pengaruh besar pada mobilitas kapal. *Superstructure* dirancang dengan aturannya sendiri berdasarkan tipe kapalnya, sehingga dapat menambah nilai

jual dan dapat menghambat kecepatan. *Superstructure* ini sebagian besar dirancang dalam model yang berbeda-beda. Hal ini karena merupakan bagian kapal yang paling mudah dilihat, dan dapat diartikan untuk mengidentifikasi kapal, oleh karena itu para perancang mencoba untuk menyediakannya dengan identitas yang unik. Meskipun demikian, *superstructure* dapat mengalami getaran yang diperoleh dari resonansi *hull*, jika konstruksi pada lapisan geladak *superstructure* memiliki penguatan yang rendah maka dapat mempengaruhi tingkat getaran (LR, 2015).

II.1.5. Main Engine

Main engine merupakan penghasil daya *thrust* pada kapal. Dengan adanya *thrust* tersebut, timbullah vibrasi pada kapal. Sehingga penempatan dan penegar di sekitar *main engine* harus diperhatikan. Maka *main engine* perlu dipasang *gear box* dan dudukan mesin agar mengurangi terjadinya getaran. *Main engine* tersusun dari beberapa komponen seperti halnya adalah *engine block*, *crank shaft*, *engine cylinder* dan komponen-komponen yang terpasang pada blok seperti pada Gambar II.2.

Engine block tersusun dari *cast iron* atau aluminium alloy. *Crank shaft* terbuat dari baja mesin atau *forged steel*. *Crank shaft* memperkuat blok dan *main journal* serta menghubungkan *connecting rod* serta *flywheel assembly*. *Shaft* umumnya bergerak tidak terhindar dari adanya momen lentur, puntir, dan gaya aksial. Yang perlu diperhatikan dalam desain *shaft* yaitu penentuan tekanan pada titik kritis di *shaft* yang timbul karena pemuatan tersebut (Sharma dkk, 2013).



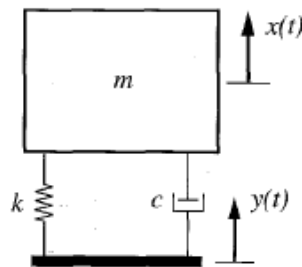
Gambar II.2. *Main engine*
(Sumber: YANMAR Co., Ltd)

II.1.6. Eksitasi

Getaran paksa adalah getaran yang timbul karena adanya eksitasi secara kontinyu pada objek tersebut. Pada dasarnya terdapat dua macam eksitasi berdasarkan sumber penyebab terjadinya getaran, yaitu *base excitation* dan *force excitation*. *Base excitation* (eksitasi

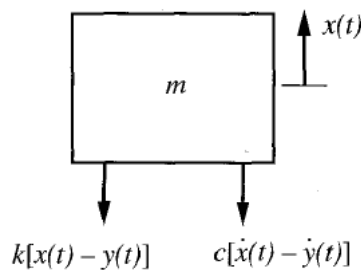
displasemen) adalah pergeseran yang diakibatkan oleh *base*. *Force excitation* adalah pergeseran yang terjadi akibat adanya gaya yang bekerja pada objek bermassa (Imron, 1994).

Pada *base excitation* (Gambar II.3) terdapat eksitasi $y(t)$ dan eksitasi $x(t)$. Hasil respon atau output sistem $y(t)$ yang dikenakan pada input akan menghasilkan eksitasi yang disebut dengan $x(t)$, sehingga besarnya nilai eksitasi $x(t)$ tentunya tidak sama dengan nilai eksitasi $y(t)$. Studi kasus yang diberikan pada peristiwa ini adalah peralatan yang diletakkan di atas geladak kapal dapat menimbulkan adanya pergeseran pada peralatan tersebut, hal ini bisa terjadi karena getaran eksitasi *propeller* di kamar mesin (Meirovitch, 2001).



Gambar II.3. *Base excitation*
(Sumber: Meirovitch, 2001)

Di atas merupakan gambar pemodelan dari gambaran studi kasus sebelumnya, yang mana pada peralatan tersebut kekakuan material digambarkan pegas (k) dan sifat material digambarkan peredam (c). Kemudian hasil pemodelan dibentuklah *free body diagram* untuk mempermudah pengerjaan. Berikut (Gambar II.4) adalah gambar dari *free body diagram* (FBD) dengan menerapkan Hukum Newton II:



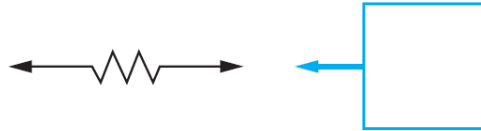
Gambar II.4. FBD dari Gambar II.3
(Sumber: Meirovitch, 2001)

Setelah itu disusunlah f_s dan f_d berdasarkan Hukum Newton II seperti Persamaan II.1 dan Persamaan II.2:

$$\Sigma F = m a \quad (\text{II.1})$$

$$-f_s - f_d = m\ddot{x} \quad (\text{II.2})$$

Harga \ddot{x} sama dengan a (percepatan) karena a merupakan turunan dari x (jarak). Kemudian setelah dilakukan eliminasi pada f_s dan f_d sehingga tinggal harga $x(t)$ yang belum diketahui. Untuk mengetahui harga $x(t)$ maka dilakukan pemodelan pada FBD pegas seperti Gambar II.5 berikut:



Gambar II.5. FBD pada pegas
(Sumber: Kelly, 2012)

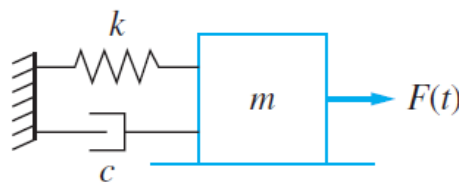
Diasumsikan massa pegas sangat kecil sehingga nilainya diabaikan. Dengan demikian dirumuskan $f_s = k(x - y)$, yang mana pada rumusan tersebut harus $(x - y)$ dan tidak oleh terbalik $(y - x)$. Gaya yang bekerja pada FBD menunjukkan bahwa pegas dalam keadaan tegang / *tension*. Dengan demikian hal ini menunjukkan bahwa $x > y$ pada waktu getaran berhenti ssesaat. Rumus untuk f_s harus menghasilkan angka positif supaya konsisten dengan arah gaya pada gambar. Angka positif ini didapat dari $x - y$ (Meirovitch, 2001).

Dengan pendapat yang sama $f_d = k(\dot{x} - \dot{y})$ dan jika harga f_s dan f_d disubstitusikan pada Hukum Newton II, sehingga didapatkan Persamaan II.3:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} \quad (\text{II.3})$$

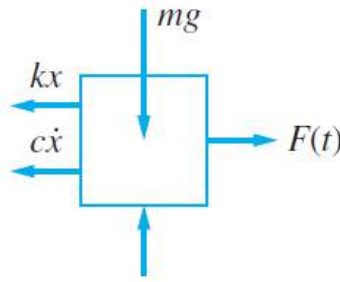
Yang mana harga-harga m , c , k , $y(t)$ dan $\dot{y}(t)$ telah diketahui, maka harga $x(t)$ dapat dicari.

Pada *force excitation* seolah-olah objek diberikan gaya atau massa, dengan begitu eksitasi gaya yang bekerja merupakan fungsi harmonik $f(t)$. Berikut (Gambar II.6) adalah gambar model dari eksitasi gaya:



Gambar II.6. Fungsi harmonik pada eksitasi gaya
(Sumber: Kelly, 2012)

Yang mana $x(t)$ adalah besarnya getaran yang dicari dan $f(t)$ adalah besarnya eksitasi yang diketahui. Untuk mempermudah perhitungan fungsi harmonik di atas maka perlu dilakukan analisa dengan *free body diagram* (Gambar II.7) dan dimasukkan ke dalam persamaan huku Newton II seperti halnya pada persamaan berikut:



Gambar II.7. FBD dari fungsi harmonik eksitasi gaya
(Sumber: Kelly, 2012)

Ketika dimasukkan ke dalam persamaan Hukum Newton II didapatkan Persamaan II.4:

$$\begin{aligned} \Sigma F &= m\ddot{x} \\ -fd - fs + f &= m\ddot{x} \end{aligned} \quad (\text{II.4})$$

Substitusikan seperti sebelumnya: $fs = kx$, $fd = c\dot{x}$ sehingga persamaan geraknya seperti Persamaan II.5:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (\text{II.5})$$

Harga m , c , k dan $f(t)$ diasumsikan telah diketahui. Apabila $f(t)$ adalah fungsi harmonik, maka Persamaan II.6 adalah:

$$f(t) = F \cos \omega t \quad (\text{II.6})$$

Dimana F adalah amplitudo gaya eksitasi dan ω adalah frekuensi eksitasi (perhatikan bahwa dalam contoh ini sudut fase = 0).

II.1.7. Natural Frequency

Natural frequency atau frekuensi natural adalah frekuensi objek sistem yang memiliki massa dan kekakuan bergetar ketika diberikan kondisi awal, sehingga objek tersebut bergetar secara bebas karena diasumsikan tidak memiliki adanya redaman. Syarat untuk menghitung frekuensi natural adalah semua gaya eksitasi dan gaya redaman pada suatu sistem harus dihilangkan (Kelly, 2012). Untuk sistem yang sederhana dapat dielesaikan menggunakan rumus Persamaan II.7 berikut:

$$fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{II.7})$$

Akan tetapi jika dilakukan analisa terhadap konstruksi kamar mesin diperlukan aplikasi *finite element*. Hal ini dikarenakan konstruksi kamar mesin tersusun dari sistem konstruksi yang kompleks. Penentuan tipe, jumlah elemen, serta penetapan kondisi batas akan sangat berpengaruh terhadap hasil yang didapatkan (Imron, 1994).

Menurut Lewis (1988) dalam bukunya *Principles of Naval Architecture Volume II*, frekuensi alami adalah frekuensi dimana sistem mengalami getaran ketika dirangsang secara impulsif dari *rest position*. Untuk mengetahui besarnya frekuensi natural suatu objek adalah bahwa sistem tersebut memiliki massa dan kekakuan. Untuk distribusi massa dan kekakuan yang kontinyu, sistem memiliki jumlah frekuensi alami yang tak terbatas, meskipun memiliki harga yang relatif kecil biasanya memiliki arti praktis. Pada stimulasi impulsif dari *rest position*, sistem kontinyu akan bergetar pada semua frekuensi naturalnya, dalam superposisi. Dan derajat getaran pada frekuensi natural tertentu akan tergantung pada karakteristik stimulus impulsif.

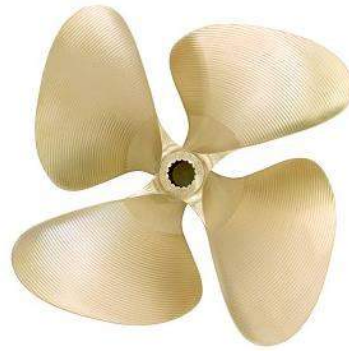
II.1.8. Propeller

Menurut Carlton (2007) *propeller* merupakan propulsor kapal. *Propeller* dapat bergerak karena terdapat koneksi dengan *main engine* yang difasilitasi dengan *shaft*. *Propeller* dapat menimbulkan adanya *thrust* karena adanya putaran pada *blade*-nya. *Blade propeller* biasanya 3, 4, dst, sesuai dengan kebutuhan kapalnya.

Menurut Carlton (2007) dalam bukunya *Marine Propellers and Propulsion* membandingkan dua teori yakni antara Teori Rankine dan Teori R.E. Froude. Bahwa Teori Rankine merupakan teori pergerakan *propeller* sederhana tergantung dengan pergerakan axial pada aliran air yang melewati seluruh *propeller*. Oleh karena itu, teori ini tidak koncern terhadap geometri *propeller* yang mana memproduksi *thrust*, dan akibatnya perhitungan mengenai dayanya tidak dapat digunakan pada desain *propeller* yang beragam. Sehingga untuk mencapai kesimpulan yang mutlak mengenai pergerakan *propeller* dibutuhkan teori-teori yang lain dan eksperimen. Berikut merupakan asumsinya :

1. *Propeller* bekerja pada fluida ideal dan oleh karena itu tidak mengalami kehilangan energy ketika poses *frictional drag*.
2. *Propeller* dapat digantikan dengan actuator disc, dan dianggap equivalen dengan memiliki *blade* yang tak terbatas.
3. *Propeller* dapat memproduksi *thrust* tanpa mengakibatkan rotasi karena *slipstream*.

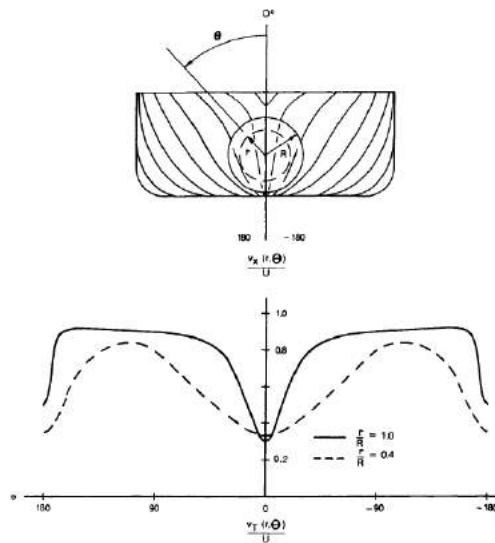
Sedangkan pada Teori R.E. Froude cara kerjanya dengan menghilangkan asumsi ketiga (*axial momentum*) dan menganggap bahwa *propeller* memberi kecepatan rotasi dalam peristiwa *slipstream*. Dengan demikian pemodelan pergerakan *propeller* lebih realistik. Gambar *propeller* akan ditampilkan seperti (Gambar II.8) berikut:



Gambar II.8. *Propeller*
(Sumber: www.boatownersworld.com)

II.1.9. *Blade Rate Frequency*

Menurut Lewis (1988), *propeller* kapal yang berputar selalu pada daerah *wake* yang tidak sama. Pada daerah di atas lingkaran, terjadi *wake* yang besar. Sedangkan pada daerah di dalam lingkaran, terjadi *wake* yang kecil. Berikut adalah aliran air pada daerahnya seperti pada Gambar II.9:



Gambar II.9. Perbedaan harga *wake* pada buritan kapal
(Sumber: Lewis, 1988)

Propeller di atas menimbulkan eksitasi yang berbeda disetiap bentuk daerahnya. Sehingga dengan adanya daerah yang tidak *uniform* dapat menimbulkan adanya sensitivitas tekanan dan kavitasi yang tinggi. Ketika aliran *wake* yang tinggi dilewati oleh *blade propeller* maka akan terjadi gaya dorong yang disebut dengan *thrust*. Untuk setiap N *blade* yang dimiliki *propeller* berputar, maka akan terbentuk gaya dorong sebesar N kalinya. Sehingga *blade propeller* sebanyak N tersebut akan melewati *wake* yang tinggi. *Blade rate frequency* dapat mempengaruhi besarnya frekuensi eksitasi seiring bertambahnya *blade*. Berikut merupakan Persamaan II.8 dari *blade rate frequency*:

$$f = \frac{RPM}{60} N \quad (II.8)$$

dimana f adalah besarnya frekuensi eksitasi, RPM adalah rotasi per menit oleh *propeller*, N adalah jumlah *blade propeller*, dan 60 berarti dalam 1 menit terdapat 60 detik.

Untuk mengetahui besarnya nilai resonansi baling-baling maka diperlukan nilai frekuensi eksitasi (ω) dan frekuensi natural (ω_n) *propeller*. Dengan diketahuinya nilai-nilai tersebut maka akan didapatkan harga F karena adanya osilasi gaya dorong akibat putaran *propeller*. Dapat terjadi osilasi karena *blade propeller* menuju area *wake* yang tidak *uniform*. Sistem pada penggerak kapal diibaratkan seperti sistem yang memiliki eksitasi seperti Persamaan II.11 dan Persamaan II.12 berikut:

$$f(t) = F \cos (\omega t - \beta) \quad (II.9)$$

$$x(t) = X \cos (\omega t - \alpha) \quad (II.10)$$

$$X = \frac{F}{k \sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + (2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right))^2}} \quad (II.11)$$

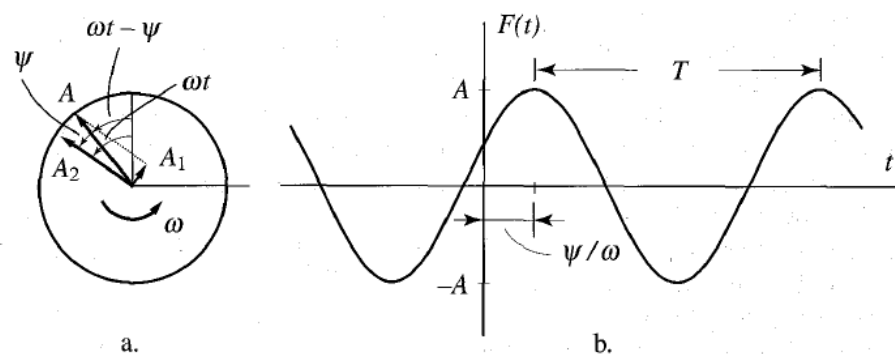
$$\alpha = \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \right\} + \beta \quad (II.12)$$

Dimana :

$$F (\text{gaya}) = \beta \times \text{Tor} \left(\frac{RPM}{RPMr} \right) \quad (II.13)$$

$$\zeta (\text{zeta}) = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (II.14)$$

Berikut (Gambar II.10) merupakan grafik hubungan antara *thrust* terhadap waktu pada harga RPM tertentu :



Gambar II.10. (a).Vektor rotasi, (b).Hubungan antara *thrust* dan waktu
(Sumber: Meirovitch, 2001)

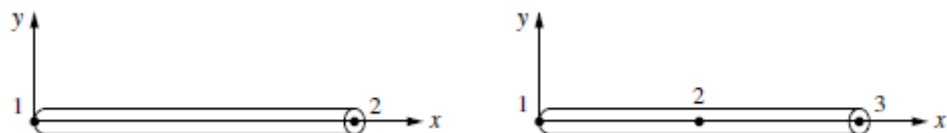
Gaya eksitasi $f(t)$ dapat juga disebut dengan *alternating thrust* yang mana pada *thrust* ini setiap harganya dipengaruhi oleh waktu ketika berosilasi, sehingga fungsinya didekati dengan fungsi harmonik. Sedangkan T_0 disebut dengan *steady thrust* karena harga *thrust* rata-rata nya tidak berubah berdasarkan fungsi waktu. T_0 biasanya digunakan untuk referensi desain *propeller*, seperti halnya besaran EHP (*Effective Horse Power*) kapal.

II.1.10. Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga atau *finite element method* adalah metode numerik untuk membantu menyelesaikan masalah-masalah pada *engineering* dan *mathematical physic*. Permasalahan *engineering* dan *mathematical physic* yang diselesaikan menggunakan metode elemen hingga seperti halnya adalah: analisis struktural, perpindahan panas, aliran fluida, transportasi massa, potensial elektromagnetik (Logan, 2007).

Pendekatan umum yang digunakan pada metode elemen hingga, yakni metode fleksibilitas dan metode kekakuan. Pada metode fleksibilitas, gaya dalam struktur digunakan sebagai variabel yang dicari dalam metode ini. Persamaan keseimbangan digunakan untuk mendapatkan *governing equation*. Lalu persamaan yang lain didapat dengan memberikansyarat kompatibilitas (*compatibility equations*). Sedangkan metode kekakuan/perpindahan (*Displacement Method*), merupakan perpindahan titik *nodes* yang digunakan sebagai variabel yang harus dicari dalam metode ini. Syarat kompatibilitas mengharuskan elemen yang berhubungan tetap menyatu ketika mengalami deformasi. (Tawekal, 1991). Reaksi dalam suatu materi struktur disebut gaya dalam. Gaya dalam tersebut ialah : gaya normal, gaya lintang, dan gaya momen. Reaksi yang ditimbulkan pada struktur materi ialah peralihan bentuk fisik materi (*displacement*) (Weaver dkk, 1987).

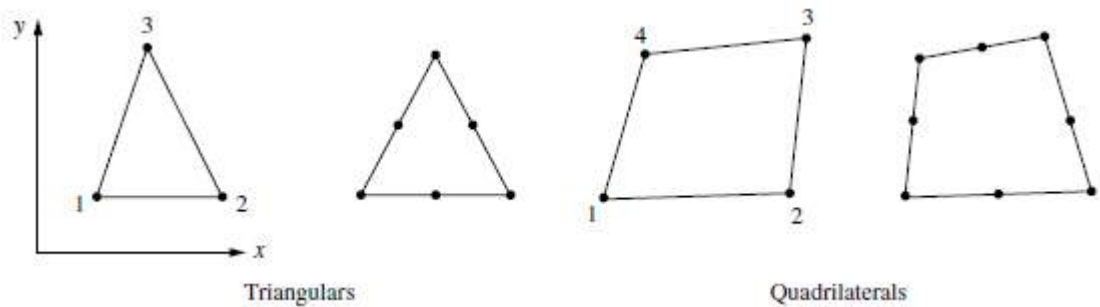
Pada elemen garis satu dimensi terdiri dari batang (*bar/truss*) dan elemen *beam*. Elemen-elemen ini sering digunakan pada model batang dan struktur gading (*frame*). Elemen garis yang paling sederhana memiliki dua *node* dari ujung samapi ke ujung, meskipun begitu ada juga yang memiliki tiga sampai lebih *node* (Gambar II.11).



Gambar II.11. *Bar* atau *truss* yang memiliki dua sampai tiga *node*
(Sumber: Logan, 2007)

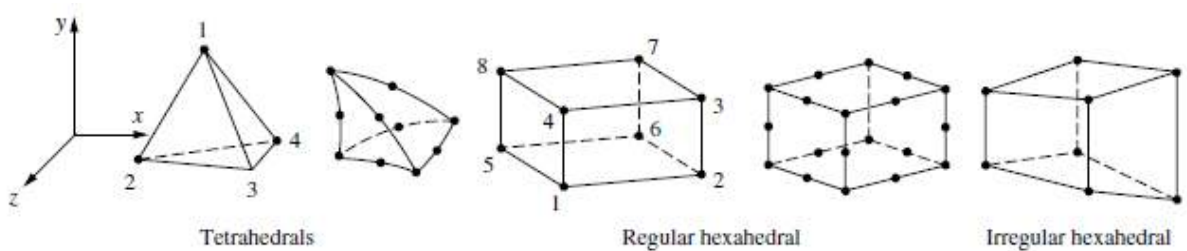
Pada dua dimensi atau biasa disebut bidang elemen diberikan muatan gaya pada bidangnya (bisa berupa tegangan pada bidangnya ataupun kondisi regangan pada bidangnya).

Elemen-elemen tersebut terdiri dari bentuk *triangular* atau *quadrilateral*. Elemen dua dimensi paling sederhana memiliki *node* diujung-ujung sisinya yang lurus atau *boundary*. Elemen-elemen ini memiliki ketebalan-ketebalan yang beragam, namun seluruhnya bernilai konstan. Elemen-elemen tersebut sering digunakan untuk memodelkan objek yang menjadi permasalahan dalam *engineering* yang memiliki jangkauan yang lebar. Berikut (Gambar II.12) adalah bentuk dari elemen dua dimensi



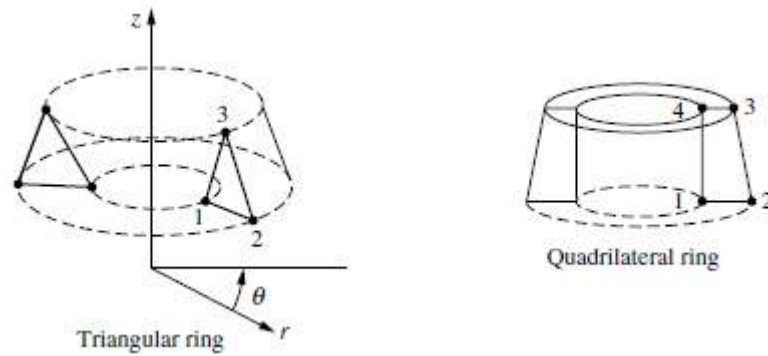
Gambar II.12. Bentuk elemen dua dimensi sederhana
(Sumber: Logan, 2007)

Elemen-elemen tiga dimensi adalah *tetrahedral* dan *hexahedral*. Elemen-elemen tersebut digunakan ketika keperluan analisis tegangan tiga dimensi. Basis dari elemen tiga dimensi pada Gambar II.13 memiliki *node* pada setiap ujung dan sisi tegaknya, dimana elemen-elemen yang lebih besar dengan *node* ditengah tepinya memiliki permukaan yang membentuk kurva di setiap sisinya.



Gambar II.13. Bentuk elemen tiga dimensi sederhana
(Sumber: Logan, 2007)

Pada elemen aksimetris (Gambar II.14) merupakan pengembangan dari pergantian elemen *triangle* atau *quadrilateral* pada sumbu tetap yang terletak pada bidang elemen yang melintasi sudut 360° nya (*revolve*). Elemen ini digunakan pada geometri dan muatan yang memiliki permasalahan aksimetris (Logan, 2007).



Gambar II.14. Bentuk elemen aksimetris trianguler dan quadrilateral
(Sumber: Logan, 2007)

Metode-metode *weighted residuals* merupakan kumpulan metode yang digunakan mengembangkan persamaan mencari elemen, seperti halnya metode Galerkin. Hasil dari Metode Galerkin memiliki harga yang sama dengan metode energi yang telah diterapkan. Metode *weighted residual* menggunakan metode elemen hingga untuk diterapkan menjadi persamaan diferensial. Terdapat tiga metode untuk menghasilkan persamaan yang mana digunakan untuk menyelesaikan persamaan batang satu dimensi, yaitu : metode kesetimbangan (*direct equilibrium method*), metode energi (*work of energy method*), dan metode *weighted residuals*. Berikut adalah Persamaan II.16 yang digunakan untuk memecahkan permasalahan pada batang satu dimensi:

$$\{f\} = [k]\{d\} \tag{II.15}$$

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \dots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{24} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & & & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \dots \\ d_n \end{Bmatrix} \tag{II.16}$$

dimana :

$\{f\}$ = vektor gaya pada titik simpul

$[k]$ = matriks kekakuan elemen

$\{d\}$ = vektor perpindahan titik simpul / *displacement*

Lalu setelah didapatkan rumusan di atas, maka cara untuk mencari persamaan global/total pada satu elemen penuh yaitu dengan menggabungkan dengan metode superposisi (*direct stiffness method*) berdasarkan kesetimbangan gaya pada titik *nodal*. Persamaan global dapat dituliskan dalam bentuk matriks seperti Persamaan II.17 berikut:

$$\{F\} = [K]\{d\} \tag{II.17}$$

dimana:

$\{F\}$ = vektor gaya global pada titik *nodal*

$[K]$ = matriks kekakuan global struktur

$\{d\}$ = vektor perpindahan titik *nodal*

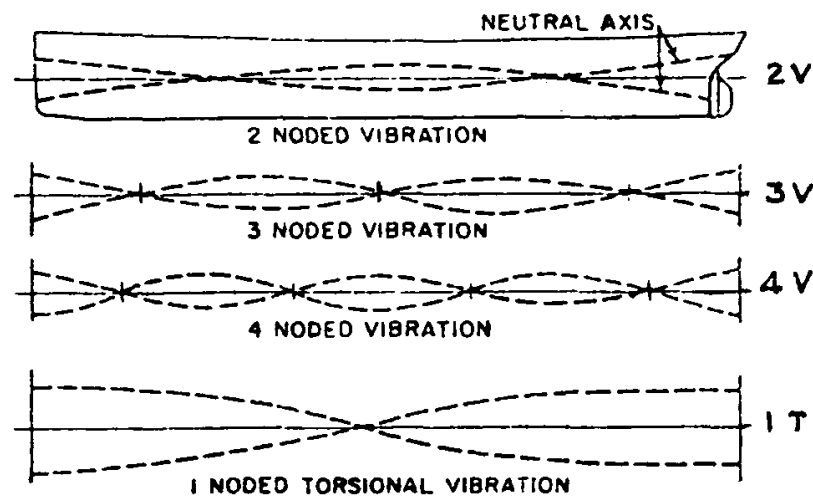
Dengan didapatkan rumusan global di atas, maka rumusan ini dapat dimodifikasi untuk menghitung permasalahan elemen dengan kondisi batas. Sehingga dihasilkan rumusan persamaan simultan yang dituliskan dalam bentuk matriks seperti Persamaan II.18 berikut:

$$\begin{Bmatrix} F1 \\ F2 \\ \dots \\ Fn \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K11 & K12 & \dots & K1n \\ K21 & K22 & & \\ \dots & \dots & & \\ Kn1 & \dots & & Knn \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d1 \\ d2 \\ \dots \\ dn \end{Bmatrix} \quad (\text{II.18})$$

dimana n adalah jumlah total dari derajat kebebasan titik *nodal* struktur. Cara untuk menyelesaikan persamaan di atas yaitu dengan metode eliminasi atau metode iterasi agar didapatkan besarnya nilai *displacement* (Logan, 2007).

II.1.11. Mode Shape

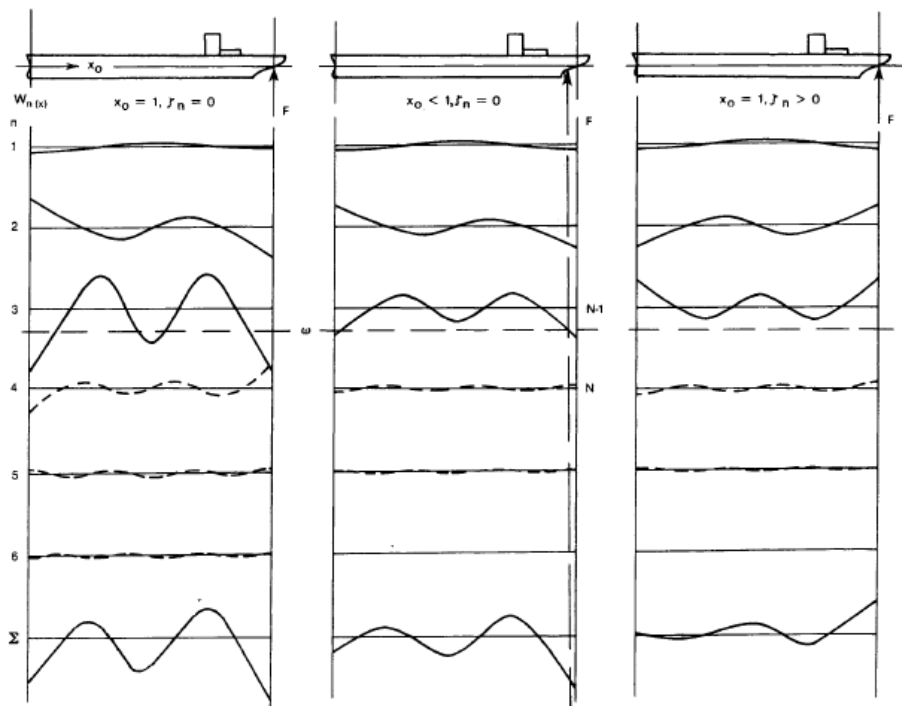
Menurut Lewis (1988) pada bukunya *Principle of Naval Architecture Volume II*, *mode* merupakan setiap frekuensi natural yang berbeda dari suatu sistem yang mendefinisikan sistem *mode* getaran. *Mode* diatur secara numerik ke atas dari frekuensi natural terendah. *Mode shape* merupakan distribusi amplitudo relatif, atau bentuk perpindahan yang saling terkait dengan masing-masing *mode*-nya. Berikut pada Gambar II.15 menggambarkan bentuk *mode girder* lambung kapal. Tiga bentuk *mode* bidang vertikal yang ditunjukkan sesuai dengan tiga *mode* bidang vertikal yang ditunjukkan sesuai dengan *mode* lentur bidang vertikal pertama, dan dua *mode* yang lebih rendah, yang masing-masing bentuk *mode*-nya sesuai dengan *heave* dan *pitch* yang kaku, dan *mode* tersebut terjadi pada frekuensi natural yang rendah.



Gambar II.15. Mode-mode pada girder lambung yang dikenai getaran
(Sumber: Lewis, 1988)

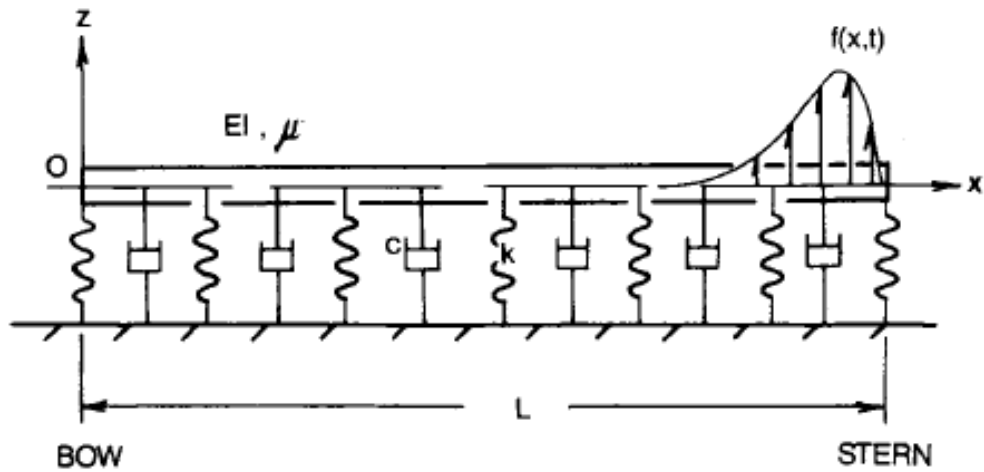
Pada sistem dengan satu DK (derajat kebebasan) tanpa damping, apabila sistem tersebut terdapat gangguan keseimbangannya maka sistem akan bergetar sebesar frekuensi naturalnya, yakni hanya terdapat satu frekuensi natural. Sehingga sistem tersebut hanya memiliki satu konfigurasi displasemen. Akan tetapi pada sistem yang memiliki banyak DK, maka akan terdapat lebih dari satu frekuensi natural dan konfigurasi getaran, frekuensi natural dan konfigurasi getarannya sebanyak derajat kebebasannya. Konfigurasi getaran ini disebut dengan *mode shape*. Setiap *mode* bergetar dengan satu frekuensi natural, sehingga jumlah *n mode*-nya selalu sama dengan *n* banyaknya frekuensi natural (Imron, 1994).

Metode *mode-superposition* adalah sebuah prosedur linier yang digunakan dalam menganalisa struktur dengan respon dinamis. Metode ini mampu mengevaluasi, mereduksi waktu perhitungan, dan mengkonversi *mode shape* getaran. Dengan metode ini, respon dinamis pada struktur dapat didekati dengan bagian superposisi pada angka yang kecil disetiap *eigenmodes*. *Mode-superposition* (Gambar II.16) sangatlah penting ketika frekuensi pemuatan dibatasi. Serta dapat digunakan untuk menganalisa domain frekuensi selama frekuensi pemuatan diketahui.



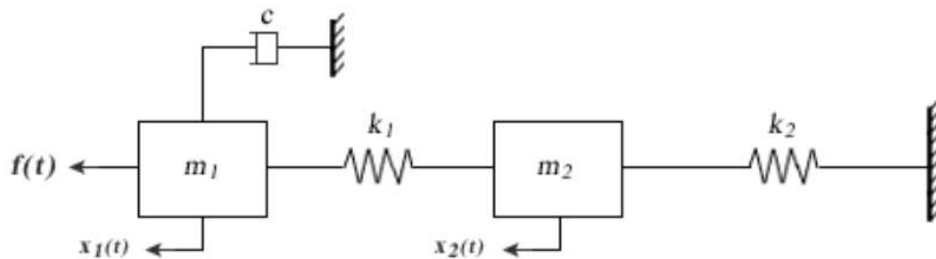
Gambar II.16. *Mode superposition* pada lambung kapal
(Sumber: Lewis, 1988)

Selain *mode superposition* yang ditinjau seluruh kapal, getaran dapat ditinjau juga dengan mengetahui perpindahan *girder* di setiap bagian kapal, yakni *bow*, *midship*, dan *stern*. Berikut (Gambar II.17) adalah bentuk dari *mode superposition*:



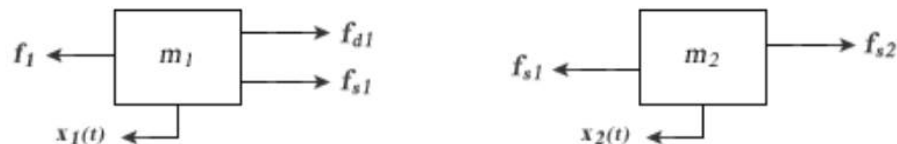
Gambar II.17. Mode-mode pada girder lambung yang dikenai getaran
(Sumber: Lewis, 1988)

Berikut merupakan salah satu cara menyelesaikan permasalahan pada pemodelan sistem dengan dua DK. Persamaan gerak atau persamaan diferensial untuk sistem dua DK dapat dikerjakan seperti halnya sistem dengan satu DK. Berikut Gambar II.18 dan Gambar II.19 adalah langkah-langkah yang digunakan dalam menurunkan persamaan gerak:



Gambar II.18. Model sistem 2 DK
(Sumber: Imron, 1994)

1. Identifikasi jumlah derajat kebebasan, dalam hal ini $N = 2$, yakni x_1 dan x_2 ,
2. Free body diagram dan Hukum Newton,



Gambar II.19. Free body diagram dari sistem 2 DK
(Sumber: Imron, 1994)

$$\Sigma F_x = m_1 \ddot{x}_1$$

$$f_1 - f_{s1} - f_{d1} = m_1 \ddot{x}_1$$

$$\Sigma F_x = m_2 \ddot{x}_2$$

$$f_{s1} - f_{s2} = m_2 \ddot{x}_2$$

3. Eliminasi persamaan menggunakan Persamaan II.19, Persamaan II.20, dan Persamaan II.21,

$$f_{s1} = k_1(x_1 - x_2) \quad (\text{II.19})$$

$$f_{s2} = k_2 x_2 \quad (\text{II.20})$$

$$f_d = c_1 \dot{x}_1 \quad (\text{II.21})$$

4. Substitusi kembali seperti Persamaan II.22,

$$f_1 - k_1(x_1 - x_2) - c_1 \dot{x}_1 = m_1 \ddot{x}_1 \quad (\text{II.22})$$

$$k_1(x_1 - x_2) - k_2 x_2 = m_2 \ddot{x}_2$$

Hal di atas menandakan bahwa sistem dua DK memiliki jumlah yang sama dengan massanya yaitu dua. Setiap massa memiliki satu displasemen, sehingga pada sistem dua DK tersebut terdapat dua dispalsemen. Dengan mengetahui jumlah massa berbanding lurus dengan jumlah DK nya, maka dapat diketahui bahwa benda tegar memiliki enam DK (Imron, 1994).

Setelah didapatkan persamaan dari eliminasi, maka didapatkan persamaan seperti berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 &= f_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_1 x_1 + (k_1 + k_2) x_2 &= 0 \end{aligned}$$

Lalu didapatkan matrix dari persamaan di atas yang dituliskan seperti Persamaan II.23 berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{II.23})$$

Kemudian persamaan di atas disederhanakan menjadi Persamaan II.24 berikut:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (\text{II.24})$$

Persamaan diatas berlaku untuk sembarang sistem N derajat kebebasan. Gaya luar $\{f(t)\}$ adalah fungsi harmonik sederhana yang dianggap mempunyai sudut fase β_j . Nilai gaya luar $\{f(t)\} = \text{Re}\{F^* e^{i\omega t}\}$ didapat dari korelasi *response steady state* fungsi harmonik dari sistem linier, yakni $\{x(t)\} = \text{Re}\{A\} e^{i\omega t}$. A adalah vektor amplitudo kompleks yang harganya dapat diketahui melalui Persamaan II.27 berikut:

$$x_1(t) = x_1 \cos(\omega t - \alpha_1) \quad (\text{II.25})$$

$$x_2(t) = x_2 \cos(\omega t - \alpha_2) \quad (\text{II.26})$$

$$x(t) = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (\text{II.27})$$

$$\text{dimana } \{A\} = \begin{Bmatrix} A1 \\ A2 \end{Bmatrix}$$

Harga $\{f(t)\}$ dan $\{x(t)\}$ yang telah didapatkan, kemudian dimasukkan ke dalam persamaan gerak bentuk matriks di atas dan dipatkan persamaan seperti Persamaan II.28 berikut:

$$\{-\omega^2[m] + i\omega[c] + [k]\}\{A\} = \{F^*\} \quad (\text{II.28})$$

Ketika nilai di atas didefinisikan maka didapatkan Persamaan II.30,

$$[D(\omega)] = -\omega^2[m] + i\omega[c] + [k] \quad (\text{II.29})$$

$$[D]\{A\} = \{F^*\} \quad (\text{II.30})$$

$$\{A\} = [D]^{-1}\{F^*\} \quad (\text{II.31})$$

Jika harga A telah didapatkan maka besarnya amplitudo dan sudut fase dapat dicari seperti halnya mencari sistem satu DK seperti Persamaan II.32:

$$A_j = A3_j - A4_j \quad (\text{II.32})$$

$$X_j = \sqrt{A3_j^2 + A4_j^2} \quad (\text{II.33})$$

$$\alpha_j = \tan^{-1} \frac{A4_j}{A3_j} \quad (\text{II.34})$$

Model ini menggunakan dua DK sehingga terbentuk matriks dinamik seperti Persamaan II.37 dan Persamaan II.38 berikut:

$$[D] = -\omega^2 \begin{bmatrix} m1 & 0 \\ 0 & m2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k1 & -k1 \\ -k1 & k1 + k2 \end{bmatrix} \quad (\text{II.35})$$

$$[D] = \begin{bmatrix} -\omega^2 m1 + i\omega c1 + k1 & -k1 \\ -k1 & -\omega^2 m2 + k1 + k2 \end{bmatrix} \quad (\text{II.36})$$

$$(-\omega^2 m1 + i\omega c1)A1 - k1 A2 = F1 e^{-i\beta t} \quad (\text{II.37})$$

$$-k1 A1 + (-\omega^2 m2 + k1 + k2)A2 = 0 \quad (\text{II.38})$$

Dengan didapatkan persamaan diatas, maka nilai A1 dan A2 lebih mudah untuk didapatkan menggunakan rumusan berikut:

$$\{A\} = [D]^{-1}\{F^*\}$$

Apabila harga $[D(\omega)]$ untuk kondisi tanpa damping dan tanpa gaya luar ini ditulis dengan Persamaan II.39,

$$[D^*(\omega)] = -\omega^2[m] + [k] \quad (\text{II.39})$$

Maka persamaan geraknya menjadi Persamaan II.40 berikut:

$$[D^*(\omega)]\{A\} = 0 \quad (\text{II.40})$$

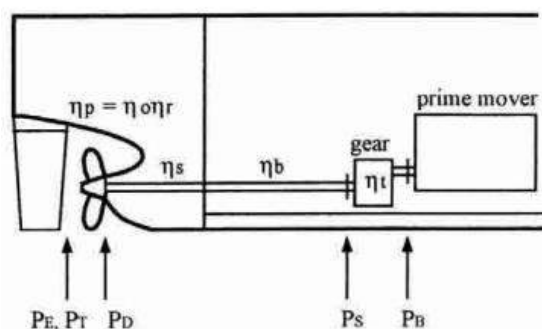
$$\det[D^*(\omega)] = 0 \quad (\text{II.41})$$

Ada tiga macam bahasan utama yang harus diperhatikan pada sistem banyak DK, yakni:

1. Untuk sistem dengan banyak DK, secara umum harga ω_j dapat dihitung dengan cara menulis determinan matriks dinamik $\det[D^*(\omega)] = P(\omega)$, yaitu polinomial orde N sebagai fungsi dari ω^2 .
2. Kalau sistem dengan banyak DK ini hanya mempunyai satu frekuensi eksitasi ω , maka respon *steady state* nya juga akan bergetar dengan frekuensi yang sama dengan frekuensi tersebut.
3. Sistem dengan banyak DK akan mempunyai jumlah frekuensi natural yang terhingga karena sistem ini mempunyai derajat kebebasan yang terhingga pula. Semua sistem di dunia yang dapat bergetar, memiliki frekuensi yang tak terhingga karena semua sistem di dunia adalah sistem kontinyu.

II.1.12. Perhitungan Thrust Horse Power

Untuk mendapatkan harga *thrust* THP (*Thrust Horse Power*) *propeller*, maka data BHP (*Break Horse Power*) kapal harus diolah terlebih dahulu seperti yang ditunjukkan pada Gambar II.20. Menurut Parson (2001) *parametric design* rumusan mencari *thrust* adalah sebagai berikut:



Gambar II.20. Cara untuk mendapatkan THP
(Sumber: Parson, 2001)

- i. DHP (Delivery Horse Power), daya pada tabung poros baling-baling seperti Persamaan II.42:

$$DHP = THP / \eta_p \quad (II.42)$$
 dimana

$$\eta_p = \eta_o \cdot \eta_r \quad (II.43)$$
- ii. SHP (Shaft Horse Power), daya pada poros baling-baling seperti Persamaan II.44:

$$SHP = DHP / \eta_b \eta_s \quad (II.44)$$
 dimana

$$\eta_b \eta_s = 0.97 \text{ (untuk mesin di tengah)} \quad (II.45)$$

- iii. BHP (Break Horse Power), daya awal keluaran yang dihasilkan langsung oleh mesin seperti Persamaan II.46:

$$\text{BHP} = \text{SHP} / \eta_T \quad (\text{II.46})$$

dimana

$$\eta_T = 0.975 \text{ (untuk medium speed diesel)} \quad (\text{II.47})$$

- iv. BHP MCR (Break Horse Power), daya awal keluaran maksimum yang dihasilkan langsung oleh mesin Persamaan II.48:

$$\text{BHP MCR} = \text{BHP} / 0.85 \quad (\text{II.48})$$

(Parson, 2001)

II.1.13. Tes Konvergensi

Dalam jurnal *Fundamental FEA Concepts and Applications*, rasio nilai eigen tertinggi dibanding dengan nilai eigen terendah pada sebuah matriks. Eksponen angka ini memberikan ukuran jumlah digit yang diperlukan dalam perhitungan untuk mempertahankan akurasi hasil numerik. Semakin tinggi angka kondisi maka peluang didapatkannya kesalahan numerik semakin banyak, sedangkan semakin rendah angka kondisi maka peluang didapatkan kesalahan numerik semakin kecil. Namun untuk mendapatkan solusi harga membutuhkan iterasi waktu yang lama dan jika jumlah elemen terlalu besar maka dapat meningkatkan *round-off error*.

II.1.14. Human Exposure akibat Getaran

Menurut Griffin (1996) mengenai kekebalan tubuh manusia, getaran pada tubuh manusia dapat dimodelkan menjadi banyak derajat kebebasan antara frekuensi 1 – 80 Hz. Untuk getaran yang dikenai pada tangan manusia maka frekuensi dapat mencapai harga 1250 Hz. Ketika frekuensi eksternal mencapai harga eksitasi pada salah satu frekuensi natural maka fenomena resonansi dapat terjadi. Hal ini dapat menambah efek dan resiko pada tubuh akibat getaran tersebut.

Menurut Gomes dan Savionek (2014), banyak faktor yang mempengaruhi efek kesehatan yang diakibatkan karena kaitan getaran dan *human exposure*. Seperti halnya pusing, berkurangnya ketajaman penglihatan, muak dan kacau terhadap suatu susunan, hal tersebut dapat terjadi ketika frekuensi getaran pada kisaran 0.1 sampai 0.7 Hz. Atau efek yang lainnya adalah meningkatnya frekuensi tekanan darah akibat getaran yang menghasilkan frekuensi di bawah 20 Hz.

Menurut ABS, kriteria yang dapat diterima dalam akselerasi rms frekuensi tertimbang adalah dari 0.5 Hz sampai 80 Hz. Lalu kriteria *motion sickness* yang biasa disebut dengan

Motion Sickness Dose Value (MSDVZ) terdapat pada frekuensi antara 0.1 Hz sampai 0.5 Hz. Kemudian maksimum akselerasi rms tertimbang untuk ukuran *crew* dijelaskan seperti Tabel II.1 berikut:

Tabel II.1. Akselerasi tertimbang untuk ukuran *crew* (*habitability*)

<i>ABS Optional Notation</i>	<i>Frequency Range</i>	<i>Acceleration Measurement</i>	<i>Maximum Level</i>
HAB	0.5 - 80 Hz	a_w	0.4 m/s ²
HAB+	0.5 - 80 Hz	a_w	0.315 m/s ²

Sumber: *ABS Guide Notes on Ship Vibration*

lalu maksimum akselerasi rms tertimbang untuk ukuran penumpang dijelaskan seperti Tabel II.2 berikut:

Tabel II.2. Akselerasi tertimbang untuk ukuran kenyamanan penumpang (*comfort*)

<i>ABS Optional Notation</i>	<i>Frequency Range</i>	<i>Acceleration Measurement</i>	<i>Maximum Level</i>
COMF	0.5 - 80 Hz	a_w	0.315 m/s ²
COMF+	0.1 - 0.5 Hz	$MSDV_Z$	30 m/s ^{1.5}
	0.5 - 80 Hz	a_w	0.20 m/s ²

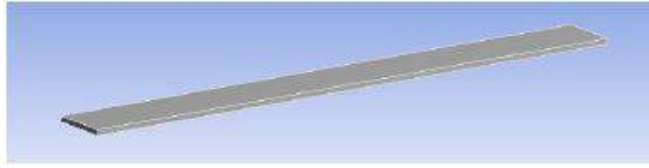
Sumber: *ABS Guide Notes on Ship Vibration*

II.2. Tinjauan Pustaka

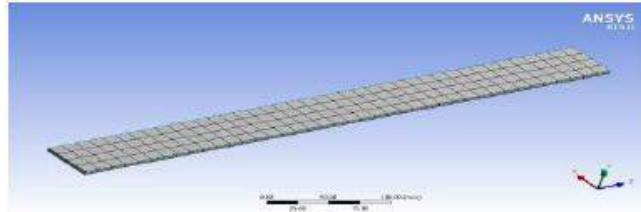
Dalam proses analisa pada getaran LCU, maka dibutuhkan data-data pendukung sebagai tinjauan pustaka seperti berikut:

II.2.1. Perbandingan antara Hasil Perhitungan dengan Hasil *Finite Element Software*

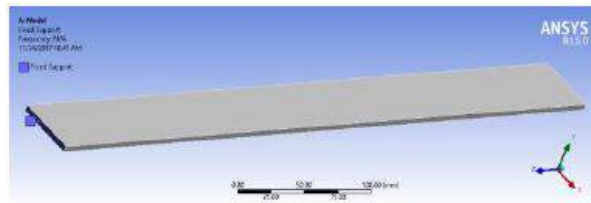
Menurut jurnal yang ditulis Vaibhav Ghodge dkk (2018) mengenai “*Vibration Analysis of Beam*” yaitu membandingkan frekuensi natural hasil perhitungan dengan hasil *finite element software*. Objek tersebut masing-masing terdiri dari bahan *structural steel*, *aluminium alloy*, *copper alloy*, *gray cast iron*. Model yang digunakan pada penelitian tersebut berbentuk batang *cantilever* sederhana. Lalu dimensi ukurannya adalah 550 x 50 x 5 mm serta dianalisa menggunakan *Modal Analysis Software*. Setelah model (Gambar II.21) dibentuk melalui *finite element software*, dilakukan *meshing* dengan memecah bagian-bagiannya menjadi ukuran yang lebih kecil (Gambar II.22) serta memberi kondisi batas dengan menjepit pada salah satu ujung batang *cantilever* sederhana (Gambar II.23). Gambar mengenai pemodelan adalah seperti berikut:



Gambar II.21. Model 3D dari batang *cantilever*
(Sumber: Ghodge dkk, 2018)

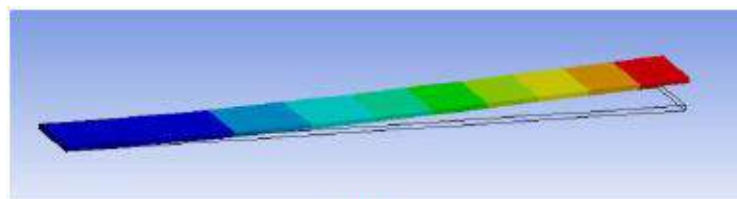


Gambar II.22. Model *finite element* batang *cantilever*
(Sumber: Ghodge dkk, 2018)

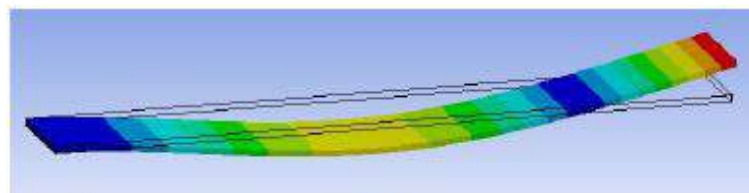


Gambar II.23. Kondisi batas untuk batang *cantilever*
(Sumber: Ghodge dkk, 2018)

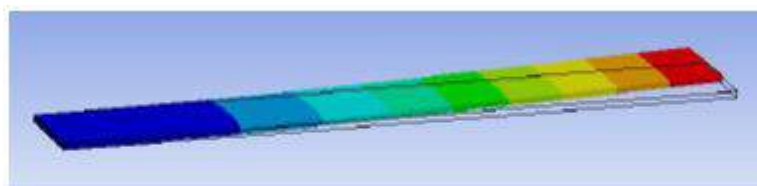
Sebelum dilakukan *running* pada model, penelitian tersebut melakukan *setting* untuk menentukan *mode* yang akan dianalisa. Jumlah *mode* yang digunakan pada penelitian ini adalah 6 buah. Berikut (Gambar II.24) adalah macam-macam hasil getaran dari masing-masing *mode*:



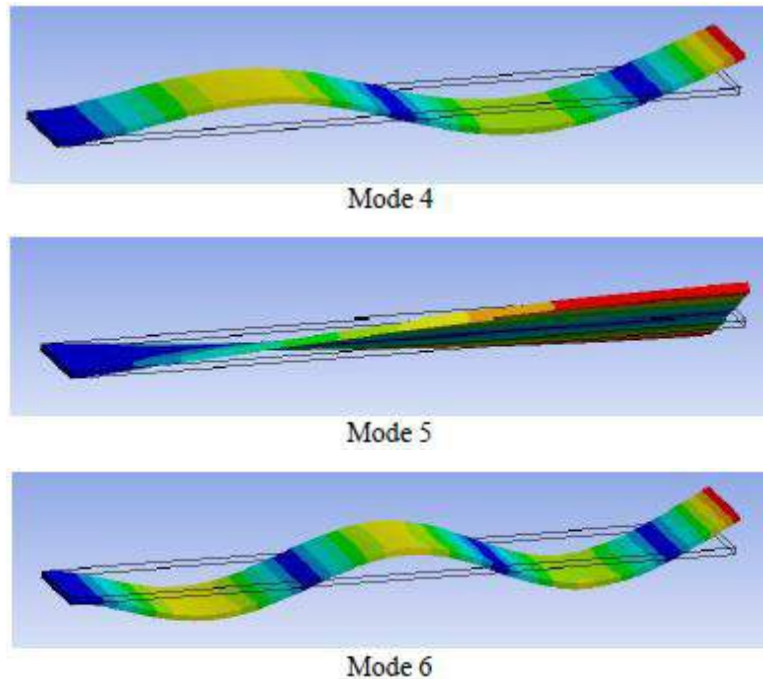
Mode 1



Mode 2



Mode 3



Gambar II.24. Macam-macam getaran pada setiap *mode*
 (Sumber: Ghodge dkk, 2018)

Garis hitam yang terdapat di setiap gambar, menunjukkan posisi batang *cantilever* sederhana dalam kondisi tidak mengalami deformasi. Pada *mode 1* menunjukkan pola pertama terkena *bending*, *mode 2* menunjukkan pola kedua terkena *bending*, *mode 3* menunjukkan pola pertama terkena *bending* secara lateral, *mode 4* pola ketiga terkena *bending*, *mode 5* menunjukkan pola *torsional*, dan *mode 6* menunjukkan pola keempat terkena *bending*. Pembagian spesifikasi material diuraikan seperti Tabel II.3, lalu perbandingan hasil frekuensi natural antara ANSYS dengan perhitungan di setiap *mode*-nya disajikan pada Tabel II.4.

Tabel II.3. *Material properties*

Materials	Young's Modulus E (GPa)	Density (kg/m ³)
Aluminium alloy	71	2770
Gray cast iron	110	7200
Structural steel	200	7850
Copper alloy	100	8300

Sumber: Ghodge dkk, 2018

Tabel II.4. Hasil perbandingan fekuensi natural antara *software* ANSYS dan perhitungan

Mode	Structural Steel		Margin Error
	ANSYS (Hz)	Perhitungan (Hz)	
1	13.55	13.476	0.55%
2	84.901	84.458	0.52%
3	134.1	134.76	0.49%
4	237.71	236.508	0.51%
5	280.35	274.06	2.24%
6	465.92	463.47	0.53%
Mode	Aluminium Alloy		Margin Error
	ANSYS (Hz)	Perhitungan (Hz)	
1	13.613	13.517	0.71%
2	85.259	84.713	0.64%
3	134.53	135.166	0.47%
4	238.73	237.222	0.63%
5	278.15	271.852	2.26%
6	468.01	464.87	0.67%
Mode	Copper Alloy		Margin Error
	ANSYS (Hz)	Perhitungan (Hz)	
1	9.7929	9.719	0.75%
2	61.333	60.914	0.68%
3	96.746	97.193	0.46%
4	171.74	170.578	0.68%
5	199.29	194.612	2.35%
6	336.71	334.273	0.72%
Mode	Gray Cast Iron		Margin Error
	ANSYS (Hz)	Perhitungan (Hz)	
1	10.489	10.435	0.51%
2	65.697	65.402	0.45%
3	103.83	104.343	0.49%
4	183.93	183.146	0.43%
5	218.72	213.887	2.21%
6	360.47	358.9	0.44%

Sumber: Ghodge dkk, 2018

Rumusan mencari frekuensi natural adalah seperti Persamaan II.49 berikut:

$$\omega n f = \alpha n \sqrt{(EI/\rho A' L^4)} \quad (\text{II.49})$$

Dimana n = 1, 2, 3, yang menunjukkan *bending* pada *mode* 1, *mode* 2, dan seterusnya. $\omega n f$ = frekuensi natural angular akibat *bending* (rad/s), E = Modulus Young material batang (Pa), I = momen inersia penampang batang (m⁴), ρ = massa jenis (kg/m³), A' = luas permukaan

penampang batang, L = panjang beam (m). Sedangkan ω_n adalah lima *bending mode* pertama yakni 1.875, 4.694, 7.855, 10.996, 14.137. Akan tetapi untuk harga $n > 5$ $\omega_n = (2n + 1)\pi/L$.

II.2.2. Getaran Vertikal pada *Hull Girder* akibat Eksitasi *Main Engine*

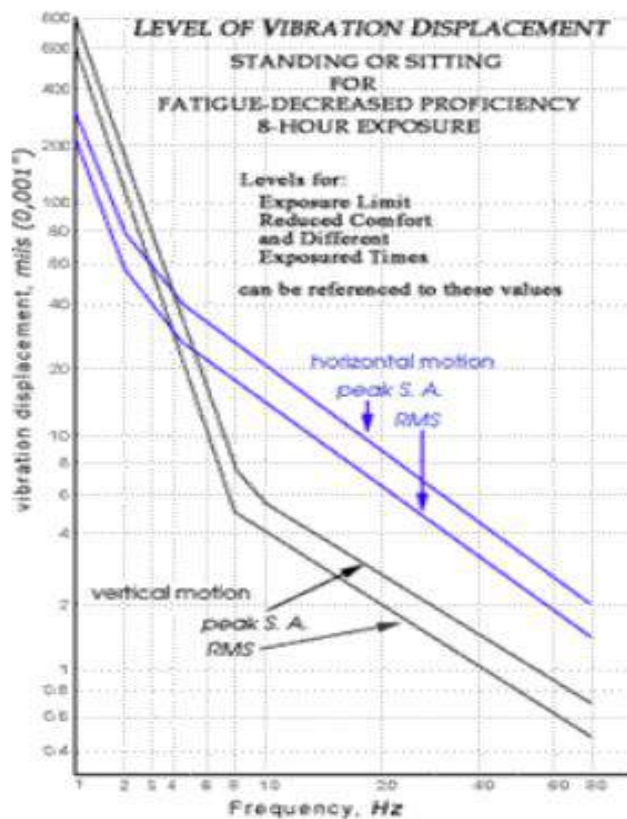
Mode getaran seperti balok vertikal dari lambung kapal dari kapal modern dapat berakibat serius karena adanya dua hal:

1. *Hull girders* dapat terjadi getaran akibat eksitasi dengan tingkat berlebih yang dihasilkan rangsangan frekuensi rendah dari *main engine* yang berjalan dalam kecepatan rendah.
2. Getaran vertikal dari *hull girder* sebagai respons terhadap eksitasi *propeller* merupakan eksiter langsung yang nantinya akan mengakibatkan getaran yang tidak diijinkan pada bagian depan dan belakang *superstructure*.

Pada umumnya *propeller* tidak mampu memberikan eksitasi yang berbahaya terhadap *hull girder mode*. Hal ini dikarenakan *mode hull girder* pada *mode* yang memiliki frekuensi natural yang lebih tinggi, frekuensi naturalnya masuk dalam kisaran eksitasi baling-baling yang memiliki rangsangan rendah. Namun getaran dengan level yang rendah, dapat terjadi karena diakibatkan secara langsung oleh *propeller*, atau secara tidak langsung melalui *main shafting thrust bearing*. Hal-hal tersebut bertindak sebagai *base excitation* untuk getaran berlebihan dari *superstructure* dan subsistem lain yang beresonansi dengan *propeller* berfrekuensi (ABS, 2006).

II.2.3. Standar Kenyamanan *Crew* dalam Menerima Getaran

Menurut ISO (1978) besarnya suatu getaran tergantung dari kecepatan kapalnya. Dan tidak ada pembobotan besaran frekuensi untuk getaran vertikal 8 Hz dan getaran horizontal 2 Hz. Getaran secara vertikal dan horizontal tersebut terbentuk dari arah secara simultan, ISO menyarankan bahwa batasan yang saling berhubungan diterapkan di setiap komponennya. Berikut (Gambar II.25) merupakan kriteria yang diizinkan ISO masing-masing untuk getaran vertikal dan horizontal:



Gambar II.25. ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration
(Sumber: ISO, 1978)

Berikut Tabel II.5 merupakan pendataan kelelahan dengan meninjau kurva ISO guide for evaluating human exposure to whole-body vibration:

Tabel II.5. Tingkat kebisingan yang dapat menimbulkan kelelahan

Length of exposure	LEVEL of SEVERITY		
	Reduced Comfort	Fatigue-decreased Proficiency	Safe Exposure Limit
24 hr.	0.0795	0.25	0.50
8 hr.	0.318	1	2
4 hr.	0.53	1.68	3.36
2.5 hr.	0.72	2.25	4.5
1 hr.	1.19	3.75	7.5
25 min.	1.81	5.7	11.4
16 min.	2.14	6.875	13.5
1 min.	2.82	8.90	17.8

Sumber: ISO, 1978

Dengan meninjau studi kasus kamar mesin yang ada seperti: frekuensi $f = 8$ Hz, mengalami getaran longitudinal, didapat grafik RMS (bukan peak), exposure 8 jam, displacement 0.014 m. Maka berdasarkan Tabel II.5 nilai reduced comfort adalah sebesar 0.318, fatigue-decreased proficiency adalah sebesar 1, dan safe exposure limit adalah sebesar 2. Selain itu juga menjelaskan tingkat kebisingan yang diterima crew berdasarkan fungsi waktu atau length of exposure.

Kemudian menurut ISO 8041-1:2017, spesifikasi kemampuan manusia diterapkan berdasarkan kondisi lingkungannya. Minimal besaran instrumentasi getaran pada manusia dapat diketahui dengan menampilkan:

- Rata-rata waktu akselerasi getaran tertimbang yang melebihi besaran durasi aw ,
- Rata-rata waktu akselerasi getaran terbatas yang melebihi besaran durasi,
- Besaran durasi adalah T.

Instrumentasi besar getaran pada manusia harus dapat menyediakan indikasi ketika terjadi *overload* disetiap waktu besarnya durasi. Instrumentasi besar getaran harus dapat menyediakan metode untuk mengatur dan menyesuaikan sensitifitas getaran. Instrumentasi besar getaran mungkin mengandung banyak desain fitur untuk spesifikasi kemampuan yang dipresentasikan pada ISO 8041-1:2017. Instrumentasi ini seharusnya sesuai dengan kemampuan spesifikasi yang telah diterapkan pada desain fitur yang telah dibuktikan sebelumnya. Jika besaran nilai instrumentasi lebih dari satu besaran *range* nya, dokumentasi yang membahas perihal instrumentasi harus mendeskripsikan besaran *range* yang dimasukkan dan beroperasi pada besaran *range* yang telah dikendalikan. Dokumentasi instrumen harus juga mengidentifikasi besaran *range* referensi. Berikut adalah nilai sinyal getaran dan frekuensi yang diberikan pada Tabel II.6:

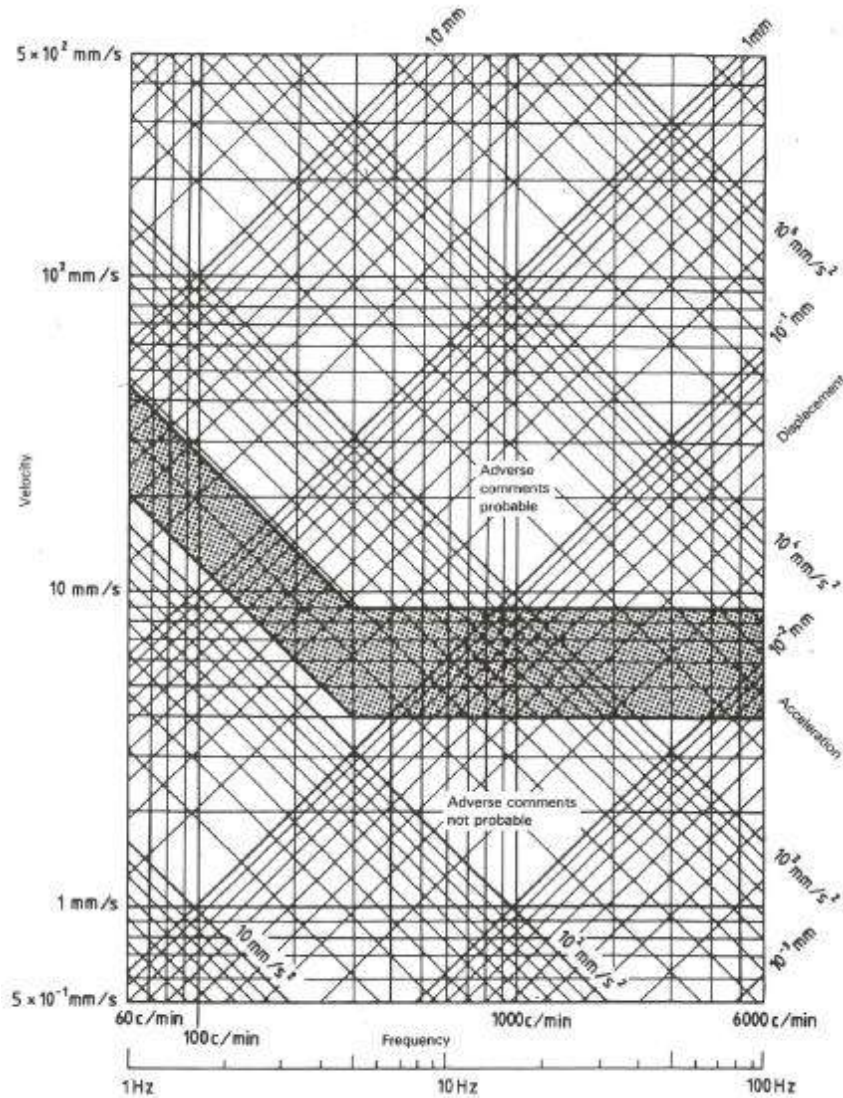
Tabel II.6. Referensi nilai getaran dan frekuensi

Application	Fre- quency weighting	Reference	Nominal frequency range Hz	Reference		Weighting factor at reference frequency	Weighted acceleration at reference frequency and r.m.s. acceleration value m/s ²
				Frequency	r.m.s. accelera- tion value m/s ²		
Hand- transmitted	W_h	Table B.6	8 to 1 000	500 rad/s (79,58 Hz)	10	0,202 0	2,020
Whole-body	W_b	Table B.1	0,5 to 80	100 rad/s (15,915 Hz)	1	0,812 6	0,812 6
	W_c	Table B.2				0,514 5	0,514 5
	W_d	Table B.3				0,126 1	0,126 1
	W_e	Table B.4				0,062 87	0,062 87
	W_j	Table B.7				1,019	1,019
	W_k	Table B.8	0,771 8			0,771 8	
	W_m	Table B.9	1 to 80			0,336 2	0,336 2
Low-frequency whole-body	W_f	Table B.5	0,1 to 0,5	2,5 rad/s (0,397 9 Hz)	0,1	0,388 8	0,038 88

Sumber: ISO 8041-1:2017

Sedangkan menurut kelas IACS ABS berdasarkan representasi dari ISO 6954 (1984) yang ditunjukkan Gambar II.26, umumnya *human exposure* yang menjadi batasan pada kriteria ini adalah:

- Untuk setiap komponen respons puncak (baik ditinjau dari arah vertikal, transversal atau longitudinal) berfrekuensi 1 Hz hingga 5 Hz, akselerasi dapat diterima di bawah 126 mm/s^2 , namun dikatakan buruk jika didapati akselerasi di atas 285 mm/s^2 .
- Untuk setiap komponen respons puncak (baik ditinjau dari arah vertikal, transversal, atau longitudinal) berfrekuensi 5 Hz ke atas, kecepatan dapat diterima di bawah 4 mm/s , namun dikatakan buruk jika didapati kecepatan di atas 9 mm/s .



Gambar II.26. Kriteria yang diizinkan ISO 6954 terhadap *crew* dan penumpang
(Sumber: ISO 6954, 1984)

Besaran yang digunakan untuk meninjau besarnya getaran pada ISO 6954 antara lain adalah *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*. Pada *plotting* Tugas Akhir ini menggunakan besaran *velocity*, karena rpm mesin LCU adalah 750 rpm. Selain itu juga, besaran *velocity* juga

digunakan untuk mengukur kenyamanan penumpang. Lalu untuk mengukur besarnya getaran pada suatu objek diklasifikasikan seperti pada Tabel II.7 dan Tabel II.8:

Tabel II.7. Kesesuaian rentang frekuensi

<i>For Frequencies</i>	<i>Measure</i>
Below 300 rpm	displacement
Between 300 rpm and 6,000 rpm	velocity
Above 6,000 rpm	acceleration

Sumber: ABS Guide Notes on Ship Vibration

Tabel II.8. Kesesuaian data yang lain (di luar rentang frekuensi)

<i>For</i>	<i>Measure</i>
Mechanical or structural fatigue	displacement
Human response	velocity
High frequency machinery components	acceleration

Sumber: ABS Guide Notes on Ship Vibration

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

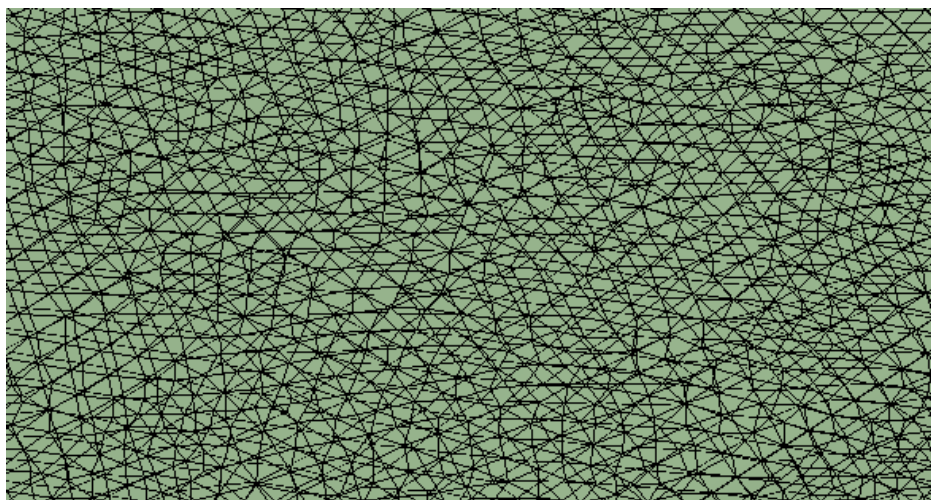
Pada bab ini menjelaskan proses cara untuk mengerjakan Tugas Akhir. Kemudian disajikan pula data dan *software* pendukung untuk mempermudah penulis untuk mencari besarnya frekuensi natural.

III.1. Metode

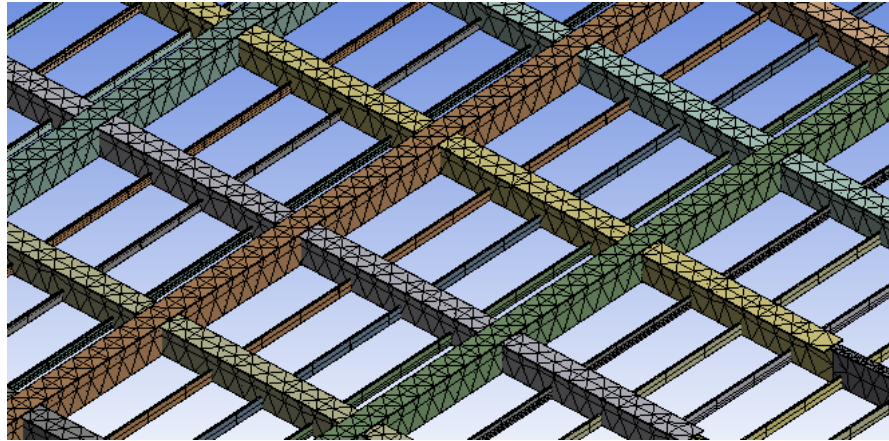
Metode dalam pengerjaan Tugas Akhir ini, menggunakan 2 macam metode untuk memperoleh nilai frekuensi natural, yaitu : metode *finite element* dan *block lanczos*. Untuk metode *finite element* digunakan untuk merekayasa bentuk agar menjadi objek yang semirip mungkin. Objek ini dibagi menjadi bagian-bagian yang kecil dan saling dihubungkan dengan *node* yang biasa disebut dengan *meshing*. Sedangkan metode *block lanczos* digunakan untuk menemukan *solution* pada *finite element software*.

III.1.1. Metode *Finite Element Method*

Sebelum menentukan nilai frekuensi natural, objek yang dianalisa menggunakan *finite element software* harus dilakukan *meshing* terlebih dahulu. Dengan melakukan *meshing*, yang mulanya benda rigid 1 elemen dapat dibagi menjadi banyak elemen. Hal ini untuk memperkompleks perhitungan formulasi matriks. *Meshing* pada penelitian ini dilakukan pada kamar mesin dan *superstructure* LCU baik untuk *shell* dan *stiffener*. Berikut akan ditunjukkan pada Gambar III.1 dan Gambar III.2:



Gambar III.1. Hasil *meshing* pada *shell*



Gambar III.2. Hasil *meshing* pada *stiffener*

III.1.2. Metode *Block Lanczos*

Setelah *meshing* dilakukan, *finite element software* menggunakan metode algoritma *block Lanczos* untuk menghitung banyaknya *eigenvalue* berukuran kecil dan menyesuaikan dengan *eigenvector* yang memiliki matriks simetris yang besar. Basis dasar dari metode algoritma *block Lanczos* menghasilkan matriks yang sama dengan *block tridiagonal*. Ukuran yang dihasilkan oleh *block tridiagonal* tergantung dengan kecilnya angka *eigenvalue* yang dihitung seperti Gambar III.3:

```

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO      6 EIGENVECTORS.
NUMBER OF EQUATIONS                      =      1200525
MAXIMUM WAVEFRONT                         =           261
MAXIMUM MODES STORED                     =              6
MINIMUM EIGENVALUE                       =      0.00000E+00
MAXIMUM EIGENVALUE                       =      0.10000E+31

```

Gambar III.3. Hasil perhitungan *block Lanczos*

III.2. Data Kapal

LCU yang digunakan dalam Tugas Akhir ini dibangun pada pertengahan 2017. Kapal ini menggunakan Kelas BKI (Biro Klasifikasi Indonesia) dan untuk detail desain terdapat di Lampiran A. Berikut adalah data-data kapal yang dibutuhkan:

1. *Main Dimension*

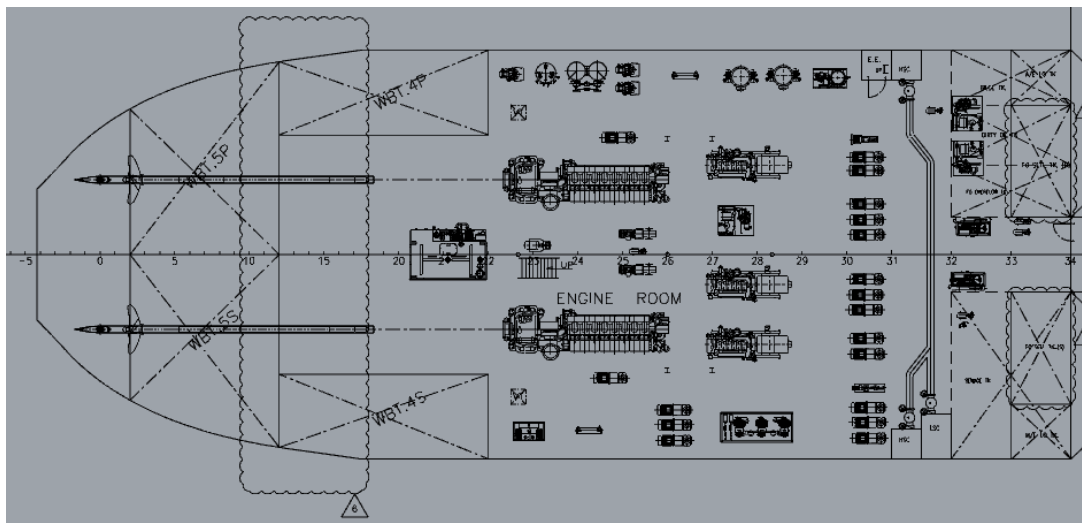
Kapal yang ditinjau dalam Tugas Akhir ini adalah LCU, penjelasan *main dimension* adalah seperti berikut:

- LoA : 99.20 m
- LBP : 91.95 m
- B : 16.40 m

- D : 7.80 m
- T : 3.00 m
- *Max Speed* : 14 knots
- *Service Speed* : 12 knots

2. Gambar *Layout* Kamar Mesin LCU

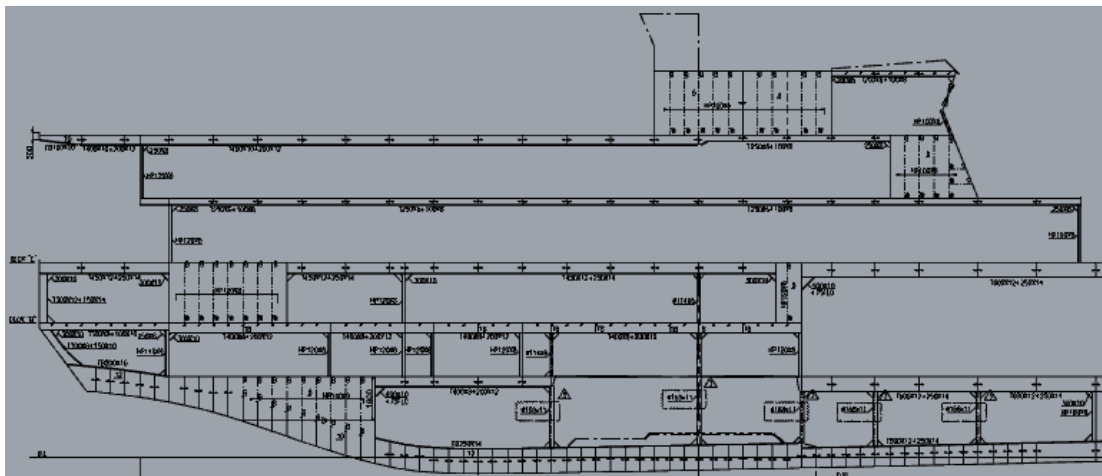
Layout kamar mesin LCU terletak pada *frame* -4 sampai 34. LCU memiliki dua *propeller* (*twin screw*), yang masing-masing *propellernya* memiliki lima buah *blade*. Sehingga memiliki dua buah *main engine* dan tiga buah generator di dalam kamar mesinnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar III.4:



Gambar III.4. *Layout* kamar mesin

3. Gambar *Construction Profile* tampak samping

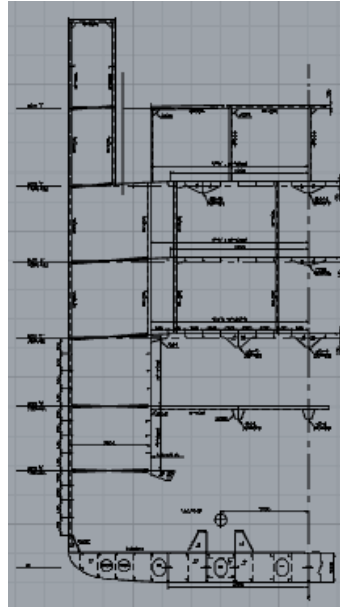
Construction Profile yang digunakan pada Tugas Akhir ini adaah bagian kamar mesin dari *frame* 34 sampai *aft* seperti Gambar III.5 berikut:



Gambar III.5. *Construction profile* LCU tampak samping

4. *Midship Section*

Penampang melintang merupakan bagian penting dalam proses pemodelan. Karena penulis diberi kemudahan dalam memodelkan yang mendekati bentuk *realnya*. Dengan begitu dapat diperoleh besar nilai eksitasi yang dihasilkan disetiap geladak. Berikut (Gambar III.6) adalah penampang melintang LCU:



Gambar III.6. *Midship section* pada *frame 25 + 600*

5. Material kapal

Jenis material kapal dalam pembangunan kapal LCU dapat mempengaruhi besarnya nilai frekuensi natural. Material yang digunakan adalah jenis BKI *Grade A*, dengan nilai *yield strength minimum* dan *tensile strength* berturut-turut adalah 250 MPA dan 400 - 550 MPA. Material baja *carbon steel* ini juga memiliki massa jenis 7860 kg/m³. Lalu untuk nilai *Poisson's ratio* dan *Young's modulus* berturut-turut adalah 2x10¹¹ Pa dan 0.26. Berikut (Gambar III.7) adalah contoh plat BKI *Grade A*:



Gambar III.7. Material JIS G3101 SS400
(Sumber: <http://www.steel-plate-china.com>)

6. Spesifikasi *Propeller*

Spesifikasi *propeller* LCU sangat diperlukan dalam Tugas Akhir ini. Karena frekuensi *propeller* yang diperoleh akan dibandingkan dengan frekuensi natural di setiap geladaknya dan sebagai input data eksitasi. *Propeller* yang dibutuhkan LCU sebanyak 2 buah (*twin screw*) dengan 5 *blades* seperti Gambar III.8:



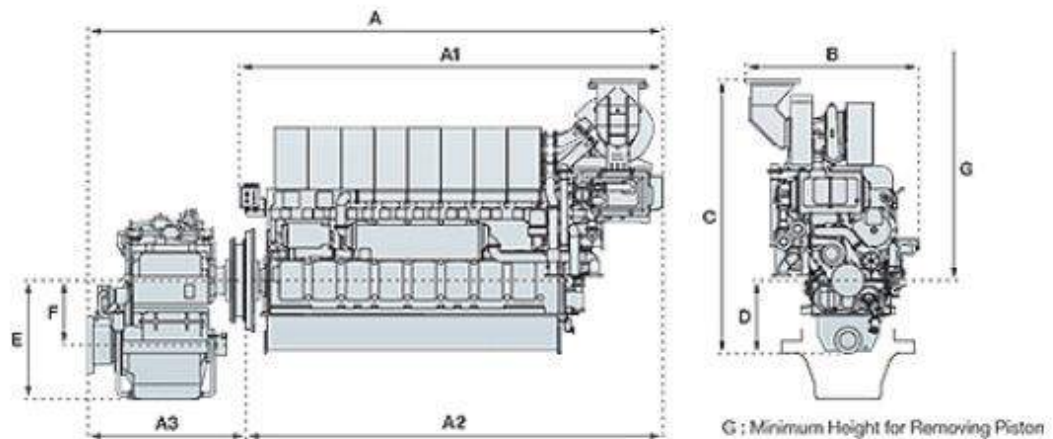
Gambar III.8. *Propeller 5 blades*
(Sumber: <https://www.mjengineering.com.au>)

Spesifikasi *propeller* LCU adalah sebagai berikut :

- *Propeller Diameter* : 2370 mm
- *Propeller Pitch* : 1756 mm
- *Developed Area Ratio* : 0.78
- *No. of Blades* : 5 blades
- *Material* : Ni-Aluminium Bronze
- *Turning Direction* : Clockwise/unclockwise
- *Type* : Fixed Pitch, Semi Skewed, with Key type

7. Spesifikasi *Main Engine*

Begitu juga spesifikasi *main engine*, nilai BHP yang telah didapat, digunakan sebagai mencari nilai *thrust* pada LCU. Gambar III.9 adalah spesifikasi *main engine* LCU:



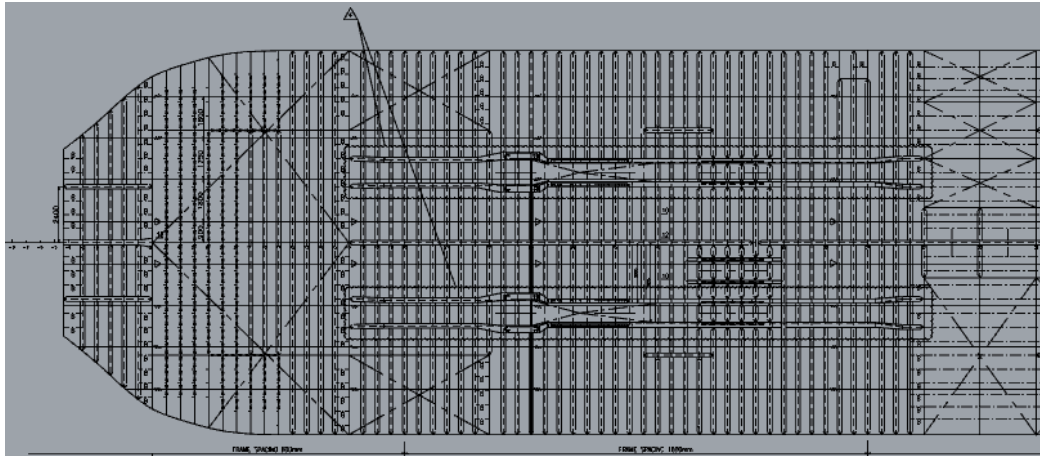
Gambar III.9. *Spesifikasi main engine*
(Sumber: YANMAR 8EY26W)

Main engine yang digunakan oleh LCU adalah YANMAR tipe 8EY26W yang tergolong *medium speed*, berikut adalah detail dan spesifikasi dari 8EY26W:

- Model : YANMAR 8EY26W
- *Break Horse Power* : 2 x 3005.0 PS (2210 KW)
- *Engine Rev.* : 750 RPM (MCR)
- *Propeller Rev.* : 334.4 RPM
- *Gear Ratio* : 2.310
- *No. of Cylinders* : In-line 8
- *Engine Dry Weight* : 24500 kg

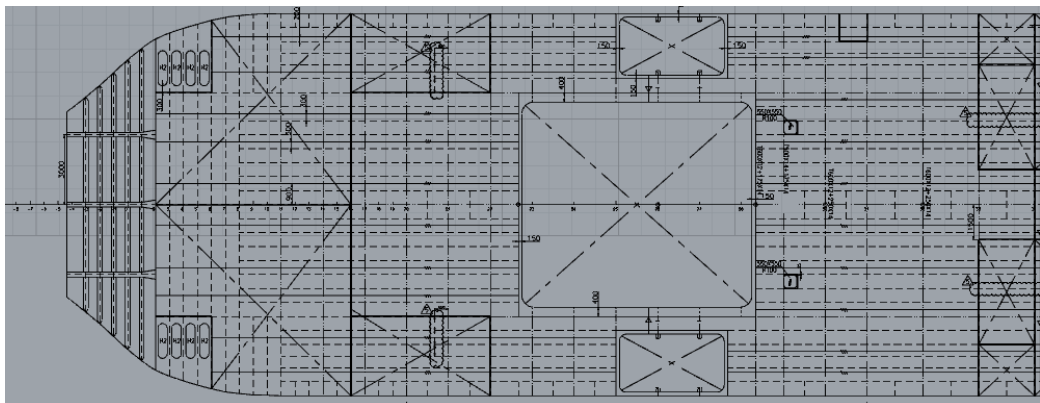
8. Gambar *Construction Profile* setiap geladak

Detail gambar setiap geladak merupakan data yang penting pada Tugas Akhir ini. Karena geladak-geladak tersebut yang menjadi fokus untuk mengetahui kenyamanan *crew* kapal. Proses pemodelan konstruksi geladak lambung pada *Landing Craft Utility* 99 m dibutuhkan desain-desain rencana konstruksi lambung LCU yang terdiri dari *bottom*, geladak A (Gambar III.10), geladak B (Gambar III.11), dan geladak C (Gambar II.12) seperti berikut:



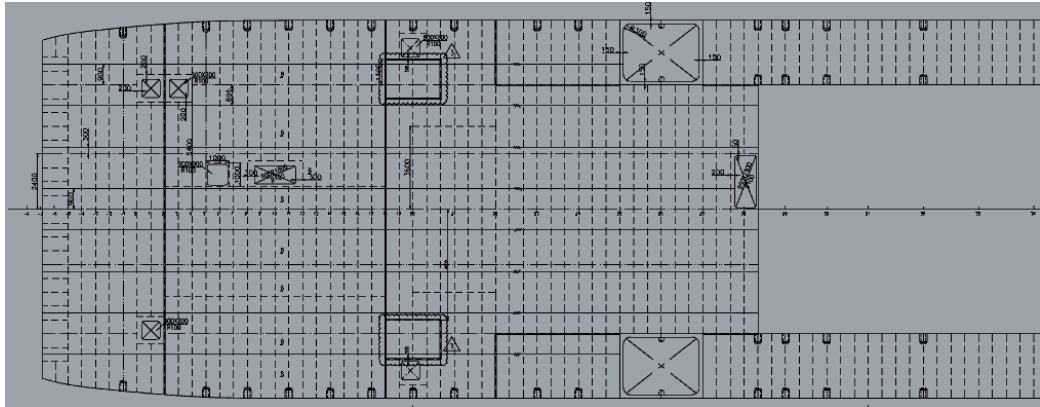
Gambar III.10. Rencana konstruksi *bottom*

- *Bottom plate* : pelat 10
- *Bottom longitudinal* : HP 200x9
- *Floor* : T1000x12 + 200x12 (Fr. -4 - 2), T 900x12 + 200x14 (Fr. 2 - 16), T 1000x12 + 200x14 (Fr.16 - 28), T 700x10 + 200x14 (Fr. 28 - 34)
- *Center Girder* : T 1000x12 + 200x16 (Fr. -4 - 2), T1000x12 +250x14 (Fr. 2 - 28), T800x12 + 250x14 (Fr. 28 - 34)
- *Side Girder* : T 1000x12 + 200x12 (Fr. -4 - 2), T 1000x12 + 200x12 (Fr. 2 - 28), T 800x10 + 150x14 (Fr. 28 - 34)



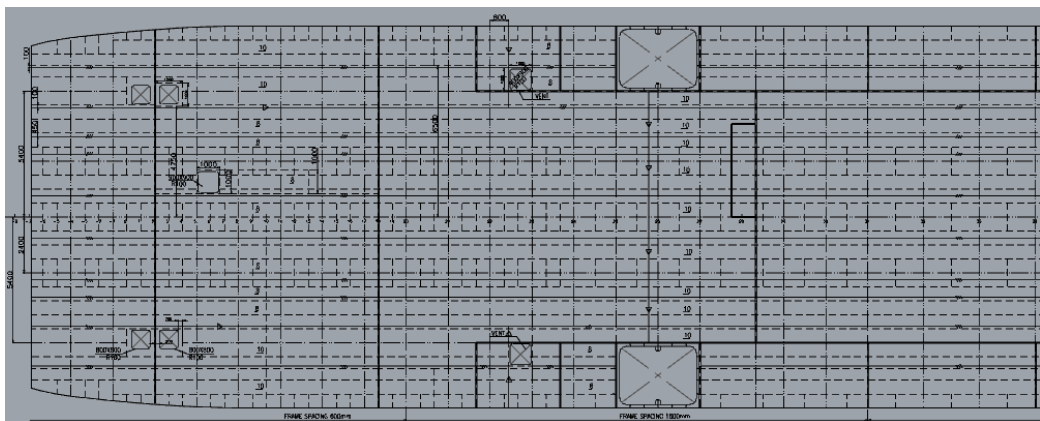
Gambar III.11. Rencana konstruksi geladak A

- *Deck plate* : pelat 8 dan pelat 14
- *Deck longitudinal* : HP 120x8 dan HP 220x11
- *Web beam* : T1000x12 + 200x12 (Fr. -4 - 2), T 400x8 + 200x12 (Fr. 2 - 16), T 350x8 + 100x10 (Fr.16 - 28), T 500x10 + 175x14 (Fr. 28 - 34), T 600x12 + 175x14 (Fr. 33-40 off CL - 1500)
- *Center Girder* : T 1000x12 + 200x16 (Fr. -4 - 2), T400x8 +200x12 (Fr. 2 - 28), T600x12 + 250x14 (Fr. 28 - 34)
- *Side Girder* : T 1000x12 + 200x12 (Fr. -4 - 2), T 400x8 + 200x12 (Fr. 2 - 28), T 600x12 + 250x14 (Fr. 28 - 34)



Gambar III.12. Rencana konstruksi geladak B

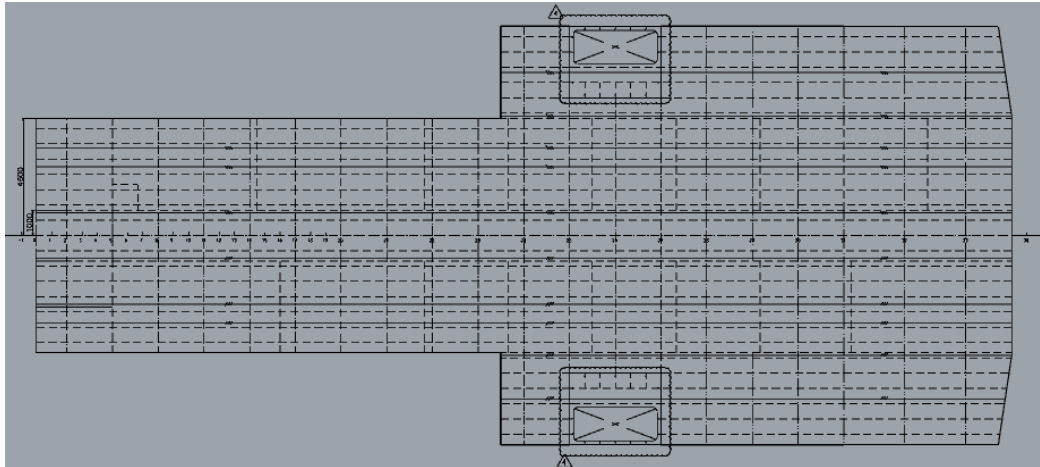
- *Deck plate* : pelat 8
- *Deck beam* : HP 120x8
- *Center Girder* : T 300x8 + 100x10 (Fr. -7 - 2), T400x8 +200x12 (Fr. 2 - 34)
- *Side Girder* : T 300x8 + 100x10 (Fr. -7 - 2), T 400x8 + 200x12 (Fr. 2 - 34)



Gambar III.13. Rencana konstruksi geladak C

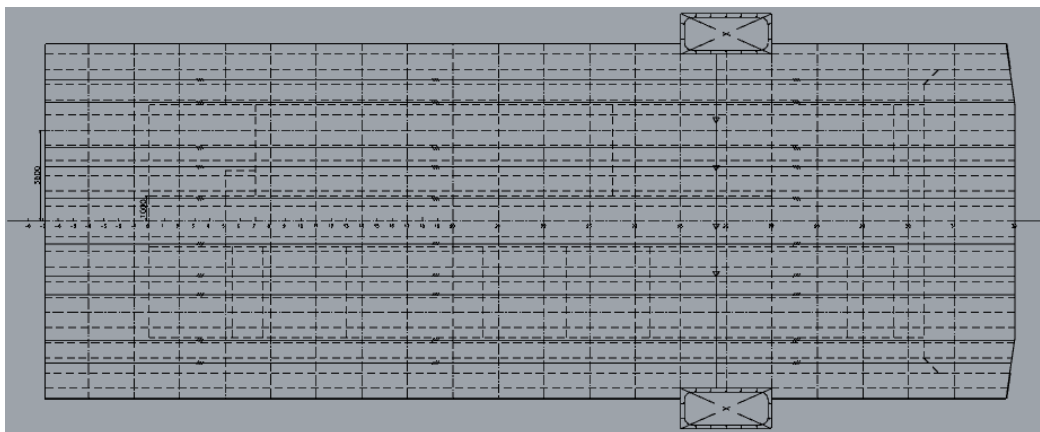
- *Deck plate* : pelat 8 (Fr. -7 - 28) dan pelat 10 (Fr. 28 - 34)
- *Deck longitudinal* : HP 120x8 (Fr. -7 - 28), HP 160x9 (Fr. 28 - 34)
- *Web beam* : T 400x12 + 250x14 (Fr. -7 – 28 at Center), T 400x10 + 100x10 (Fr. -7 – 28 at Wing), T 600x12 + 200x24 (Fr. 28 – at Center), T 400x12 + 175x14 (Fr. 28 – 34 at Wing)
- *Center Girder* : T 450x12 + 250x14 (Fr. -7 - 28), T 600x8 + 200x12 (Fr. 2 - 34)
- *Side Girder* : T 450x8 + 250x14 (Fr. -7 - 2), T 600x12 + 150x14 (Fr. 2 - 34)

Proses pemodelan konstruksi *superstructure* pada *Landing Craft Utility* 99 m. Dibutuhkan desain-desain rencana konstruksi *superstructure* LCU yang terdiri dari geladak D (Gambar III.14), geladak E (Gambar III.15), dan geladak F (Gambar III.16) seperti berikut:



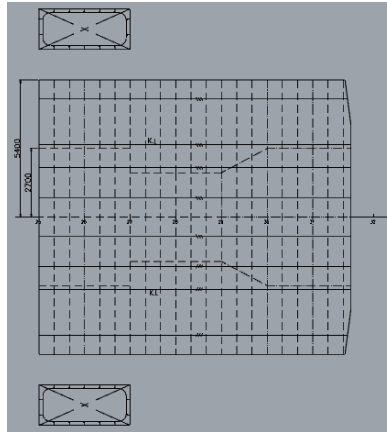
Gambar III.14. Rencana konstruksi geladak D

- *Deck plate* : pelat 6 (Fr. 1 - 33)
- *Deck longitudinal* : HP 100x6 (Fr. 1 – 33)
- *Web beam* : T 250x6 + 100x8 (Fr. 1 – 33)
- *Deck Girder* : T 250x6 + 100x8 (Fr. 1 - 33)
- *Outer wall* : pelat 8, HP 120x8 (Fr. 1 - 33)
- *Inside wall* : pelat 6, HP 100x6 (Fr. 1 - 33)



Gambar III.15. Rencana konstruksi geladak E

- *Deck plate* : pelat 10 (Fr. -7 - 25), pelat 6 (Fr. 25 - 32)
- *Deck longitudinal* : HP 160x8 (Fr. -7 - 32)
- *Web beam* : T 400x8 + 150x10 (Fr. -7 - 25), T 250x6 + 100x8 (Fr. 25 - 32)
- *Deck Girder* : T 400x10 + 200x12 (Fr. -7 - 25), T 250x6 + 100x8 (Fr. 25 - 32)
- *Outer wall dan inside wall* : pelat 6, HP 100x6 (Fr. -7 - 25), HP 120x8 (25 - 32)



Gambar III.16. Rencana konstruksi geladak F

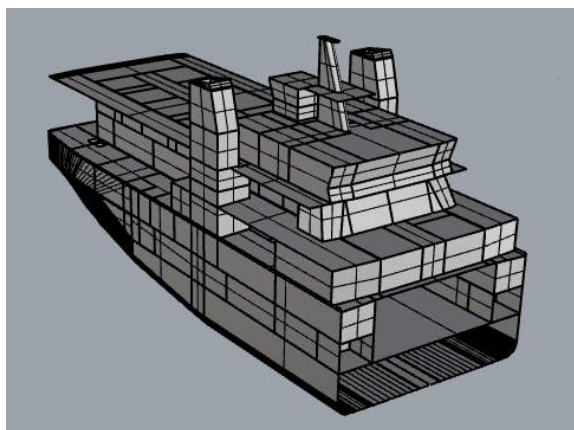
- *Deck plate* : pelat 6 (Fr. 25 - 32)
- *Deck longitudinal* : HP 100x6 (Fr. 25 - 32)
- *Web beam* : T 200x6 + 100x8 (Fr. 25 - 32)
- *Deck Girder* : T 200x6 + 100x8 (Fr. 25 - 32)
- *Outer wall* dan *inside wall* : pelat 6, HP 100x6 (Fr. 25 -32)

III.3. Proses Pengerjaan untuk Memperoleh Frekuensi Natural

Proses pengerjaan pada Tugas Akhir ini membutuhkan beberapa tahapan agar mendapatkan nilai frekuensi natural kapal LCU. Berikut adalah tahapan-tahapan yang harus dilakukan praktikan untuk memperoleh nilai frekuensi natural:

III.3.1. Pemodelan *Sheel*

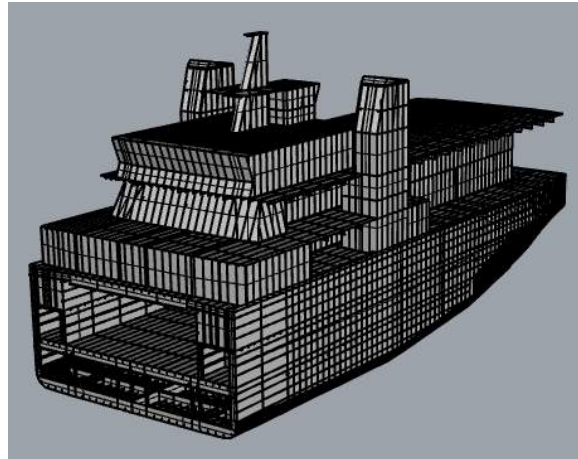
Tahapan awal yang harus dilakukan untuk membuat model kamar mesin dan LCU adalah memodelkan *shell* bagian lambung. Kemudian dilanjutkan memodelkan bagian *superstructure* ke atas. Pemodelan tersebut harus dibuat sedemikian rupa sehingga dapat mewakili kondisi yang sebenarnya. Agar mempermudah desain dan proses analisa, maka digunakan *software* Rhinoceros untuk proses pemodelan. Berikut adalah model *shell* LCU yang ditampilkan pada Gambar III.17:



Gambar III.17. Model *shell* LCU

III.3.2. Pemodelan *Stiffener*

Setelah *shell* dimodelkan, dilanjutkan dengan memberikan penegar atau *stiffener* pada setiap *shell*nya (Gambar III.18). Dalam proses penempatan *stiffener* harus memperhatikan desain pada *midship section* agar model mendekati kondisi kekuatan sebenarnya. Dengan dianalisa menggunakan *finite element software*, nilai frekuensi natural dari model berpenegar bisa didapat.



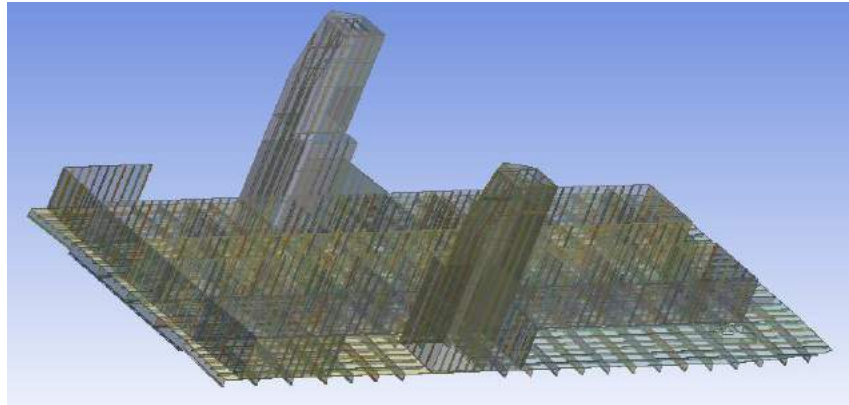
Gambar III.18. Model LCU dengan *stiffener*

III.3.3. *Material Properties*

Sebelum *geometry* dimasukkan ke dalam *software finite element*, maka *material properties* harus diatur terlebih dahulu. Agar model yang akan dianalisa memiliki karakteristik yang sesuai dengan material aslinya. Pada proses ini dilakukan *input* data sesuai dengan tipe bahan, *density*, *Young's modulus*, dan *Poisson's ratio*.

III.3.4. *Import Geometry*

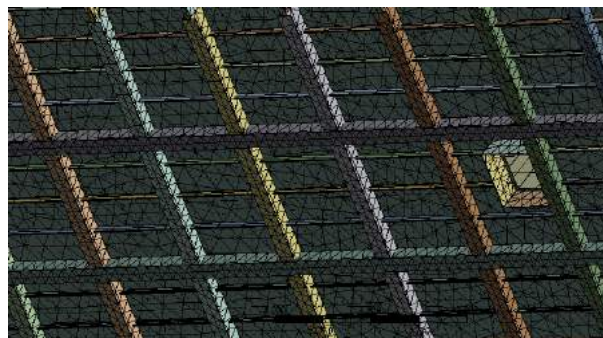
Sebelum masuk pada *finite element software*, maka model yang telah di desain pada Rhinoceros harus disimpan dalam bentuk SAT, hal ini agar *geometry* tersebut dapat dianalisa pada *finite element software*. Hal yang harus diperhatikan pada *import geometry* adalah memastikan bahwa model yang telah di desain benar-benar objek yang solid dan tidak rusak. Jika ditemui ada *part* yang rusak maka langkah yang harus dilakukan adalah mendesain ulang pada Rhinoceros. Dan jika ditemui ada *part* yang didefinisikan sebagai *surface* yang tidak memiliki volume, maka harus diedit dengan memberikan ketebalan pada *software finite element* atau diperbaiki modelnya melalui Rhinoceros. Agar diperoleh hasil yang spesifik di setiap geladak serta mempermudah untuk mencari *solution*, maka dilakukan *import* dan analisa sendiri-sendiri di setiap geladaknya. Berikut (Gambar III.19) adalah salah satu contoh *import* model geladak:



Gambar III.19. *Import geometry* geladak C

III.3.5. *Meshing*

Setelah *import geometry* dilakukan, dilanjutkan dengan melakukan *meshing* pada *geometry* tersebut. Untuk mencegah kegagalan dan menyesuaikan kemampuan komputer yang dipakai, maka *meshing* setiap *part*-nya harus dibedakan agar diperoleh *solution*. *Meshing* yang digunakan pada *geometry* adalah *adaptive*. Dipilih fitur *adaptive* karena dapat melakukan *meshing* secara otomatis memodifikasi *mesh* berdasarkan spesifikasi yang telah ditentukan selama mencari *solution*. Terdapat dua cara pendekatan berbeda untuk memodifikasi *mesh*, yaitu terdiri dari memecah elemen dengan *morphing* dan pembuatan ulang. Pemecahan elemen dilakukan dengan membagi elemen asli menjadi elemen yang lebih kecil dari panjang tepi elemen asli. Cara ini digunakan untuk meningkatkan akurasi solusi dan mendapati perilaku lokal secara lebih rinci. Kemudian dalam proses membedakan *meshing* pada setiap *part*-nya, digunakan *body sizing method* dengan fitur *tetrahedron*. Digunakan *tetrahedron* karena pada *Modal Analysis Software* sering digunakan *meshing* dengan tipe *tetrahedral* dan *hexahedral*. Lalu objek yang di-*meshing* dengan *tetrahedral* dan *hexahedral* dihasilkan pola *meshing* yang bagus. Tetapi jika ditemui *geometry* yang berkelok-kelok akan lebih baik jika menggunakan *tetrahedral*. Berikut (Gambar III.20) adalah hasil *meshing* yang menggunakan *tetrahedral*:

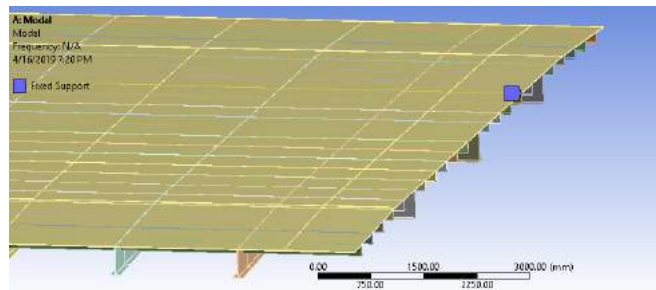


Gambar III.20. Objek yang di-*meshing* menggunakan *adaptive* dan *tetrahedron body sizing*

III.3.6. Pemberian Kondisi Batas

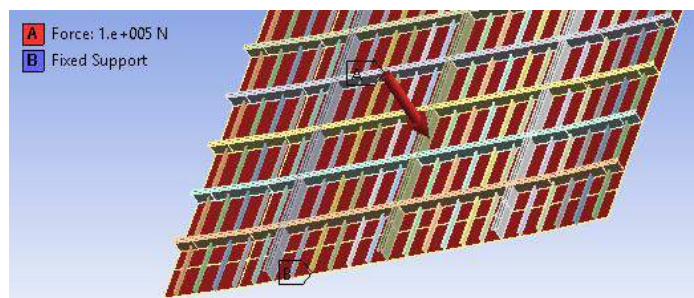
Memberi kondisi batas pada model sangat diperlukan pada analisa ini. Selain mempercepat waktu *running* model, tapi juga menggambarkan kondisi model sebenarnya di lapangan. Pada Tugas Akhir ini terdapat pemberian kondisi batas pada modelnya, yaitu sebagai berikut:

1. *Fixed Support* (Gambar III.21) merupakan kondisi batas yang mencegah bergerak atau deformasinya suatu objek, seperti halnya adalah : kurva permukaan, bidang permukaan, dan *vertex*. Pada analisa ini, *fixed support* diberikan pada ujung *aft* dan *frame 34* setiap geladak. Karena ketika model ini disimulasikan, agar didapati adanya getaran di bagian tengah-tengah geladak serta pada bagian ujung geladak tidak mengalami pergerakan atau deformasi.

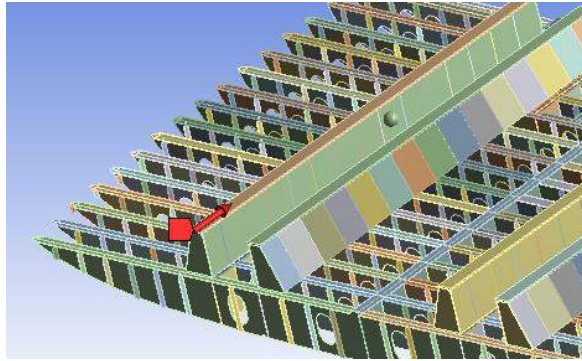


Gambar III.21. *Fixed support* di ujung geladak D

2. *Force* berdasarkan spesifikasi topologi adalah mendistribusikan vektor gaya melewati satu atau lebih dataran atau permukaan kurva, mendistribusikan vektor gaya sepanjang kurva lurus atau tepian, dan menerapkan vektor gaya melewati satu puncak atau lebih. Penerapan *force* pada analisa ini diberikan di ujung dudukan mesin, karena pada simulasi ini dudukan mesin seolah-olah mendapatkan *thrust* dari gaya dorong *propeller*. *Alternating thrust* yang ditransformasikan ke dudukan mesin merupakan gaya statis maksimum yang dihasilkan putaran *propeller* LCU. Selain itu gaya ini juga digunakan sebagai input eksitasi di setiap geladak LCU seperti Gambar III.22, sedangkan *thrust* ditunjukkan pada Gambar III.23.



Gambar III.22. *Force* dari bawah geladak E



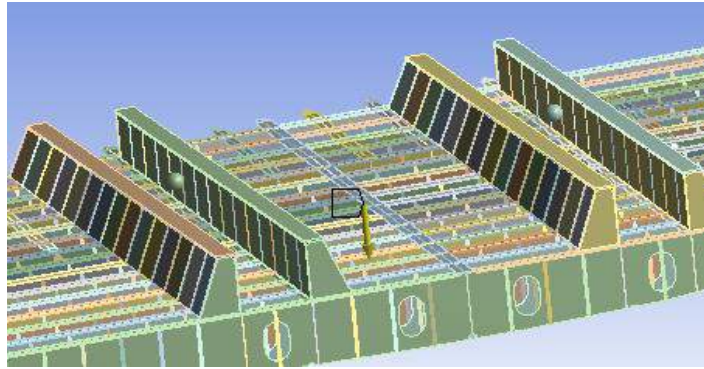
Gambar III.23. Thrust pada engine foundation

3. *Point Mass* merupakan kondisi batas yang dapat mensimulasikan efek inersia. *Point mass* biasa digunakan untuk mengaplikasikan gaya dengan percepatan atau inersia muatan yang lain pada bidang / *face*. Bahkan dapat juga menambahkan inersia massa pada objek berstruktur. Pada Tugas Akhir ini digunakan untuk mengindikasikan letak besarnya gaya yang dihasilkan karena gaya statis dan harmonik. Sehingga dengan menggunakan *point mass* sangat berguna untuk mencari besarnya frekuensi natural. Akan tetapi faktor massa mesin tidak mempengaruhi adanya getaran, sehingga *point mass* cenderung diabaikan. Berikut (Gambar III.24) *point mass* yang diberikan di dudukan mesin:



Gambar III.24. Letak point mass di main engine

4. *Standard Earth Gravity* (Gambar III.25) merupakan kondisi batas yang mensimulasikan efek gravitasi pada suatu model dan datangnya dari gaya luar. Gaya gravitasi muatan dapat muncul karena adanya perpindahan objek massa yang arah gayanya searah dengan gaya gravitasi. Lalu pada percepatan gravitasi dapat menghambat atau bahkan mempercepat laju objek massa. Pada analisa ini, *standard earth gravity* diberikan pada dudukan mesin yang seolah-olah menyokong *main engine* LCU.



Gambar III.25. *Standard Earth Gravity* yang mewakili massa *main engine*

III.3.7. Konvergensi

Untuk menentukan besarnya tegangan dan frekuensi natural yang mendekati sebenarnya, maka dibutuhkan model yang memiliki struktur sesuai dengan kondisi *real*-nya. Sehingga proses konvergensi sangat penting pada Tugas Akhir ini, karena *output*-nya akan didapatkan frekuensi natural dan amplitudo yang nantinya akan dibandingkan dengan ISO. Konvergensi ini dilakukan di setiap geladak LCU dan *bottom structure*. Langkah awal konvergensi ini adalah mengukur panjang *frame spacing* di setiap geladak. Panjang *frame spacing* di setiap geladak adalah 0.6 m. Maka ditentukanlah ukuran *meshing* pemula sebesar 0.6 pada geladak tersebut, lalu dilakukan *running* model pada *Structural Analysis Software* sampai *solution* didapatkan. Setelah *solution* didapatkan maka dilanjutkan dengan ukuran *meshing* yang lebih kecil. Pada konvergensi ini ukuran *meshing* terkecil adalah 0.1 m, karena ketika dilakukan *meshing* dari ukuran 0.09 sampai 0.02 m akan mengalami pembesaran tegangan yang signifikan dan jika dilakukan *meshing* pada ukuran 0.02 m kebawah akan mengalami *error*. Pada konvergensi berikut dibagi menjadi dua bagian *meshing*, yakni *meshing* untuk pelat dan profil. Jika dilakukan konvergensi pada pelat, maka ukuran *meshing* profil dibuat tetap atau sebagai variabel kontrol. Begitu juga sebaliknya jika dilakukan konvergensi pada profil.

Fase awal dalam melakukan konvergensi yaitu menentukan jarak bentang antara 0.6 sampai 0.3. Kemudian setelah ditentukan bentang ukuran *meshing* antara 0.6 sampai 0.3 dilakukan analisa lebih lanjut dengan mem-*plot* kurva jumlah elemen (sumbu x) dan tegangan maksimum (sumbu y), jika pada jarak bentang tersebut belum diperoleh hasil, maka dilakukan konvergensi berulang dengan menambah jarak bentang *meshing* antara 0.3 sampai 0.1. Dapat disimpulkan demikian karena didapatkan harga tegangan yang hampir sama. Setelah ukuran *meshing* didapat maka dapat dilanjutkan dengan mencari frekuensi natural.

III.3.8. Validasi

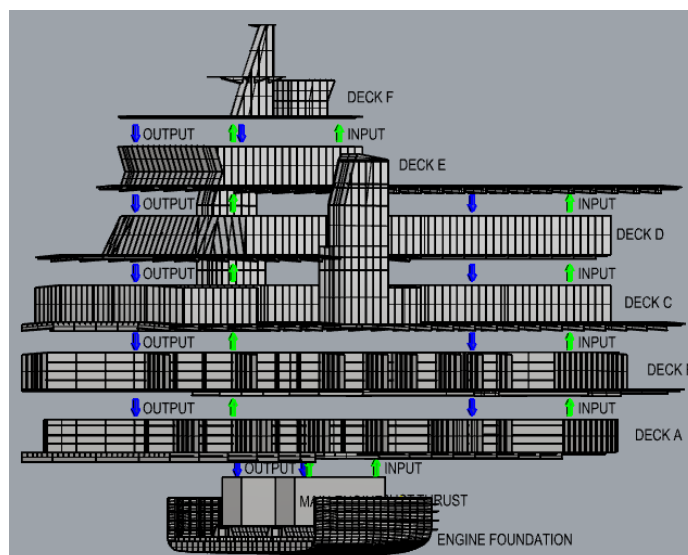
Karena setiap geladak dan kamar mesin memiliki bentuk model yang kompleks, maka dibutuhkan *finite element software* untuk mencari besarnya frekuensi natural. Hasil frekuensi natural pada model-model tersebut dapat didekati dengan *beam* yang menggunakan Persamaan II.49:

$$\omega n f = \alpha n \sqrt{(EI/\rho A' L^4)}$$

Hasil frekuensi natural antara perhitungan dengan *finite element software* yang disajikan pada Tabel II.4 memiliki *margin error* yang kecil, yakni di bawah 2.35 %. Sehingga hasil frekuensi natural setiap geladak dan kamar mesin dengan melakukan *running* model memiliki validasi yang tinggi. Maka validasi model setiap geladak dan kamar mesin dapat dibuktikan.

III.3.9. Solution

Proses mendapatkan *solution* frekuensi natural, yaitu dengan memodelkan setiap geladak LCU dari *bottom structure* kamar mesin sampai geladak F pada *superstructure*. Berdasarkan sumbernya, getaran dibagi menjadi 2 yaitu : *base excitation* dan *force excitation*. Pada Tugas Akhir ini, model yang mengalami *base excitation* adalah *bottom structure*. Sedangkan model yang mengalami *force excitation* adalah geladak A sampai geladak F. Transfer gaya dapat terjadi disetiap geladak karena disalurkan melalui *stiffener* dan pelat bangunan atasnya. Berikut pada Gambar III.26 adalah *mind map* dalam proses mencari besarnya frekuensi natural di setiap geladak:



Gambar III.26. *Mind map* dari *bottom structure* sampai geladak F

Untuk memastikan kenyamanan *crew* di setiap geladak, maka dari itu harus mengetahui besarnya getaran di setiap geladak pula. Untuk itu harus dilakukan analisa lebih lanjut yang

ditinjau dari konstruksi *bottom* khususnya *engine foundation* sampai ke geladak F. Penjelasan mengenai pengerjaan setiap geladak yaitu adalah:

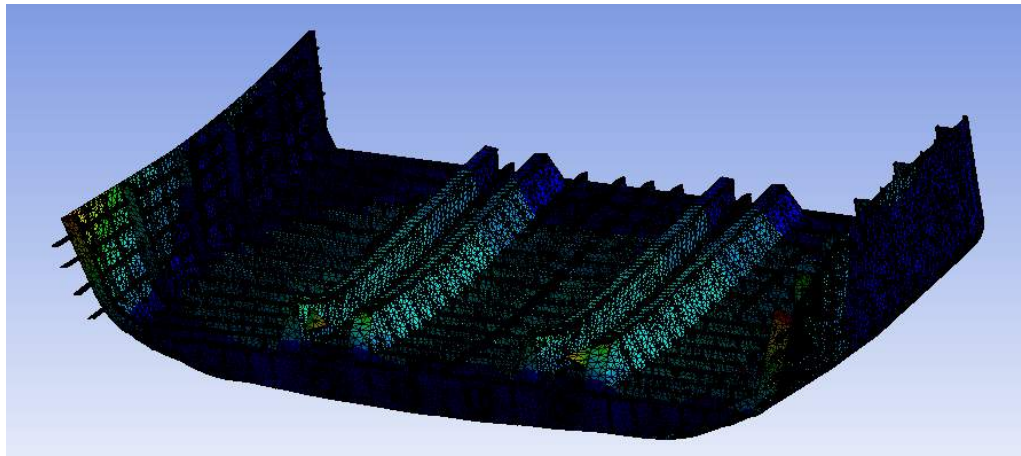
a. *Bottom Structure*

Mencari harga gaya-gaya yang bekerja pada *bottom structure* sangatlah penting pada Tugas Akhir ini. Karena gaya-gaya (*input*) yang bekerja pada model ini, akan menghasilkan *output* pada geladak A. Untuk mengetahui *output* gaya yang didapatkan, digunakan *Structural Analysis Software*. Hal ini dikarenakan gaya luar yang mempengaruhi *bottom structure* dianggap sebagai beban statis, sehingga diharapkan dapat diperoleh gaya, model yang konvergen serta mempercepat waktu pengerjaan. Gaya-gaya yang diterapkan pada model ini adalah dua buah *thrust* dan dua buah berat mesin. Hal ini dikarenakan LCU memiliki dua buah *propeller (twin screw)*.

Output gaya yang ditinjau adalah gaya vertikal ke atas. Untuk memunculkan *output* gaya pada *Structural Analysis Software* yaitu dengan memasang *probe force reaction*, tinjauan utama pada *probe* ini adalah *fixed support*. Karena *fixed support* merupakan letak terjadinya tegangan terbesar pada geladak. Setelah ditemukan *output* gaya secara vertikal, lalu gaya vertikal ini akan menjadi *input* pada geladak A. Geladak A dapat mendapat *input* dari *bottom structure* melalui *side hull* LCU. Setelah analisa *Structural Analysis Software* didapat, dilanjutkan dengan mencari nilai frekuensi natural menggunakan *Modal Analysis Software* dan mencari besar amplitudo menggunakan *Harmonic Response Analysis Software*. *Fixed support* pada model ini ditempatkan di ujung-ujung *bottom structure*. Sedangkan *thrust* dan massa mesin berturut-turut ditempatkan pada ujung pelat belakang *engine foundation* dan atas pelat *engine foundation*.

Pada *Modal Analysis Software* bagian *analysis settings*, dilakukan *input* banyaknya *mode shape* sesuai dengan kebutuhan. *Mode shape* yang dianalisa sebanyak 20 *mode*. Sehingga setelah dilakukan *running* model didapatkan *total deformation* sebanyak 20 buah. Karena dengan mengidentifikasi 20 *mode* dianggap sudah dapat mewakili objek secara rigid dan kontinyu. Sedangkan *Harmonic Response Analysis Software* dilakukan *input* bentang frekuensi minimum dan frekuensi maksimum. Lalu pada *solution intervals* dimasukkan 20 interval untuk *plotting* kurva. Hal yang perlu diperhatikan pada *frequency response* yaitu merubah *scope* bagian *spatial resolution* menjadi *use maximum*. Digunakan *use maximum* untuk memperdetail frekuensi objek yang diamati. Dan merubah *orientation* menjadi *Z axis*, hal ini dilakukan karena *Z axis* adalah tinjauan arah vertikal model. Begitu juga untuk kondisi batas yang diterapkan di setiap geladak. Pada Gambar III.27 merupakan *bottom*

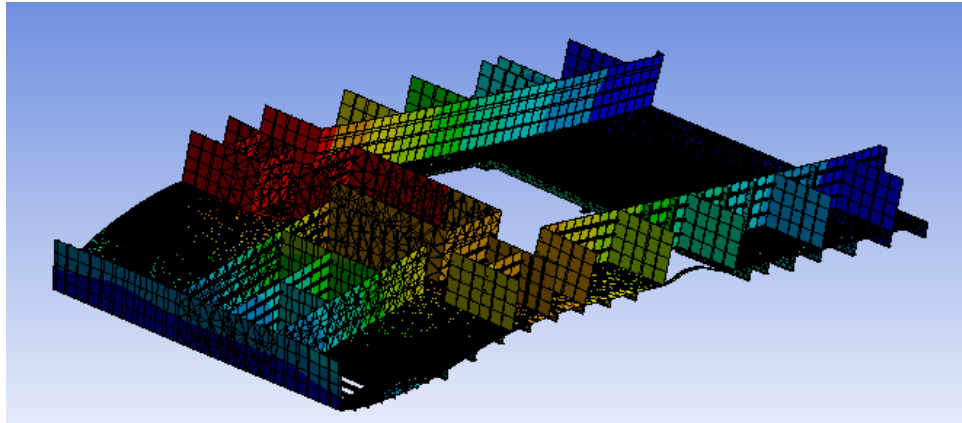
structure di kamar mesin yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian buritannya.



Gambar III.27. Hasil *running bottom structure*

b. Geladak A

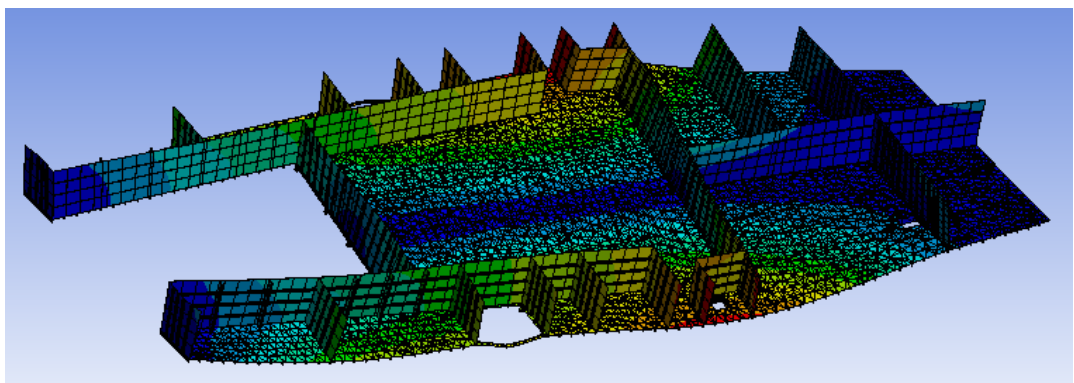
Setelah didapat ukuran *meshing* yang valid melalui konvergensi, maka dilanjutkan dengan memasukkan *input* gaya yang telah didapat pada *bottom structure*. Untuk memasukkan *input* gaya harus mencari nilai frekuensi natural terlebih dahulu, nilai tersebut didapat menggunakan *Modal Analysis Software*. Dengan *fixed support* ditempatkan di ujung-ujung geladak A. Setelah nilai frekuensi didapat, maka dapat dilanjutkan mencari besarnya amplitudo yang terdiri dari *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* menggunakan *Harmonic Response Analysis Software*. Kondisi batas yang dipasang pada *Harmonic Response Analysis Software* adalah *fixed support* di ujung-ujung geladak dan *input* gaya (*force*) di permukaan bawah geladak. Karena gaya yang diperoleh adalah gaya vertikal, maka gaya yang diterapkan pada geladak A adalah gaya vertikal ke atas. Dengan begitu akan didapatkan *output* gaya yang mana akan menjadi *input* gaya pada geladak B. Geladak B dapat memperoleh *input* gaya dari geladak A melalui *side hull* LCU dan pelat penegar geladak A. Detail *setting Modal Analysis Software* dan *Harmonic Response Analysis Software* seperti halnya pada *bottom structure*. Pada Gambar III.28 merupakan geladak A yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.



Gambar III.28. Hasil *running* geladak A

c. Geladak B

Setelah didapat hasil *output* gaya pada geladak A, maka gaya tersebut menjadi *input* pada geladak B melalui pelat penegar geladak A. Untuk mengetahui frekuensi natural dan response getaran, maka digunakan *Modal Analysis Software* dan *Harmonic Response Analysis Software* seperti halnya pada *bottom structure*. Begitu juga dengan pemberian kondisi batas seperti *force* dan *fixed support*. Penempatan *fixed support* harus diperhatikan, karena jika *fixed support* diletakkan di tempat yang berbeda akan mempengaruhi nilai frekuensi natural dan amplitudo (*displacement*, *velocity*, dan *acceleration*). Sebelum melakukan *running*, model harus dilakukan konvergensi terlebih dahulu. Pada Gambar III.29 merupakan geladak B yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.

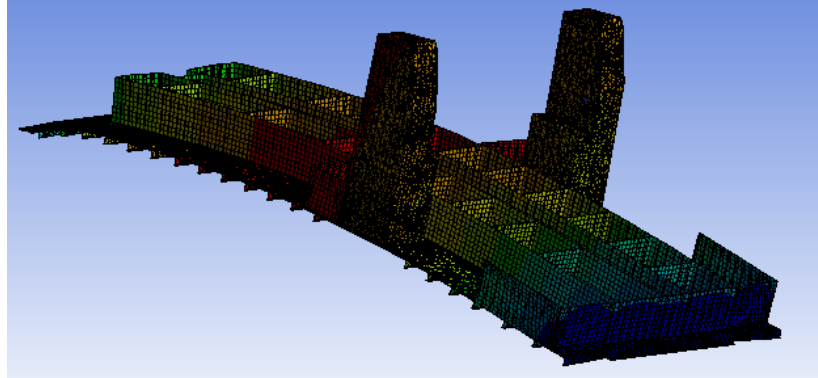


Gambar III.29. Hasil *running* geladak B

d. Geladak C

Setelah didapatkan *output* gaya pada geladak B, maka gaya tersebut menjadi *input* pada geladak C melalui pelat penegar geladak B. Seperti halnya pada geladak B, cara untuk mengetahui besarnya frekuensi natural dan amplitudo (*displacement*, *velocity*, dan *acceleration*) pada geladak C yaitu melakukan analisa menggunakan *Modal Analysis Software* dan *Harmonic Response Analysis Software*. Sebelum dilakukan *running*

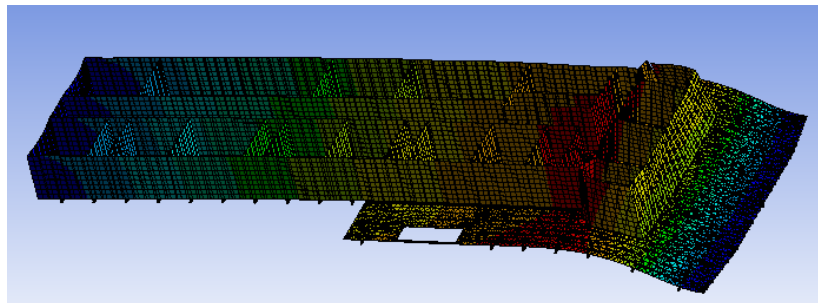
menggunakan *software* tersebut, model harus dilakukan konvergensi terlebih dahulu agar didapatkan hasil yang optimal. Pada Gambar III.30 merupakan geladak C yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.



Gambar III.30. Hasil *running* geladak C

e. Geladak D

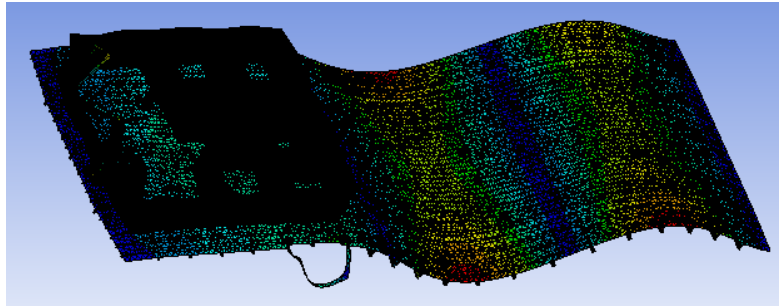
Output gaya yang telah didapat pada geladak C, maka menjadi *input* pada geladak D melalui pelat penegar geladak C. Seperti pada geladak-geladak sebelumnya, yaitu dilanjutkan dengan mencari nilai frekuensi natural dan amplitudo. Serta model harus dilakukan konvergensi terlebih dahulu. Pada Gambar III.31 merupakan geladak D yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.



Gambar III.31. Hasil *running* geladak D

f. Geladak E

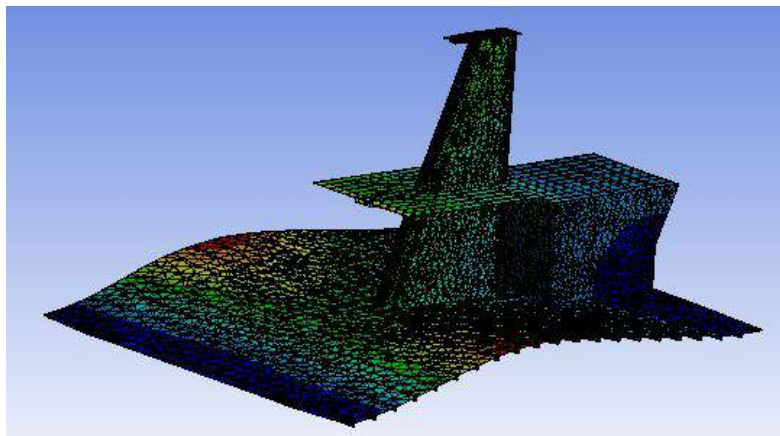
Output gaya yang telah didapat pada geladak D, maka menjadi *input* pada geladak E melalui pelat penegar geladak D. Seperti pada geladak-geladak sebelumnya, yaitu dilanjutkan dengan mencari nilai frekuensi natural dan amplitudo. Serta model harus dilakukan konvergensi terlebih dahulu. Pada Gambar III.32 merupakan geladak E yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.



Gambar III.32. Hasil *running* geladak E

g. Geladak F

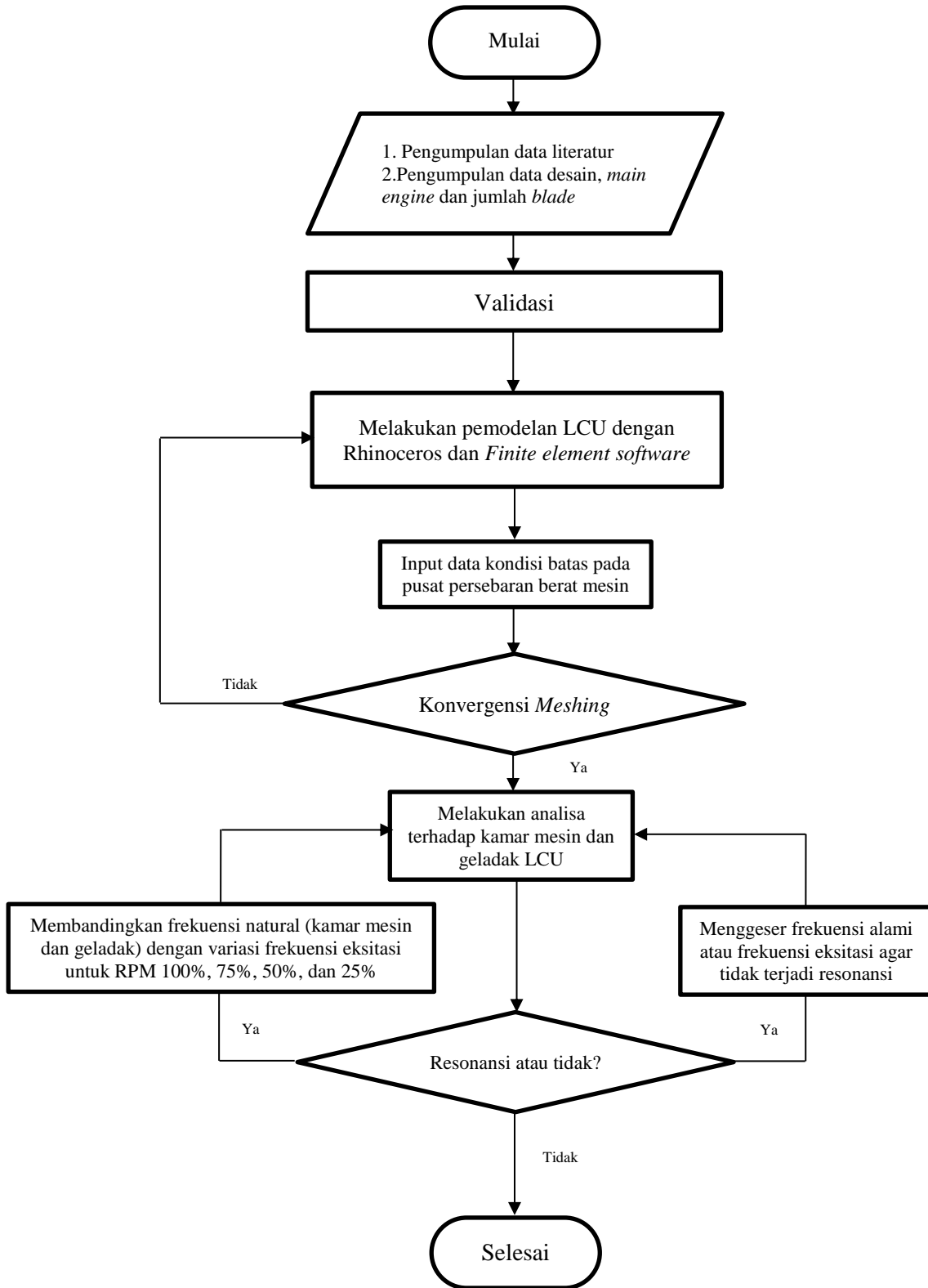
Output gaya yang telah didapat pada geladak E, maka menjadi *input* pada geladak F melalui pelat penegar geladak E. Seperti pada geladak-geladak sebelumnya, yaitu dilanjutkan dengan mencari nilai frekuensi natural dan amplitudo. Serta model harus dilakukan konvergensi terlebih dahulu. Pada Gambar III.33 merupakan geladak F yang dijepit di ujung-ujungnya lalu diberi gaya pada bagian *base*-nya.



Gambar III.33. Hasil *running* geladak F

III.4. Diagram Alir

Metodologi yang digunakan dalam menyusun Tugas Akhir ini disajikan dalam diagram alir seperti Gambar III.34 berikut:



Gambar III.34. Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir

Dalam proses penyusunan Tugas Akhir, hal-hal yang harus dilakukan penulis adalah :

1. Mulai menyusun proposal Tugas Akhir yang didalamnya terdapat menulis latar belakang, perumusan masalah, beserta tujuannya. Lalu dilanjutkan dengan melampirkan dasar teori dan tinjauan pustaka atas pembuatan Tugas Akhir.
2. Pada proses pengumpulan data, terdapat beberapa hal yang harus diperhatikan, yakni: gambar *construction profile* tampak samping, *contruction profile* setiap geladak, *midship section* atau penampang melintang, spesifikasi *main engine*, spesifikasi *propeller*, dan mengumpulkan literatur penunjang data.
3. Melakukan validasi menggunakan *beam* sederhana untuk mengetahui kevalidan antara hitungan *finite element software* dengan perhitungan rumus yang ada.
4. Proses pemodelan LCU difasilitasi dengan Rhinoceros, kemudian dikirim atau *import* ke *software finite element* untuk dianalisa.
5. Setelah objek masuk ke dalam *software finite element*, kemudian dilakukan *input* kondisi batas pada objek LCU. Hal ini dilakukan untuk memastikan bahwa objek seolah-olah mengalami kejadian demikian di lapangan.
6. Setelah model dimasukkan pada *software finite element*, maka didapatkan hasil atau *solution*. Kemudian dilanjutkan dengan konvergensi pada objeknya, yaitu dengan memperkecil ukuran *meshing*. Hal ini dilakukan agar objek yang dimodelkan mendekati karakteristik objek aslinya, sehingga diperoleh *solution* yang tepat. Jika hasil tidak memadai, maka harus dilakukan pengaturan pada model dan *meshing* lebih lanjut.
7. Jika hasil konvergensi sudah sesuai, maka dilakukan analisa terhadap LCU berdasarkan kurva ISO 6954. Hal ini dilakukan untuk mengetahui apakah pada geladak tersebut terjadi eksitasi berlebih.
8. Dilakukan analisa terhadap setiap geladak apakah terjadi resonansi atau tidak. Jika terjadi resonansi maka LCU harus dilakukan analisa lebih lanjut dengan menggeser frekuensi eksitasi untuk mencegah terjadinya resonansi. Lalu membandingkan frekuensi natural (kamar mesin dan geladak LCU) dengan variasi frekuensi eksitasi untuk RPM 100%, 75%, 50%, dan 25%. Jika tidak terjadi resonansi maka Tugas Akhir ini dapat diakhiri dan dapat ditarik kesimpulan.
9. Selesai

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan serangkaian proses mulai dari pemodelan menggunakan *software* sampai *running* model, maka didapatkan nilai frekuensi natural dan besar amplitudo di setiap geladaknya. Hasil yang telah didapat akan dilakukan analisa lebih lanjut dan dibahas pada bab ini. Detail penjelasan disajikan seperti berikut:

IV.1. Analisa Hasil

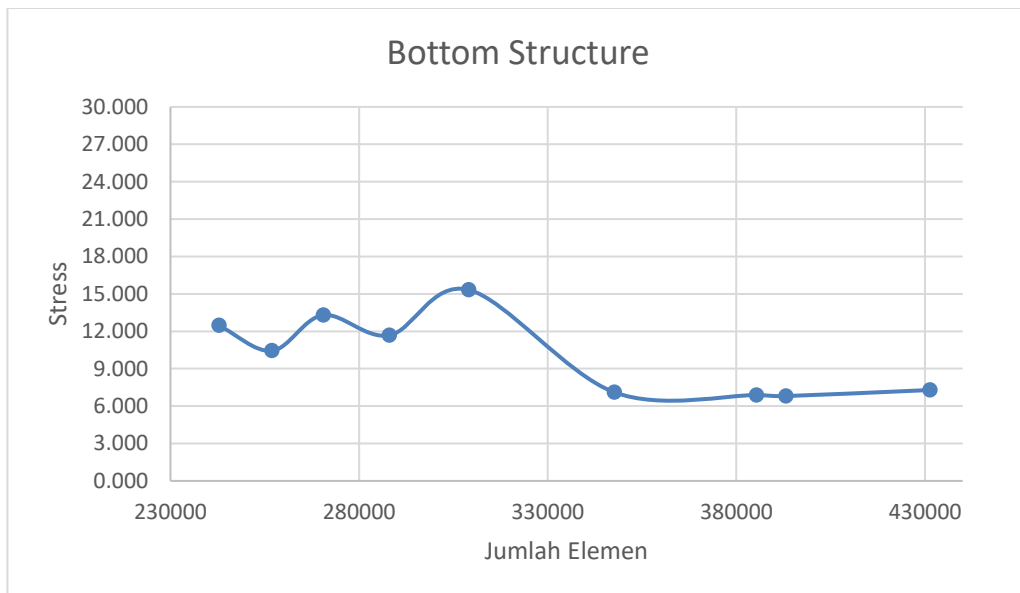
Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini, untuk memastikan besarnya frekuensi natural dan amplitudo di setiap geladak agar sesuai, maka dilakukan konvergensi terlebih dahulu. Setelah didapatkan hasil yang konvergen, maka amplitudo yang diambil adalah nilai tertinggi dari setiap geladaknya. Jika ditemui nilai berlebih di setiap geladaknya, maka harus dilakukan analisa lebih lanjut di bagian *propeller* untuk memperkecil besarnya eksitasi. Detail hasil kurva amplitudo setiap geladak terlampir di Lampiran B. Lalu hasil *running* model di setiap *mode*-nya terlampir di Lampiran C.

IV.1.1. Konvergensi Model

Dengan mengetahui jarak antar *frame* LCU sebesar 0.6 m, maka dilakukan *meshing* dari 0.6 m sampai terkecil. *Meshing* tersebut dilakukan pada pelat geladak dan profil. Akan tetapi jika dilakukan *meshing* di atas 0.3 m, bagian profil tidak bisa di *meshing*. Sehingga dilakukan *meshing* mulai dari 0.3 m sampai terkecil baik untuk profil dan pelat. Untuk konvergensi yang pertama, dilakukan pada ukuran *meshing* profil yang mana ukuran *meshing* pelat geladak sebagai variabel kontrol. Ukuran *meshing* di setiap pelat geladak yang ditentukan sebesar 0.2 m. Lalu model tersebut diuji pada *Structural Analysis Software* untuk diberi pembebanan sebesar 100000 N di setiap geladaknya. Namun pada konvergensi tersebut beberapa geladak tidak ditemukan kurva yang konvergen. Lalu kurva yang konvergen ditemukan pada geladak D dengan ukuran *meshing* profil sebesar 0.17 m. Dengan begitu diasumsikan ukuran *meshing* untuk profil di setiap geladak adalah 0.17 m. Setelah itu dilakukan konvergensi terhadap ukuran *meshing* pelat geladak dengan variabel kontrol ukuran *meshing* profil geladak sebesar 0.17 m. Hasil konvergensi pada *bottom structure* disajikan dalam Tabel IV.1 dan Gambar IV.1 berikut:

Tabel IV.1. Hasil konvergensi *bottom structure*

Bottom Structure				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	242822	12.466	-
0.280	0.17	256885	10.440	-16.25%
0.260	0.17	270475	13.300	27.39%
0.240	0.17	288011	11.681	-12.17%
0.220	0.17	309067	15.329	31.23%
0.200	0.17	347664	7.108	-53.63%
0.180	0.17	385318	6.885	-3.14%
0.175	0.17	393134	6.808	-1.12%
0.160	0.17	431283	7.292	7.11%



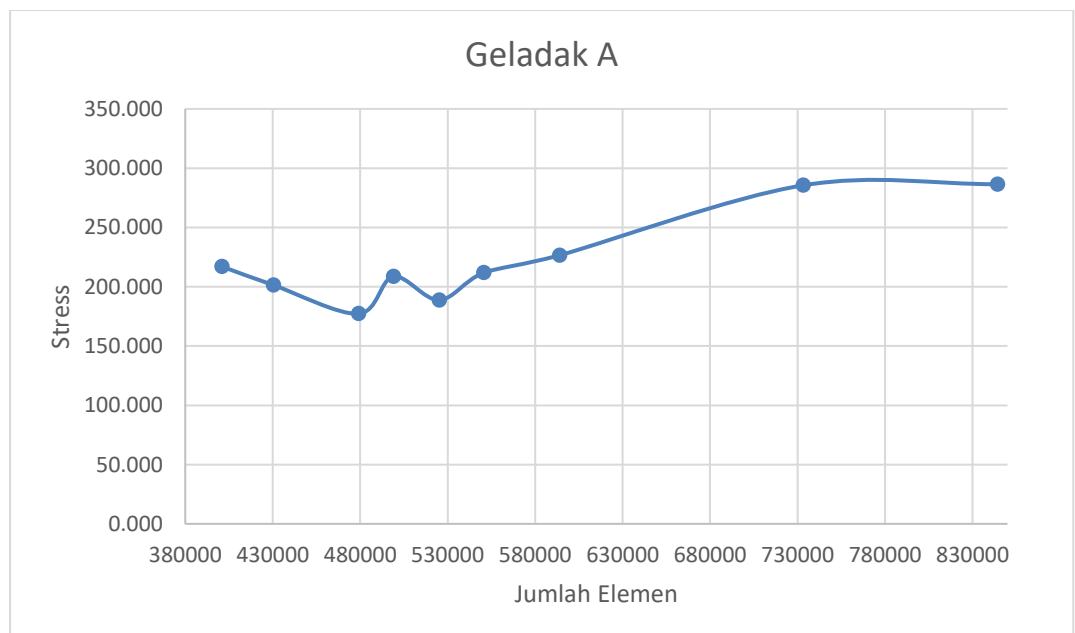
Gambar IV.1. Kurva konvergensi *bottom structure*

Sesudah didapat masing-masing *margin error* disetiap *meshing*nya, maka dipilihlah *meshing* yang memiliki *margin error* dibawah 2%. Berdasarkan Tabel IV.1 diperoleh *margin error* 1.12% dengan *meshing* pelat 0.175 m dan profil 0.17 m. Maka dari itu untuk mempercepat *running* model digunakan ukuran *meshing* sebelumnya, yakni ukuran *meshing* pelat dan profil berturut-turut adalah 0.18 m dan 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada *bottom structure*, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak A. Berikut adalah hasil konvergensi geladak A yang ditunjukkan melalui Tabel IV.2 dan Gambar IV.2:

Tabel IV.2. Hasil konvergensi geladak A

Geladak A				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	400900	217.070	-
0.280	0.17	430307	201.429	-7.21%
0.260	0.17	479005	177.280	-11.99%
0.240	0.17	498988	208.560	17.64%
0.220	0.17	525067	188.830	-9.46%
0.200	0.17	550649	211.810	12.17%
0.180	0.17	593922	226.580	6.97%
0.140	0.17	733170	285.570	26.03%
0.130	0.17	844324	286.500	0.33%



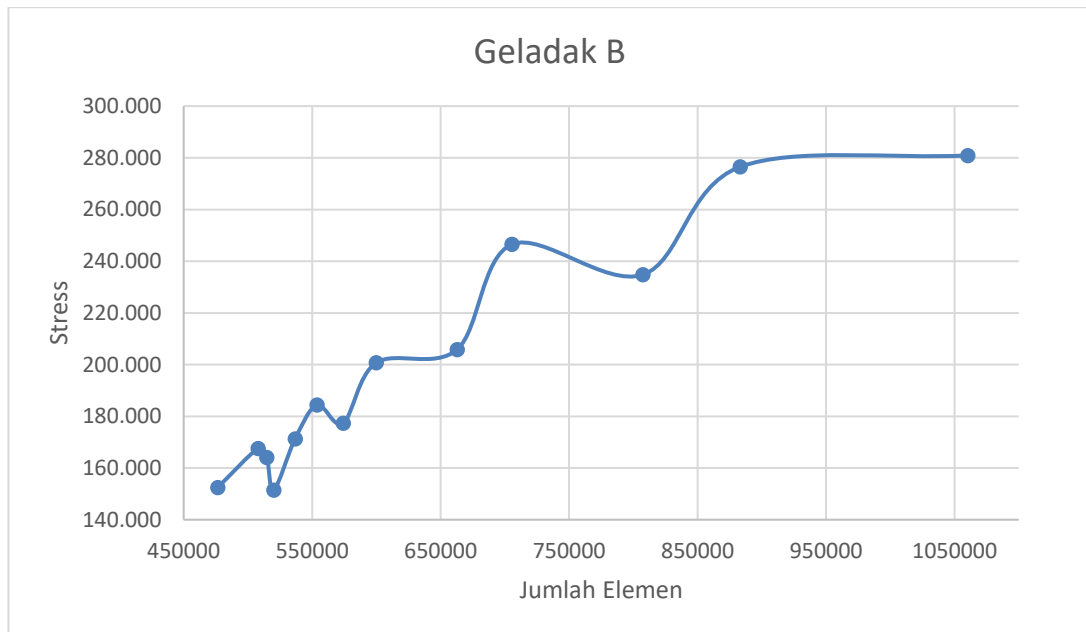
Gambar IV.2. Kurva konvergensi geladak A

Berdasarkan *margin error* yang didapat pada Tabel IV.2, maka didapat *margin error* sebesar 0.33% dengan *meshing* pelat geladak 0.13 m dan profil geladak 0.17 m. Oleh karena itu untuk mempercepat *running* model dipilihlah hasil *meshing* sebelumnya, yaitu *meshing* pelat geladak 0.14 m dan profil 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada geladak A, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak B. Berikut adalah hasil konvergensi geladak B yang ditunjukkan melalui Tabel IV.3 dan Gambar IV.3:

Tabel IV.3. Hasil Konvergensi geladak B

Geladak B				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	476497	152.500	-
0.290	0.17	507984	167.580	9.89%
0.280	0.17	514714	164.160	-2.04%
0.270	0.17	520127	151.440	-7.75%
0.260	0.17	536746	171.300	13.11%
0.240	0.17	553820	184.350	7.62%
0.220	0.17	574185	177.400	-3.77%
0.200	0.17	600015	200.780	13.18%
0.180	0.17	662821	205.850	2.53%
0.160	0.17	705617	246.540	19.77%
0.140	0.17	807449	234.810	-4.76%
0.120	0.17	883222	276.520	17.76%
0.100	0.17	1060271	280.920	1.59%



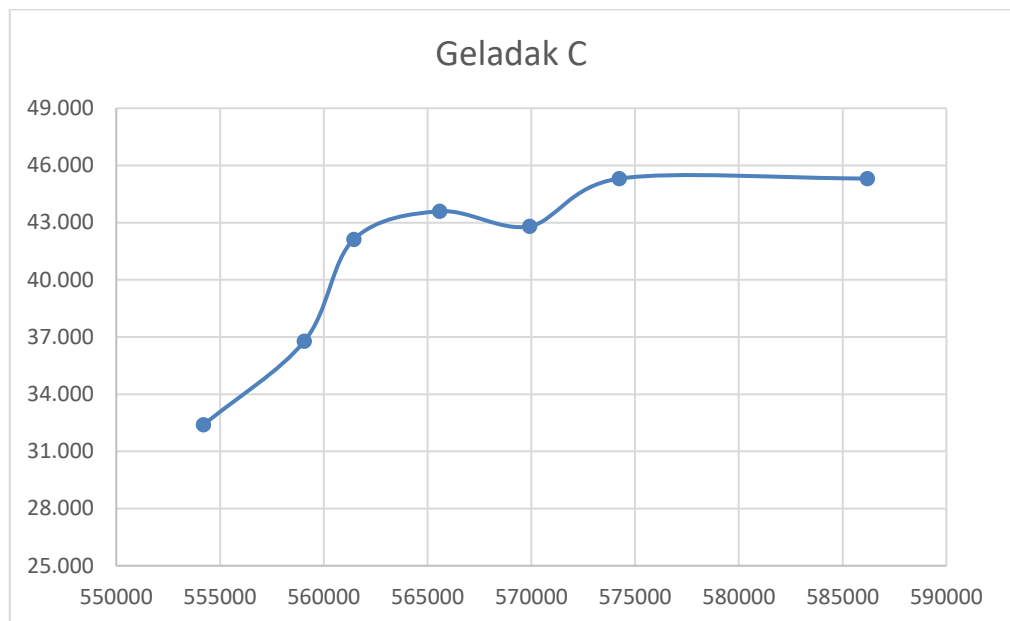
Gambar IV.3. Kurva konvergensi geladak B

Setelah didapatkan *meshing* disetiap *margin error* pada Tabel IV.3, maka ditemukan *margin error* sebesar 1.59% dengan ukuran *meshing* pelat geladak 0.10 m dan profil 0.17 m. Sehingga untuk mempercepat *running* model geladak B maka digunakan hasil *meshing* sebelumnya, yaitu pelat geladak sebesar 0.12 m dan profil sebesar 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada geladak B, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak C. Berikut adalah hasil konvergensi geladak C yang ditunjukkan melalui Tabel IV.4 dan Gambar IV.4:

Tabel IV.4. Hasil Konvergensi geladak C

Geladak C				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	554210	32.395	-
0.290	0.17	559069	36.787	13.56%
0.280	0.17	561445	42.117	14.49%
0.270	0.17	565590	43.595	3.51%
0.260	0.17	569922	42.806	-1.81%
0.250	0.17	574233	45.309	5.85%
0.230	0.17	586188	45.314	0.01%



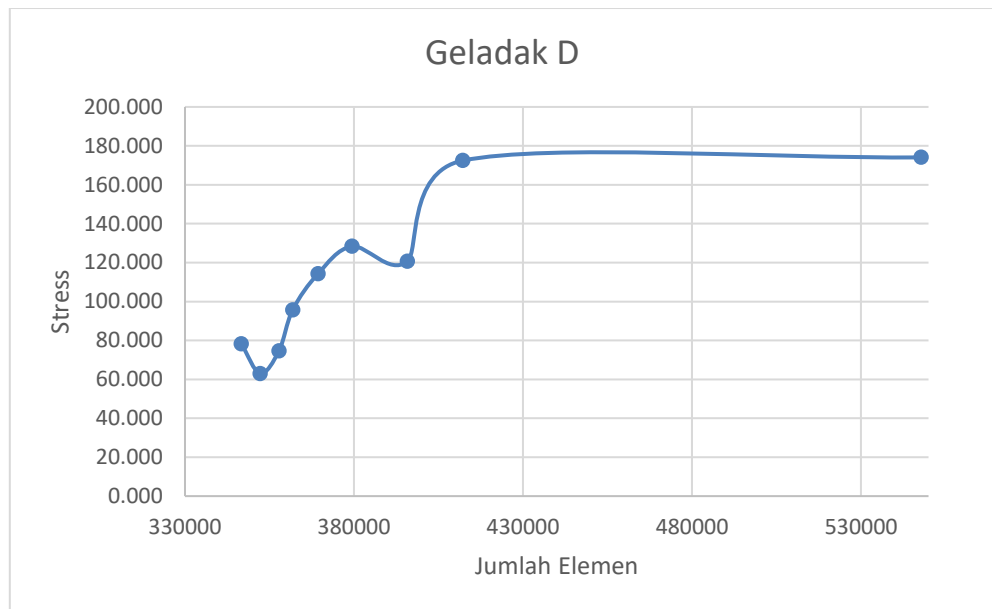
Gambar IV.4. Kurva konvergensi geladak C

Bedasarkan hasil *margin error* pada Tabel IV.4, didapatkan hasil *margin error* sebesar 0.01% dengan ukuran *meshing* geladak dan profil berturut-turut adalah 0.23 m dan 0.17 m. Dengan begitu untuk mempercepat *running* model geladak C, maka dari itu digunakan hasil *meshing* sebelumnya, yakni pelat geladak sebesar 0.25 dan profil sebesar 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada geladak C, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak D. Berikut adalah hasil konvergensi geladak D yang ditunjukkan melalui Tabel IV.5 dan Gambar IV.5:

Tabel IV.5. Hasil Konvergensi geladak D

Geladak D				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	346678	78.291	-
0.28	0.17	352250	62.989	-19.545%
0.260	0.17	357786	74.566	18.379%
0.24	0.17	361868	95.727	28.379%
0.220	0.17	369347	114.240	19.339%
0.20	0.17	379463	128.300	12.307%
0.180	0.17	395767	120.570	-6.025%
0.16	0.17	412159	172.430	43.012%
0.100	0.17	547828	174.050	0.940%



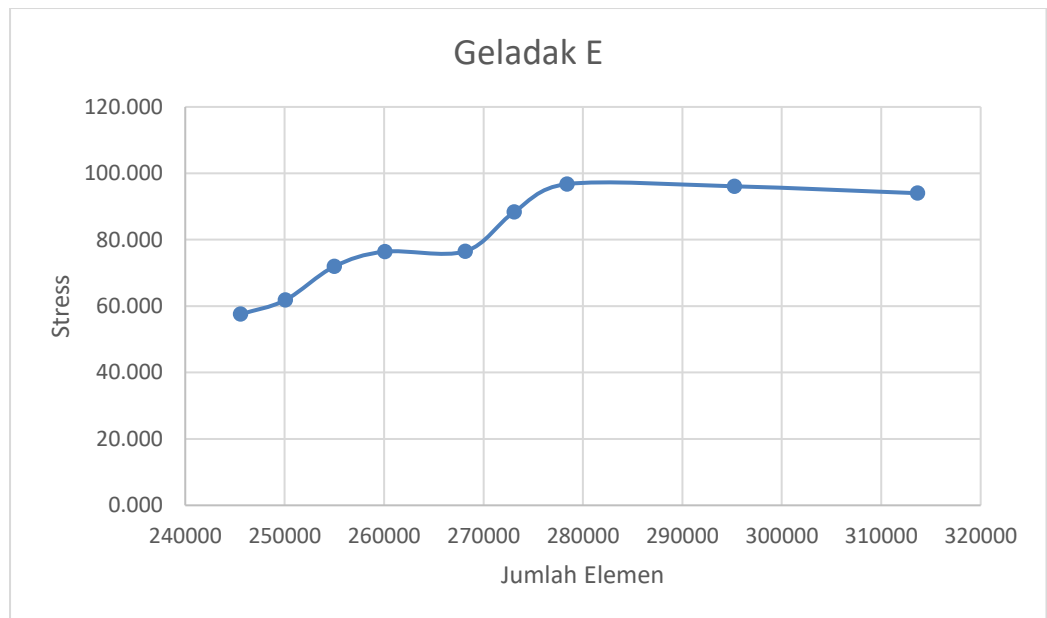
Gambar IV.5. Kurva konvergensi geladak D

Berdasarkan *margin error* yang didapat pada Tabel IV.5, maka didapat *margin error* sebesar 0.94% dengan *meshing* pelat geladak 0.10 m dan profil geladak 0.17 m. Oleh karena itu untuk mempercepat *running* model dipilihlah hasil *meshing* sebelumnya, yaitu *meshing* pelat geladak 0.16 m dan profil 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada geladak D, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak E. Berikut adalah hasil konvergensi geladak E yang ditunjukkan melalui Tabel IV.6 dan Gambar IV.6:

Tabel IV.6. Hasil Konvergensi geladak E

Geladak E				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	245549	57.535	-
0.28	0.17	250040	61.790	7.40%
0.260	0.17	254966	71.900	16.36%
0.24	0.17	260051	76.406	6.27%
0.220	0.17	268133	76.492	0.11%
0.210	0.17	273082	88.346	15.50%
0.20	0.17	278391	96.769	9.53%
0.180	0.17	295230	96.088	-0.70%
0.16	0.17	313637	94.020	-2.15%



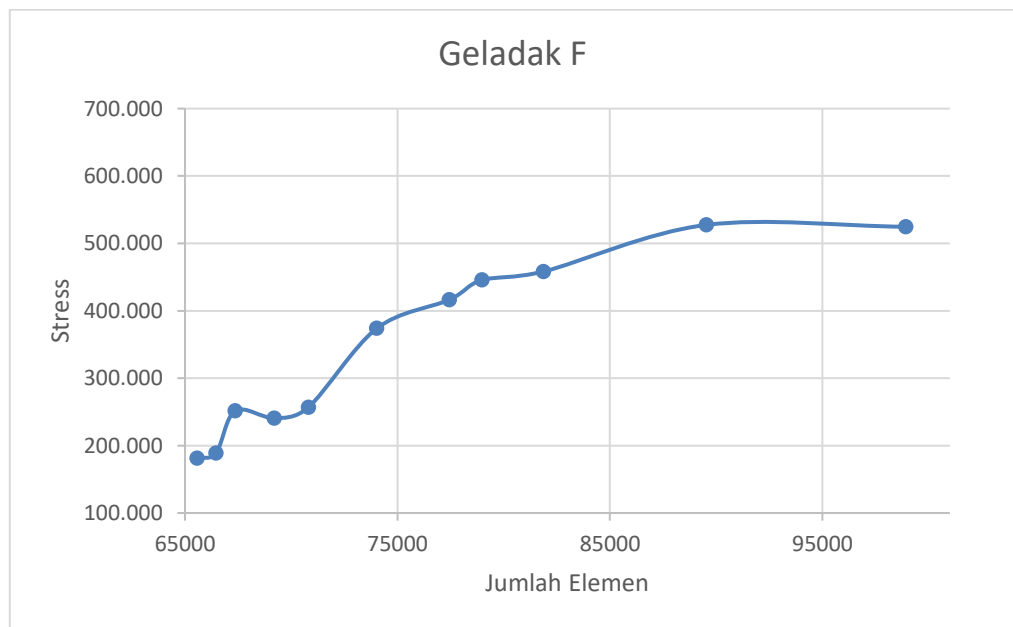
Gambar IV.6. Kurva konvergensi geladak E

Berdasarkan *margin error* yang didapat pada Tabel IV.6, maka didapat *margin error* sebesar 0.70% dengan *meshing* pelat geladak 0.18 m dan profil geladak 0.17 m. Oleh karena itu untuk mempercepat *running* model dipilihlah hasil *meshing* sebelumnya, yaitu *meshing* pelat geladak 0.20 m dan profil 0.17 m.

Kemudian setelah dilakukan *running* pada geladak E, maka dilanjutkan dengan *running* terhadap geladak F. Berikut adalah hasil konvergensi geladak F yang ditunjukkan melalui Tabel IV.7 dan Gambar IV.7:

Tabel IV.7. Hasil Konvergensi geladak F

Geladak F				
Meshing Pelat	Meshing Profil	Jumlah Elemen	Stress (Mpa)	Margin Error
0.300	0.17	65579	181.480	-
0.28	0.17	66463	188.940	4.11%
0.260	0.17	67366	251.720	33.23%
0.24	0.17	69211	240.710	-4.37%
0.220	0.17	70812	256.970	6.76%
0.20	0.17	74030	374.000	45.54%
0.180	0.17	77439	416.420	11.34%
0.170	0.17	78981	445.700	7.03%
0.16	0.17	81882	458.340	2.84%
0.140	0.17	89537	527.460	15.08%
0.12	0.17	98924	524.690	-0.53%



Gambar IV.7. Kurva konvergensi geladak F

Berdasarkan *margin error* yang didapat pada Tabel IV.7, maka didapat *margin error* sebesar 0.53% dengan *meshing* pelat geladak 0.12 m dan profil geladak 0.17 m. Oleh karena itu untuk mempercepat *running* geladak F dipilihlah hasil *meshing* sebelumnya, yaitu *meshing* pelat geladak 0.14 m dan profil 0.17 m.

Dapat dilihat pada masing-masing kurva, bahwasanya semakin kecil *meshing* maka jumlah elemen semakin banyak. Serta jumlah elemen semakin banyak maka didapatkan hasil tegangan yang semakin konvergen atau mendekati sama. Hasil tegangan dapat dikatakan konvergen ketika selisih antara hasil yang didapat sekarang hanya sebesar 0.02 atau 20% dari

hasil sebelumnya. Atau hasil sekarang dikurangi hasil sebelumnya, lalu dibagi hasil sebelumnya dan setelah itu dikali 100.

IV.1.2. Frekuensi Natural *Bottom Structure*

Setelah dilakukan konvergensi terhadap *bottom structure*, maka dilanjutkan dengan mencari harga *output* gaya yang dihasilkan oleh aktivitas propulsor LCU seperti halnya *main engine* dan *propeller*. Pada pemodelan ini *engine foundation* menopang beratnya *main engine* dan menerima osilasi *thrust* dari *propeller*. Dengan begitu dua *engine foundation* diberikan *input* berat mesin sebesar 24500 kg. Akan tetapi massa mesin LCU diabaikan, karena massa disini bukan merupakan salah satu faktor yang memicu terjadinya getaran. Kemudian diberikan *input* gaya pada masing-masing *engine foundation* akibat *thrust* yang dihasilkan *propeller*. Karena data yang diperoleh adalah BHP *main engine*, maka dari itu nilai BHP (2210 KW) harus dirubah menjadi THP atau *Thrust Horse Power*. Cara untuk memperoleh nilai THP adalah seperti berikut:

BHP	=	BHP MCR * 0.85
BHP	=	1878.500 kW
	=	2554.009 HP

Pada perhitungan di atas adalah merubah nilai BHP MCR (*maximum Continuous Rating*) menjadi BHP terlebih dahulu. Karena BHP yang tertera dalam data mesin adalah BHP MCR. Setelah nilai BHP didapat, maka dilanjutkan dengan merubah BHP menjadi SHP (*Shaft Horse Power*).

SHP	=	BHP* (η_T)
η_T	=	medium speed diesel
	=	0.975
SHP	=	1831.538 kW

Selanjutnya, ketika didapatkan nilai SHP maka dilanjutkan dengan mencari nilai DHP (*Delivery Horse Power*) seperti perhitungan berikut:

DHP	=	SHP*($\eta_b \eta_s$)
$\eta_b \eta_s$	=	for machinery amidship
	=	0.97
DHP	=	1776.591 kW

Setelah didapatkan nilai DHP, dilanjutkan dengan merubah DHP menjadi THP seperti pada perhitungan berikut:

THP	=	DHP* η_p
η_o	=	0.577
η_r	=	0.98
η_p	=	$\eta_o \eta_r$
η_p	=	0.56546
THP	=	1004.591 kW

Lalu nilai THP yang didapat, dikalikan dengan koefisien *thrust* untuk menjadi gaya. Perhitungan dapat dilihat seperti berikut:

$$F = \beta T_o$$

$$B = 0.15$$

$$T_o = 1004.591 \text{ Kw}$$

$$F = 150.6887 \text{ kN}$$

Nilai β berkisar antara 5 sampai 15%, nilai tersebut dipengaruhi bentuk *stern* kapal yang beragam. Karena kurangnya data untuk memperoleh harga β , maka dari itu dalam Tugas Akhir ini harga β diasumsikan 15%. Dipilih harga 15% disini sebagai batasan maksimum getaran yang diizinkan di setiap geladak.

Harga F yang telah didapat nantinya akan diinput pada *finite element software*. Dan diberikan *fixed support* pada bagian *aft* dan *frame 34*. Berikut (Tabel IV.8) adalah *running* yang menampilkan penjelasan hasil *output* gaya, frekuensi natural dan amplitudo (*displacement*, *velocity*, dan *acceleration*) pada *bottom structure*:

Tabel IV.8. *Output* gaya yang dihasilkan *bottom structure*

	Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1	1,	0,45865	3,0138e+005	-431,19	3,0138e+005

Pada Tabel IV.8 menunjukkan reaksi gaya sumbu X, Y, Z, karena adanya *input thrust* sebesar 150.6887 kN terhadap sumbu X. Setelah didapatkan reaksi gaya dari ketiga sumbu, maka reaksi gaya yang dipakai adalah sumbu Z sebesar 431.19 N. Karena sumbu Z mengarah vertikal ke atas, dan menjadi *input* pada geladak A. Kemudian tanda negatif gaya sumbu Z diabaikan, karena aksi gaya tekan dan tarik terhadap *surface* model yang diasumsikan, akan menghasilkan reaksi gaya yang sama. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.9 berikut:

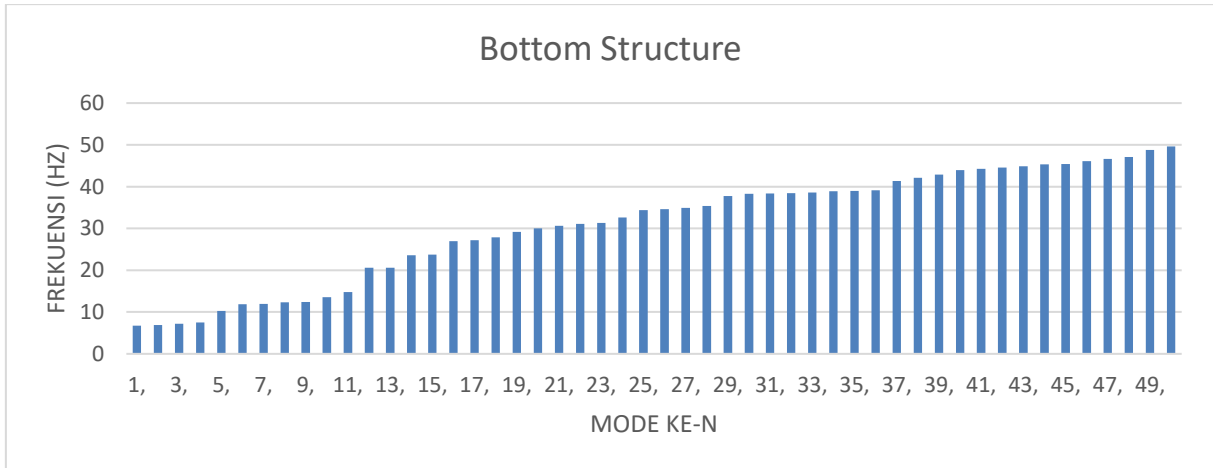
Tabel IV.9. Frekuensi Natural *Bottom Structure* LCU

Frekuensi Natural Bottom Structure LCU	
Mode ke- n	Frekuensi Natural (Hz)
1	6.7476
2	6.9007
3	7.1796
4	7.4855

5	10.252
6	11.872
7	11.951
8	12.309
9	12.373
10	13.534
11	14.797
12	20.626
13	20.631
14	23.582
15	23.74
16	26.979
17	27.186
18	27.843
19	29.158
20	30.042
21	30.639
22	31.126
23	31.359
24	32.647
25	34.378
26	34.653
27	34.901
28	35.402
29	37.775
30	38.279
31	38.36
32	38.473
33	38.627
34	38.921
35	39.008
36	39.143
37	41.394
38	42.11
39	42.895
40	43.929
41	44.237
42	44.543
43	44.911
44	45.325
45	45.44
46	46.146
47	46.611
48	47.105

49	48.826
50	49.614

Hasil *plotting* frekuensi natural *bottom structure* pada Tabel IV.9 ditunjukkan seperti Gambar IV.8 berikut:



Gambar IV.8. Frekuensi natural *bottom structure*

Gambar IV.8 adalah frekuensi natural *bottom structure* jika di *fixed* pada bagian ujung-ujungnya. Antara *mode* 1 sampai *mode* 50 telah didapati bentang frekuensi antara 6.7476 Hz sampai 49.614 Hz.

IV.1.3. Frekuensi Natural Geladak A

Setelah mendapat *output* gaya sebesar 431.19 N yang dirambatkan oleh *side hull*, maka *output* tersebut menjadi *input* pada geladak A. Dan model diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame* -4 dan *frame* 34. Lalu dilanjutkan proses analisa dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* dengan penjelasan seperti Tabel IV.10 berikut:

Tabel IV.10. *Output* gaya yang dihasilkan geladak A

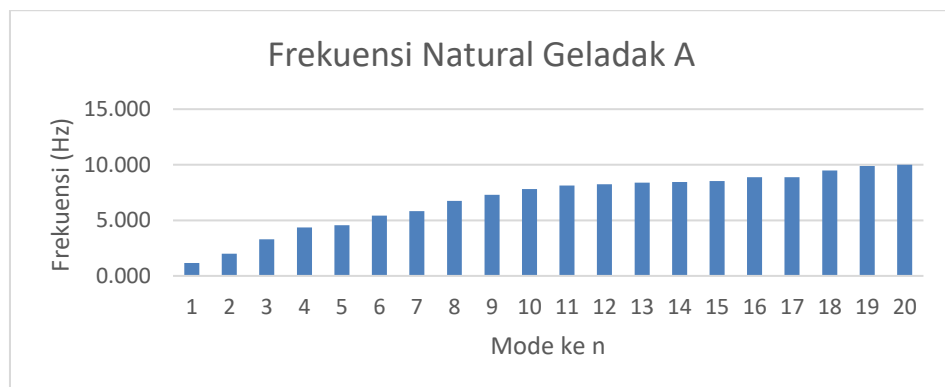
Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1 1,	-1,1794e-003	-1,2768e-003	-431,23	431,23

Setelah model dikenakan gaya sebesar 431.19 N, maka didapatkan *output* gaya sebesar 431.23 N pada sumbu Z. *Output* gaya mengalami penurunan atau kenaikan terhadap *input* gaya, hal ini dikarenakan model geladak A terdiri dari konstruksi berpenegar yang mana dapat menyerap atau menimbulkan datangnya gaya. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.11 berikut:

Tabel IV.11. Frekuensi Natural Geladak A

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.153
2	2.003
3	3.294
4	4.362
5	4.557
6	5.431
7	5.822
8	6.740
9	7.305
10	7.817
11	8.138
12	8.238
13	8.391
14	8.436
15	8.525
16	8.866
17	8.893
18	9.485
19	9.874
20	10.005

Kemudian hasil frekuensi natural geladak A pada Tabel IV.11 dilakukan *plotting* seperti Gambar IV.9 berikut:



Gambar IV.9. Frekuensi natural geladak A

Gambar IV.9 menunjukkan frekuensi natural geladak A dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.153 Hz sampai 10.005 Hz.

IV.1.4. Frekuensi Natural Geladak B

Output yang dihasilkan pada geladak A sebesar 431.23 N, akan menjadi *input* pada geladak B. Dan model diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame -4* dan *frame 34*. Kemudian proses analisa dilanjutkan dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* seperti penjelasan Tabel IV.12 berikut:

Tabel IV.12. *Output* gaya yang dihasilkan geladak B

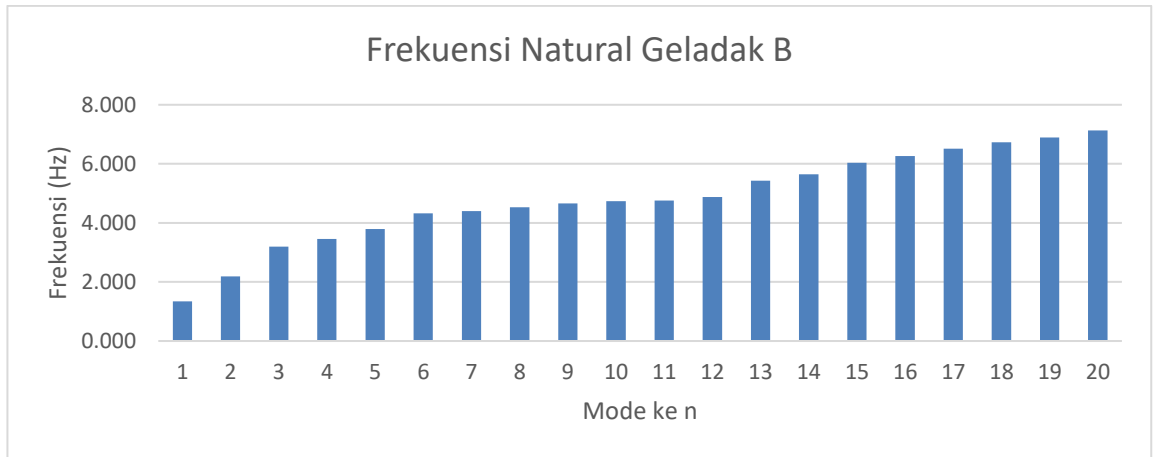
	Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1	1,	-1,3362e-003	1,3935e-003	-431,24	431,24

Setelah model dikenakan gaya sebesar 431.23 N, maka didapatkan *output* sebesar 431.24 N pada sumbu Z. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.13 berikut:

Tabel IV.13. Frekuensi Natural Geladak B

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.340
2	2.191
3	3.196
4	3.459
5	3.796
6	4.327
7	4.394
8	4.530
9	4.663
10	4.736
11	4.758
12	4.872
13	5.429
14	5.643
15	6.035
16	6.264
17	6.508
18	6.734
19	6.896
20	7.127

Hasil frekuensi natural geladak B pada Tabel IV.13 dilakukan *plotting* dan menghasilkan Gambar IV.10 berikut:



Gambar IV.10. Frekuensi natural geladak B

Gambar IV.10 menunjukkan frekuensi natural geladak B dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.3402 Hz sampai 7.1273 Hz.

IV.1.5. Frekuensi Natural Geladak C

Output yang dihasilkan geladak B sebesar 431.24 N, nantinya akan menjadi *input* pada geladak C. Dan model tersebut diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame* -6 dan *frame* 34. Setelah dilakukan proses analisa dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* seperti penjelasan Tabel IV.14 berikut:

Tabel IV.14. *Output* gaya yang dihasilkan geladak C

Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Total) [N]
1	1,5839e-004	8,8653e-004	-430,69	430,69

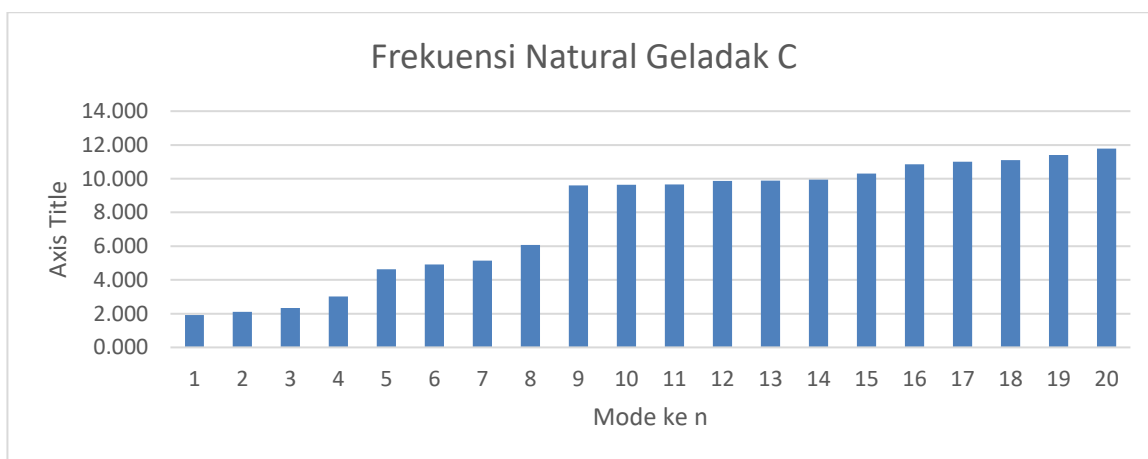
Setelah model dikenakan gaya sebesar 431.24 N, maka didapatkan *output* sebesar 430.69 N pada sumbu Z. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.15 berikut:

Tabel IV.15. Frekuensi Natural Geladak C

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.925
2	2.110
3	2.341
4	3.024
5	4.634
6	4.923
7	5.151
8	6.070
9	9.601

10	9.632
11	9.654
12	9.857
13	9.883
14	9.938
15	10.304
16	10.855
17	11.006
18	11.105
19	11.401
20	11.782

Kemudian hasil frekuensi natural geladak C pada Tabel IV.10 dilakukan *plotting* seperti Gambar IV.11 berikut:



Gambar IV.11. Frekuensi natural geladak C

Gambar IV.11 menunjukkan frekuensi natural geladak C dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.9253 Hz sampai 11.782 Hz.

IV.1.6. Frekuensi Natural Geladak D

Output yang dihasilkan geladak C sebesar 430.69 N, akan menjadi *input* pada geladak D. Dan model diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame* 1 dan *frame* 33. Setelah dilakukan proses analisa dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* seperti Tabel IV.16 berikut:

Tabel IV.16. *Output* gaya yang dihasilkan geladak D

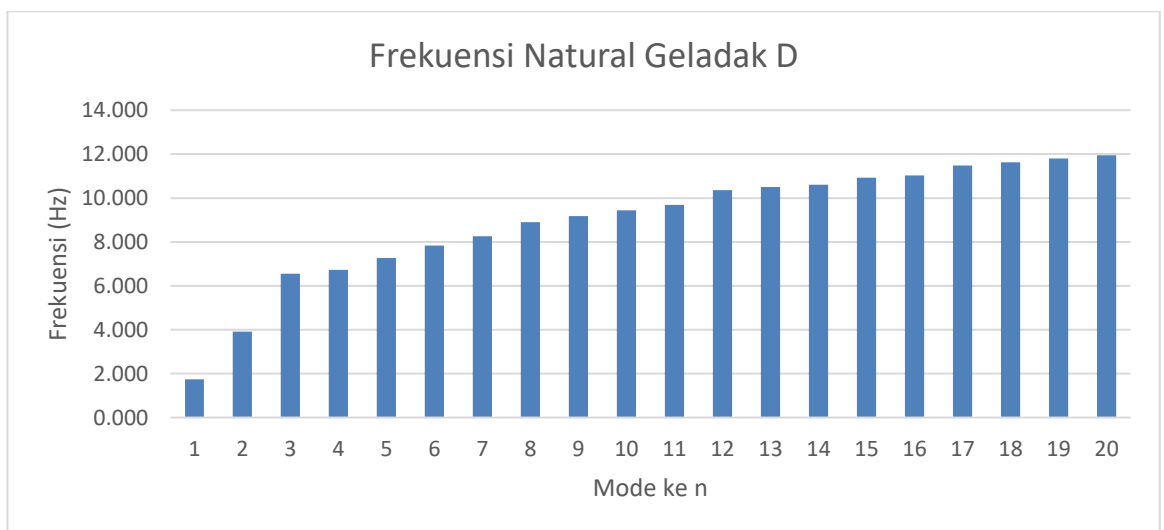
Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1,	-1,9368e-003	-1,8883e-003	-424,75	424,75

Setelah model dikenakan gaya sebesar 430.69 N, maka didapatkan *output* sebesar 424.75 N pada sumbu Z. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.17 berikut:

Tabel IV.17. Frekuensi Natural Geladak D

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.746
2	3.909
3	6.545
4	6.724
5	7.272
6	7.834
7	8.252
8	8.898
9	9.181
10	9.438
11	9.691
12	10.356
13	10.503
14	10.603
15	10.924
16	11.033
17	11.485
18	11.625
19	11.797
20	11.944

Frekuensi natural geladak D pada Tabel IV.17 dilakukan *plotting* seperti Gambar IV.12 berikut:



Gambar IV.12. Frekuensi natural geladak D

Gambar IV.12 menunjukkan frekuensi natural geladak D dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.7455 Hz sampai 11.9440 Hz.

IV.1.7. Frekuensi Natural Geladak E

Output yang dihasilkan geladak D sebesar 424.75 N, akan menjadi *input* pada geladak E. Dan model tersebut diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame* -6 dan *frame* 32. Setelah dilakukan proses analisa dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* seperti Tabel IV.18 berikut:

Tabel IV.18. *Output* gaya yang dihasilkan geladak E

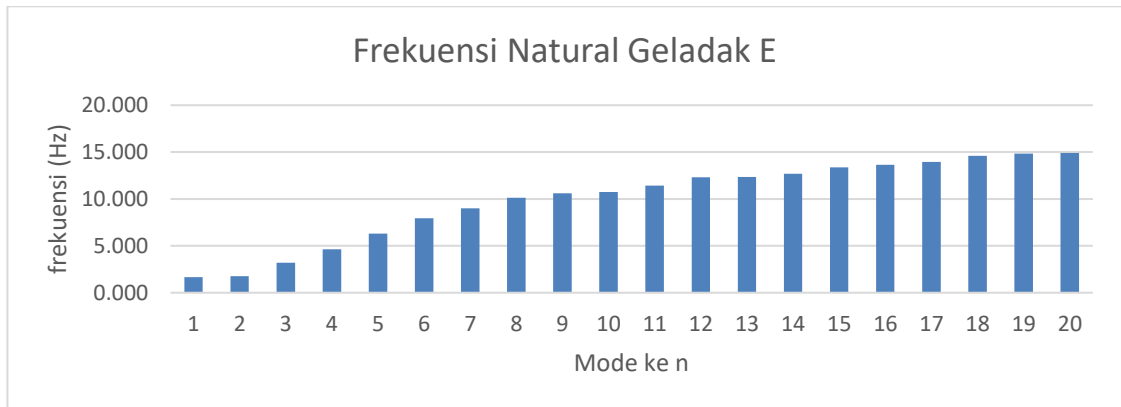
	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Total) [N]
1	1,	-4,1069e-003	-6,8166e-004	-420,75	420,75

Setelah model dikenakan gaya sebesar 424.75 N, maka didapatkan *output* sebesar 420.75 N pada sumbu Z. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.19 berikut:

Tabel IV.19. Frekuensi Natural Geladak E

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.654
2	1.757
3	3.195
4	4.633
5	6.317
6	7.943
7	8.991
8	10.134
9	10.609
10	10.741
11	11.433
12	12.298
13	12.336
14	12.697
15	13.359
16	13.654
17	13.961
18	14.611
19	14.841
20	14.910

Hasil frekuensi natural geladak E pada Tabel IV.19 dilakukan *plotting* seperti Gambar IV.13 berikut:



Gambar IV.13. Frekuensi natural geladak E

Gambar IV.13 menunjukkan frekuensi natural geladak E dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.6544 Hz sampai 14.910 Hz.

IV.1.8. Frekuensi Natural Geladak F

Output yang dihasilkan geladak E sebesar 420.75 N, akan menjadi *input* pada geladak F. Dan model tersebut diberi *fixed support* di ujung-ujung *frame 25* dan *frame 31*. Setelah dilakukan proses analisa dengan melakukan *running* pada *finite element software*, maka diperoleh besarnya *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* seperti Tabel IV.20 berikut:

Tabel IV.20. *Output* gaya yang dihasilkan geladak F

	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Total) [N]
1	1,	4,5048e-004	-1,4919e-003	420,72	420,72

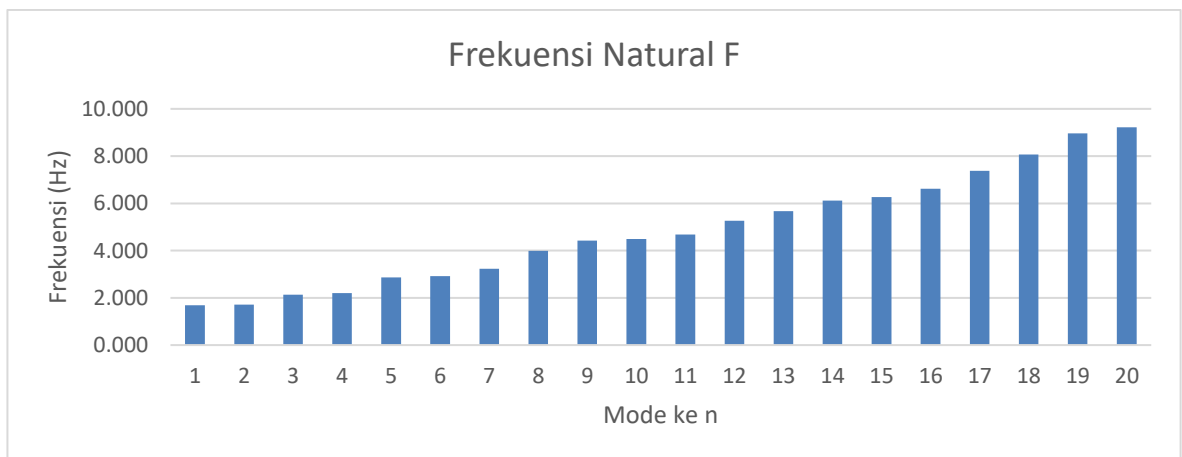
Setelah model dikenakan gaya sebesar 420.75 N, maka didapatkan *output* sebesar 420.72 N pada sumbu Z. Detail frekuensi natural terhadap *mode*-nya disajikan seperti Tabel IV.21 berikut:

Tabel IV.21. Frekuensi Natural Geladak F

Mode ke-n	Frekuensi Natural (Hz)
1	1.679
2	1.717
3	2.136
4	2.207
5	2.862
6	2.920
7	3.235

8	3.995
9	4.423
10	4.488
11	4.681
12	5.260
13	5.673
14	6.119
15	6.267
16	6.617
17	7.372
18	8.062
19	8.959
20	9.225

Hasil frekuensi natural geladak F pada Tabel IV.21 dilakukan *plotting* seperti Gambar IV.14 berikut:



Gambar IV.14. Frekuensi natural geladak F

Gambar IV.14 menunjukkan frekuensi natural geladak F dengan 20 *mode*. Dalam 20 *mode* tersebut didapatkan bentang frekuensi antara 1.6794 Hz sampai 9.2245 Hz.

IV.1.9. Resonansi di Kamar Mesin LCU

Hal yang perlu dipertimbangkan dari eksitasi mesin dan efeknya terhadap struktur lambung adalah mencegah terjadinya resonansi di kamar mesin. Mesin yang digunakan LCU adalah YANMAR 8EY26W yang mana merupakan *Medium Speed Diesel* sebanyak dua buah. Karena LCU menggunakan *twin screw*, maka menggunakan dua buah *propeller* dengan tipe *fixed pitch*.

Untuk mengetahui apakah terjadi resonansi atau tidak, maka frekuensi natural kamar mesin harus dibandingkan dengan besarnya frekuensi RPM *propeller*. RPM *propeller* adalah

334.4 RPM. Sehingga nilai RPM tersebut harus diubah menjadi frekuensi, yang mana frekuensi berikut sebagai frekuensi eksitasi LCU. Berikut adalah cara merubah RPM menjadi frekuensi eksitasi:

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{RPM}{60} N \quad (Hz)$$

$$f = (334.4 \times 5) / (2\pi \times 60)$$

karena *twin screw* maka :

$$f = 2 \times (334.4 \times 5) / (2\pi \times 60)$$

$$f = 8.875 \text{ Hz}$$

Terdapat 50 *mode* dan jarak bentang frekuensi natural antara 3.2864 Hz dan 17.422 Hz, maka untuk menyesuaikan perbandingan tersebut dibutuhkan 4 frekuensi eksitasi dengan perbandingan f^{4th} sebesar 8.875 Hz, f^{1st} sebesar 25% f^{4th} , f^{2nd} sebesar 50% f^{4th} , f^{3rd} sebesar 75% f^{4th} . Berikut dipaparkan pada Tabel IV.22 perbandingan antara frekuensi natural dengan variasi frekuensi eksitasi LCU:

$$f^{1st} = 2.219 \text{ Hz}$$

$$f^{2nd} = 4.437 \text{ Hz}$$

$$f^{3rd} = 6.656 \text{ Hz}$$

$$f^{4rd} = 8.875 \text{ Hz}$$

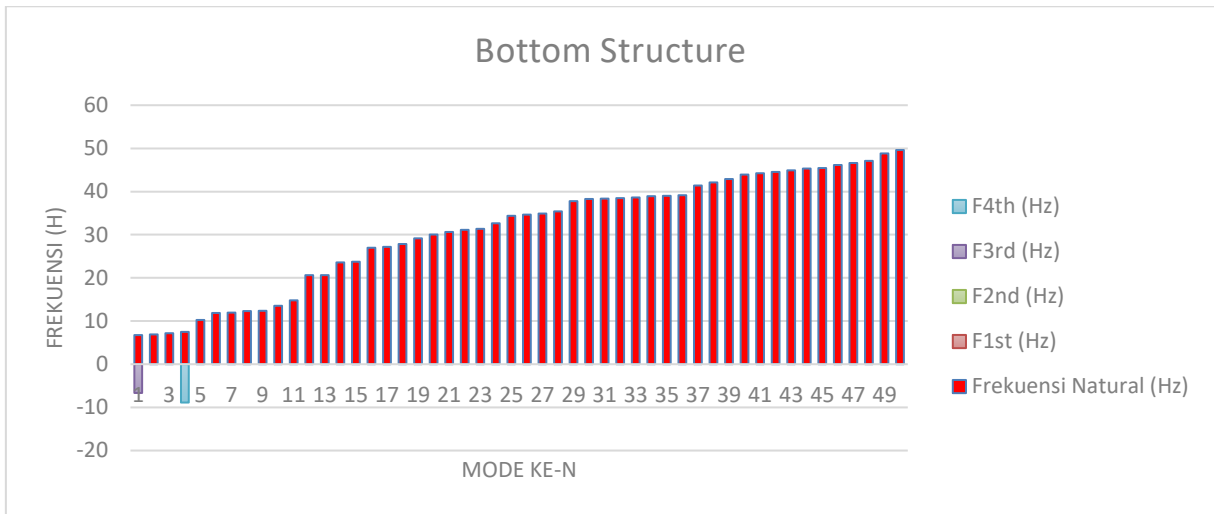
Tabel IV.22. Hasil frekuensi natural *Bottom Structure* dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke- n	Frekuensi Natural (Hz)	Frekuensi Eksitasi Propeller			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4th} (Hz)
1	6.7476	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	6.9007	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	7.1796	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	7.4855	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
5	10.252	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	11.872	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	11.951	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	12.309	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	12.373	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	13.534	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	14.797	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	20.626	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	20.631	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	23.582	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	23.74	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	26.979	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747

17	27.186	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	27.843	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	29.158	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	30.042	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
21	30.639	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
22	31.126	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
23	31.359	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
24	32.647	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
25	34.378	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
26	34.653	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
27	34.901	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
28	35.402	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
29	37.775	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
30	38.279	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
31	38.36	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
32	38.473	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
33	38.627	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
34	38.921	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
35	39.008	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
36	39.143	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
37	41.394	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
38	42.11	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
39	42.895	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
40	43.929	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
41	44.237	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
42	44.543	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
43	44.911	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
44	45.325	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
45	45.44	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
46	46.146	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
47	46.611	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
48	47.105	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
49	48.826	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
50	49.614	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747

Resonansi tidak akan terjadi jika didapatkan hasil perhitungan $\omega \neq \omega_n$, akan tetapi jika harga $\omega = \omega_n$ maka akan terjadi getaran yang tidak diizinkan di kamar mesin. Oleh karena itu harga ω_n harus digeser agar tidak sama dengan ω . Dalam hal terjadinya resonansi, salah satu cara untuk memperkecil getaran adalah menggeser nilai ω , karena nilai ω_n adalah nilai mutlak yang dimiliki oleh komponen konstruksi dan memiliki sedikit kemungkinan jika dirubah. Berikut

(Gambar IV.15) adalah perbandingan antara hasil frekuensi natural kamar mesin LCU dengan frekuensi eksitasi *propeller*:



Gambar IV.15. Perbandingan frekuensi natural dan frekuensi eksitasi *propeller*

Berdasarkan Gambar IV.15 yang diperoleh dari *running finite element software*, maka didapati hasil resonansi pada frekuensi f^{3rd} mode 1 ketika mesin dioperasikan pada 75% kecepatan maksimum. Pada mode 1 tersebut diperoleh frekuensi natural sebesar 6.7476 Hz, sehingga bersesuaian jika suatu kondisi dapat dikatakan terjadi resonansi. Karena diperoleh frekuensi natural yang sama atau mendekati nilai frekuensi eksitasi mesin yang bernilai 6.6561 Hz, *ratio* perbandingan antara frekuensi eksitasi dan frekuensi natural adalah 0.9864. Lalu pada f^{4th} didapatkan resonansi pada mode 4 karena frekuensi natural sebesar 7.4855 Hz dan frekuensi eksitasi sebesar 8.8747 Hz, *ratio* perbandingannya adalah 1.1856. Sedangkan pada f^{1st} dan f^{2nd} tidak mengalami resonansi.

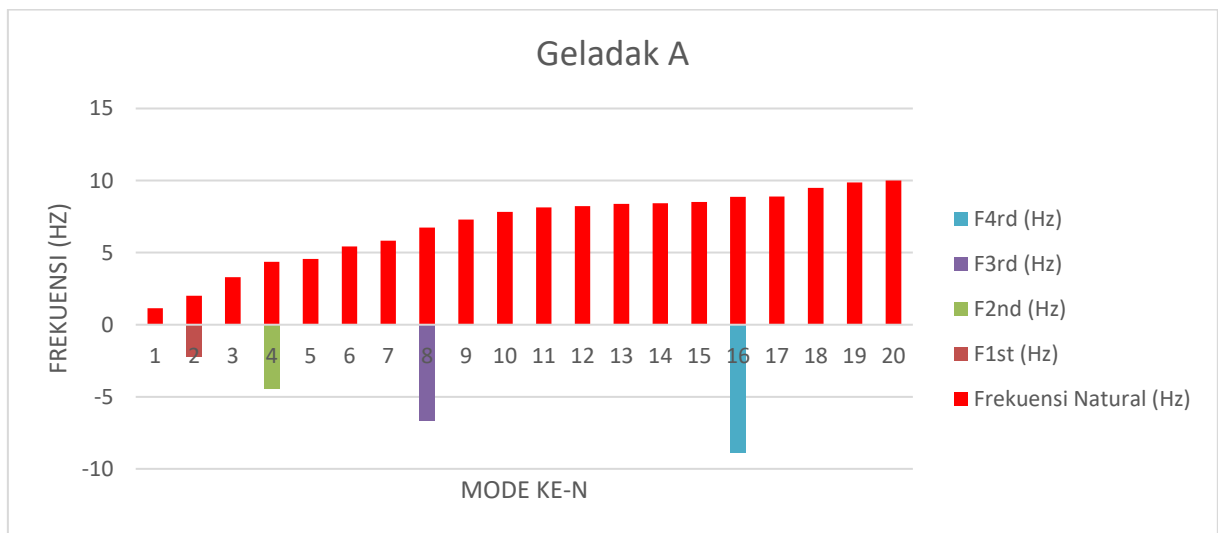
IV.1.10. Resonansi di Geladak A

Untuk mengetahui resonansi pada geladak A, maka frekuensi natural geladak A dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.23 dan Gambar IV.16 berikut:

Tabel IV.23. Hasil frekuensi natural geladak A dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke- n	Frekuensi Natural (Hz)	Frekuensi Eksitasi Geladak A			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.1533	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	2.0027	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	3.2938	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	4.3619	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747

5	4.557	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	5.4309	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	5.8221	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	6.74	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	7.3054	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	7.8174	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	8.1376	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	8.2381	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	8.3906	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	8.4356	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	8.5249	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	8.8657	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	8.8926	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	9.4854	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	9.8737	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	10.005	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.16. Hasil perbandingan frekuensi geladak A

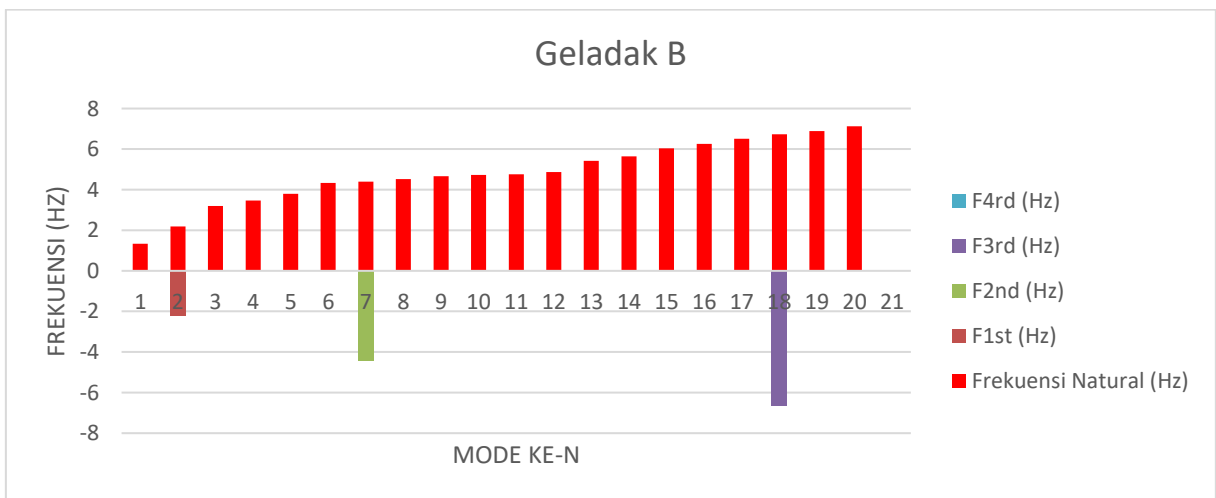
Berdasarkan Gambar IV.16 geladak A mengalami resonansi pada f^{1st} mode 2 dengan *ratio* 1.1078 (frekuensi natural 2.0027 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), f^{2nd} mode 4 dengan *ratio* 1.0173 (frekuensi natural 4.3619 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.4374 Hz), f^{3rd} mode 8 dengan *ratio* 0.9875 (frekuensi natural 6.740 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz), f^{4th} mode 16 dengan *ratio* 1.001 (frekuensi natural 8.8657 Hz ~ frekuensi eksitasi 8.8747 Hz).

IV.1.11. Resonansi di Geladak B

Untuk mengetahui resonansi pada geladak B, maka frekuensi natural geladak B dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.24 dan Gambar IV.17 berikut:

Tabel IV.24. Hasil frekuensi natural geladak B dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke- n	Frekuensi Natural (Hz)	Frekuensi Eksitasi Geladak B			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.3402	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	2.1905	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	3.1956	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	3.4585	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
5	3.7959	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	4.3273	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	4.3944	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	4.5301	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	4.6633	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	4.7355	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	4.7581	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	4.8722	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	5.4285	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	5.6431	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	6.0352	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	6.2638	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	6.508	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	6.7344	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	6.8959	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	7.1273	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.17. Hasil perbandingan frekuensi Geladak B

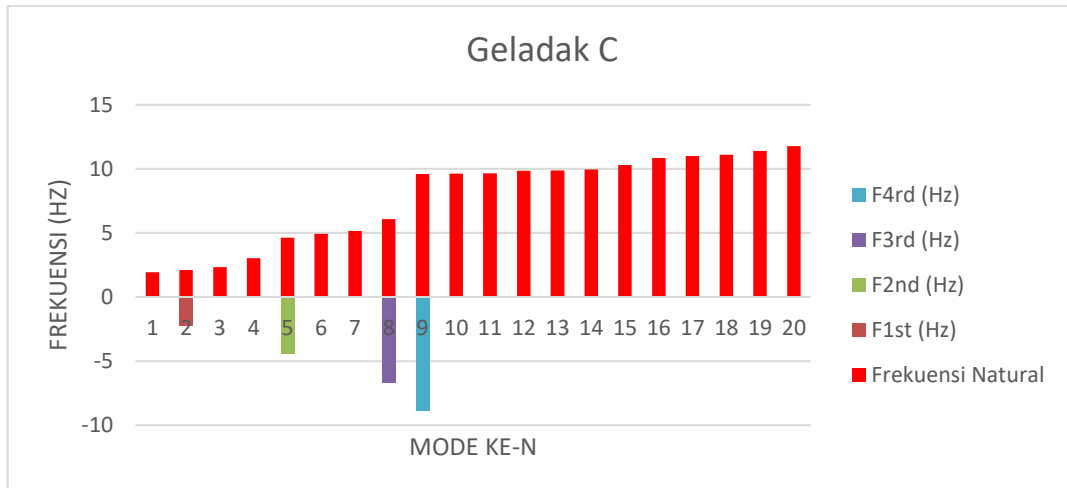
Berdasarkan Gambar IV.17 geladak B mengalami resonansi pada $f^{1st} mode 2 ratio 1.0129$ (frekuensi natural 2.1905 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), $f^{2nd} mode 7 ratio 1.0098$ (frekuensi natural 4.3944 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.4374 Hz), $f^{3th} mode 18 ratio 0.9884$ (frekuensi natural 6.734 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz).

IV.1.12. Resonansi di Geladak C

Untuk mengetahui resonansi pada geladak C, maka frekuensi natural geladak C dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.25 dan Gambar IV.18 berikut:

Tabel IV.25. Hasil frekuensi natural geladak C dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke- n	Frekuensi Natural	Frekuensi Eksitasi Geladak C			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.9253	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	2.1096	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	2.3409	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	3.0242	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
5	4.6336	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	4.9232	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	5.1511	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	6.07	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	9.6013	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	9.6321	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	9.6538	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	9.8574	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	9.8826	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	9.9381	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	10.304	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	10.855	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	11.006	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	11.105	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	11.401	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	11.782	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.18. Hasil perbandingan frekuensi geladak C

Berdasarkan Gambar IV.18 geladak C mengalami resonansi pada f^{1st} mode 2 dengan *ratio* 1.0517 (frekuensi natural 2.1096 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), f^{2nd} mode 5 dengan *ratio* 0.9577 (frekuensi natural 4.6336 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.6561 Hz), f^{3rd} mode 8 dengan *ratio* 1.0965 (frekuensi natural 6.070 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz), dan f^{4th} mode 9 dengan *ratio* 0.9243 (frekuensi natural 9.6013 Hz ~ frekuensi eksitasi 8.8747 Hz).

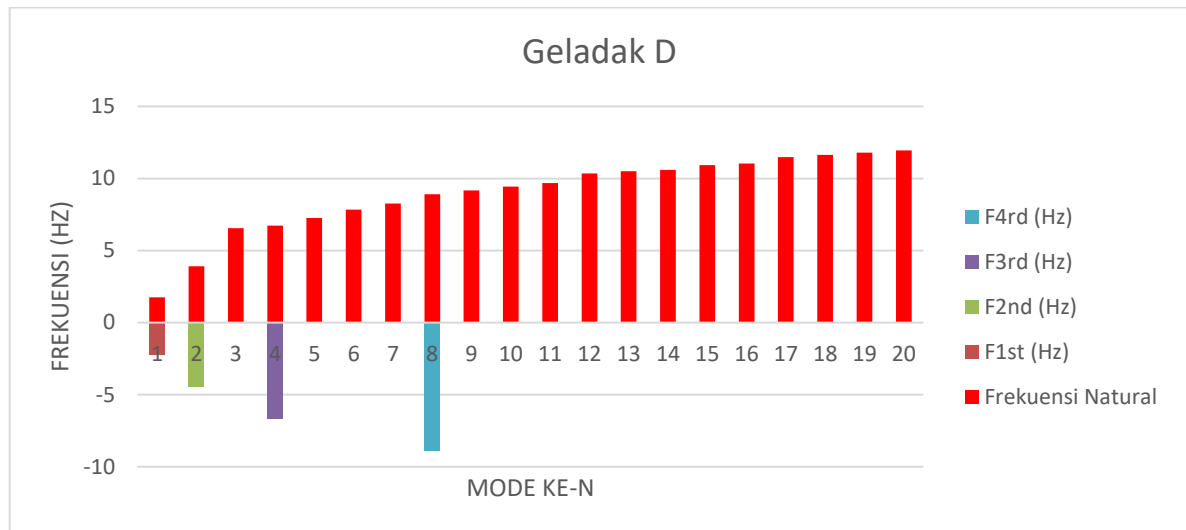
IV.1.13. Resonansi di Geladak D

Untuk mengetahui resonansi pada geladak D, maka frekuensi natural geladak D dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.26 dan Gambar IV.19 berikut:

Tabel IV.26. Hasil frekuensi natural geladak D dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke-n	Frekuensi Natural	Frekuensi Eksitasi Geladak D			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.7455	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	3.9087	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	6.5451	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	6.7239	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
5	7.2723	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	7.8338	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	8.2521	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	8.8983	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	9.1807	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	9.4377	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	9.6912	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	10.356	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	10.503	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747

14	10.603	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	10.924	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	11.033	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	11.485	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	11.625	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	11.797	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	11.944	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.19. Hasil perbandingan frekuensi Geladak D

Berdasarkan Gambar IV.19 geladak D mengalami resonansi pada f^{1st} mode 1 ratio 1.2711 (frekuensi natural 1.7455 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), f^{2nd} mode 2 ratio 1.1353 (frekuensi natural 3.9087 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.4374 Hz), f^{3rd} mode 4 ratio 0.9899 (frekuensi natural 6.7239 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz), f^{4th} mode 8 ratio 0.9974 (frekuensi natural 8.8983 Hz ~ frekuensi eksitasi 8.8747 Hz).

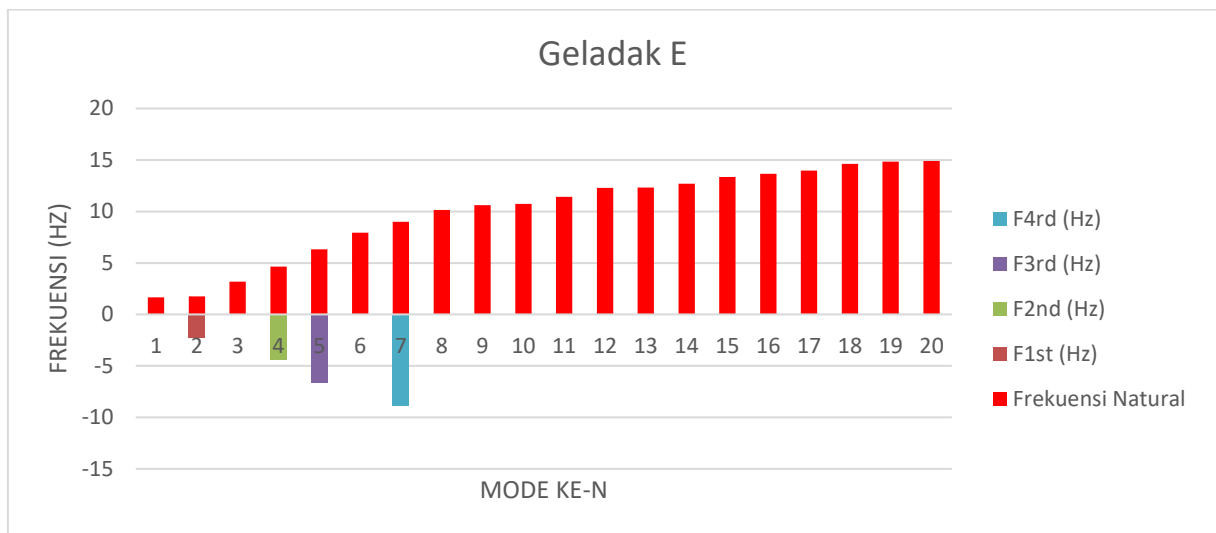
IV.1.14. Resonansi di Geladak E

Untuk mengetahui resonansi pada geladak E, maka frekuensi natural geladak E dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.27 dan Gambar IV.20 berikut:

Tabel IV.27. Hasil frekuensi natural geladak E dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke- n	Frekuensi Natural	Frekuensi Eksitasi Geladak E			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.6544	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	1.7567	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	3.1952	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	4.633	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747

5	6.3165	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	7.943	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	8.991	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	10.134	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	10.609	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	10.741	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	11.433	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	12.298	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	12.336	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	12.697	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	13.359	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	13.654	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	13.961	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	14.611	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	14.841	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	14.91	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.20. Hasil perbandingan frekuensi Geladak E

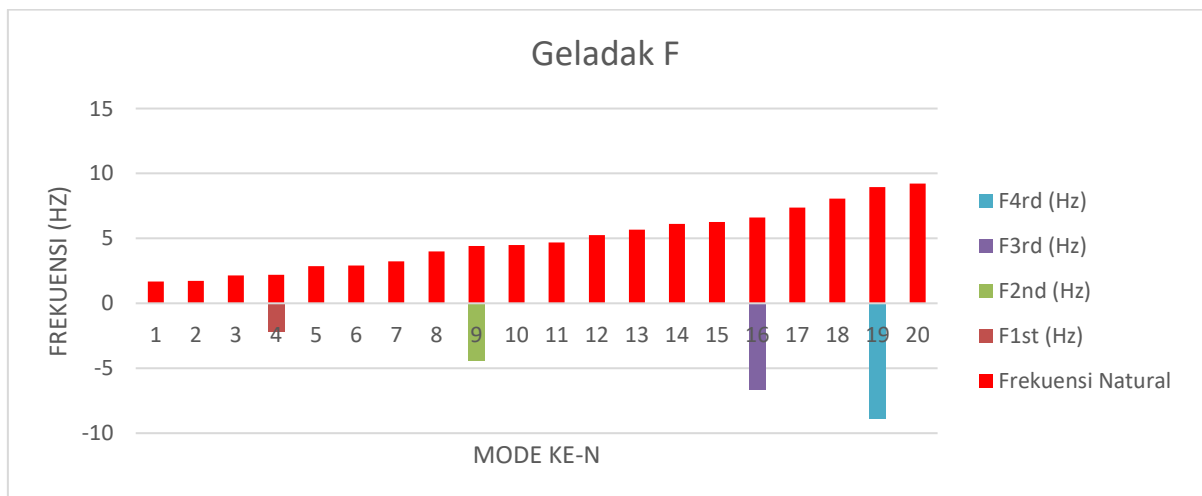
Berdasarkan Gambar IV.20 geladak E mengalami resonansi pada f^{1st} mode 2 ratio 1.2630 (frekuensi natural 1.7567 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), f^{2nd} mode 4 ratio 0.9578 (frekuensi natural 4.633 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.4374 Hz), f^{3rd} mode 5 ratio 1.0538 (frekuensi natural 6.3165 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz), f^{4th} mode 7 ratio 0.9871 (frekuensi natural 8.991 Hz ~ frekuensi eksitasi 8.8747 Hz).

IV.1.15. Resonansi di Geladak F

Untuk mengetahui resonansi pada geladak F, maka frekuensi natural geladak F dibandingkan dengan frekuensi eksitasi yang bervariasi seperti Tabel IV.28 dan Gambar IV.21 berikut:

Tabel IV.28. Hasil frekuensi natural geladak F dan variasi frekuensi eksitasi

Mode ke-n	Frekuensi Natural	Frekuensi Eksitasi Geladak F			
		F ^{1st} (Hz)	F ^{2nd} (Hz)	F ^{3rd} (Hz)	F ^{4rd} (Hz)
1	1.6794	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
2	1.7166	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
3	2.1363	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
4	2.2073	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
5	2.8616	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
6	2.9202	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
7	3.2349	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
8	3.9954	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
9	4.4228	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
10	4.4876	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
11	4.6806	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
12	5.2596	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
13	5.6726	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
14	6.119	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
15	6.2673	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
16	6.6171	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
17	7.3717	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
18	8.0621	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
19	8.9587	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747
20	9.2245	2.2187	4.4374	6.6561	8.8747



Gambar IV.21. Hasil perbandingan frekuensi geladak F

Berdasarkan Gambar IV.21 geladak F mengalami resonansi pada $f^{1st} mode 4 ratio 1.0052$ (frekuensi natural 2.2073 Hz ~ frekuensi eksitasi 2.2187 Hz), $f^{2nd} mode 9 ratio 1.0033$ (frekuensi natural 4.4228 Hz ~ frekuensi eksitasi 4.4374 Hz), $f^{3rd} mode 16 ratio 1.0059$ (frekuensi natural 6.617 Hz ~ frekuensi eksitasi 6.6561 Hz), $f^{4th} mode 19 ratio 0.9906$ (frekuensi natural 8.9587 Hz ~ frekuensi eksitasi 8.8747 Hz).

IV.2. Pembahasan Hasil

Setelah hasil dianalisa maka ditemukan harga *output* gaya, frekuensi natural, dan *displacement* di setiap geladaknya. Untuk mengetahui besarnya *displacement* kamar mesin dan geladak-geladak LCU maka dibutuhkan data pembanding untuk mengetahui apakah getaran tersebut diijinkan atau tidak. Maka dari itu digunakan ISO 6954 untuk membandingkan nilai *displacement* yang telah didapat. Hal ini dilakukan untuk memastikan kenyamanan *crew* di setiap geladak LCU terpenuhi. Untuk menghitung besarnya *displacement* pada sistem dua DK, maka digunakan Persamaan II.40 seperti berikut:

$$[D^*(\omega n)]\{A\} = 0$$

Maka persamaan geraknya menjadi seperti Persamaan II.36 dan Persamaan II.27 disubstitusi:

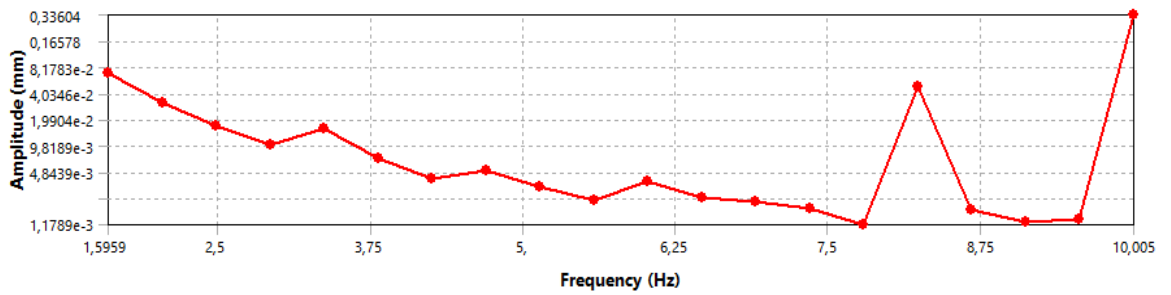
$$[D] = -\omega^2 \begin{bmatrix} m1 & 0 \\ 0 & m2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k1 & -k1 \\ -k1 & k1 + k2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m1 + i\omega c1 + k1 & -k1 \\ -k1 & -\omega^2 m2 + k1 + k2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A1 \\ A2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

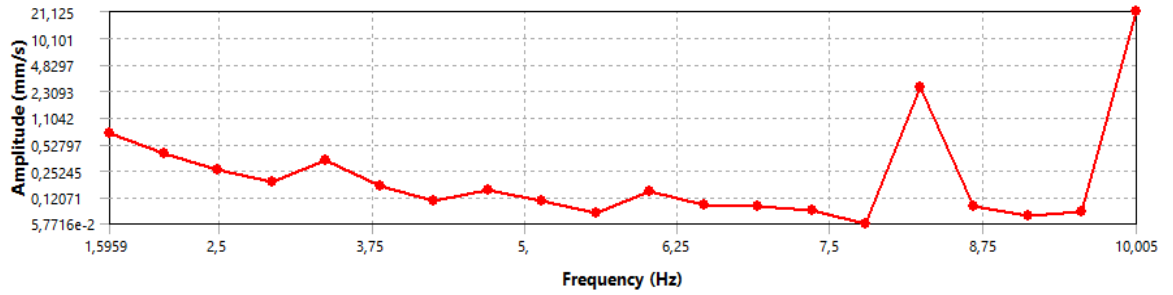
Namun karena bentuk geladak yang terdiri dari sistem DK yang kompleks maka digunakan *finite element software*. *Thrust propeller* yang digunakan pada penelitian ini hanya dilakukan pada RPM maksimum. Hal ini dilakukan untuk mengetahui besarnya respon saat RPM maksimum. Respon getaran yang didapat berupa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*. Berikut adalah pemaparan besarnya respon getaran kamar mesin dan geladak-geladak LCU berdasarkan acuan ISO 6954.

IV.2.1. Getaran yang Diterima Geladak A berdasarkan Kriteria ISO

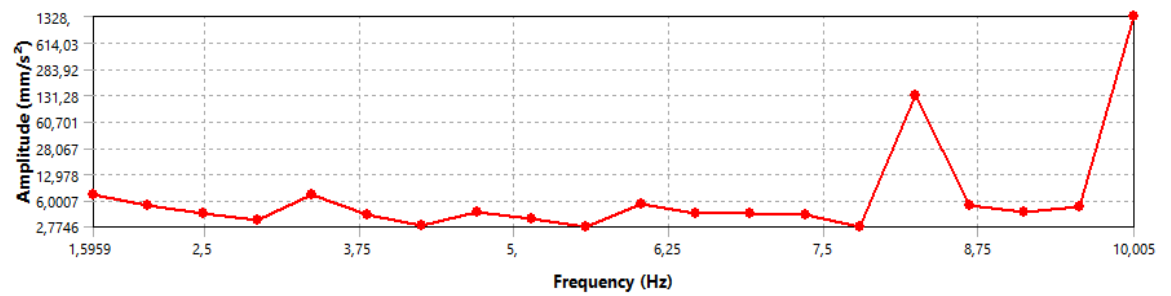
Setelah dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak A, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode* tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.22:



a. Displacement

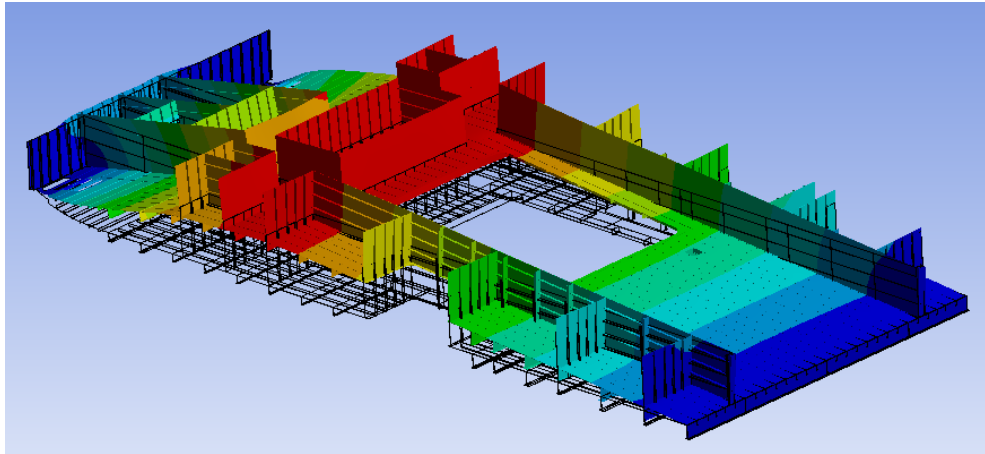


b. Velocity



c. Acceleration

Gambar IV.22. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak A Dengan diberikan *input* gaya, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak A dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.22. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode* 1 sebesar 7.03×10^{-2} mm pada frekuensi 1.5959 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 7.049×10^{-1} mm/s pada frekuensi 1.5959 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 7.068 mm/s² pada frekuensi 1.5959 Hz. Dipilih *mode* 1, karena pada *mode* ini keseluruhan model geladak mengalami deformasi. Sedangkan pada *mode* 20, hanya mengalami deformasi maksimum di bagian-bagian lokal model geladak. Berikut (Gambar IV.23) adalah gambar model geladak A pada kondisi maksimum:



Gambar IV.23. Model *displacement* geladak A

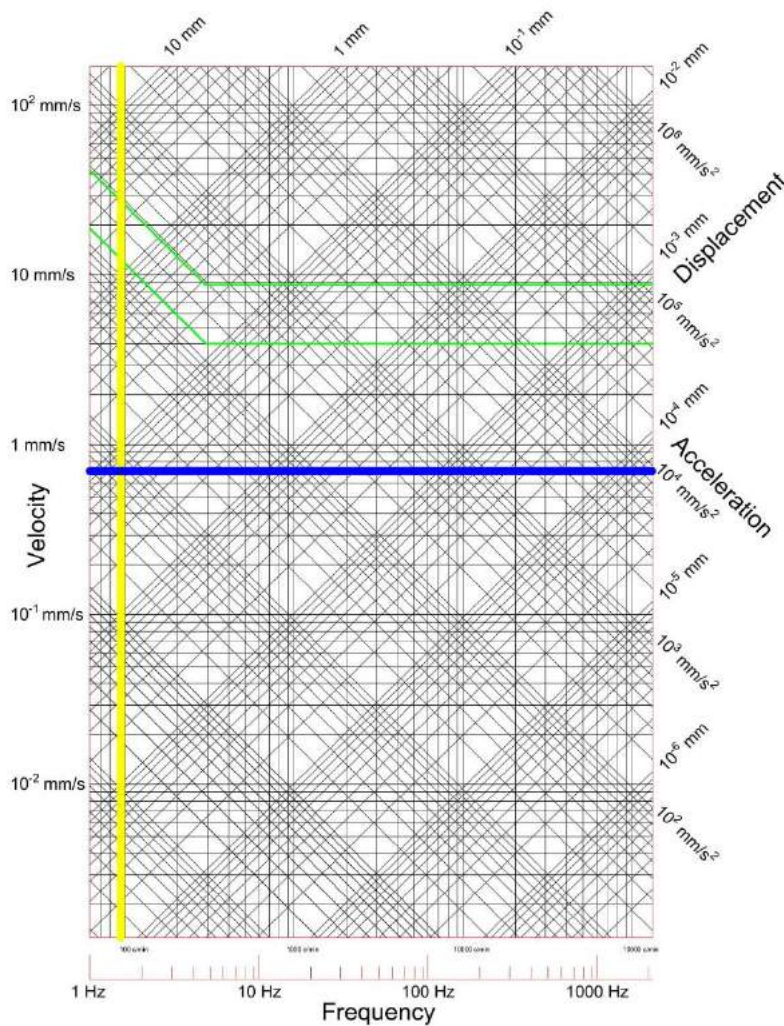
Untuk mengetahui kenyamanan *crew* berdasarkan getaran geladak A, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Lalu dalam proses *plotting*-nya lebih dipilih melakukan *plotting* dengan garis *velocity* daripada menggunakan *displacement* dan *acceleration*. Karena garis *velocity* khusus digunakan untuk mengukur besaran kenyamanan *crew* akibat adanya getaran. Sedangkan *displacement* digunakan untuk mengukur *fatigue* struktur dan *acceleration* digunakan untuk mengukur frekuensi tinggi pada komponen mesin. Berikut adalah Tabel IV.29 dan Gambar IV.24 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak A berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.29. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak A

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
1.5959	0.0703	0.7049	7.0681
2.0385	0.0313	0.4011	5.1377
2.4811	0.0169	0.2639	4.1137
2.9236	0.0101	0.1850	3.3979
3.3662	0.0158	0.3351	7.0869
3.8088	0.0070	0.1670	3.9974
4.2514	0.0040	0.1078	2.8789
4.6940	0.0050	0.1468	4.3306
5.1366	0.0033	0.1075	3.4704
5.5792	0.0023	0.0792	2.7746
6.0217	0.0038	0.1433	5.4220
6.4643	0.0024	0.0994	4.0376
6.9069	0.0022	0.0939	4.0742
7.3495	0.0018	0.0841	3.8857
7.7921	0.0012	0.0577	2.8257
8.2347	0.0492	2.5443	131.6400
8.6772	0.0018	0.0959	5.2265

9.1198	0.0013	0.0734	4.2032
9.5624	0.0014	0.0819	4.9230
10.0050	0.3360	21.1250	1328.0000

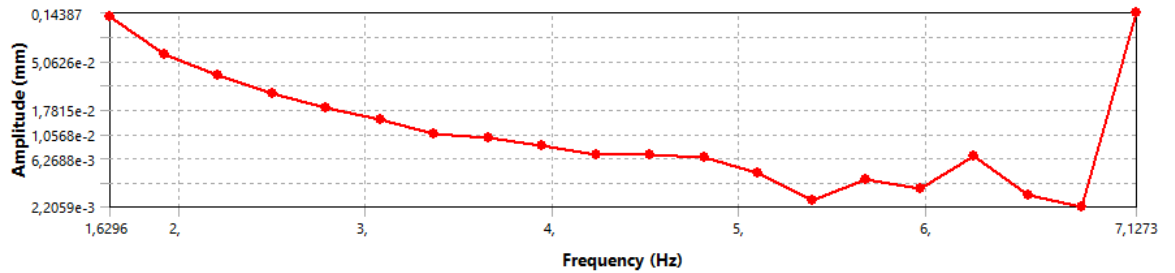
Velocity maksimum tersebut didapati dari *mode* 1, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global. Karena model pada *mode* 20 meskipun didapati *velocity* maksimum seperti yang ditunjukkan pada kurva Gambar IV.22, tapi modelnya hanya mengalami deformasi lokal atau setempat. Kemudian garis biru pada Gambar IV.24 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak jauh di bawah batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak A masuk dalam zona *adverse comments not probable* atau tidak dikatakan buruk. Jadi getaran yang terjadi di geladak A masuk kriteria yang diizinkan.



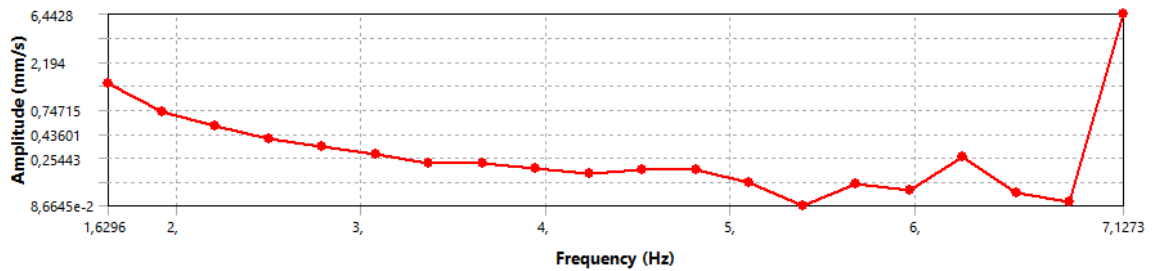
Gambar IV.24. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak A

IV.2.2. Getaran yang Diterima Geladak B berdasarkan Kriteria ISO

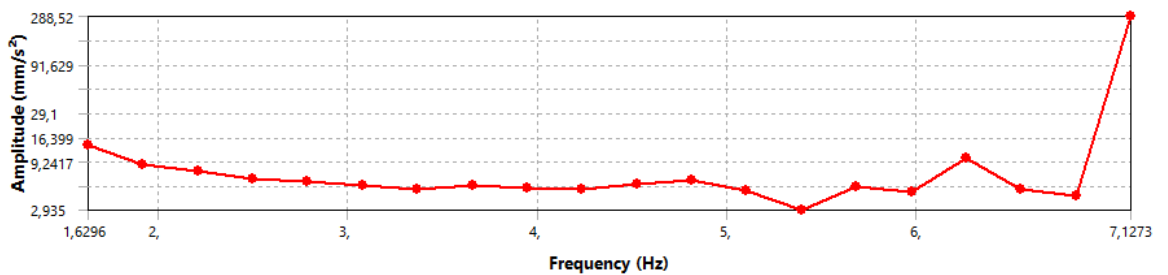
Kemudian dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak B, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode* tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.25:



a. Displacement



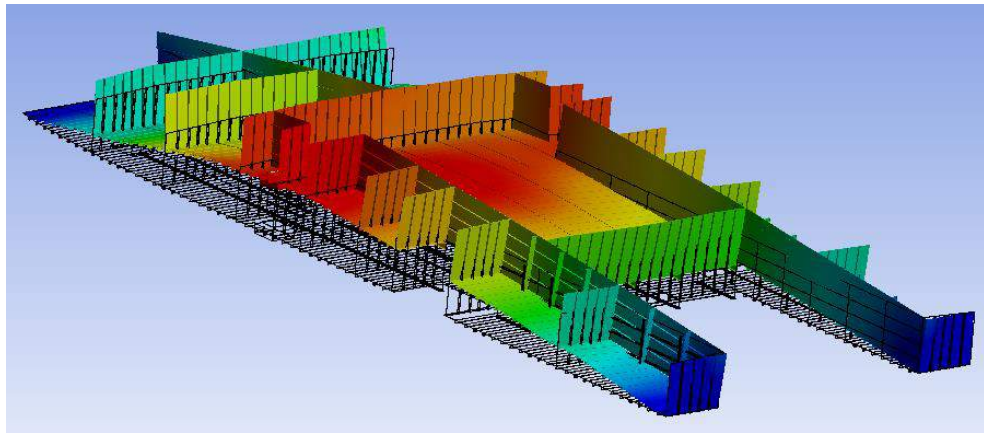
b. Velocity



c. Acceleration

Gambar IV.25. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak B Dengan diberikan *input* gaya, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak B dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.25. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode* 1 sebesar 1.311×10^{-4} mm pada frekuensi 1.630 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 1.3411 mm/s pada frekuensi 1.630 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 13.731 mm/s^2 pada frekuensi 1.630 Hz. Dipilih *mode* 1, karena pada *mode* ini keseluruhan model geladak mengalami deformasi. Sedangkan pada *mode*

20, hanya mengalami deformasi maksimum di bagian-bagian lokal model geladak. Berikut (Gambar IV.26) adalah gambar model geladak B pada kondisi maksimum:



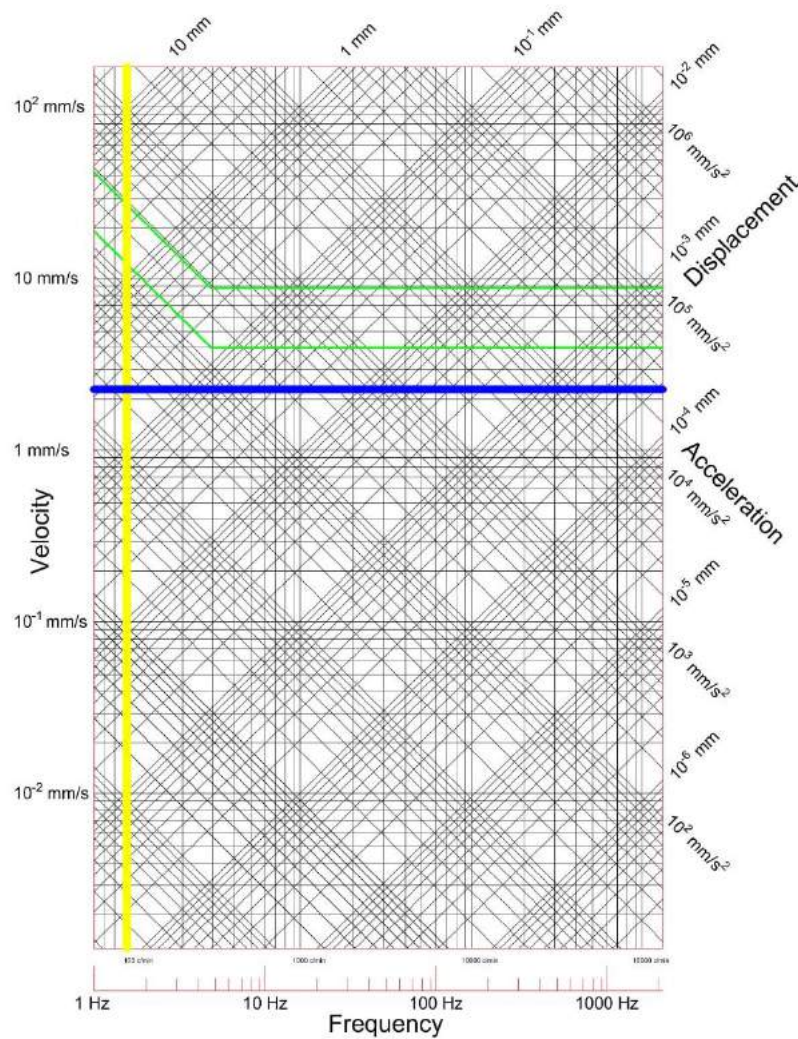
Gambar IV.26. Model *displacement* geladak B

Untuk mengetahui bahwa getaran geladak B diizinkan atau tidak, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Berikut adalah Tabel IV.30 dan Gambar IV.27 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak B berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.30. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak B

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
1.6296	0.1310	1.3411	13.7310
1.9189	0.0595	0.7169	8.6441
2.2083	0.0378	0.5249	7.2827
2.4976	0.0252	0.3953	6.2030
2.7870	0.0186	0.3257	5.7025
3.0763	0.0143	0.2763	5.3414
3.3657	0.0107	0.2266	4.7919
3.6550	0.0099	0.2267	5.2060
3.9444	0.0082	0.2025	5.0194
4.2337	0.0068	0.1811	4.8162
4.5231	0.0068	0.1935	5.5000
4.8125	0.0065	0.1959	5.9235
5.1018	0.0046	0.1464	4.6924
5.3912	0.0026	0.0866	2.9350
5.6805	0.0040	0.1425	5.0862
5.9699	0.0032	0.1212	4.5464
6.2592	0.0066	0.2582	10.1550
6.5486	0.0028	0.1153	4.7428
6.8379	0.0022	0.0948	4.0719
7.1273	0.1439	6.4428	288.5200

Velocity maksimum tersebut didapati dari *mode* 1, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global. Karena model pada *mode* 20 meskpiun didapati *velocity* maksimum seperti yang ditunjukkan pada kurva Gambar IV.25, tapi modelnya hanya mengalami deformasi setempat. Garis biru pada Gambar IV.27 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak jauh di bawah batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak B masuk dalam zona *adverse comments not probable* atau tidak dikatakan buruk. Jadi getaran yang terjadi di geladak B masuk kerriteria yang diizinkan.

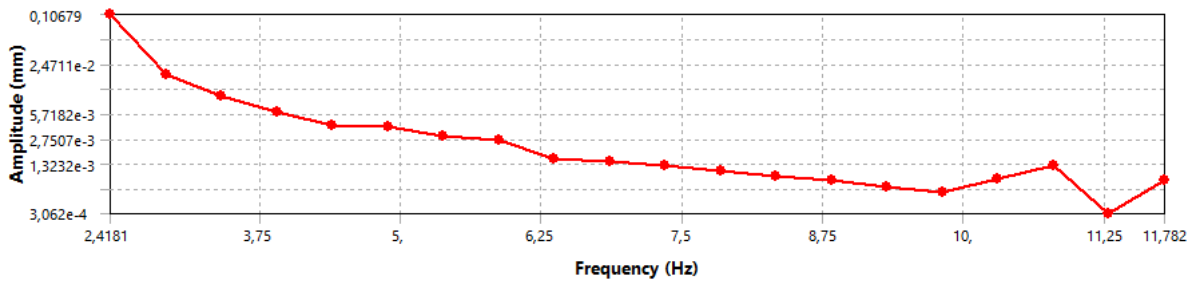


Gambar IV.27. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak B

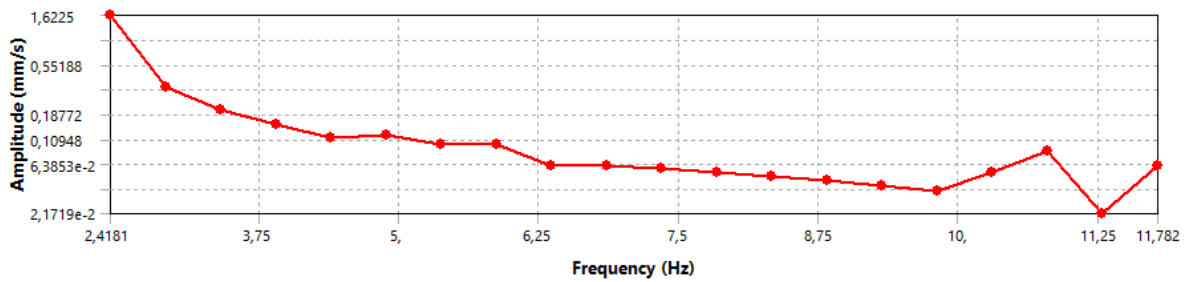
IV.2.3. Getaran yang Diterima Geladak C berdasarkan Kriteria ISO

Kemudian dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak C, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode*

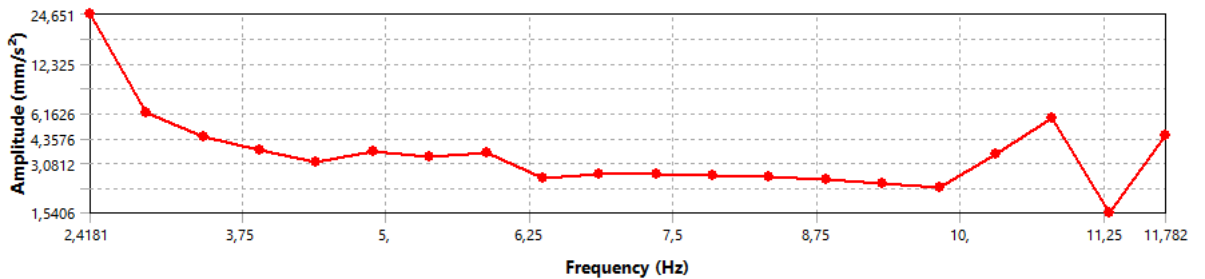
tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.28:



a. *Displacement*

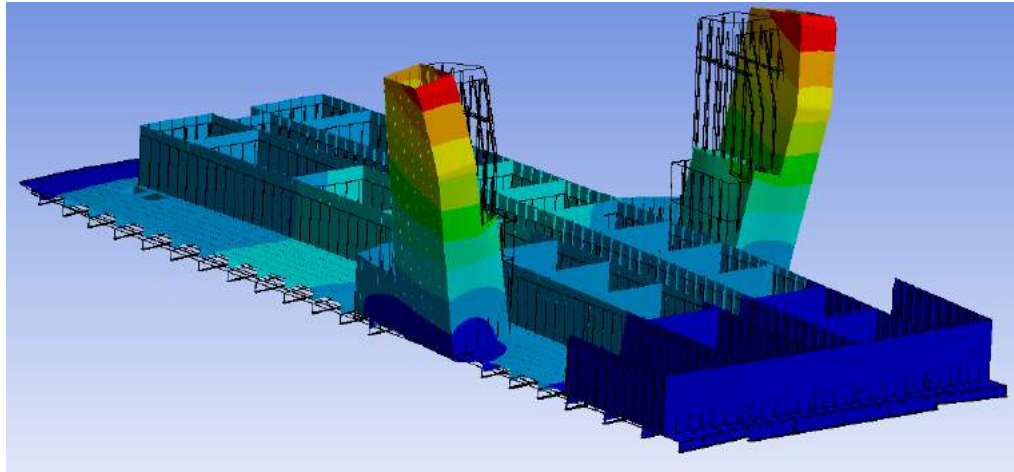


b. *Velocity*



c. *Acceleration*

Gambar IV.28. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak C Dengan diberikan *input* gaya, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak C dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.28. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode* 3 sebesar 0.1068 mm pada frekuensi 2.4181 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode* 3 sebesar 1.6225 mm/s pada frekuensi 2.4181 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode* 3 sebesar 2.465×10^1 mm/s² pada frekuensi 2.4181 Hz. Berikut (Gambar IV.29) adalah gambar model geladak C pada kondisi maksimum:



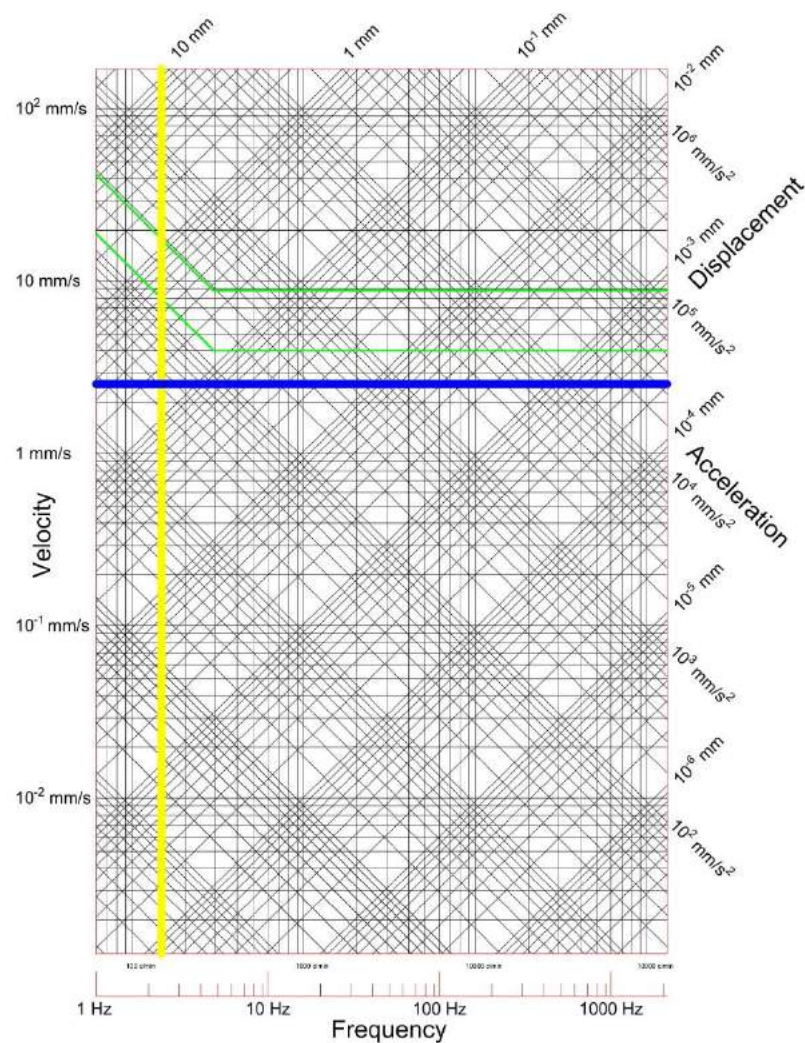
Gambar IV.29. Model *displacement* geladak C

Untuk mengetahui bahwa getaran geladak C diizinkan atau tidak, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Berikut adalah Tabel IV.31 dan Gambar IV.30 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak C berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.31. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak C

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
2.4181	0.1068	1.6225	24.6510
2.9110	0.0186	0.3396	6.2118
3.4038	0.0097	0.2069	4.4249
3.8966	0.0062	0.1511	3.6983
4.3895	0.0041	0.1123	3.0970
4.8823	0.0039	0.1192	3.6573
5.3751	0.0029	0.0990	3.3445
5.8680	0.0026	0.0974	3.5894
6.3608	0.0016	0.0625	2.4968
6.8537	0.0014	0.0619	2.6655
7.3465	0.0012	0.0574	2.6501
7.8393	0.0011	0.0529	2.6060
8.3322	0.0009	0.0486	2.5465
8.8250	0.0008	0.0445	2.4662
9.3178	0.0007	0.0399	2.3381
9.8107	0.0006	0.0354	2.1849
10.3030	0.0008	0.0540	3.4952
10.7960	0.0012	0.0844	5.7227
11.2890	0.0003	0.0217	1.5406
11.7820	0.0008	0.0614	4.5430

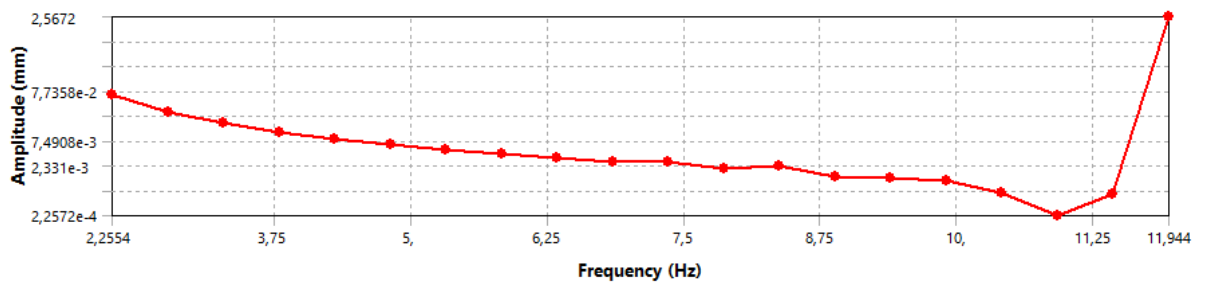
Velocity maksimum tersebut didapat dari *mode* 3, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global seperti kurva Gambar IV.28. Garis biru pada Gambar IV.30 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak jauh di bawah batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak C masuk dalam zona *adverse comments not probable* atau tidak dikatakan buruk. Jadi getaran yang terjadi di geladak C masuk kriteria yang diizinkan.



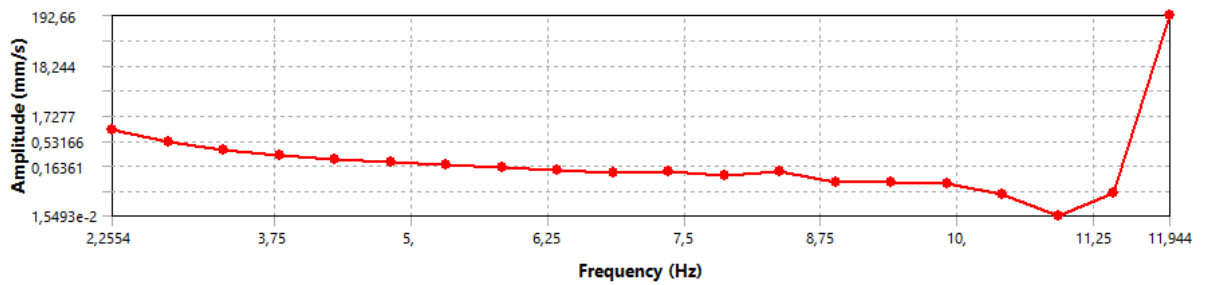
Gambar IV.30. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak C

IV.2.4. Getaran yang Diterima Geladak D berdasarkan Kriteria ISO

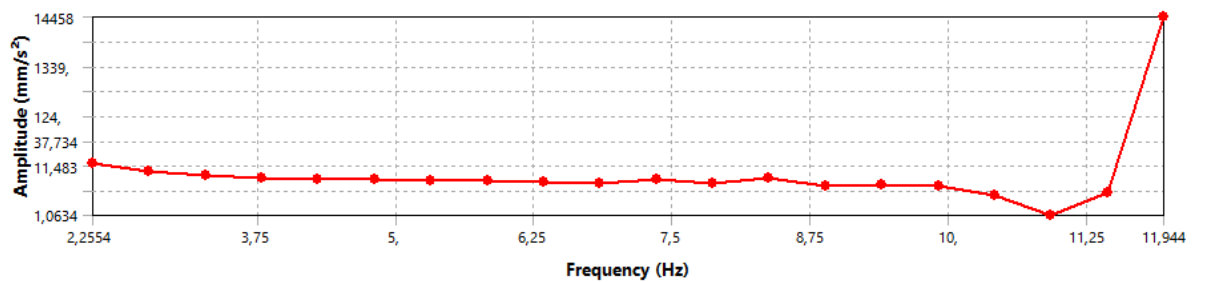
Kemudian dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak D, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode* tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.31:



a. Displacement

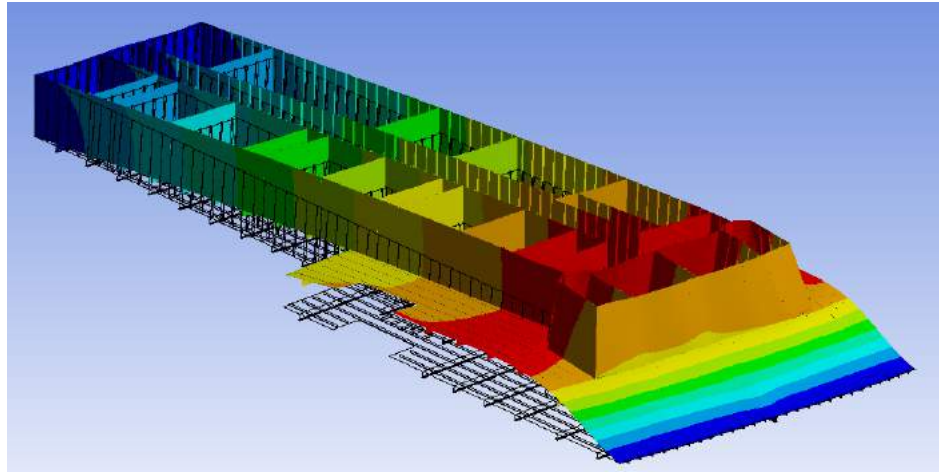


b. Velocity



c. Acceleration

Gambar IV.31. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak D Dengan diberikan *input* gaya, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak D dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.31. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode* 1 sebesar 6.462×10^{-2} mm pada frekuensi 2.2554 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 0.9158 mm/s pada frekuensi 2.2554 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode* 1 sebesar 12.977 mm/s² pada frekuensi 2.2554 Hz. Dipilih *mode* 1, karena pada *mode* ini keseluruhan model geladak mengalami deformasi. Sedangkan pada *mode* 20, hanya mengalami deformasi maksimum di bagian-bagian lokal model geladak. Berikut (Gambar IV.32) adalah gambar model geladak D pada kondisi maksimum:



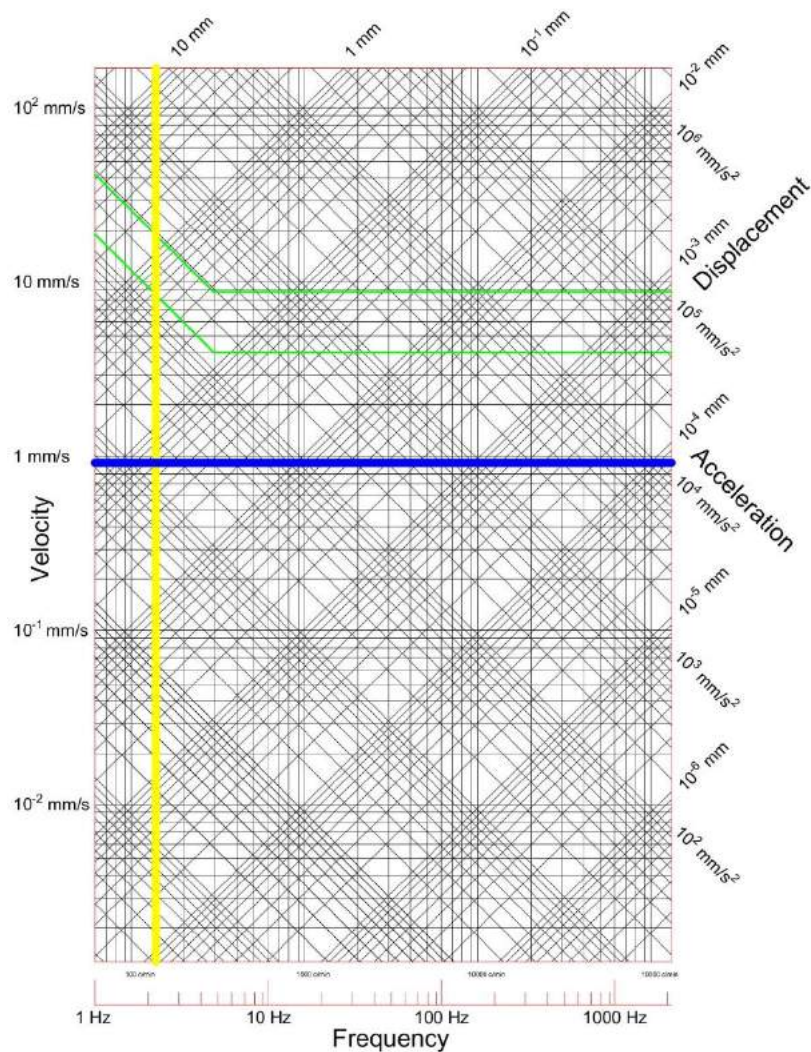
Gambar IV.32. Model *displacement* geladak D

Untuk mengetahui bahwa getaran geladak D diizinkan atau tidak, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Berikut adalah Tabel IV.32 dan Gambar IV.33 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak D berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.32. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak D

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
2.2554	0.0646	0.9158	12.9770
2.7653	0.0286	0.4967	8.6296
3.2753	0.0171	0.3512	7.2267
3.7852	0.0116	0.2751	6.5437
4.2951	0.0084	0.2275	6.1396
4.8050	0.0064	0.1943	5.8649
5.3150	0.0051	0.1694	5.6558
5.8249	0.0041	0.1496	5.4744
6.3348	0.0033	0.1322	5.2627
6.8447	0.0027	0.1181	5.0810
7.3547	0.0027	0.1266	5.8500
7.8646	0.0021	0.1024	5.0619
8.3745	0.0023	0.1219	6.4158
8.8844	0.0014	0.0764	4.2636
9.3944	0.0013	0.0776	4.5779
9.9043	0.0011	0.0715	4.4492
10.4140	0.0006	0.0422	2.7600
10.9240	0.0002	0.0155	1.0634
11.4340	0.0006	0.0451	3.2385
11.9440	2.5672	192.6600	14458.0000

Velocity maksimum tersebut didapati dari *mode* 1, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global. Karena model pada *mode* 31 meskpuiun didapati *velocity* maksimum seperti yang ditunjukkan pada kurva Gambar IV.20, tapi modelnya hanya mengalami deformasi setempat. Garis biru pada Gambar IV.33 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak jauh di bawah batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak D masuk dalam zona *adverse comments not probable* atau tidak dikatakan buruk. Jadi getaran yang terjadi di geladak D masuk kerriteria yang diizinkan.

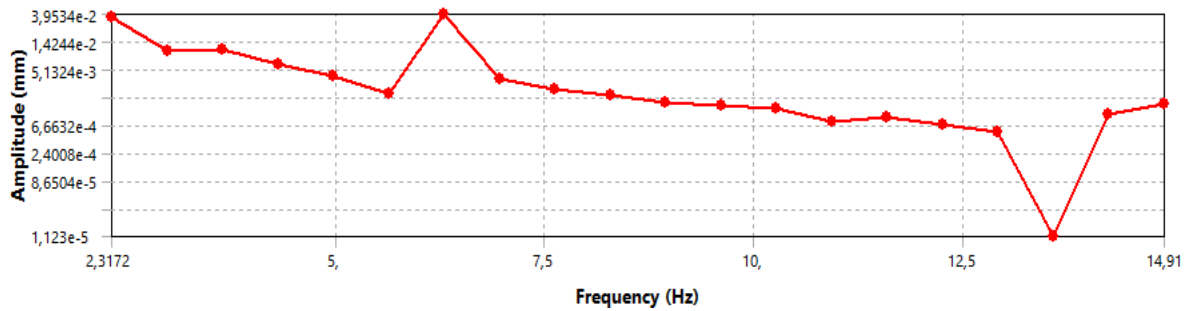


Gambar IV.33. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak D

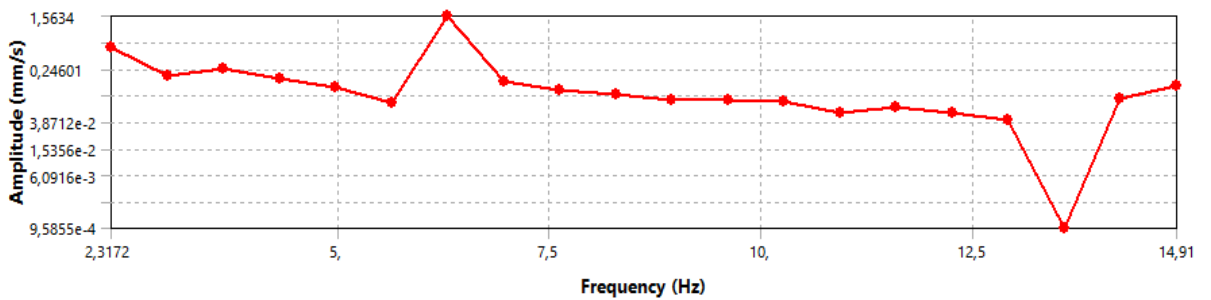
IV.2.5. Getaran yang Diterima Geladak E berdasarkan Kriteria ISO

Kemudian dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak E, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode*

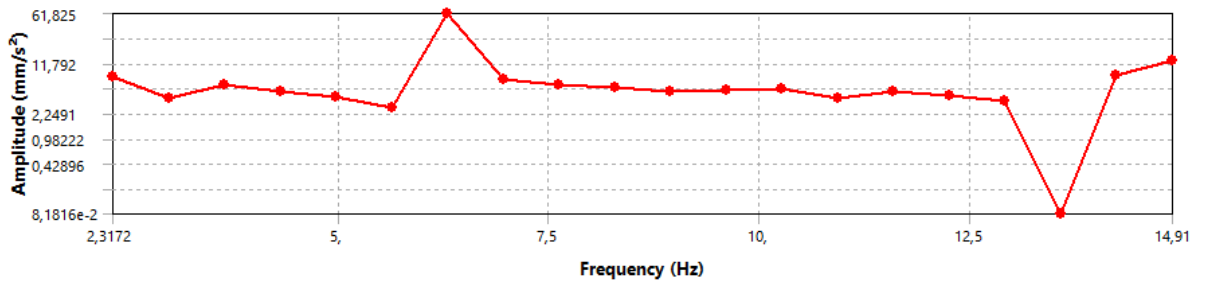
tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.34:



a. *Displacement*

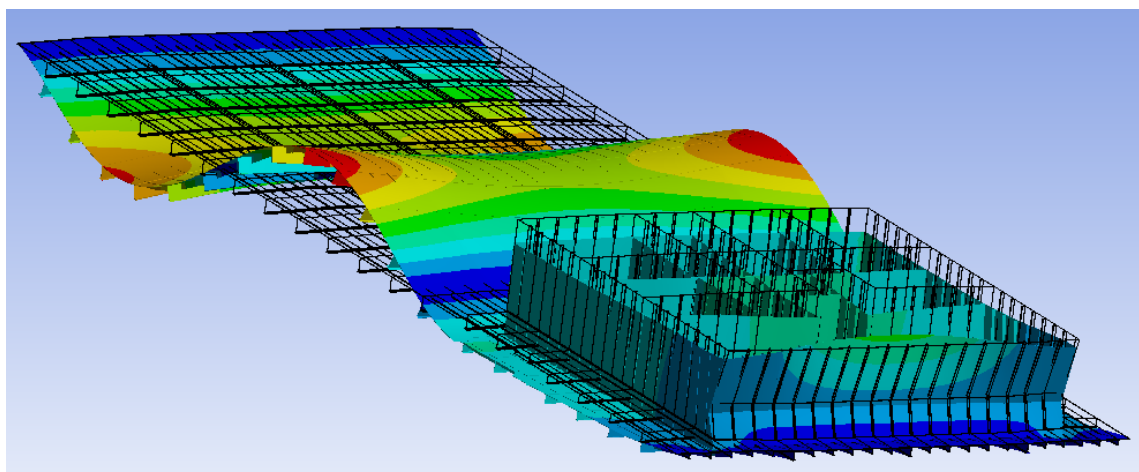


b. *Velocity*



c. *Acceleration*

Gambar IV.34. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak E Dengan diberikan *input* gaya, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak E dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.34. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode* 5 sebesar 3.953×10^{-2} mm pada frekuensi 6.2939 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode* 5 sebesar 1.563 mm/s pada frekuensi 6.2939 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode* 5 sebesar 61.825 mm/s^2 pada fekuensi 6.2939 Hz. Berikut (Gambar IV.35) adalah gambar model geladak E pada kondisi maksimum:



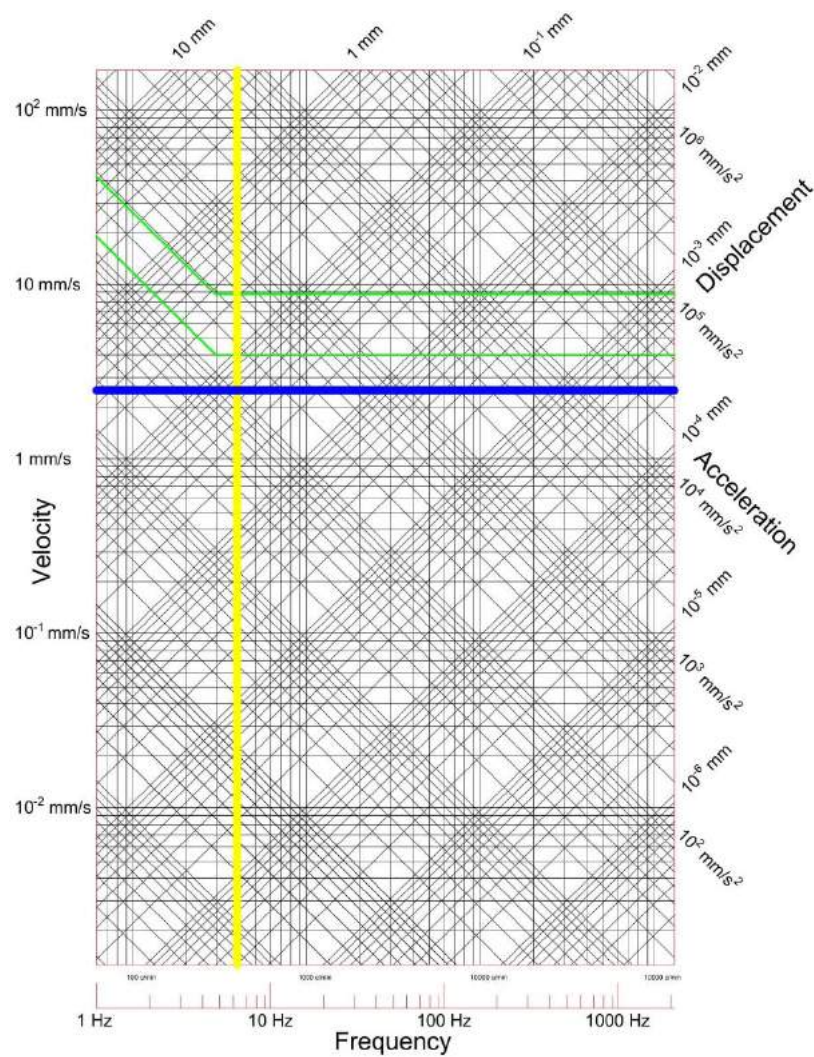
Gambar IV.35. Model *displacement* geladak E

Untuk mengetahui bahwa getaran geladak E diizinkan atau tidak, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Berikut adalah Tabel IV.33 dan Gambar IV.36 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak E berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.33. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak E

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
2.3172	0.0356	0.5180	7.5418
2.9800	0.0105	0.1967	3.6830
3.6427	0.0110	0.2527	5.7840
4.3055	0.0064	0.1737	4.6987
4.9683	0.0041	0.1282	4.0007
5.6311	0.0022	0.0772	2.7308
6.2939	0.0395	1.5634	61.8250
6.9566	0.0037	0.1618	7.0740
7.6194	0.0025	0.1210	5.7939
8.2822	0.0020	0.1025	5.3332
8.9450	0.0015	0.0848	4.7676
9.6078	0.0014	0.0818	4.9355
10.2710	0.0012	0.0799	5.1590
10.9330	0.0008	0.0535	3.6757
11.5960	0.0009	0.0641	4.6698
12.2590	0.0007	0.0525	4.0457
12.9220	0.0005	0.0422	3.4257
13.5840	0.0000	0.0010	0.0818
14.2470	0.0010	0.0880	7.8747
14.9100	0.0015	0.1381	12.9370

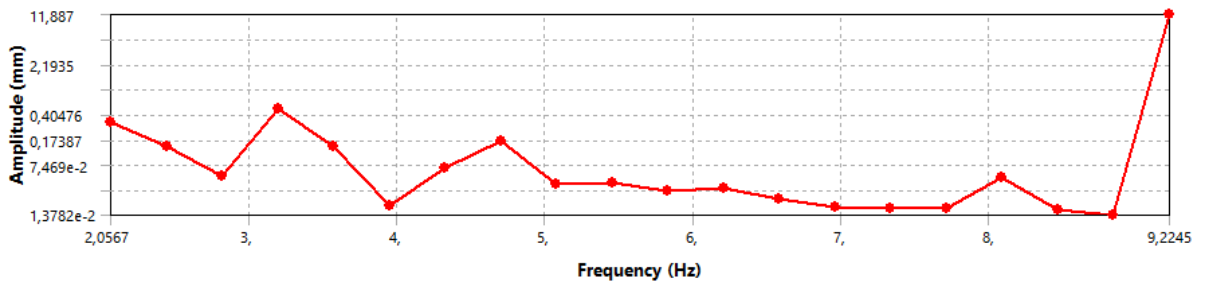
Velocity maksimum tersebut didapat dari *mode* 5, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global seperti kurva Gambar IV.34. Garis biru pada Gambar IV.36 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak di bawah batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak E masuk dalam zona *adverse comments not probable* atau tidak dikatakan buruk. Jadi getaran yang terjadi di geladak E masuk kerriteria yang diizinkan.



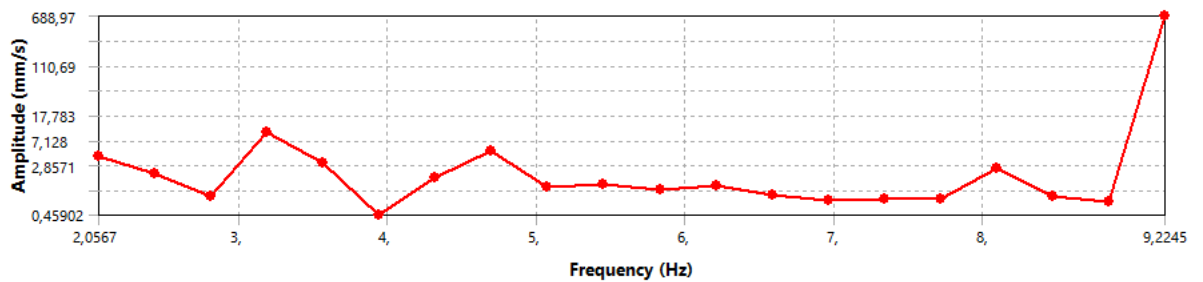
Gambar IV.36. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak E

IV.2.6. Getaran yang Diterima Geladak F berdasarkan Kriteria ISO

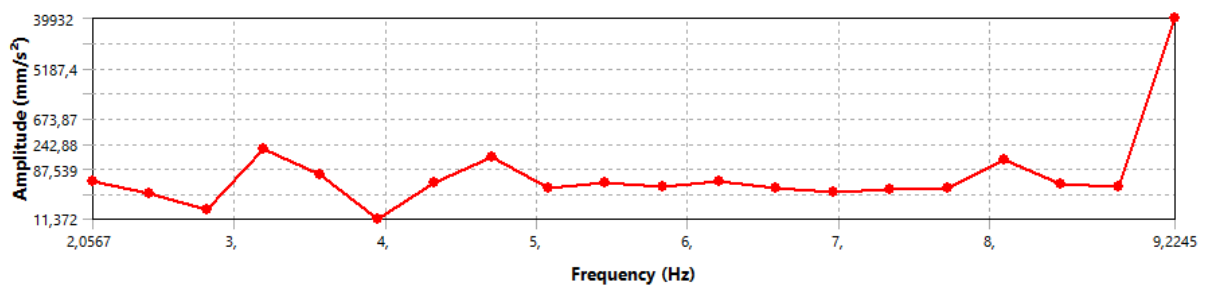
Kemudian dilakukan analisa lebih lanjut terhadap model geladak F, maka didapatkan *displacement* maksimum, *velocity* maksimum, dan *acceleration* maksimum pada *mode* tersebut. *Plotting* kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* ditunjukkan pada Gambar IV.37:



a. Displacement

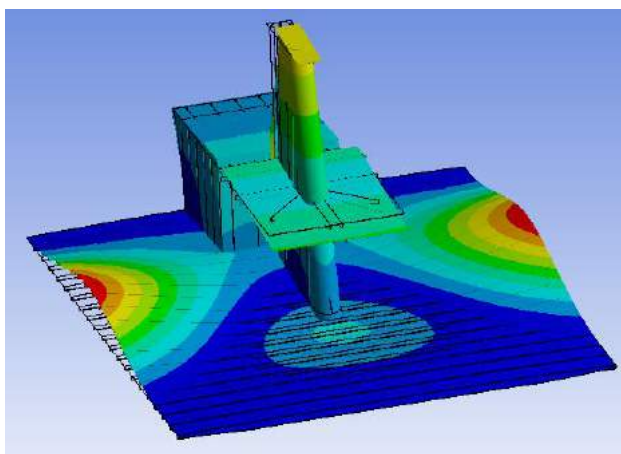


b. Velocity



c. Acceleration

Gambar IV.37. Kurva (a) *displacement*, (b) *velocity*, dan (c) *acceleration* geladak F Dengan diberikan *input gaya*, *fixed support* diujung-ujungnya, serta diketahuinya nilai frekuensi natural. Maka *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* pada geladak F dapat dilakukan *plotting* seperti pada Gambar IV.37. Lalu diantara 20 *mode* tersebut didapat *displacement* maksimum di *mode 7* sebesar 0.4894 mm pada frekuensi 3.1884 Hz, *velocity* maksimumnya di *mode 7* sebesar 9.8046 mm/s pada frekuensi 3.1884 Hz, dan *acceleration* maksimumnya di *mode 7* sebesar 196.42 mm²/s pada frekuensi 3.1884 Hz. Dipilih *mode 7*, karena pada *mode* ini keseluruhan model geladak mengalami deformasi. Sedangkan pada *mode 20*, hanya mengalami deformasi maksimum di bagian-bagian lokal model geladak. Berikut (Gambar IV.38) adalah gambar model geladak F pada kondisi maksimum:



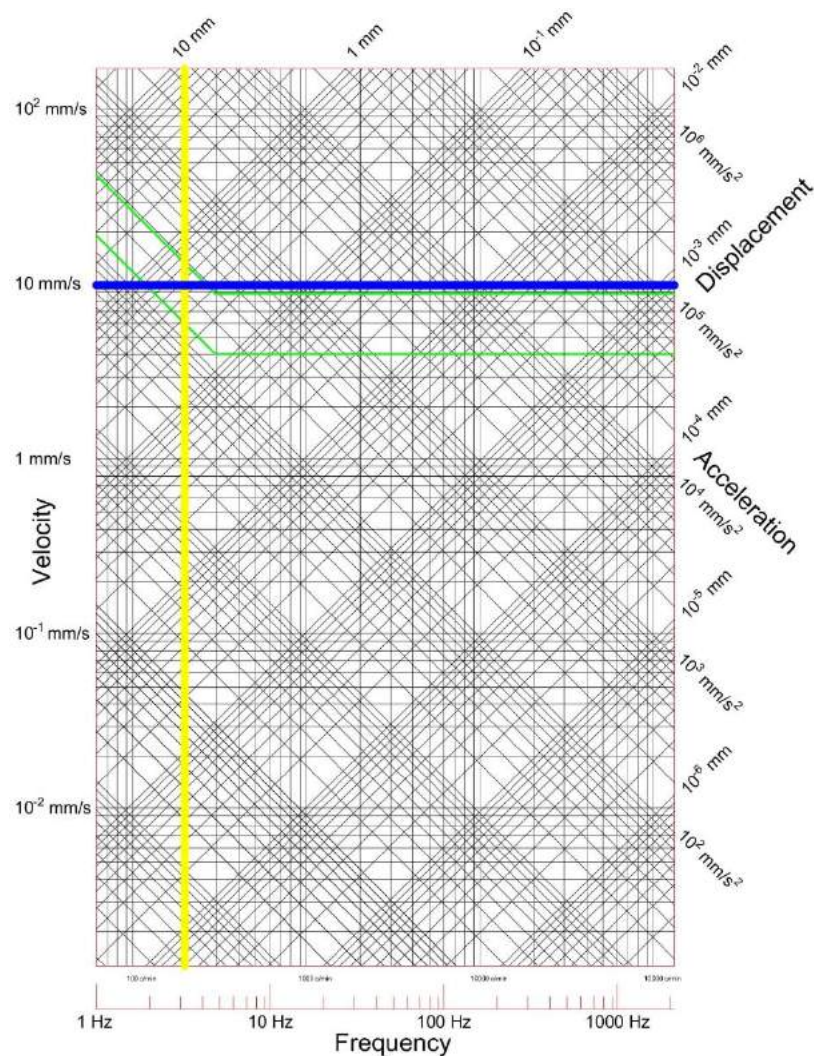
Gambar IV.38. Model *displacement* geladak F

Untuk mengetahui bahwa getaran geladak F diizinkan atau tidak, maka hasil *velocity* maksimum dilakukan *plotting* terhadap kurva kriteria ISO 6954. Berikut adalah Tabel IV.34 dan Gambar IV.39 yang menjelaskan hasil *plotting* antara *velocity* maksimum geladak F berdasarkan kriteria ISO 6954:

Tabel IV.34. Hasil analisa *displacement*, *velocity*, dan *acceleration* geladak F

Frekuensi (Hz)	Displcement (mm)	Velocity (mm/s)	Acceleration (mm/s ²)
2.0567	0.3155	4.0774	52.6900
2.4339	0.1383	2.1146	32.3380
2.8112	0.0524	0.9258	16.3520
3.1884	0.4894	9.8046	196.4200
3.5657	0.1420	3.1808	71.2620
3.9429	0.0185	0.4590	11.3720
4.3202	0.0674	1.8284	49.6320
4.6974	0.1635	4.8258	142.4300
5.0747	0.0398	1.2677	40.4220
5.4519	0.0417	1.4279	48.9140
5.8292	0.0316	1.1571	42.3800
6.2065	0.0339	1.3218	51.5450
6.5837	0.0234	0.9667	39.9900
6.9610	0.0180	0.7853	34.3460
7.3382	0.0176	0.8094	37.3210
7.7155	0.0172	0.8324	40.3540
8.0927	0.0496	2.5217	128.2200
8.4700	0.0168	0.8923	47.4850
8.8472	0.0138	0.7662	42.5890
9.2245	11.8870	688.9700	39932.0000

Velocity maksimum tersebut didapati dari *mode 7*, yang mana model tersebut mengalami defomasi secara global. Karena model pada *mode 20* meskipun didapati *velocity* maksimum seperti yang ditunjukkan pada kurva Gambar IV.37, tapi modelnya hanya mengalami deformasi setempat. Garis biru pada Gambar IV.39 menunjukkan besarnya *velocity* getaran model, garis kuning menunjukkan besarnya frekuensi model, sedangkan garis hijau merupakan kriteria yang disetujui ISO 6954. Setelah dilakukan pengamatan perpotongan antara garis *velocity* dan frekuensi terletak di dalam garis hijau yang mana merupakan batasan yang disetujui ISO 6954, maka geladak F masuk dalam zona *few adverse comments probable* atau sedikit dikatakan buruk karena pada bagian ini sudah terindikasi adanya getaran. Namun getaran yang terjadi di geladak F masih memenuhi kriteria yang diizinkan.



Gambar IV.39. Hasil *plotting* kurva *velocity* maksimum geladak F

IV.2.7. Solusi jika Ditemukan Getaran Berlebih di setiap Geladak

Setelah dianalisa lebih lanjut, setiap geladak memiliki kriteria *velocity* maksimum yang getarannya diizinkan oleh ISO 6954. Sehingga dengan meninjau besarnya *velocity* maksimum seperti demikian maka:

1. Tidak perlu dilakukan penggeseran frekuensi eksitasi terhadap frekuensi natural dengan merubah RPM atau menambah daun *propeller* LCU.
2. Tidak perlu merubah nilai k dan ζ dengan memodifikasi struktur geladak untuk memperbesar faktor kekakuan dan damping (meskipun tidak mungkin untuk dilakukan).
3. Serta tidak perlu mengurangi getaran eksitasi *propeller* yang mana biasanya terjadi karena ketidak *uniform-an wake* terhadap buritan LCU.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

V.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan analisa dan penelitian maka didapat kesimpulan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Kamar mesin mengalami resonansi pada frekuensi eksitasi F^{3rd} 6.6561 Hz dan frekuensi natural 6.7476 Hz, besarnya *ratio* perbandingan frekuensi tersebut adalah 0.9864. Dan pada frekuensi eksitasi F^{4th} 8.8747 Hz dan frekuensi natural 7.4855 Hz, besarnya perbandingan frekuensi tersebut adalah 1.1856 Hz. Sehingga dengan adanya resonansi di kamar mesin, dapat memicu adanya resonansi pada bagian geladak-geladak di atasnya. Berikut adalah bagian LCU yang mengalami resonansi seperti yang ditampilkan pada Tabel V.1:

Tabel V.1. Resonansi LCU terhadap frekuensi eksitasi yang bervariasi

Bagian	Resonansi			
	F^{1st} / (mode)	F^{2nd} / (mode)	F^{3rd} / (mode)	F^{4rd} / (mode)
Bottom struture			6.748 Hz / (mode 1)	7.486 Hz / (mode 4)
Geladak A	1.108 Hz / (mode 2)	4.362 Hz / (mode 4)	6.740 Hz / (mode 8)	8.866 Hz / (mode 16)
Geladak B	2.191 Hz / (mode 2)	4.394 Hz / (mode 8)	6.734 Hz / (mode 18)	
Geladak C	2.110 Hz / (mode 2)	4.634 Hz / (mode 5)	6.070 Hz / (mode 8)	9.601 Hz / (mode 9)
Geladak D	1.746 Hz / (mode 1)	3.909 Hz / (mode 2)	6.724 Hz / (mode 4)	8.898 Hz / (mode 8)
Geladak E	1.757 Hz / (mode 2)	4.633 Hz / (mode 4)	6.317 Hz / (mode 5)	8.991 Hz / (mode 7)
Geladak F	2.207 Hz / (mode 4)	4.423 Hz / (mode 9)	6.617 Hz / (mode 16)	8.959 Hz / (mode 19)

2. Hal yang menyebabkan timbulnya getaran di kamar mesin adalah *thrust* yang dihasilkan *propeller* sehingga menimbulkan getaran horizontal dan vertikal. Yang mana pada getaran horizontal dapat mengakibatkan getaran di kamar mesin yang berdampak merusak struktur. Sedangkan pada getaran vertikal, resonansi yang dihasilkan dapat menimbulkan kebisingan dan ketidaknyamanan bagi penumpang atau ABK yang berada di *superstructure*.

3. Geladak A terjadi getaran maksimum pada *velocity* 0.7049 mm/s. Geladak B terjadi getaran maksimum pada *velocity* 1.3411 mm/s. Geladak C terjadi getaran maksimum pada *velocity* 1.6225 mm/s. Geladak D terjadi getaran maksimum pada *velocity* 0.9158 mm/s. Geladak E terjadi getaran maksimum pada *velocity* 1.5634 mm/s. Geladak F terjadi getaran maksimum pada *velocity* 9.8046 mm/s. Sehingga setiap geladak LCU memenuhi kriteria standar yang diizinkan ISO 6954.

V.2. Saran

Berdasarkan kesimpulan pada Tugas Akhir ini, maka penulis merekomendasikan berupa saran-saran seperti berikut:

1. Dua buah *Main Engine* serta jumlah *blade propeller* yang digunakan pada LCU hanya mengalami resonansi pada f^{3rd} (*mode* 1). Sehingga akan terjadi resonansi *main engine* saat melewati RPM tersebut. Frekuensi tersebut didapati ketika awal mula *main engine* dinyalakan. Oleh karena itu kamar mesin tidak mengalami resonansi ketika RPM maksimum.
2. Tebal pelat LCU sudah cukup kaku dan kuat untuk menyokong sistem konstruksinya. Sehingga konstruksi tersebut dapat meredam getaran yang ada di kamar mesin dan *superstructure*.
3. Penelitian ini hanya mengacu pada sumber getaran yang dihasilkan oleh kamar mesin LCU, lalu getaran akibat gelombang cenderung diabaikan. Karena getaran kamar mesin cenderung lebih besar, sehingga hanya dilakukan analisa model pada bagian kamar mesin dan *superstructure*. Maka dari itu untuk penelitian berikutnya bagi yang berminat, dapat dilakukan pemodelan seluruh kapal untuk mengetahui getaran seluruh LCU.

DAFTAR PUSTAKA

- 8EY26W. Dikutip 26 Maret 2019 dari YANMAR Propulsion Engines (Medium Speed): https://www.yanmar.com/global/marinecommercial/products/propulsion_engine-medium_speed/8ey26w/
- ABS. (2006). *Ship Vibration*. New York: American Bureau of Shipping.
- ADRI_L TNI AD: *Landing Craft Utility Pembawa MBT Leopard 2A4*. Dikutip 4 April 2019 dari Militer Indonesia: <https://cintabelanegara.blogspot.com/search>
- Arti Kata Struktur. Dikutip 23 Maret 2019 dari Kamus Besar Bahasa Indonesia: <https://kbbi.web.id/struktur>
- BKI. (2014). *Rules for Hull*. Jakarta: Biro Klasifikasi Indonesia.
- Bottelsson, J. D. (2001). *Landing Craft Utility as a Force Multiplier in the Littorals*. Virginia: Marine Corps University.
- Carlton, J. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*. Oxford: Elsevier Ltd.
- Connor, J. J. (2012). *Fundamentals of Structural Engineering*. Massachusetts: Department of Civil & Environmental Engineering, Massachusetts Institute of Technology, MA, USA.
- Ghodge, V., Bhattu, A. P., & Patil, S. B. (2018). Vibration Analysis of Beams. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, 1-3.
- Griffin. (1996). *Handbook of Human Vibration*. New York: Academic Press.
- Herbert Martins Gomes, D. S. (2014). Measurement and evaluation of Human Exposure to Vibration Transmitted to Hand-arm System during Leisure Cyclist Activity. *Brazilian Journal of Biomedical Engineering*, 291-300.
- Hoed, B. H. (2011). *Semiotik Dan Dinamika Sosial Budaya*. Depok: Fakultas Ilmu Pengetahuan Budaya Universitas Indonesia.
- IMO. (1969). *Annex I - Regulations for Determining Gross and Net Tonnages of Ships*. London: MARPOL 73/78.
- Imron, A. (1994). *Getaran Kapal I*. Surabaya: Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Imron, A. (2014). *Keusakan Struktur Akibat Getaran Lokal pada Kapal yang Jarang Diperhatikan: Analisis dan Solusi (Studi Kasus)*. Surabaya: Jurusan Teknik Perkapaaan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- ISO 2631-1 . (1997). *Mechanical Vibration and Shock - Evaluating of Human Exposure to Whole Body Vibration*. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.
- ISO 2631-4. (2017). *Human Response to Vibration - Measuring Instrumentation*. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.
- Johnston, W. W. (1987). *Structural Dynamics by Finite Elements*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
- Kamalesh, S., & Purohit. (2003). *Design of Machine Elements*. New Delhi: Prentice Hall of India.
- Kelly, S. G. (2012). *Mechanical Vibrations: Theory and Application, SI*. Stamford: Global Engineering: Christopher M. Shortt.
- Lewis, E. V. (1988). *Principles of Naval Architecture Second Revision Volume 2 Resistance, Propulsion, and Vibration*. Jersey City, New Jersey: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

- Logan, D. L. (2007). *A First Course in the Finite Element Method Fourth Edition*. Toronto, Canada: University of Wisconsin–Platteville.
- LR. (2015). *Ship structure vibration Chapter 4*. Birmingham: LR.
- Meirovitch, L. (2001). *Fundamentals of Vibrations*. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University.
- OJ Johnson Propeller Wakepro V-3. Dikutip 4 April 2019 dari Boat Owners World: <https://www.boatownersworld.com/oj-wakepro-v-3-4-blade-propeller-spline.html>
- Parsons, M. G. (2001). *Parametric Design*. Ann Arbor, Michigan: Department of Naval Architecture and Marine Engineering, University of Michigan.
- Savioneck, & Gomes. (2014). Measurement and Evaluation of Human Exposure to Vibration Transmitted to Hand-arm System during Leisure Cyclist Activity. *Brazilian Journal of Biomedical Engineering*, 291-300.
- SOLAS. (1992). *Emergency Source of Electrical Power in Passenger and Cargo Ships* . New York: IMO.
- Tawekal, R. L. (1991). *Structural Finite Element Model correlation of Large-Scale Structures By Large Admissible Perturbation*. Bandung: Jurusan Teknik Sipil, Institut Teknologi Bandung.
- Weaver, & Johnstone. (1987). *Structural Dynamics by Finite Elements*. New Jersey: Prentice Hall.

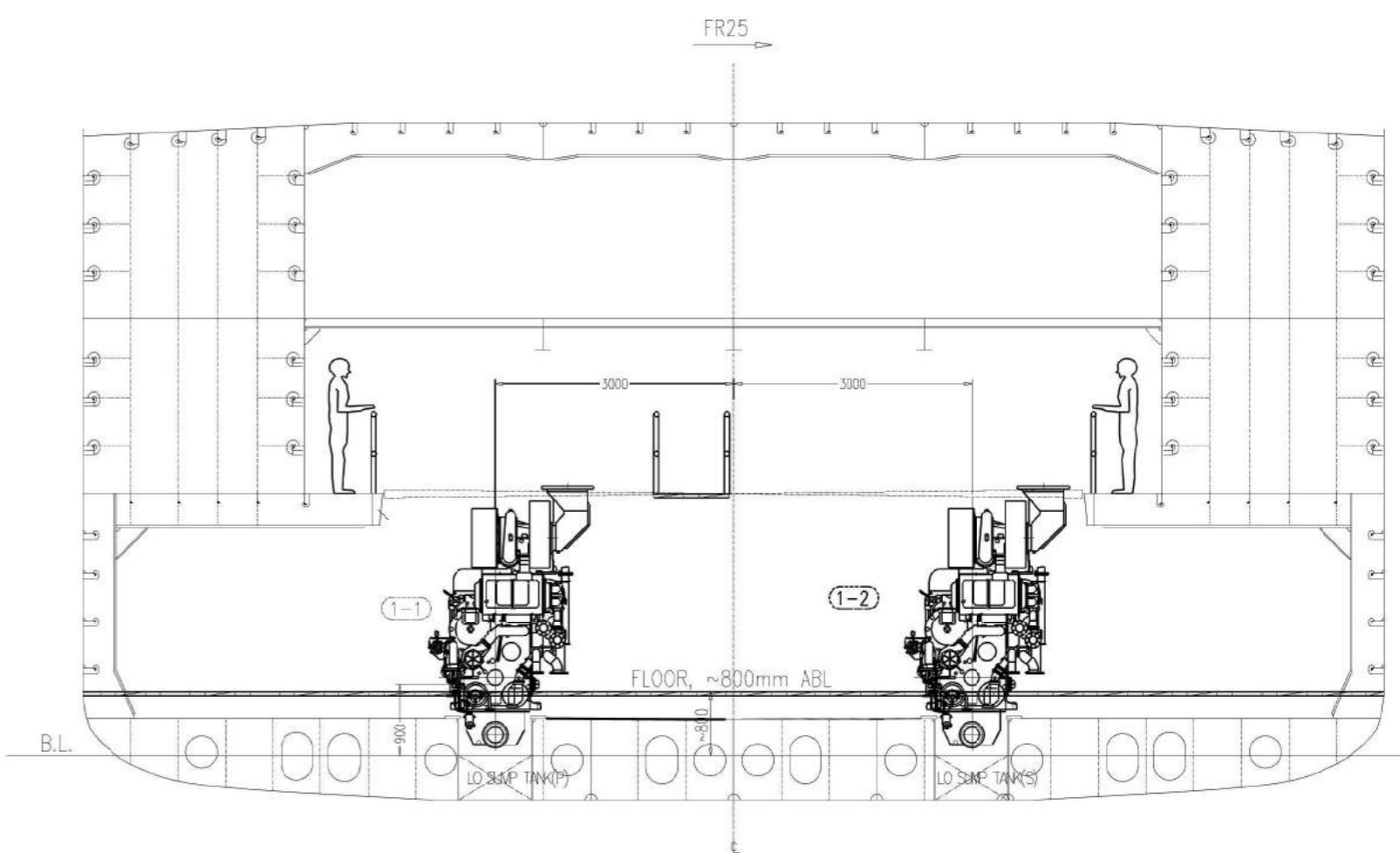
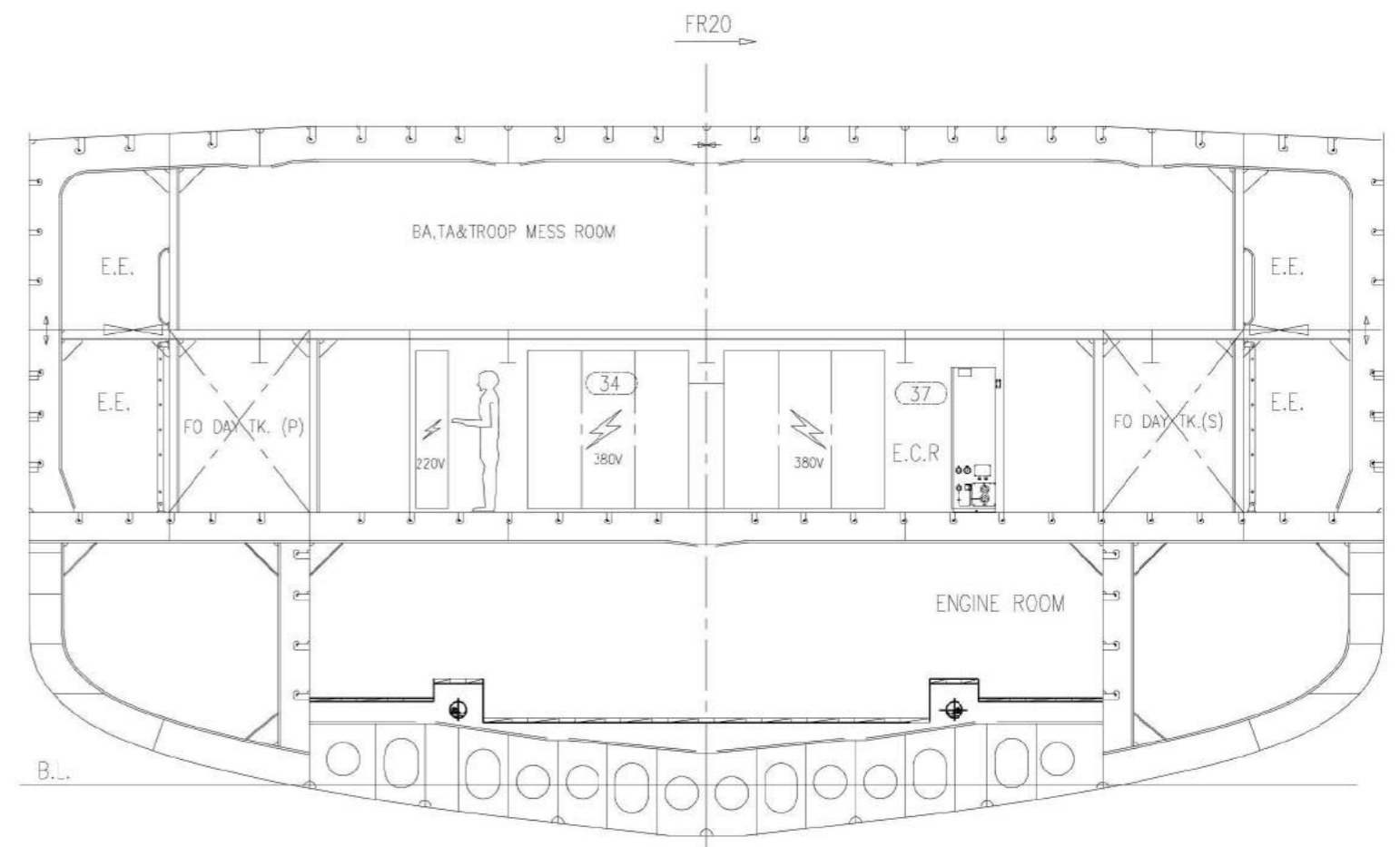
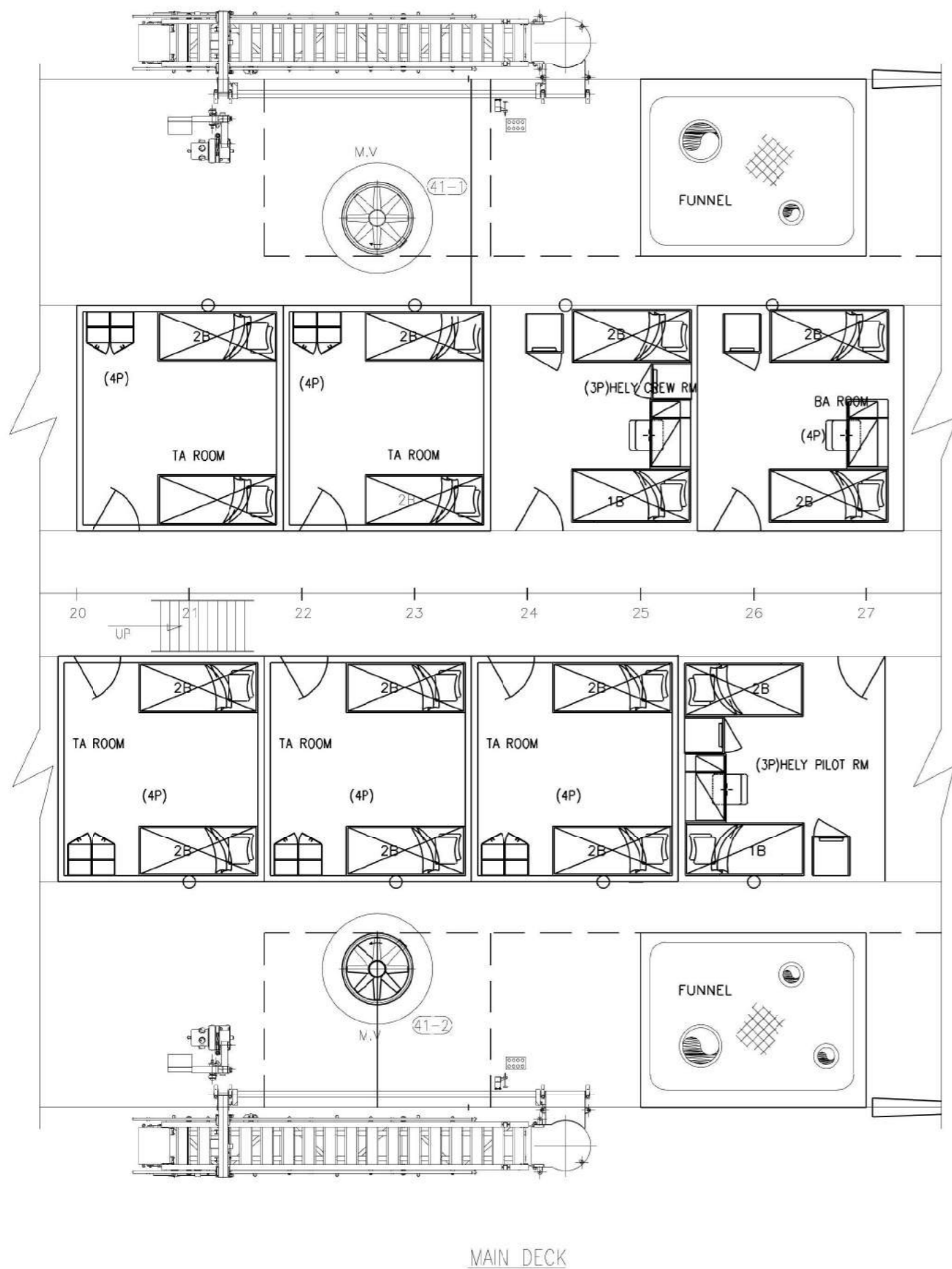
LAMPIRAN

Lampiran A Desain Gambar LCU

Lampiran B Hasil *Running* setiap Geladak

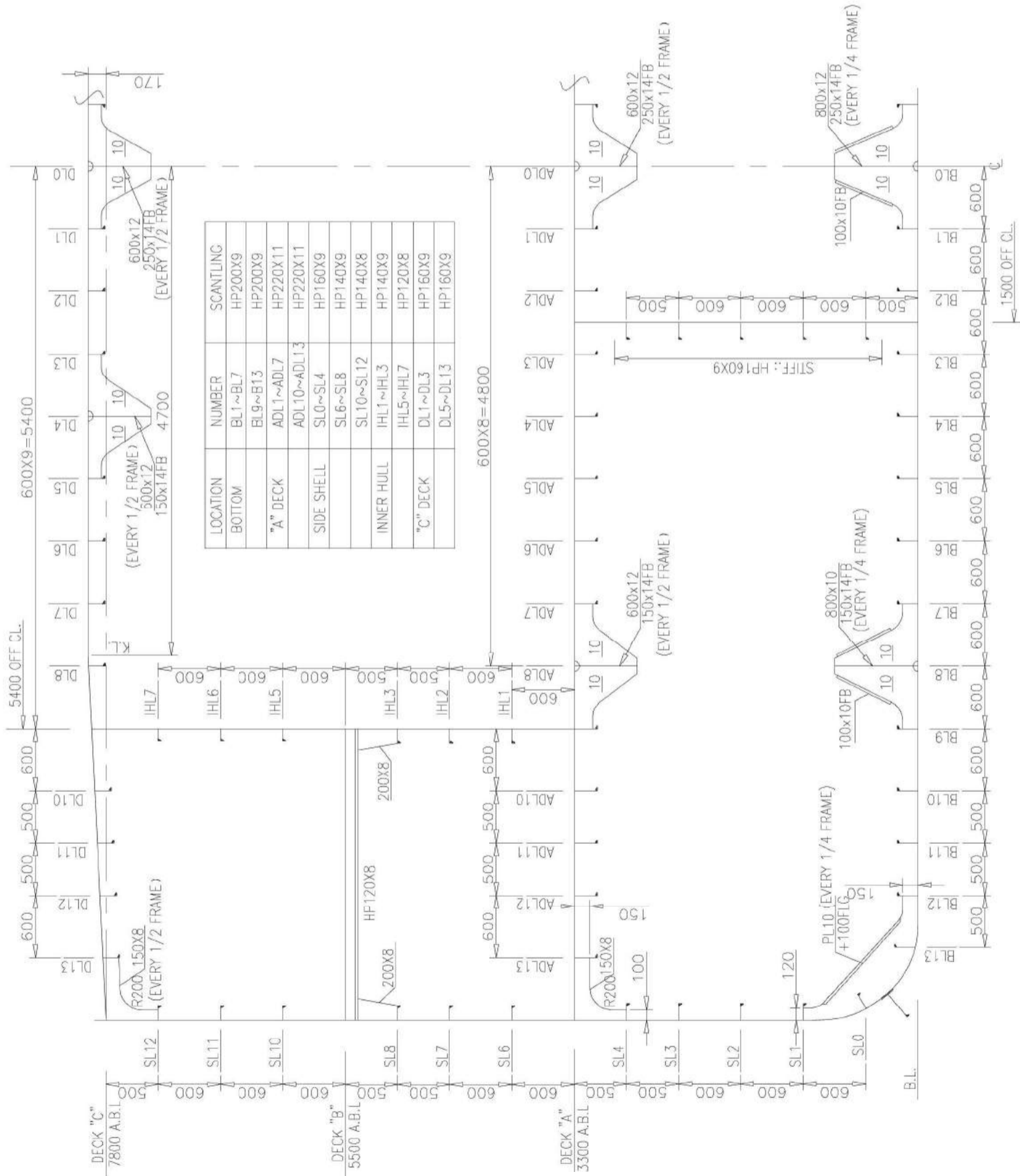
Lampiran C Hasil *Running Geometry* setiap *Mode Shape*

LAMPIRAN A
DESAIN GAMBAR LCU



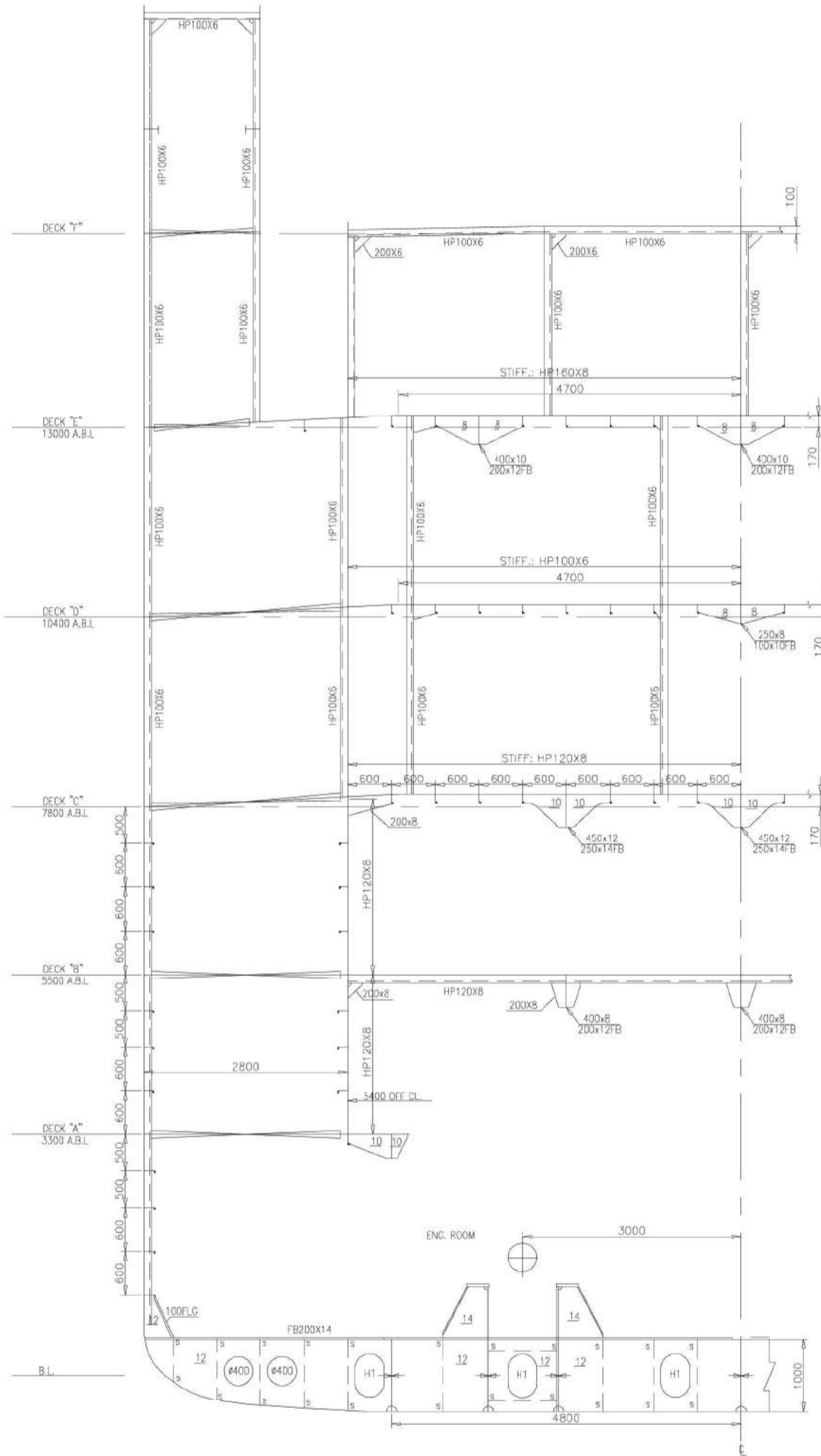
ORDINARY SECTION

SPACE: 600mm
FR36-600



ORDINARY SECTION

SPACE: 600mm
FR25⁺⁶⁰⁰



1:75

Drawing Name	MIDSHIP SECTION	Drawing Number	CZ7044201001	Project No.	390-391
Project Name	LCU 99 M	Rev.	4	Sheet	03 OF 04

TO : MESSRS. NAKASHIMA ASIA PACIFIC
Des. No. 16-1245B
ATTN : Mr. C, Cho

Sep. /20/2017

(Revised)

竹田 / N. Takeda

PROPELLER DESIGN SHEET

1) HULL : 99m Kapal Landing Craft Utility ; M/S PT Daya Radar Utama <BKI-class>

Length	Breadth	Depth	Draught	Displacement
94.35 (m)	16.40 (m)	10.06 (m)	3.000 (m)	3964.30 (ton)
()	()	()	()	(Given)

2) MAIN ENGINE (2 UNITS 2 SHAFTS)

Model	BHP	Engine Rev.	Gear Ratio
YANMAR 8EY26W	2 × 3005.0 PS (2210kW)	750 RPM	I= 2.310

3) DESIGN BASE

Brake Horse Power (BHP)	:	3005.0 PS (/Shaft)
Engine Rev. (Ne)	:	750 RPM
Propeller Rev. (Np)	:	334.4 RPM
Sea Margin	:	15.0 %
Revolution Margin	:	3.0 %

4) SHIP (BOAT) SPEED

Vs = 14.27 K't (Estimated)

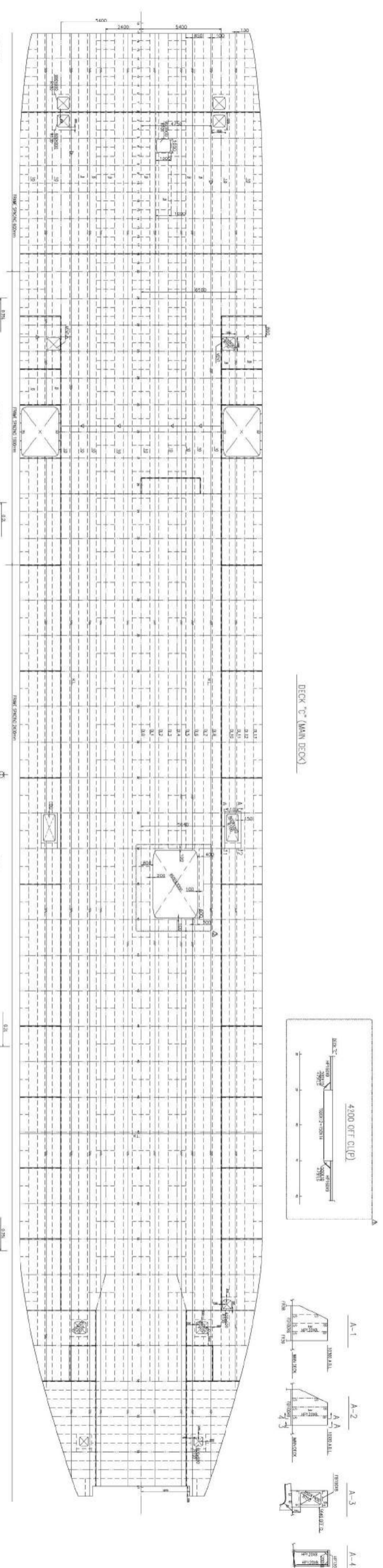
5) PROPELLER

Propeller Diameter	D.	(93-1/3")	2370 (mm)	(Optimum)
Propeller Pitch	P.	(69-1/8")	1756 (mm)	
Developed Area Ratio	A. R.		0.780	
No. of Blades	Z		5 blades	
Material			Ni-Aluminum Bronze	

6) REMARK

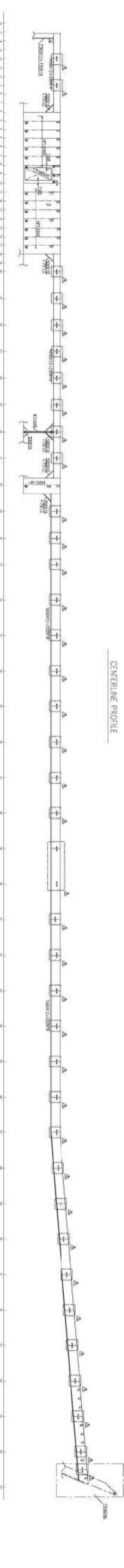
* The up-dated hull resistance figures were provided.

< Our Reference > Prop. Rotation : R.H. & L.H. Shaft dia 230mm
 Boss Sizes(mm) : 420φ * 465L * 380φ (Taper 1/12)
 Blade Profile : MBU5-780-37(2) (Weight : 1220 Kgs/Piece)
 * BKI-class

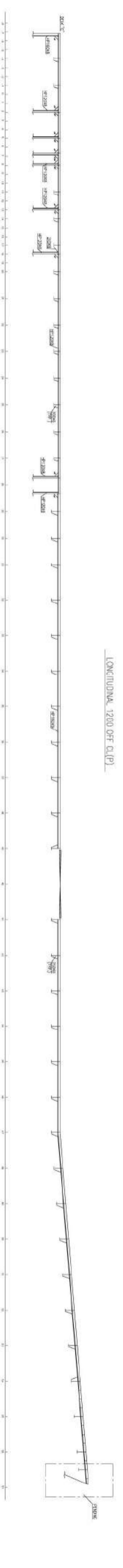


PROJ. NO. 100001
 DES. NO. 100001
 SHEET NO. 100001

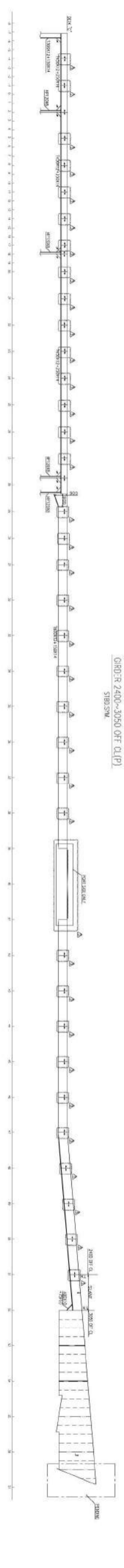
CENTERLINE PROFILE



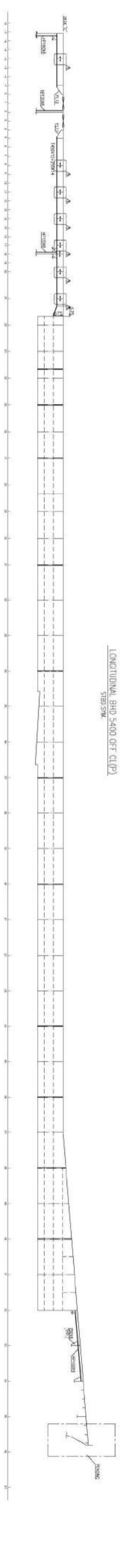
LONGITUDINAL 1200 OFF CL(P)

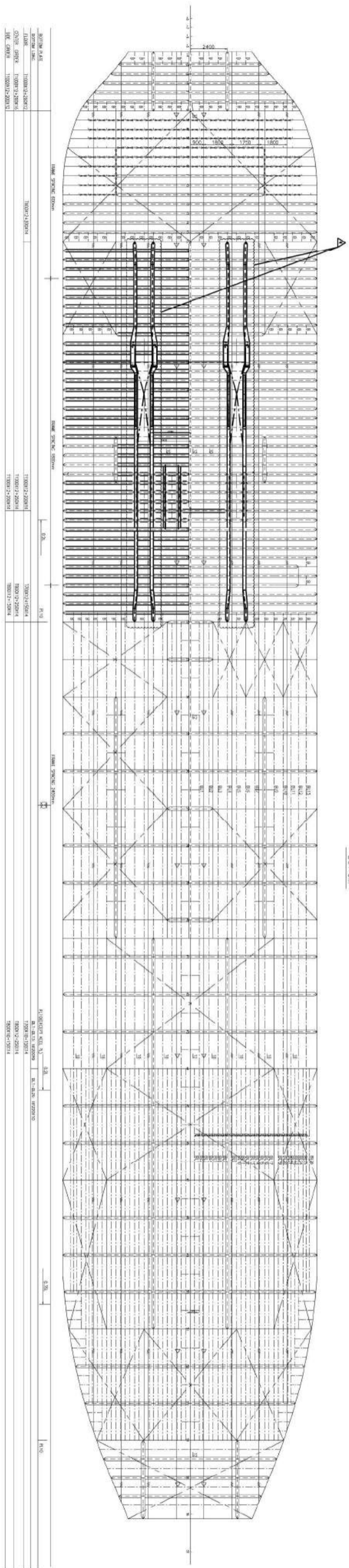


GRID R 2400-3050 OFF CL(P)

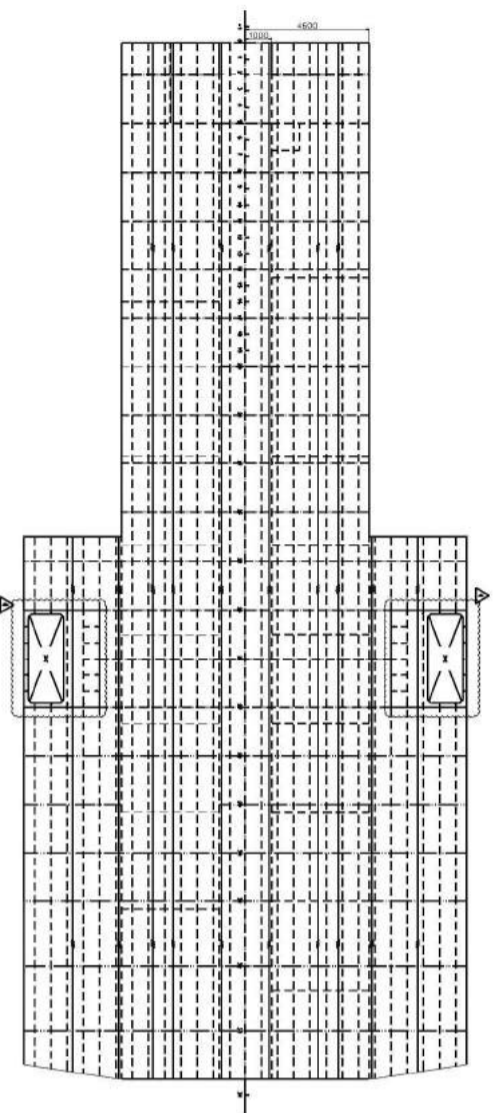


LONGITUDINAL BHD 5400 OFF CL(P)



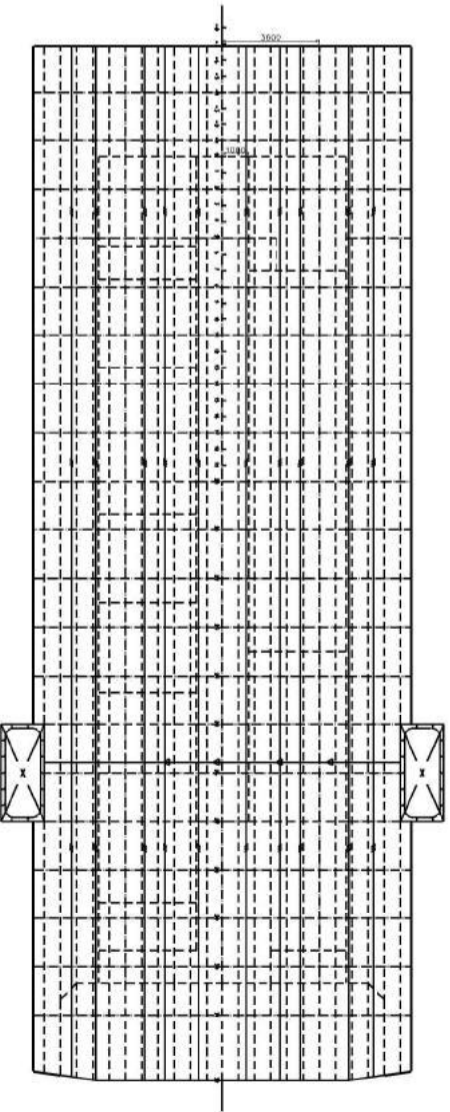


RIGHT SIDE	11000-12-0001	11000-12-0001	11000-12-0001	11000-12-0001
LEFT SIDE	11000-12-0002	11000-12-0002	11000-12-0002	11000-12-0002
BEAM CENTER	11000-12-0003	11000-12-0003	11000-12-0003	11000-12-0003



DECK 'Y' (POOP DECK)

DECK NAME	Y	POSITION	POOP
DECK CODE	Y	POSITION	POOP
DECK AREA	15000.0000	POSITION	POOP
DECK PERIMETER	10000.0000	POSITION	POOP
DECK WEIGHT	15000.0000	POSITION	POOP
DECK CENTER	15000.0000	POSITION	POOP

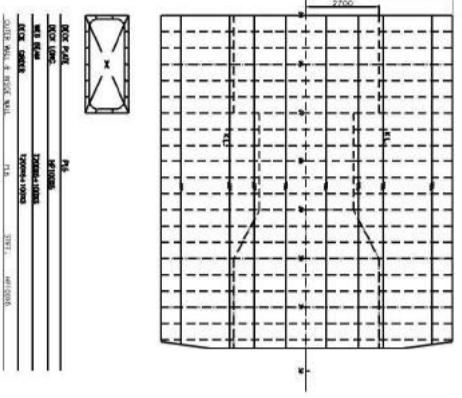


DECK 'E' (BRIDGE DECK)

DECK NAME	E	POSITION	BRIDGE
DECK CODE	E	POSITION	BRIDGE
DECK AREA	13000.0000	POSITION	BRIDGE
DECK PERIMETER	9000.0000	POSITION	BRIDGE
DECK WEIGHT	13000.0000	POSITION	BRIDGE
DECK CENTER	13000.0000	POSITION	BRIDGE

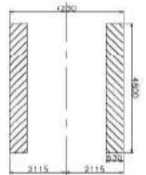


DECK 'T' (COMPASS DECK)

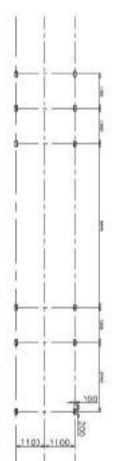


DECK NAME	T	POSITION	COMPASS
DECK CODE	T	POSITION	COMPASS
DECK AREA	8000.0000	POSITION	COMPASS
DECK PERIMETER	6000.0000	POSITION	COMPASS
DECK WEIGHT	8000.0000	POSITION	COMPASS
DECK CENTER	8000.0000	POSITION	COMPASS

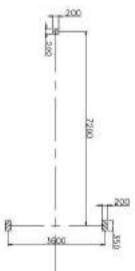
TANK WHEEL PRINT AREA

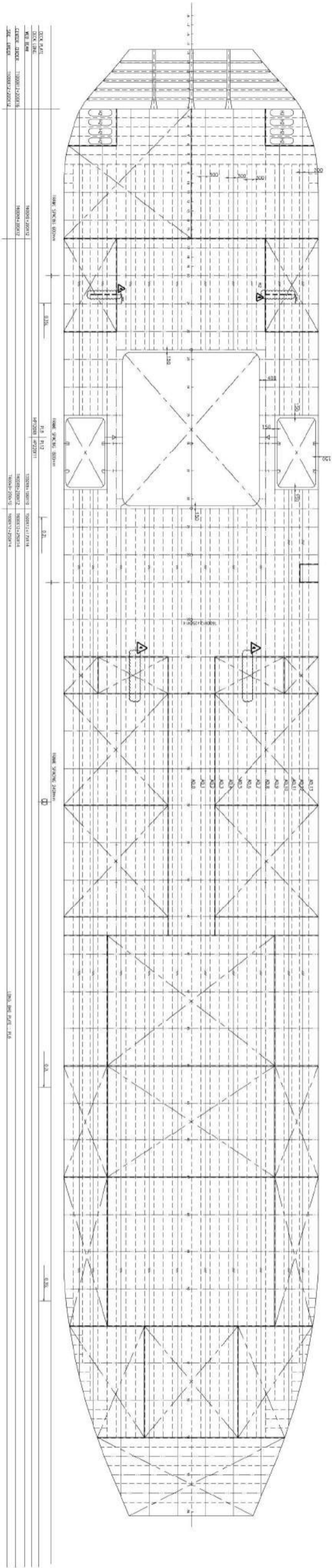


TRANSPORTER WHEEL PRINT AREA

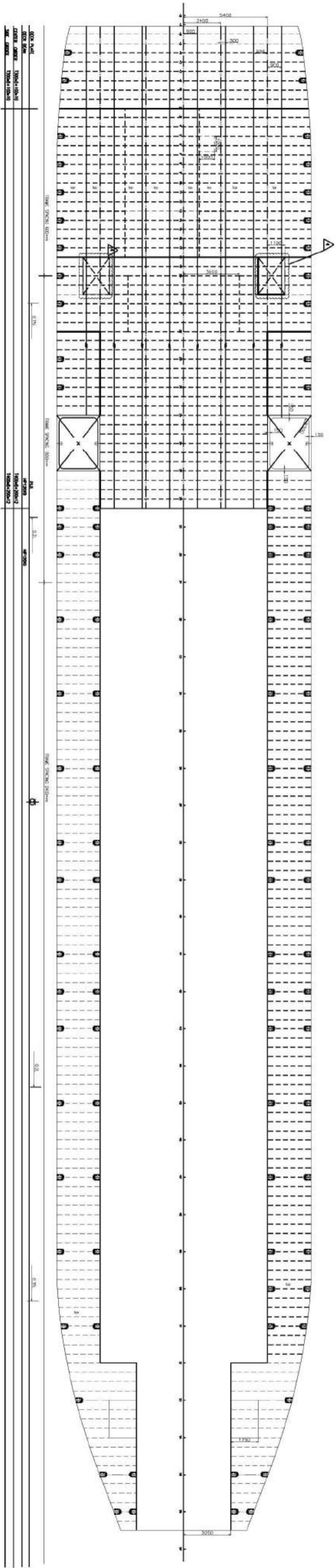


HELICOPTER WHEEL PRINT AREA





DECK A (THIRD DECK)



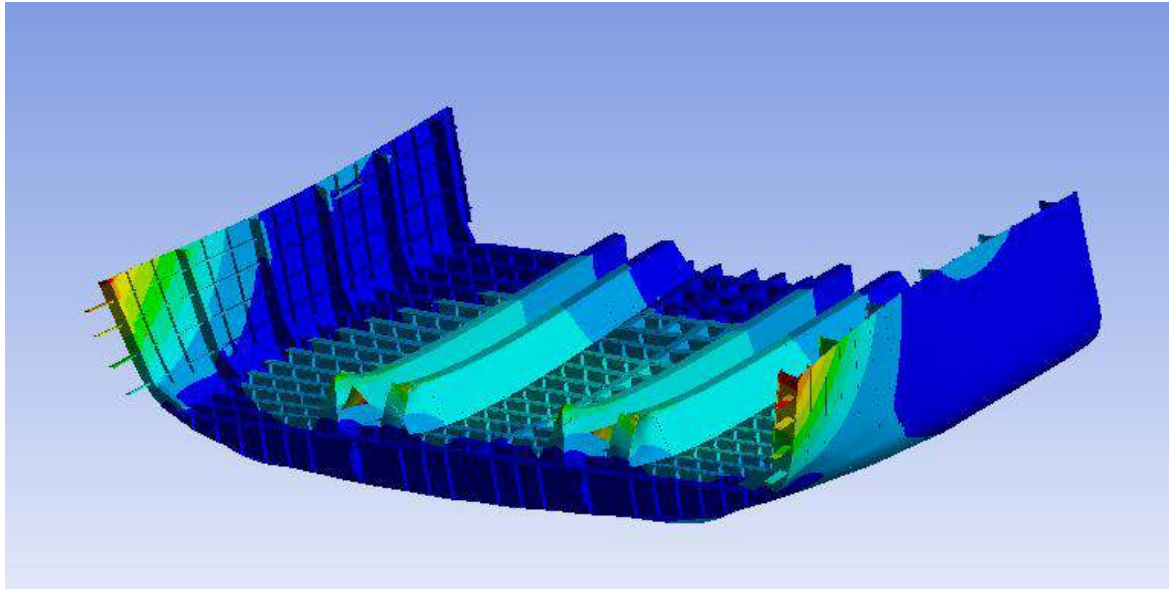
DECK B (SECOND DECK)

LAMPIRAN B
HASIL *RUNNING* SETIAP GELADAK

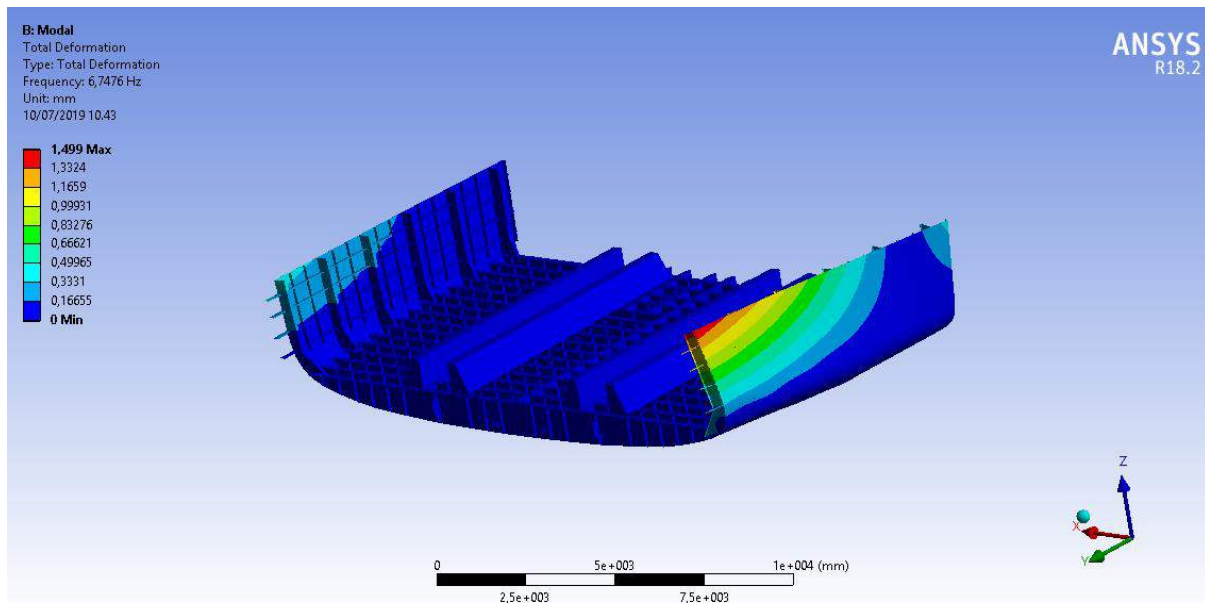
Bottom Structure

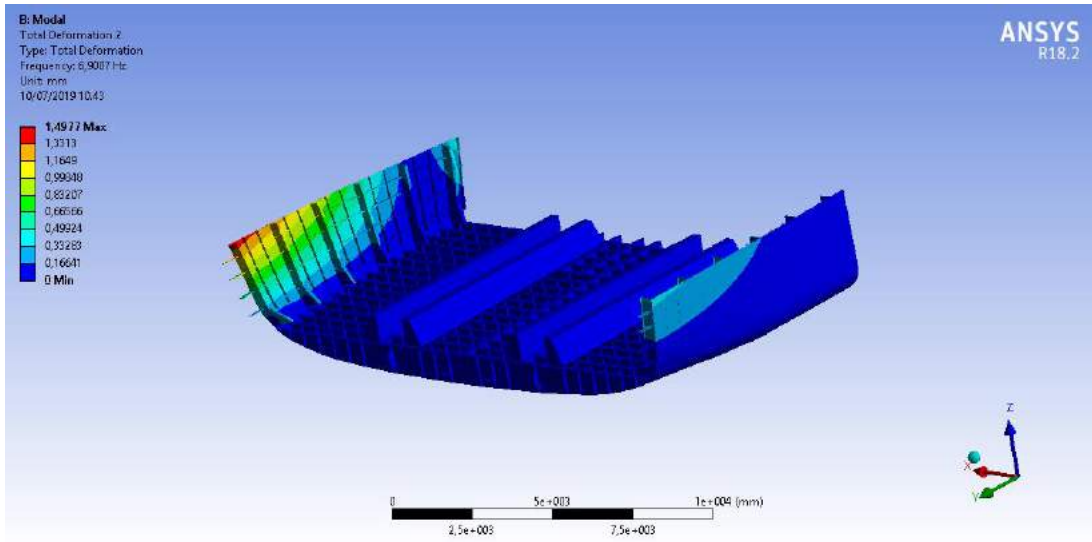
Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Force Reaction (Total) [N]
1	0,45865	3,0138e+005	-431,19	3,0138e+005

Total Deformasi *Bottom Structure*

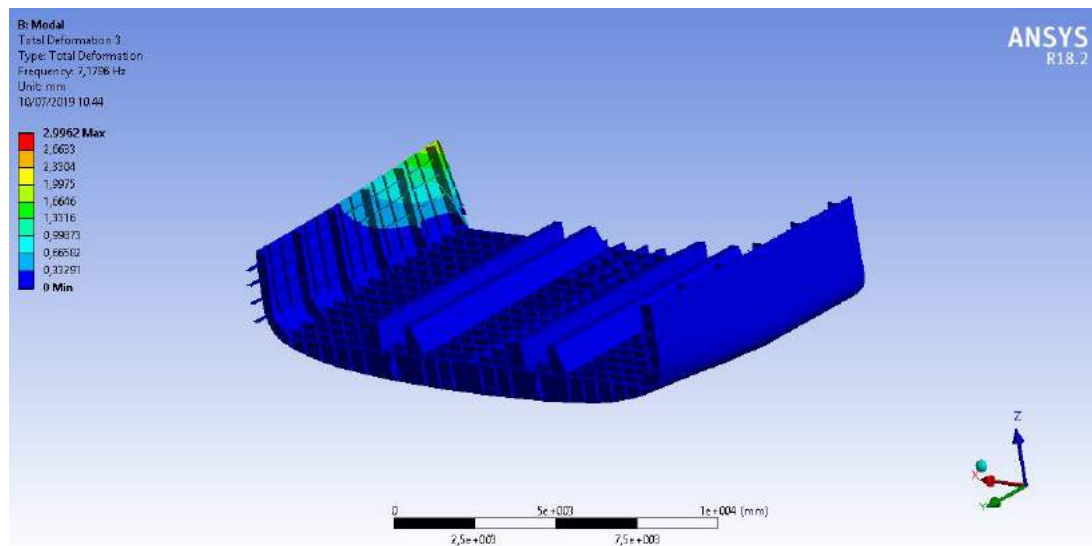


Model setiap *Mode Bottom Structure*

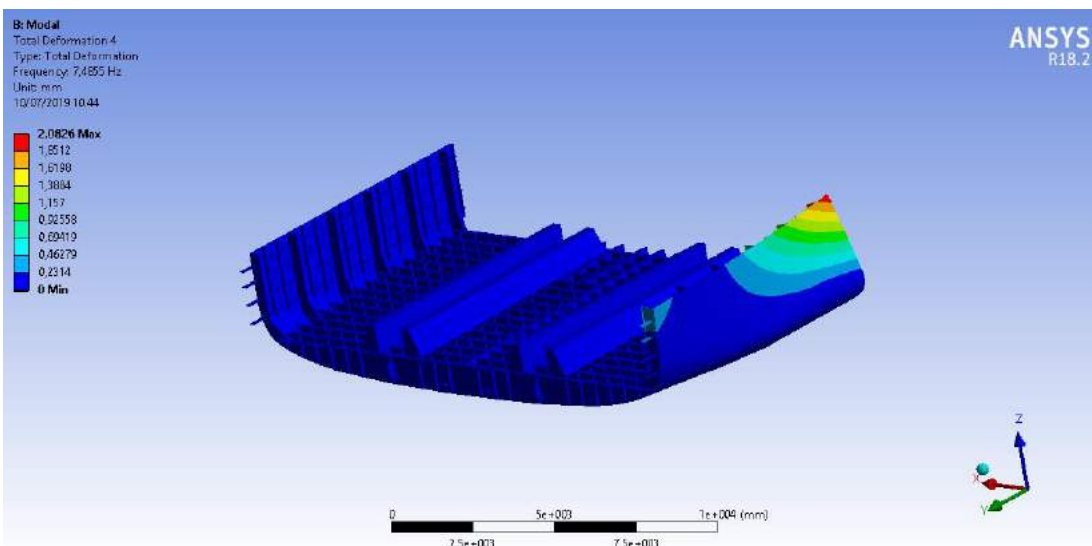




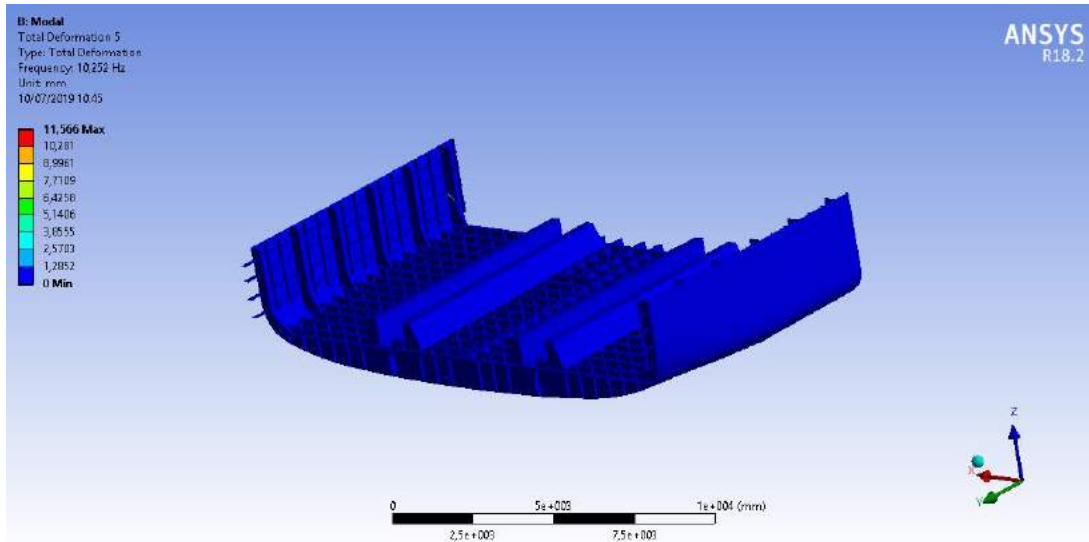
Mode 2



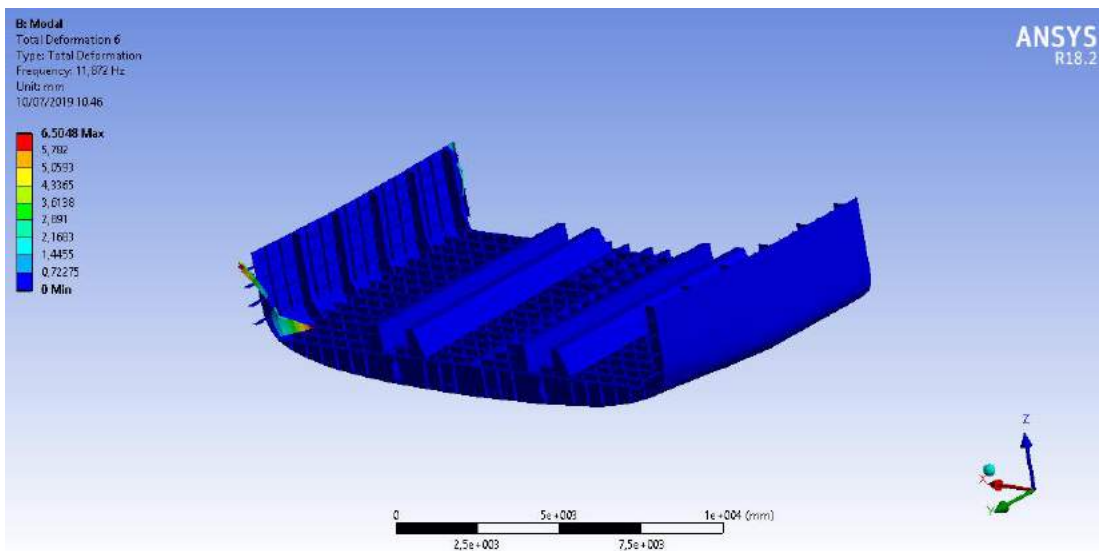
Mode 3



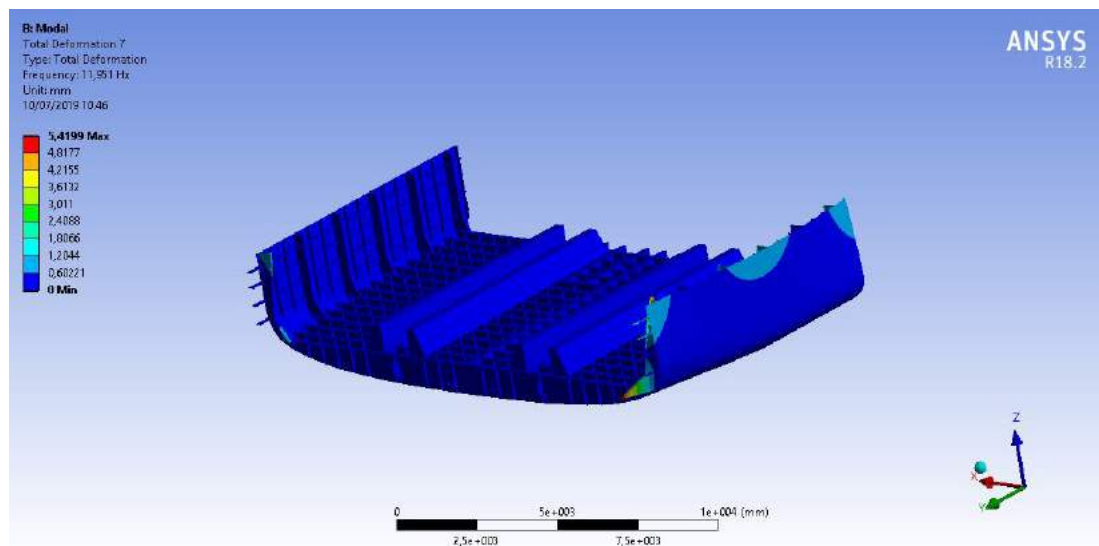
Mode 4



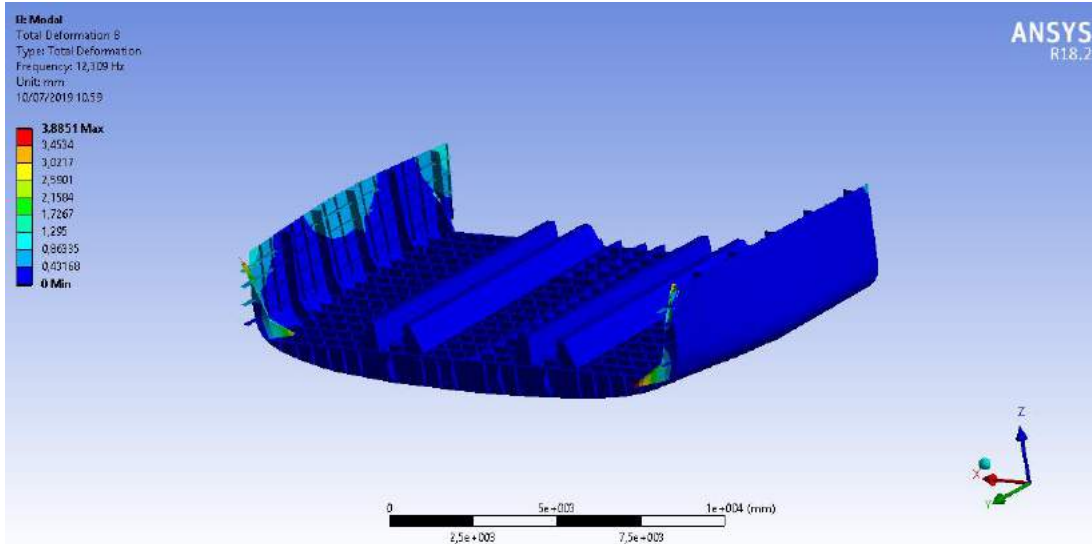
Mode 5



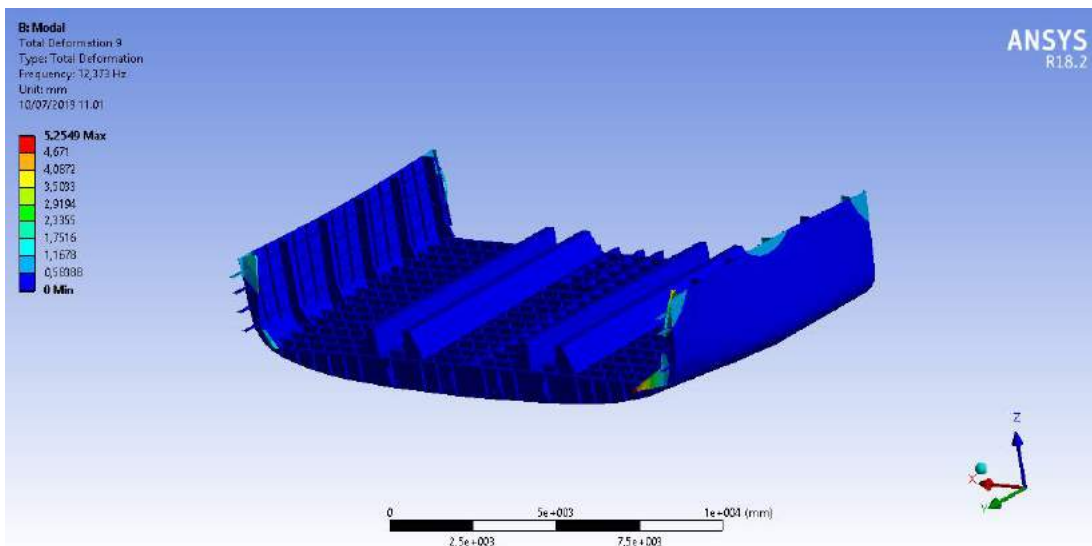
Mode 6



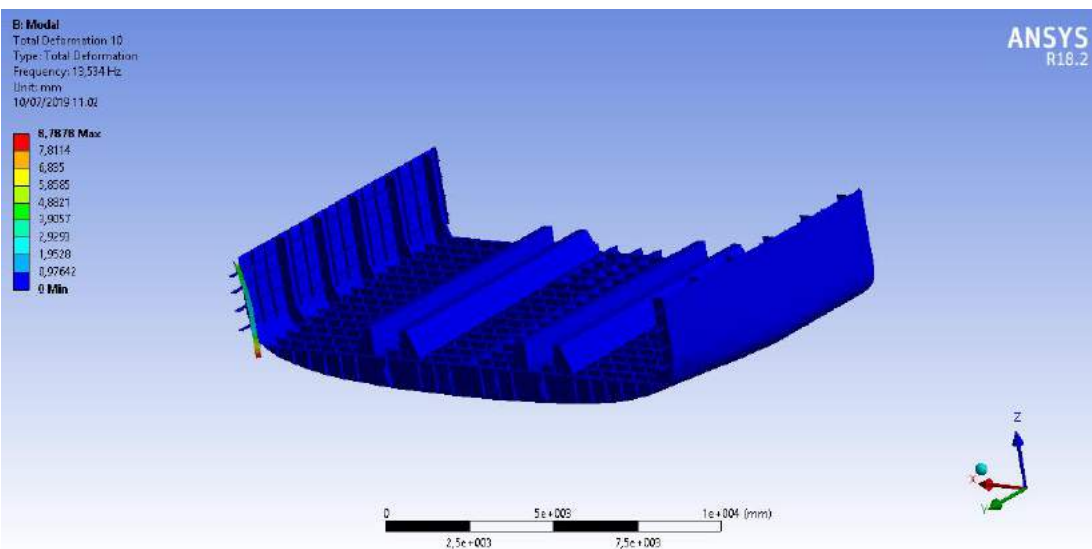
Mode 7



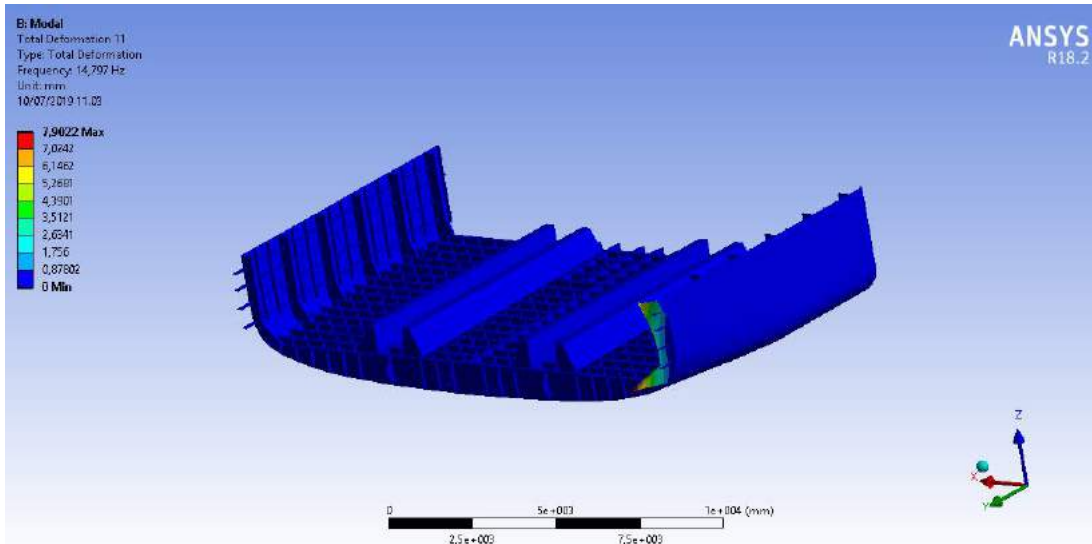
Mode 8



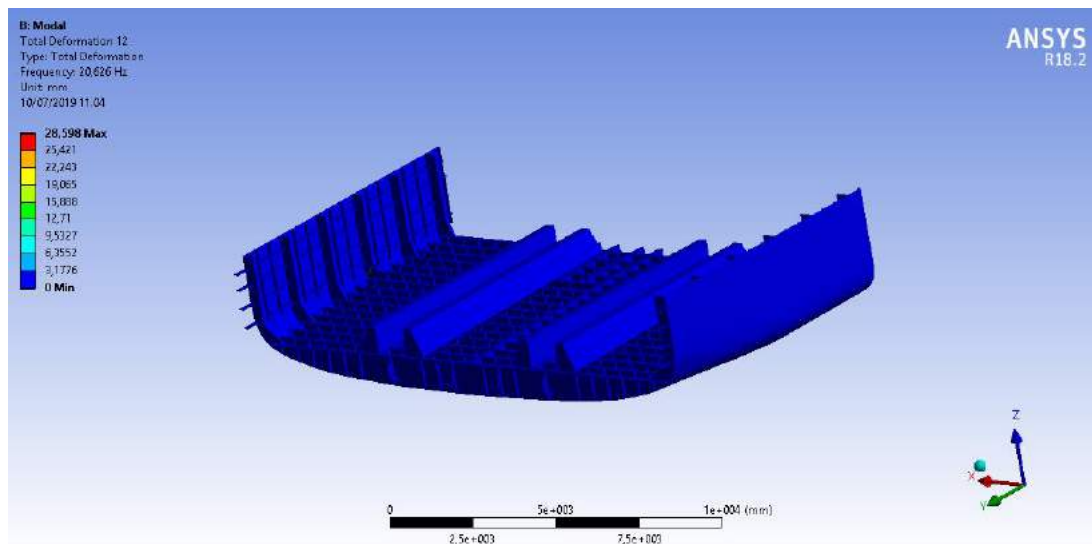
Mode 9



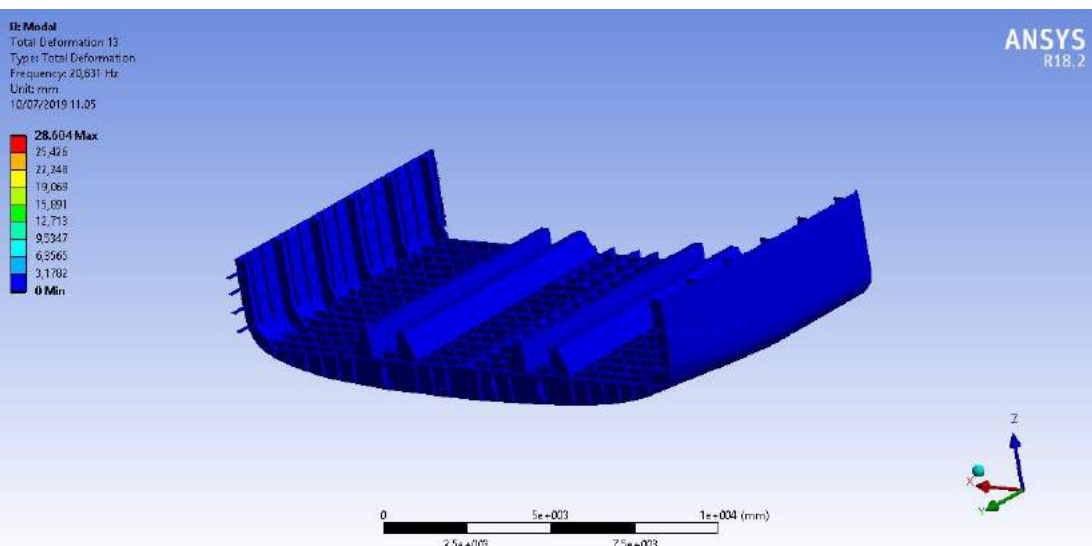
Mode 10



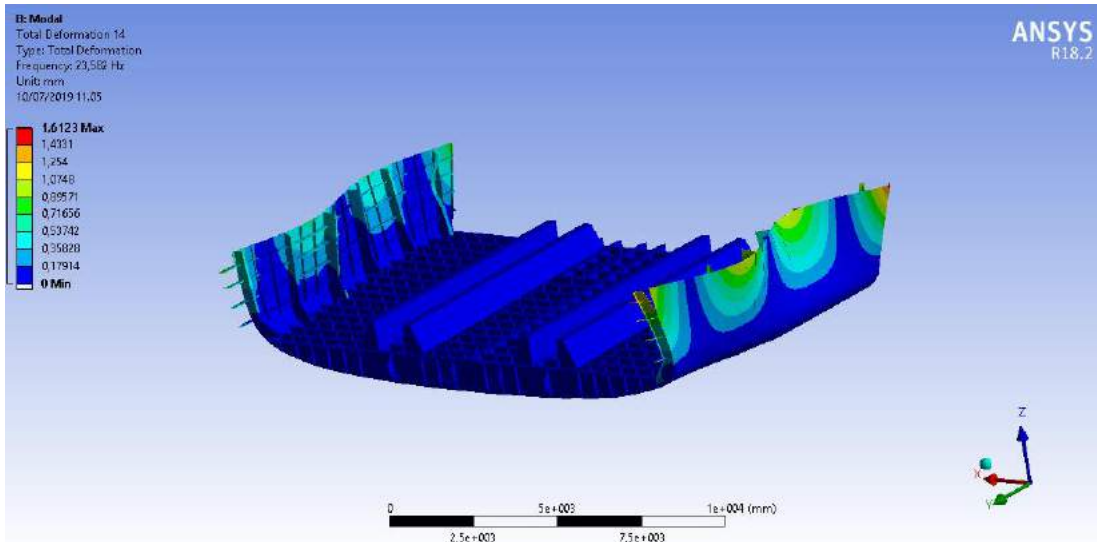
Mode 11



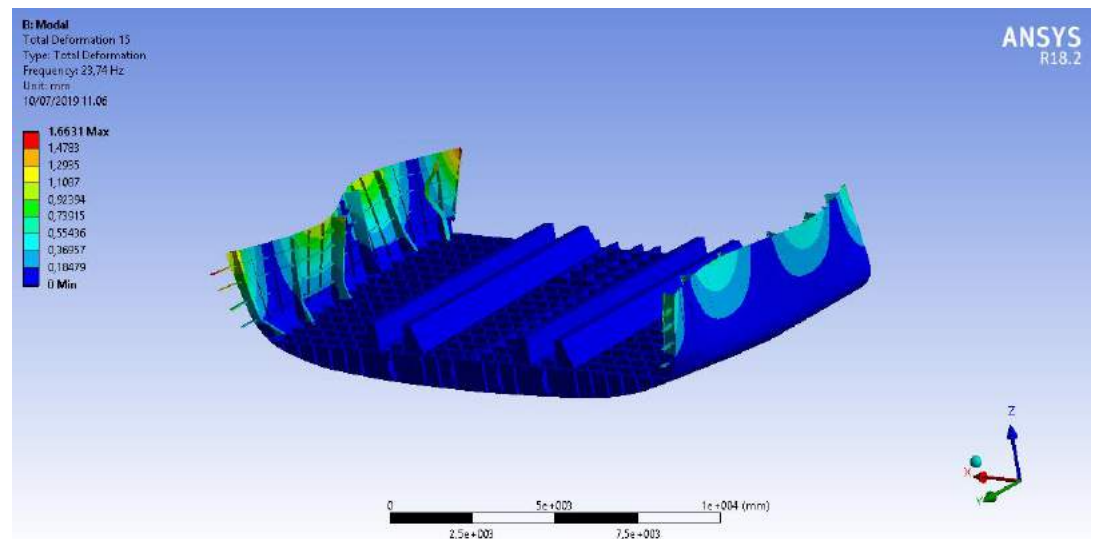
Mode 12



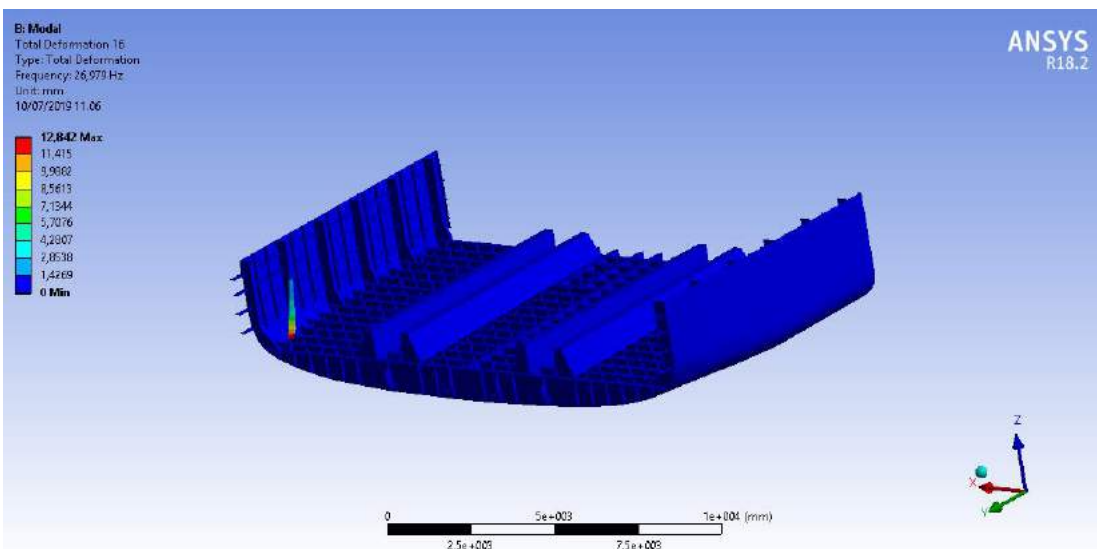
Mode 13



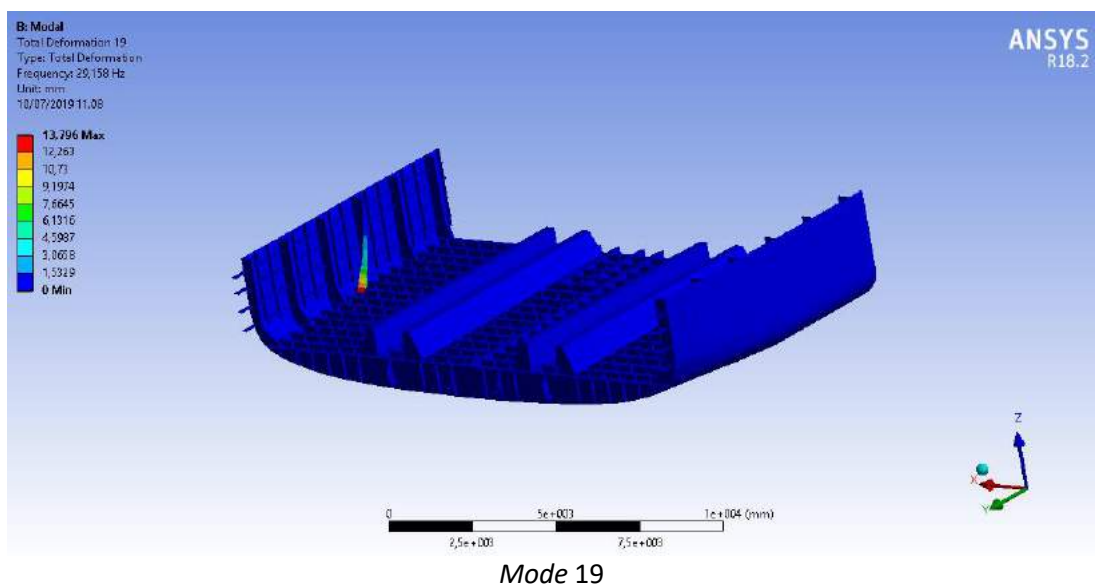
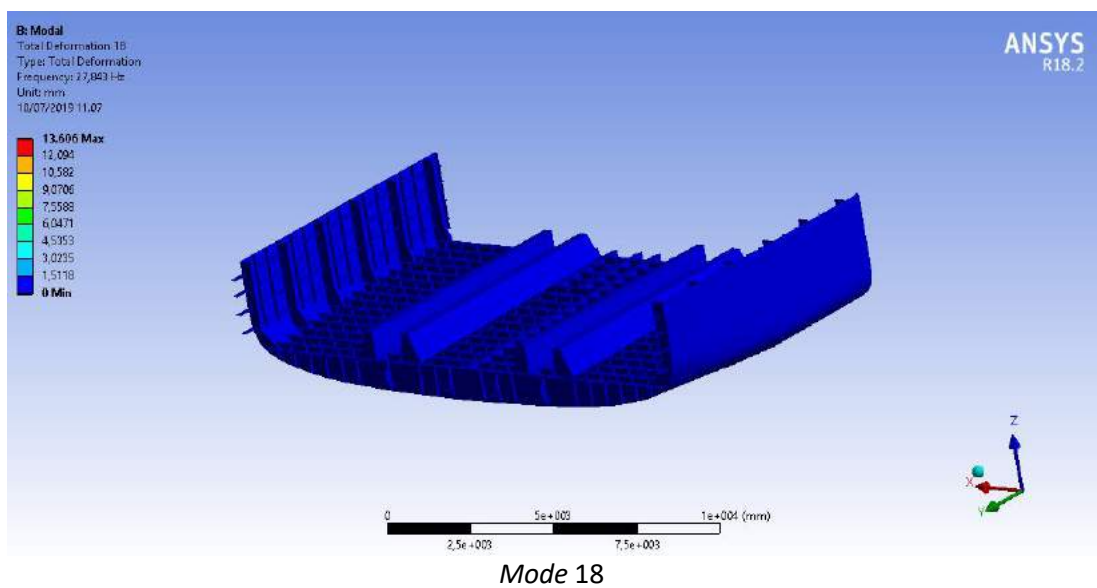
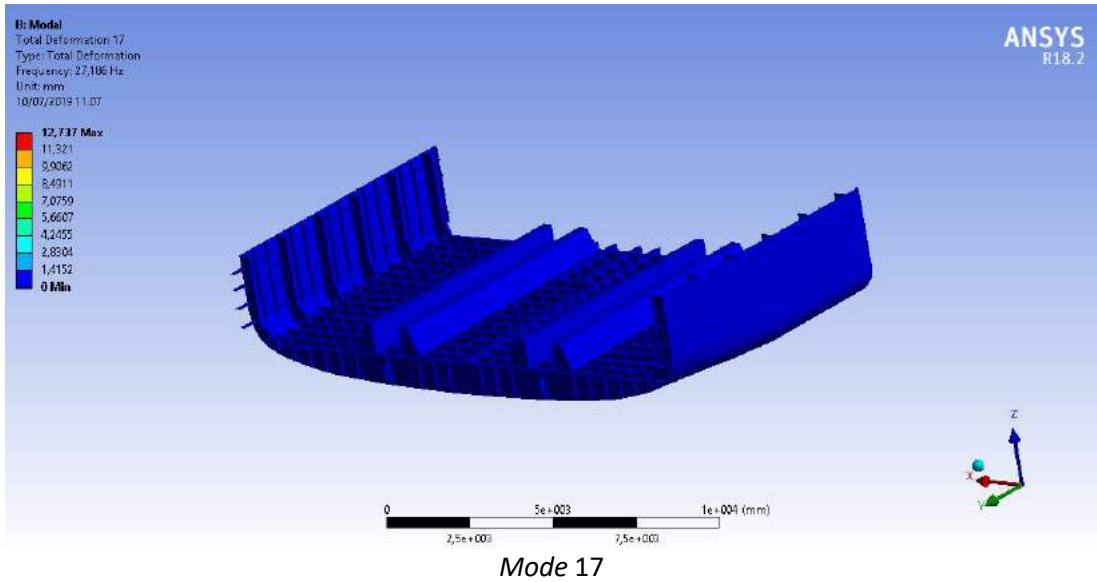
Mode 14

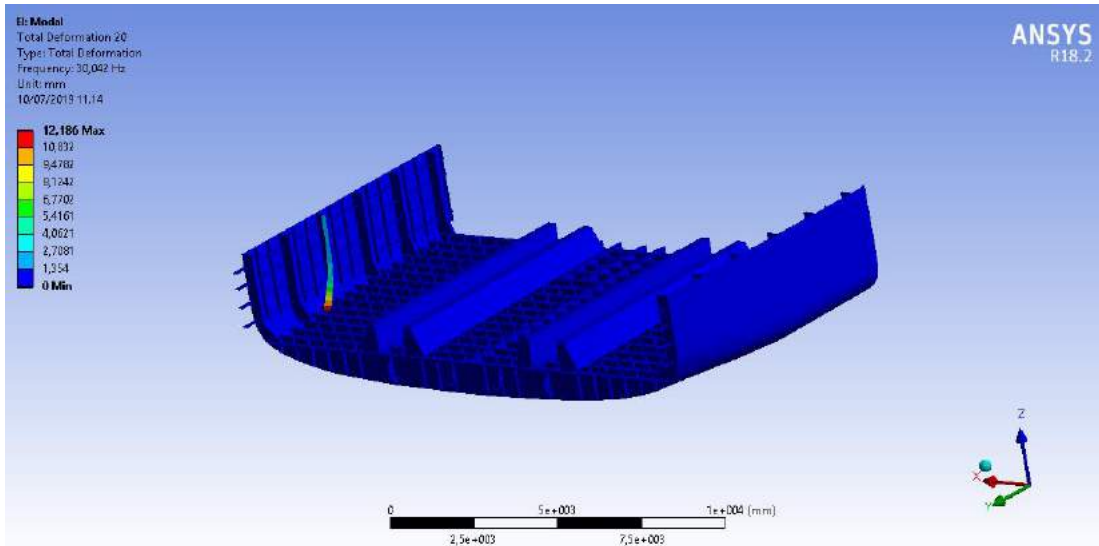


Mode 15

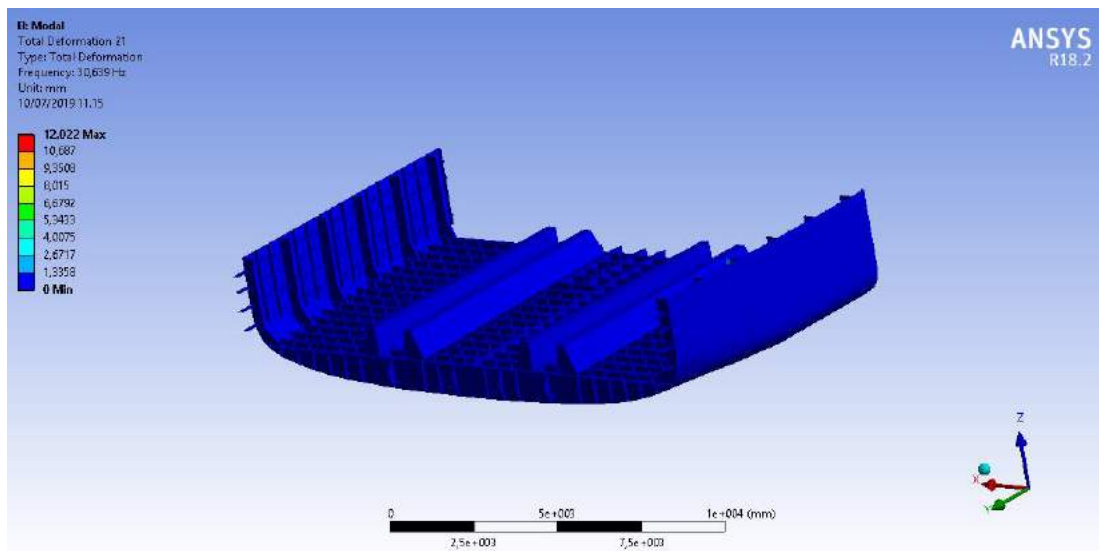


Mode 16

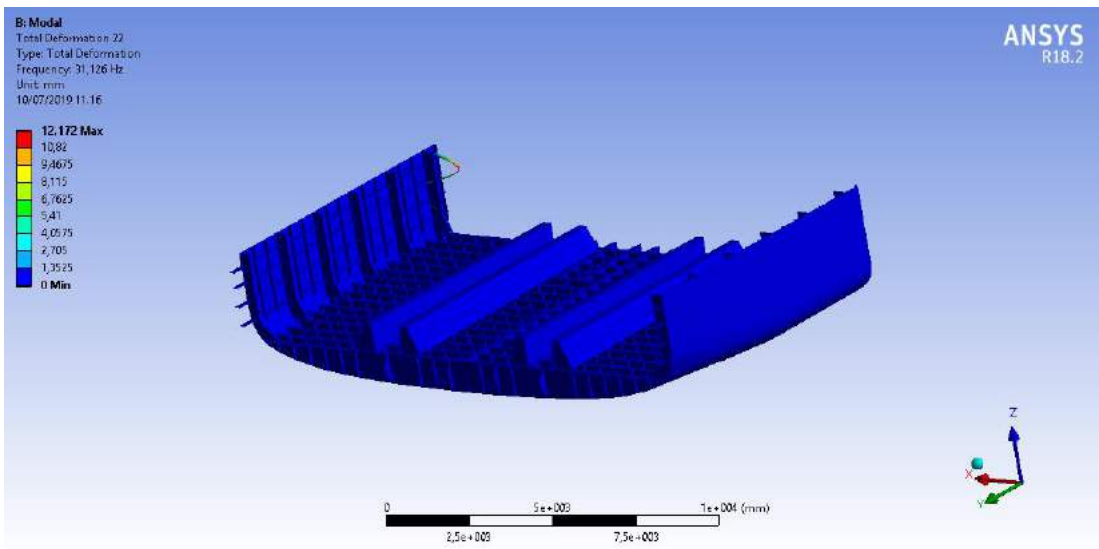




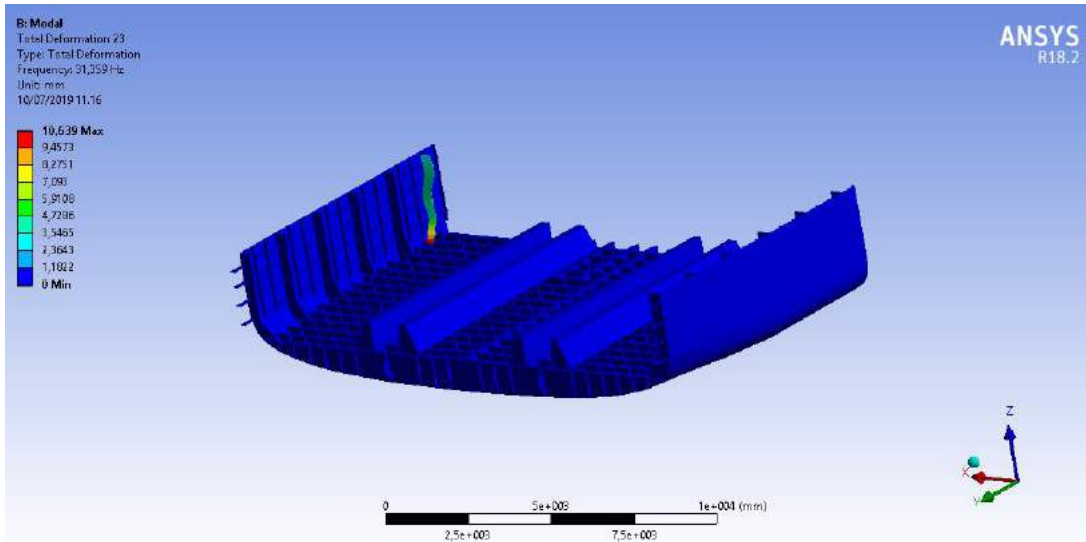
Mode 20



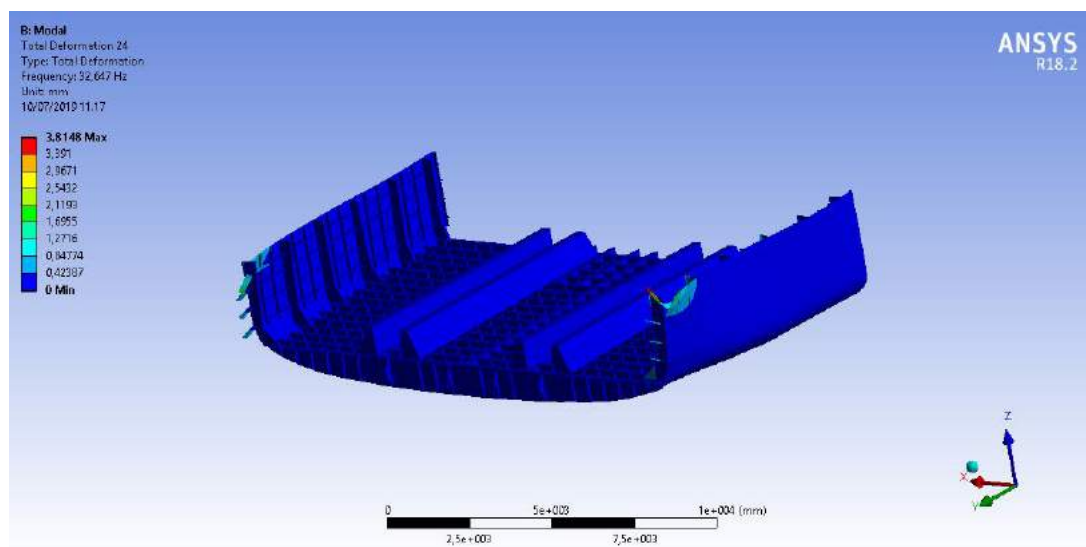
Mode 21



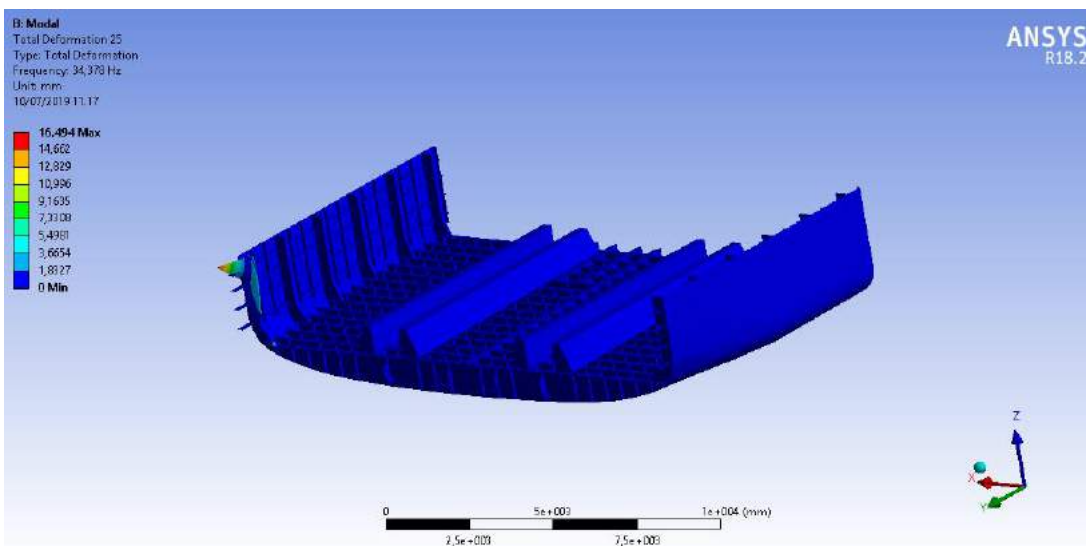
Mode 22



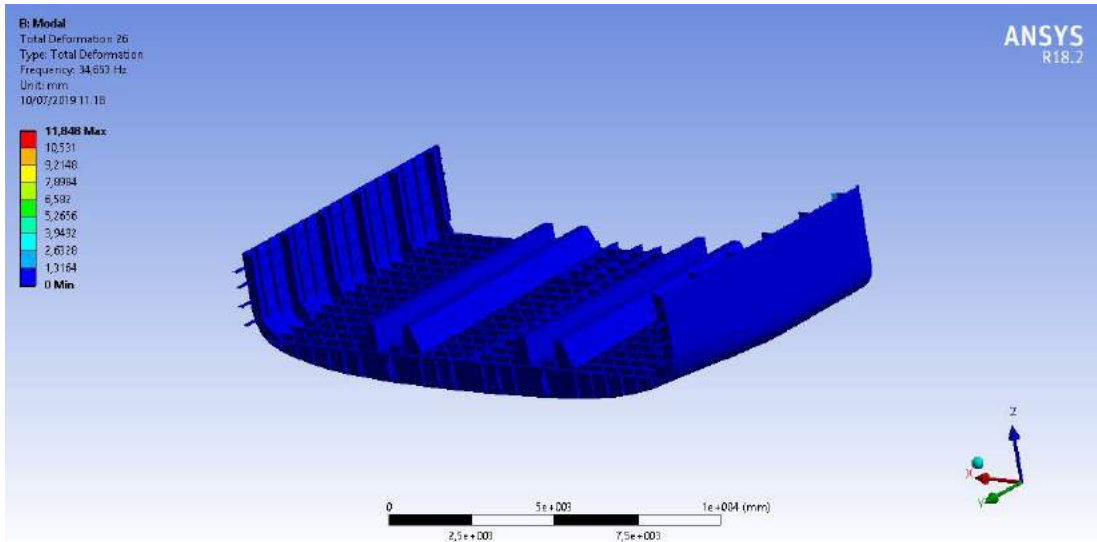
Mode 23



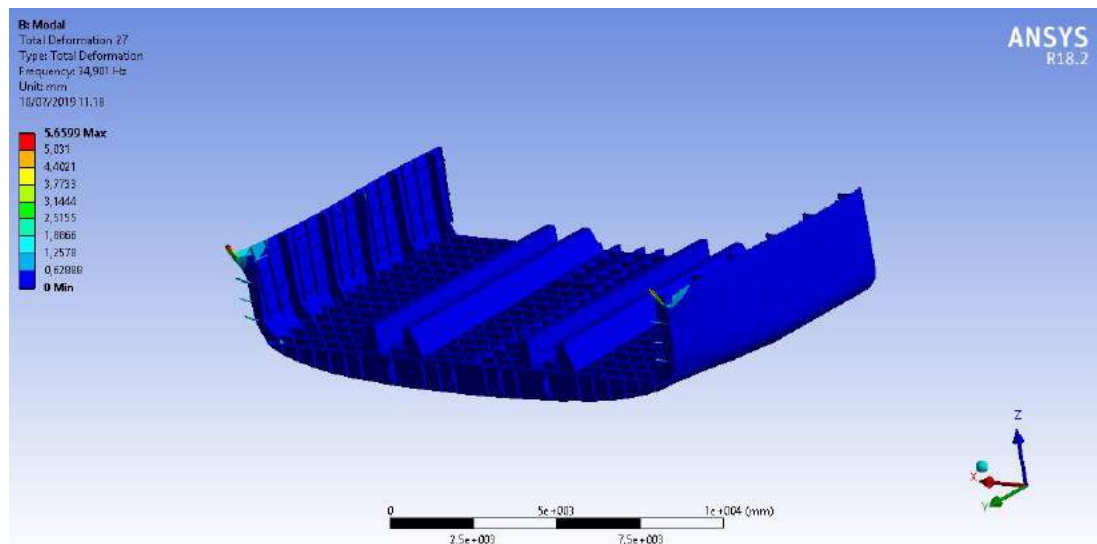
Mode 24



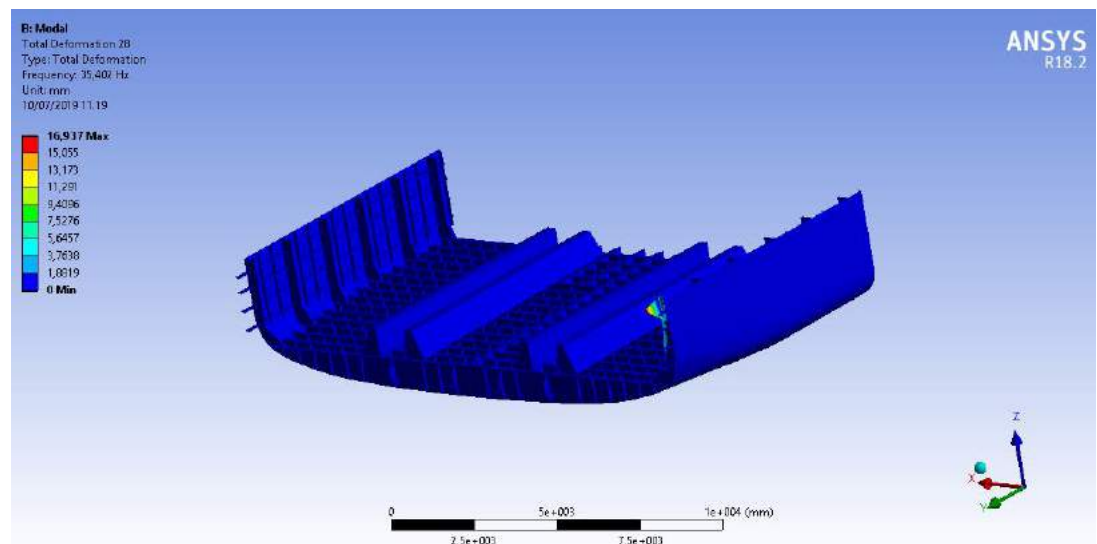
Mode 25



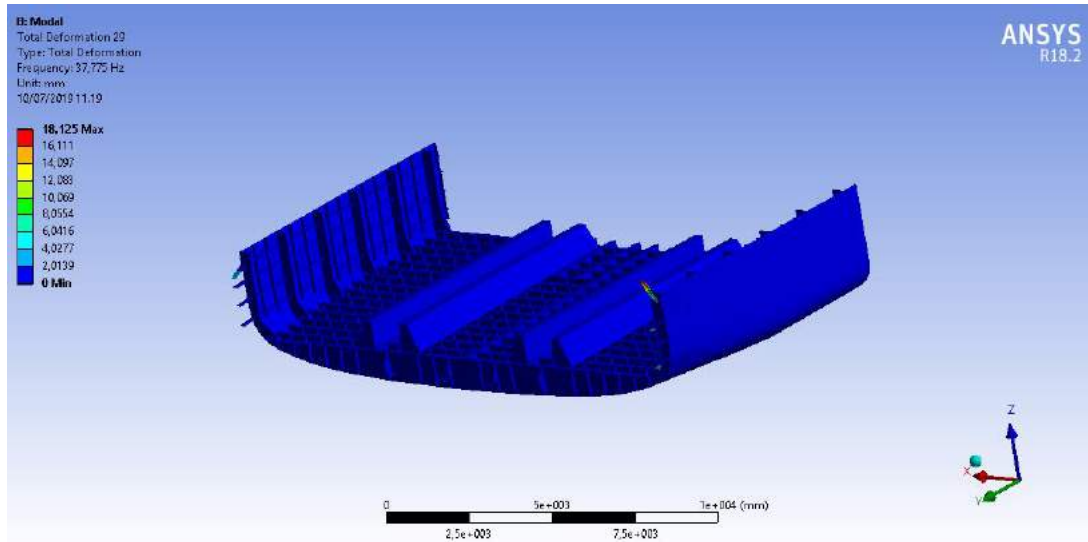
Mode 26



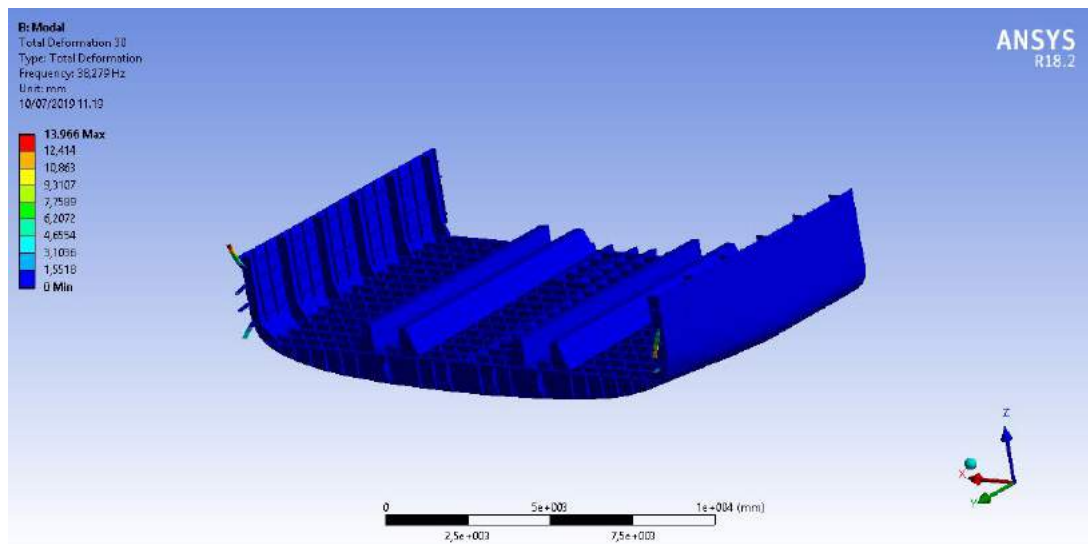
Mode 27



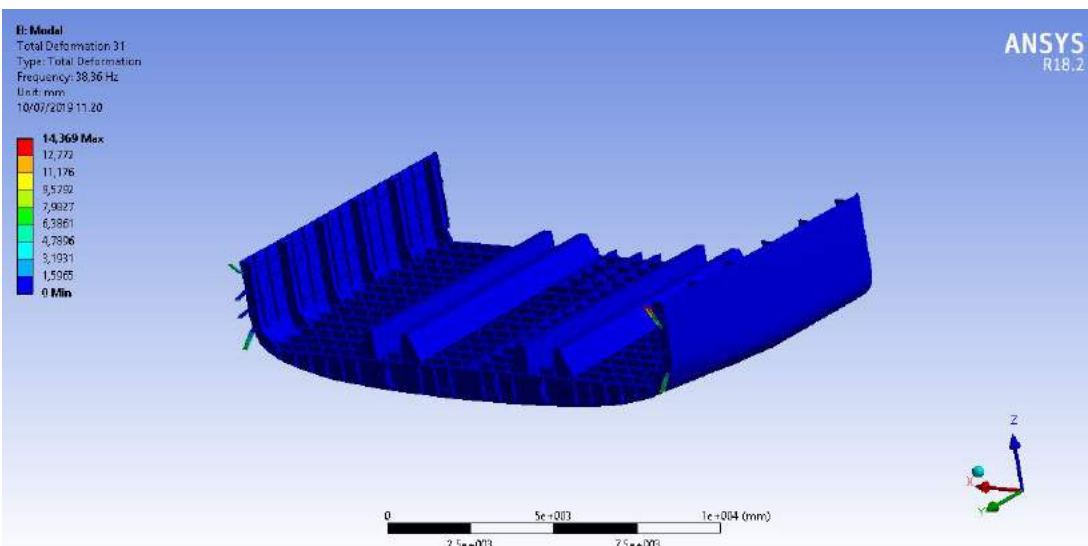
Mode 28



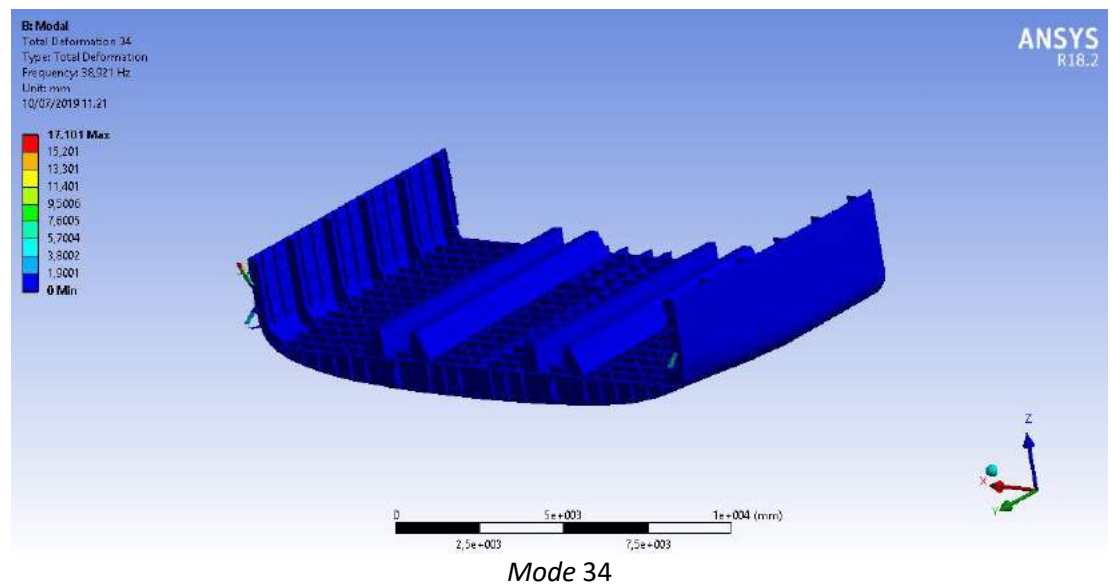
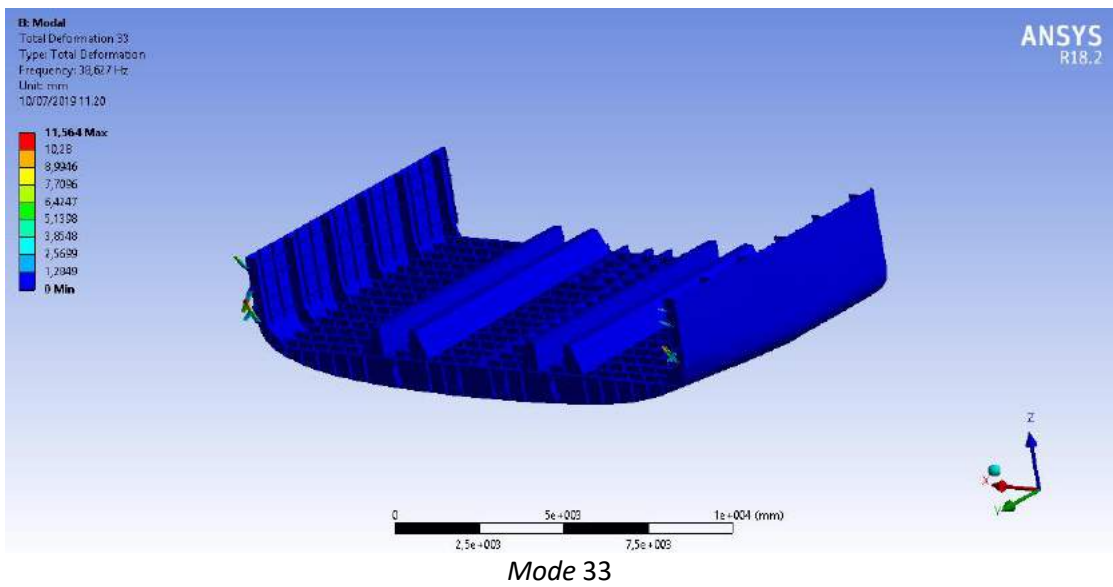
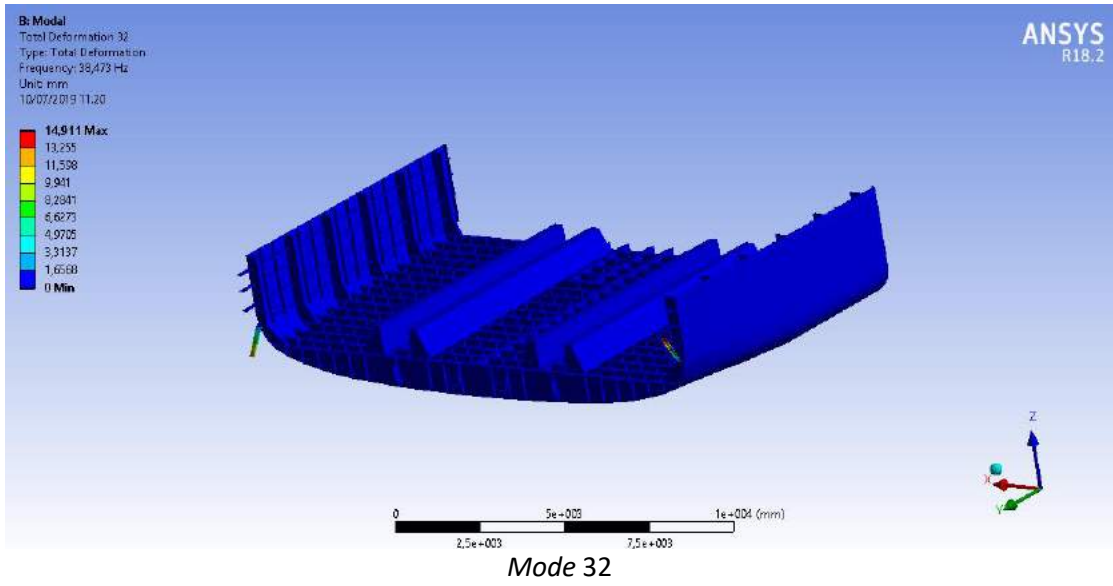
Mode 29

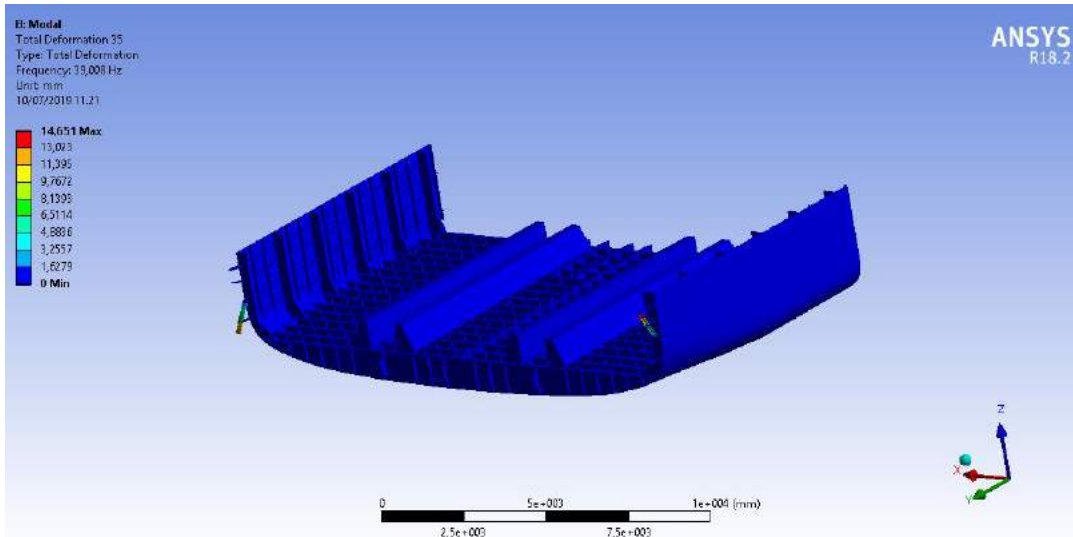


Mode 30

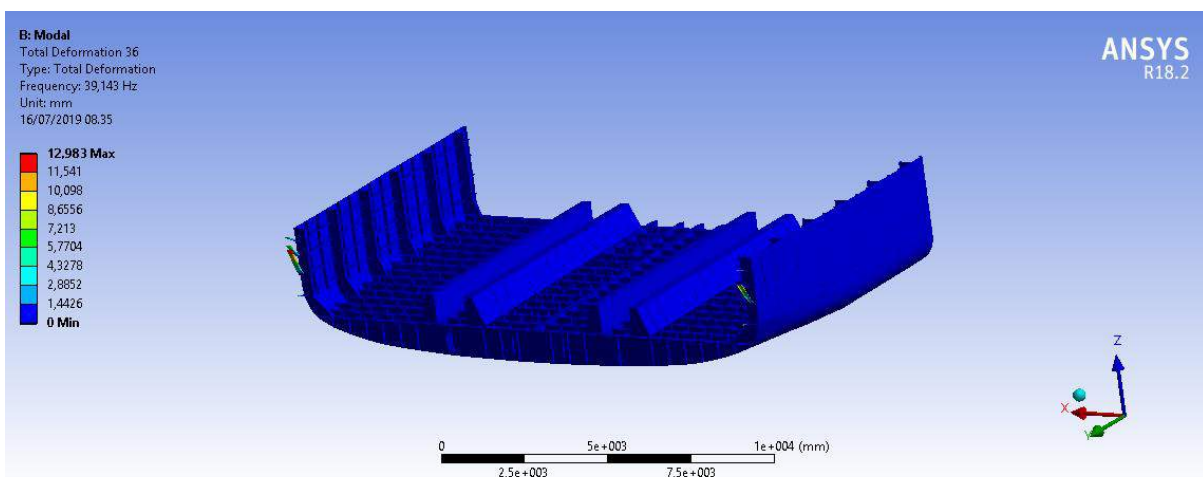


Mode 31

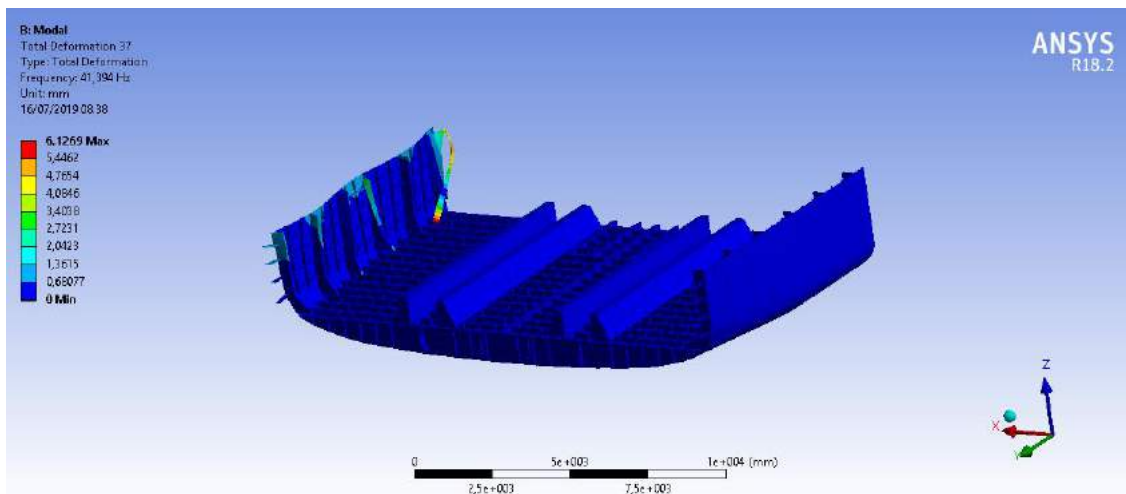




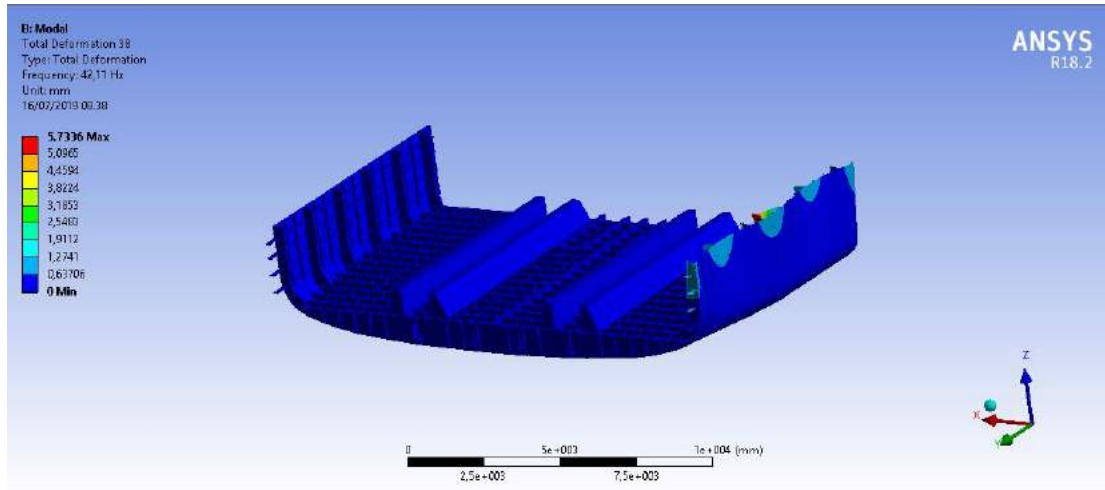
Mode 35



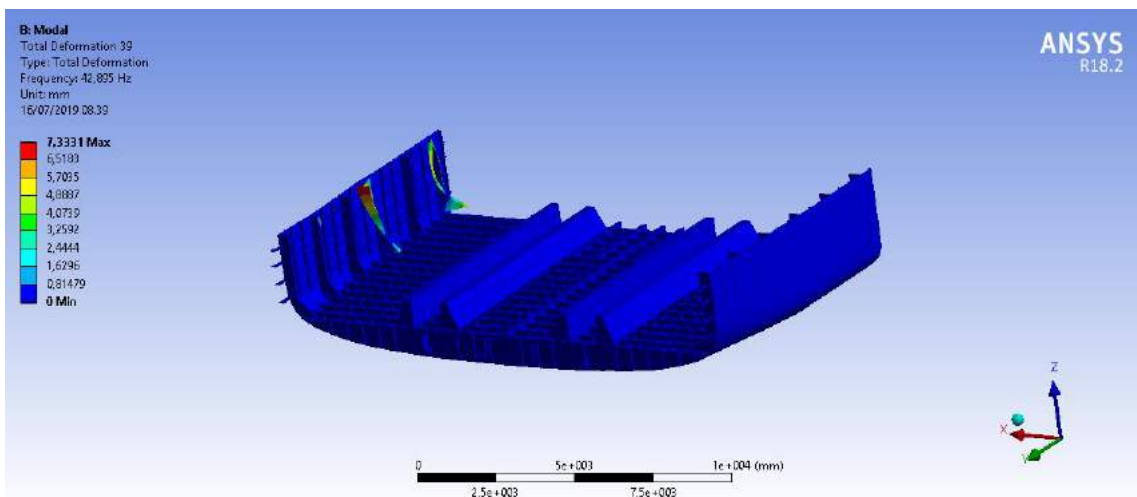
Mode 36



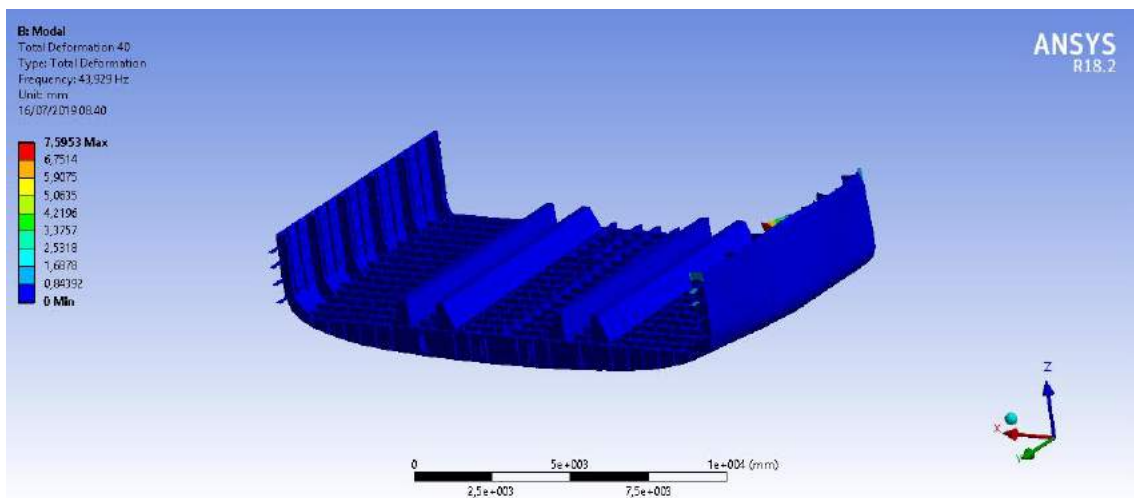
Mode 37



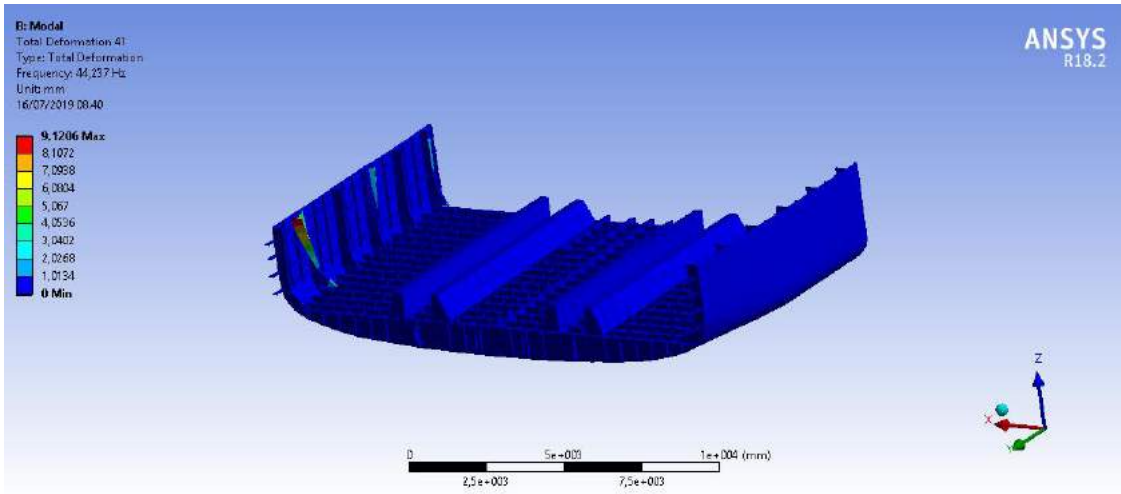
Mode 38



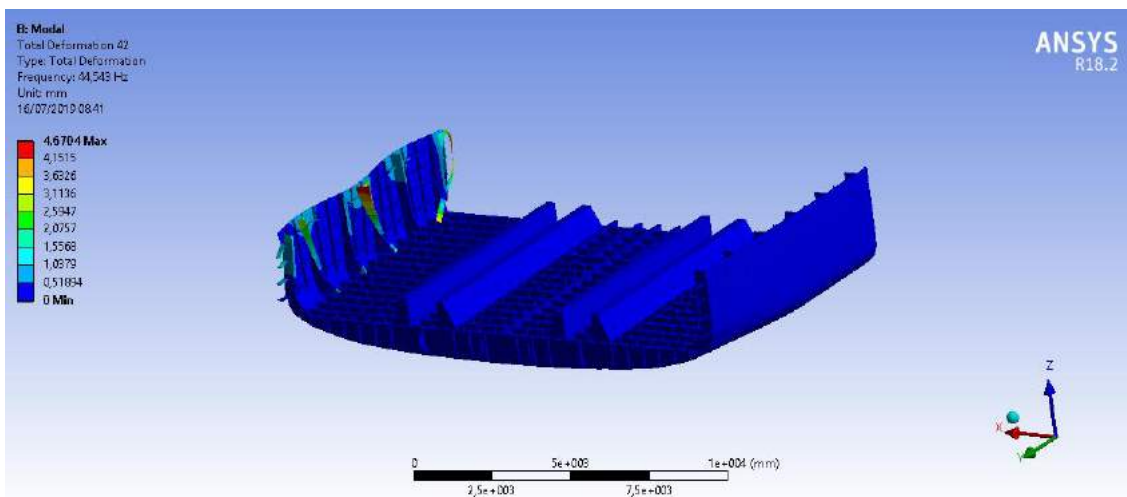
Mode 39



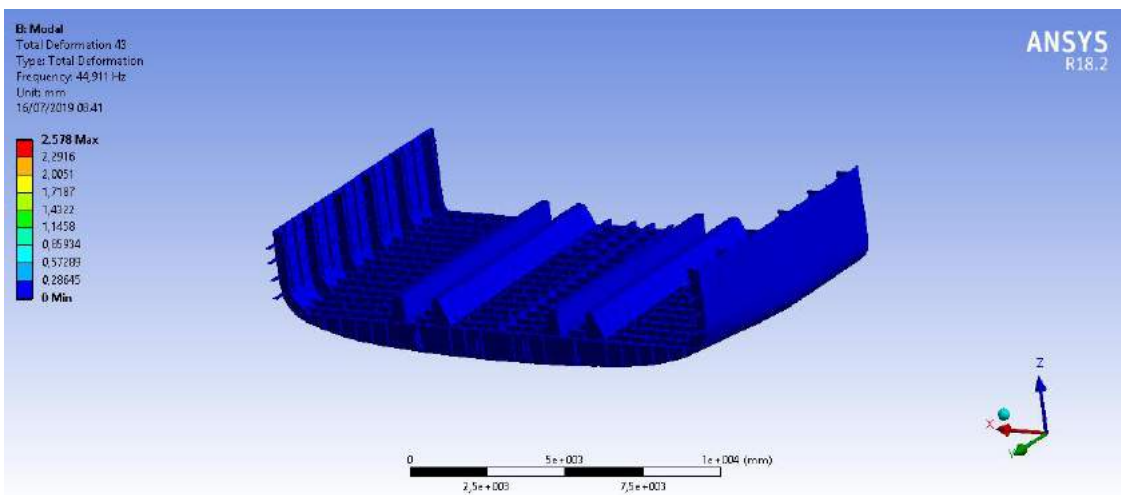
Mode 40



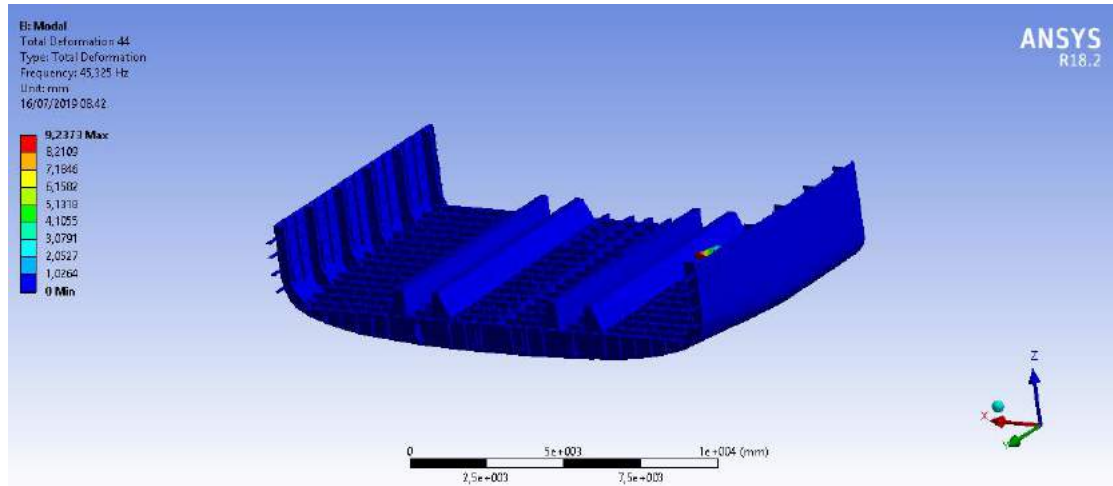
Mode 41



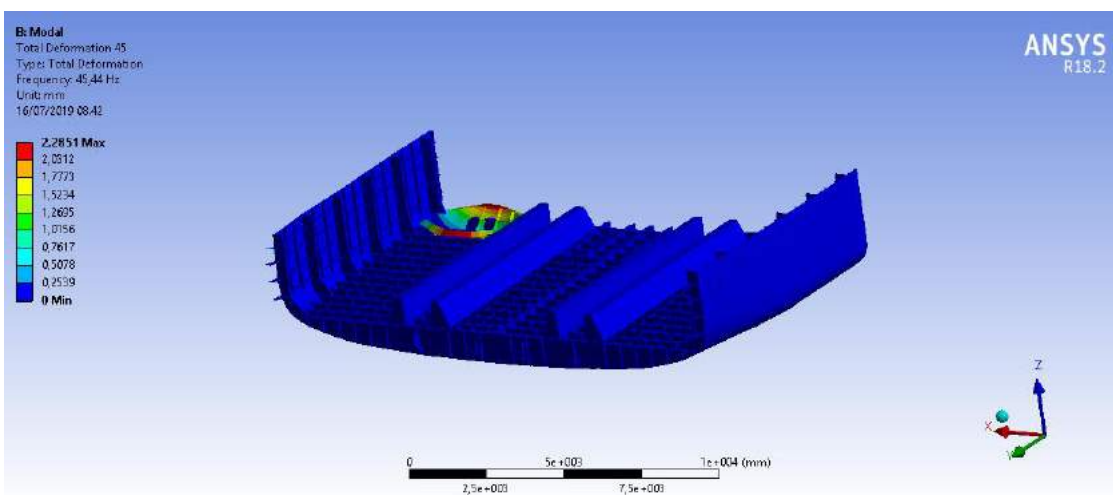
Mode 42



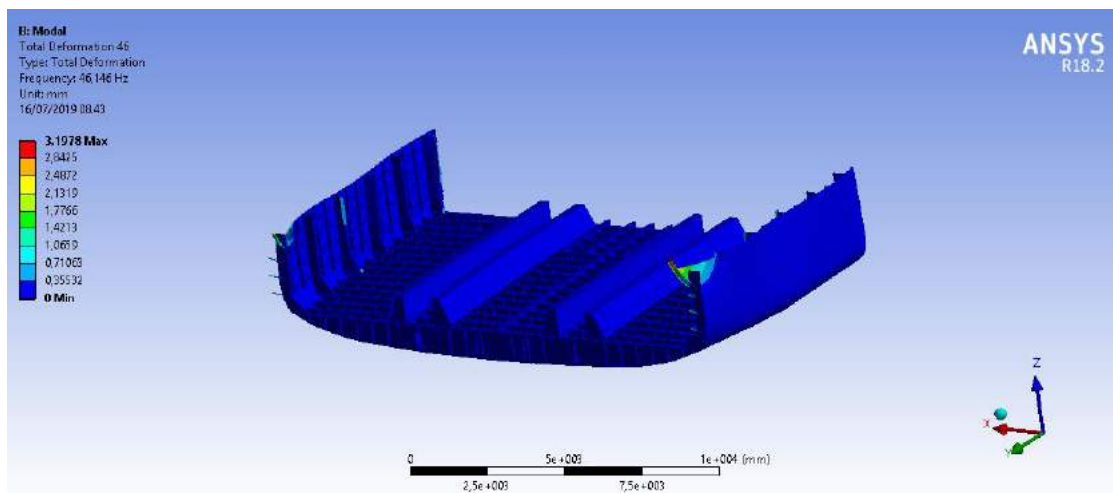
Mode 43



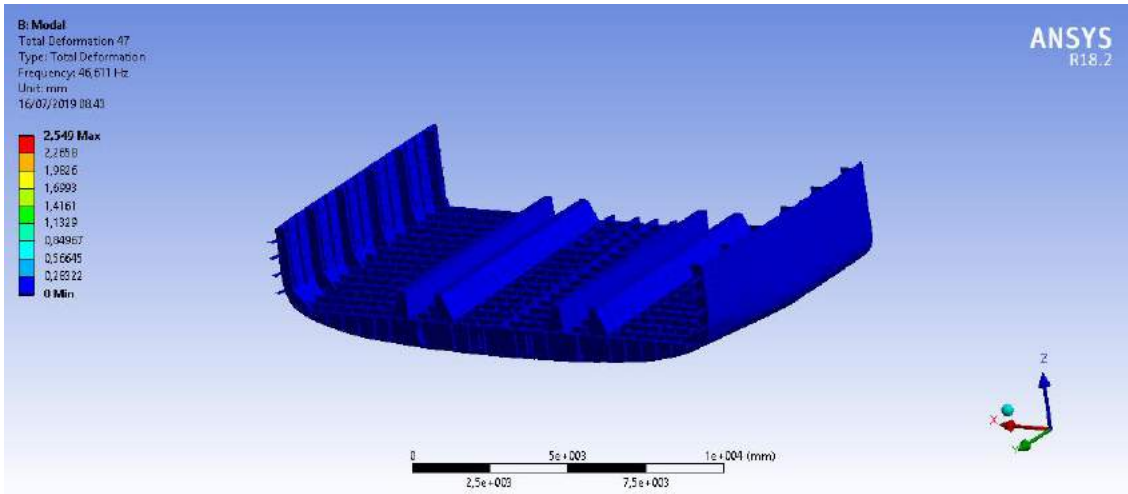
Mode 44



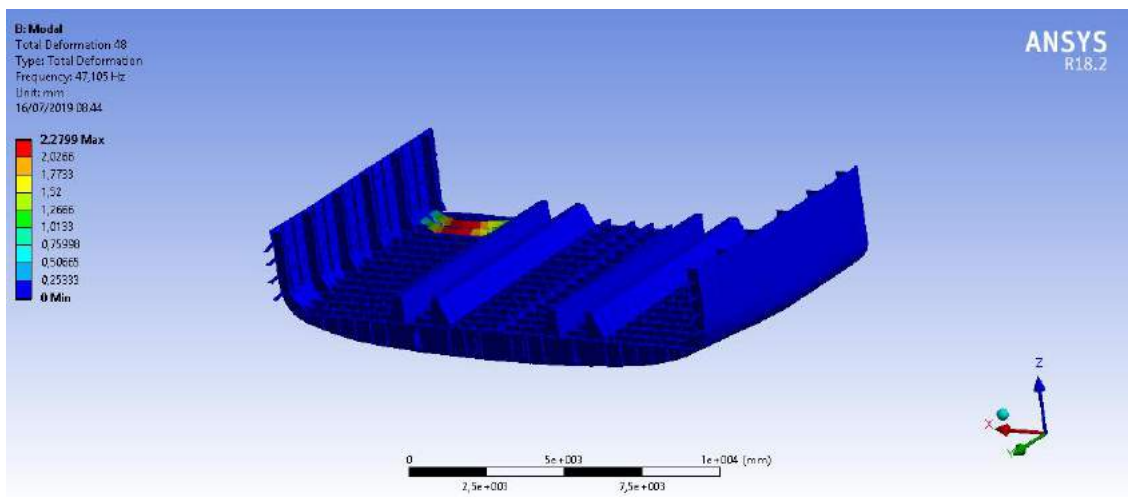
Mode 45



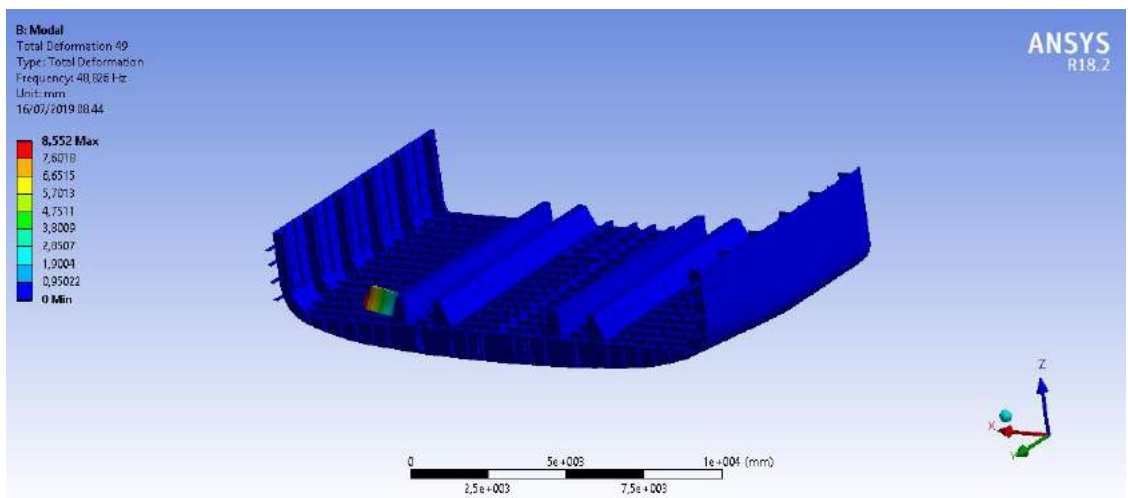
Mode 46



Mode 47



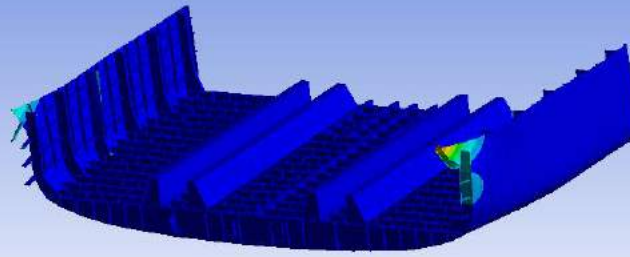
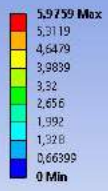
Mode 48



Mode 49

E: Modal
Total Deformation 50
Type: Total Deformation
Frequency: 49.614 Hz
Unit: mm
16/07/2019 08:44

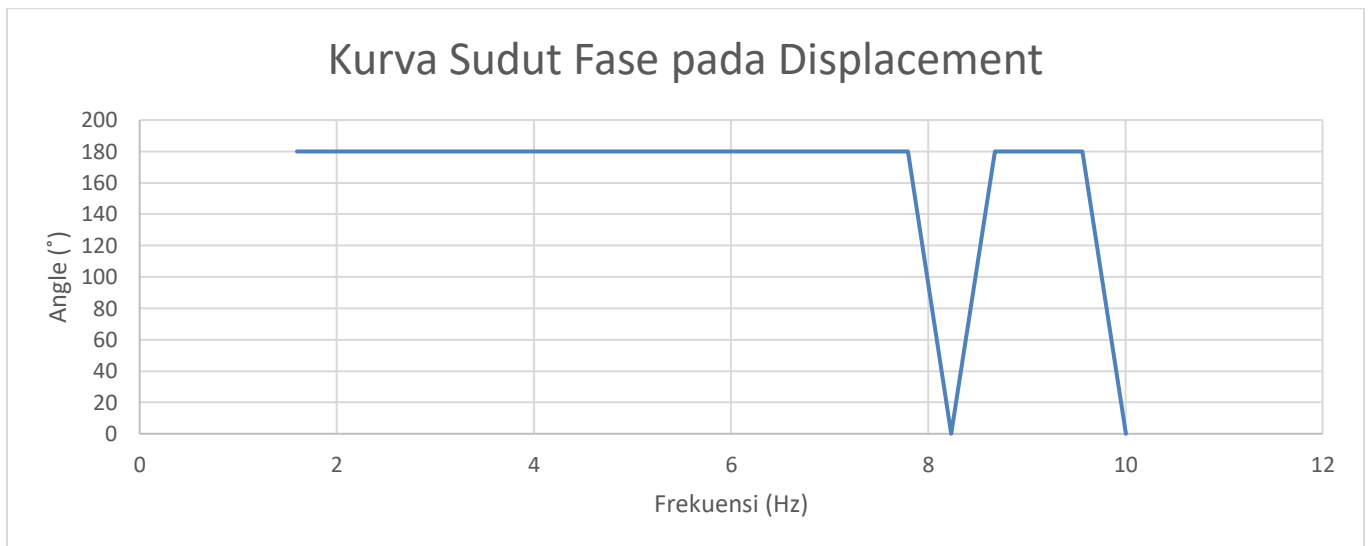
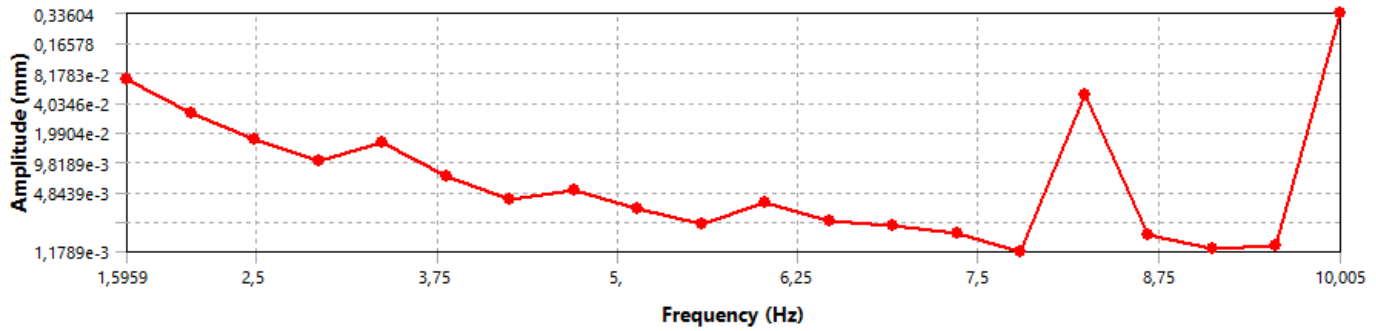
ANSYS
R18.2



Mode 50

GELADAK A

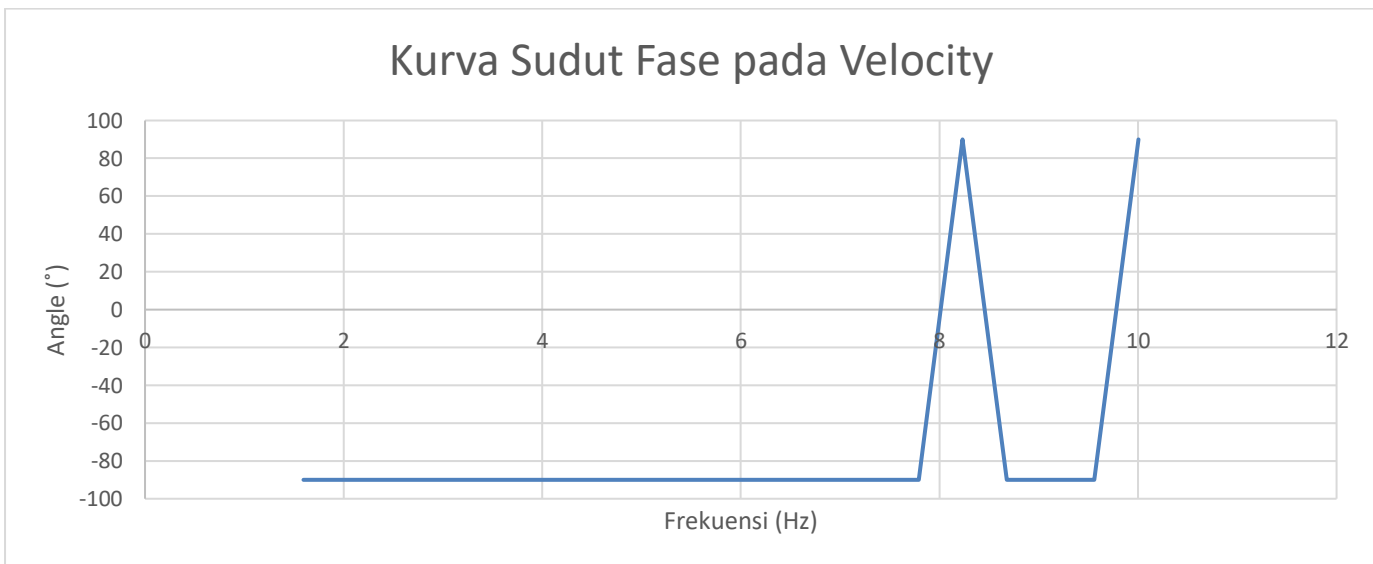
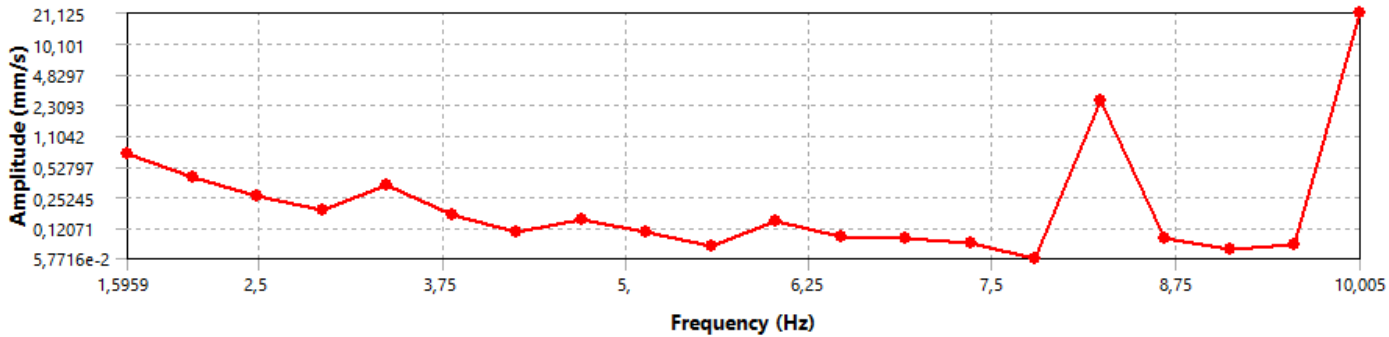
1. Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
1.596	0.070	180
2.039	0.031	180
2.481	0.017	180
2.924	0.010	180
3.366	0.016	180
3.809	0.007	180
4.251	0.004	180
4.694	0.005	180
5.137	0.003	180
5.579	0.002	180
6.022	0.004	180
6.464	0.002	180
6.907	0.002	180
7.350	0.002	180
7.792	0.001	180
8.235	0.049	0

8.677	0.002	180
9.120	0.001	180
9.562	0.001	180
10.005	0.336	0

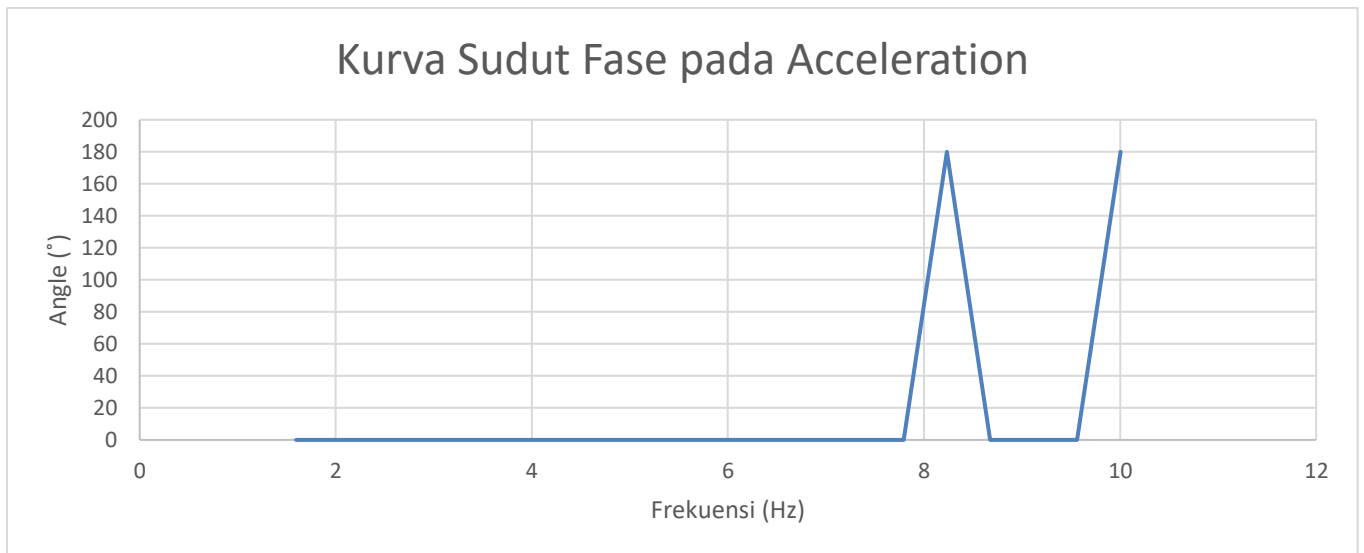
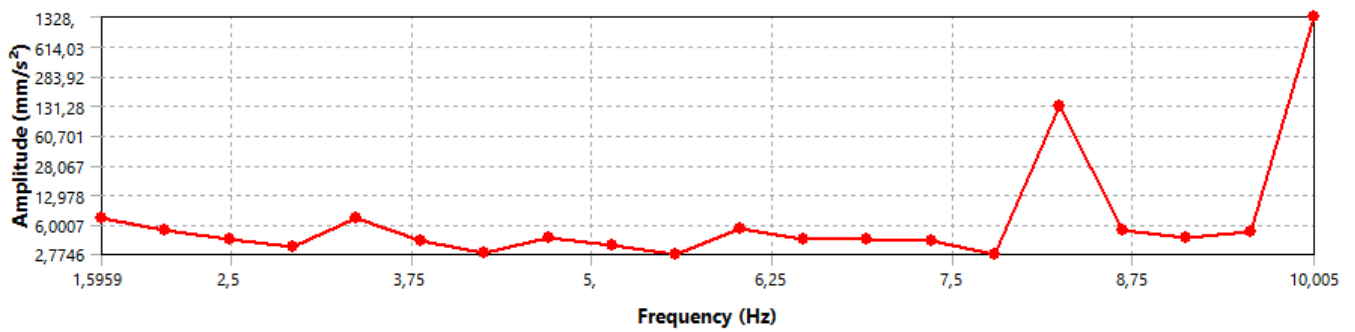
2. Velocity



Frekuensi	Displacement	Angle
1.596	0.070	180
2.039	0.031	180
2.481	0.017	180
2.924	0.010	180
3.366	0.016	180
3.809	0.007	180
4.251	0.004	180
4.694	0.005	180
5.137	0.003	180
5.579	0.002	180
6.022	0.004	180

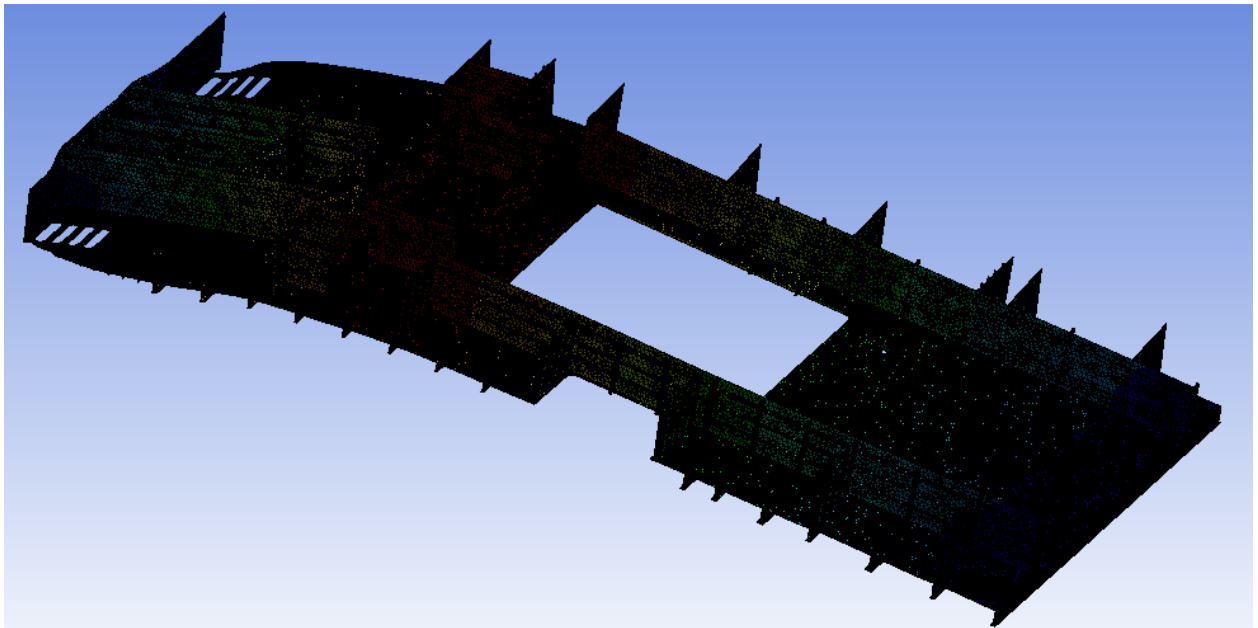
6.464	0.002	180
6.907	0.002	180
7.350	0.002	180
7.792	0.001	180
8.235	0.049	0
8.677	0.002	180
9.120	0.001	180
9.562	0.001	180
10.005	0.336	0

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
1.596	7.068	0
2.039	5.138	0
2.481	4.114	0
2.924	3.398	0
3.366	7.087	0
3.809	3.997	0
4.251	2.879	0
4.694	4.331	0

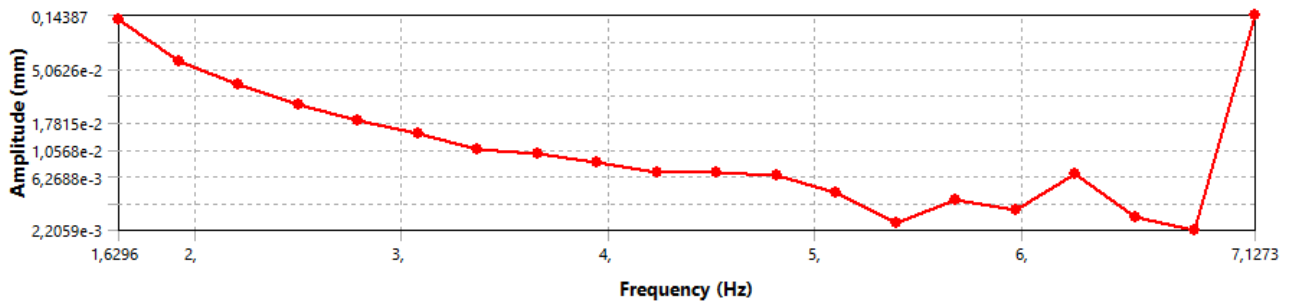
5.137	3.470	0
5.579	2.775	0
6.022	5.422	0
6.464	4.038	0
6.907	4.074	0
7.350	3.886	0
7.792	2.826	0
8.235	131.640	180
8.677	5.227	0
9.120	4.203	0
9.562	4.923	0
10.005	1328.000	180



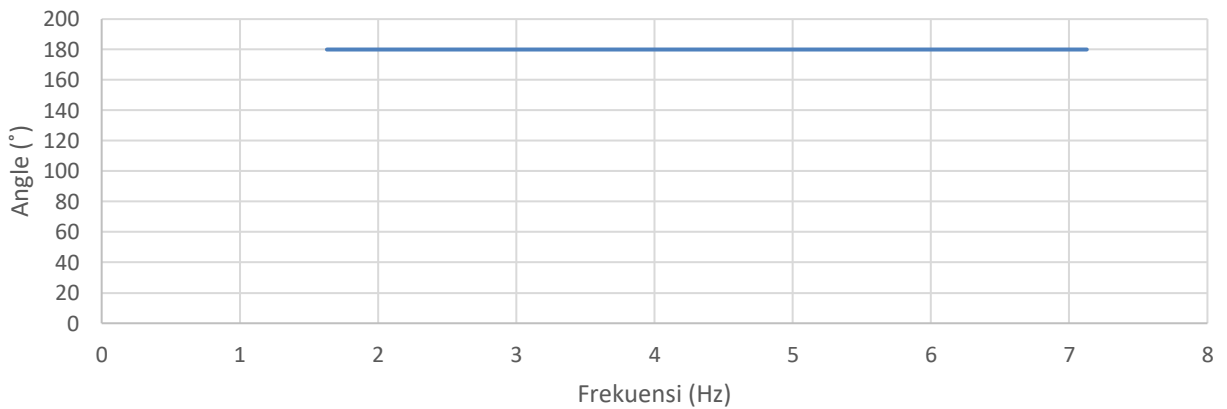
Mode 1 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

GELADAK B

1. Displacement



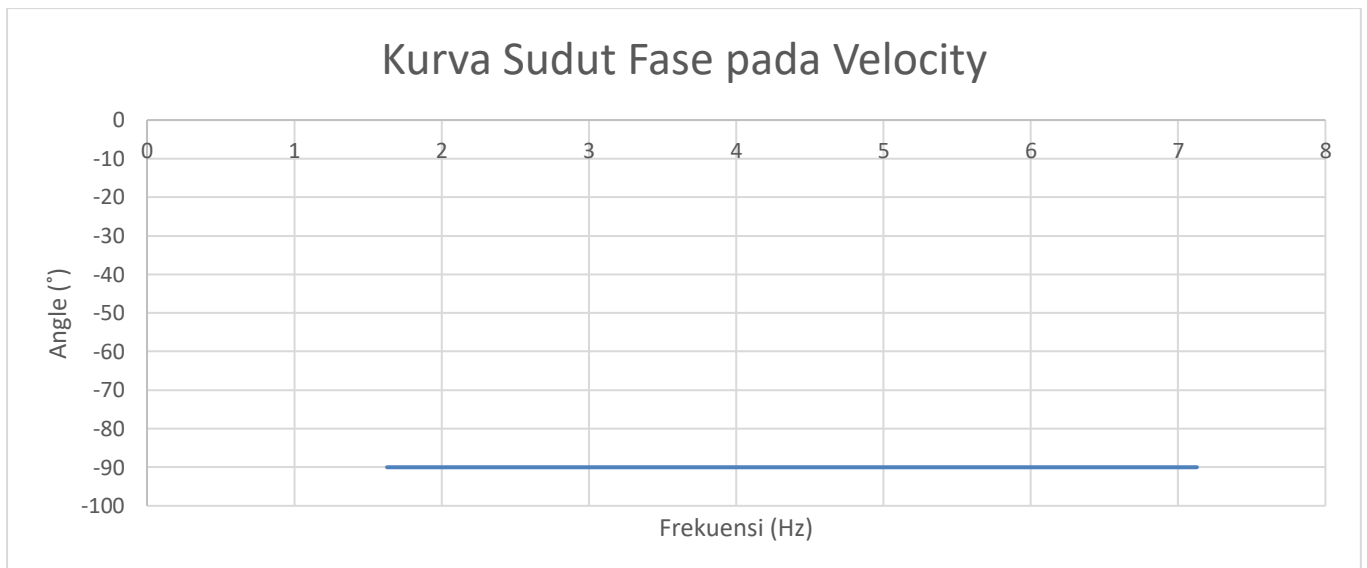
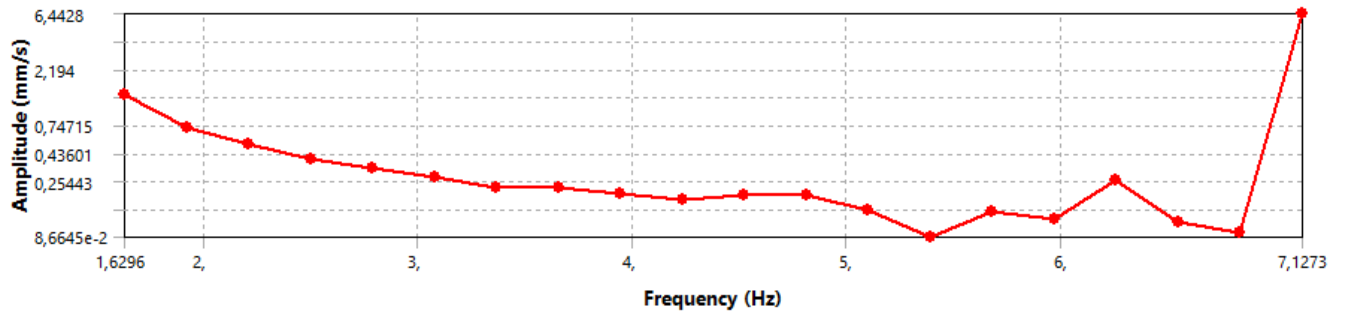
Kurva Sudut Fase pada Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
1.630	0.131	180
1.919	0.059	180
2.208	0.038	180
2.498	0.025	180
2.787	0.019	180
3.076	0.014	180
3.366	0.011	180
3.655	0.010	180
3.944	0.008	180
4.234	0.007	180
4.523	0.007	180
4.813	0.006	180
5.102	0.005	180
5.391	0.003	180
5.681	0.004	180
5.970	0.003	180
6.259	0.007	180
6.549	0.003	180

6.838	0.002	180
7.127	0.144	180

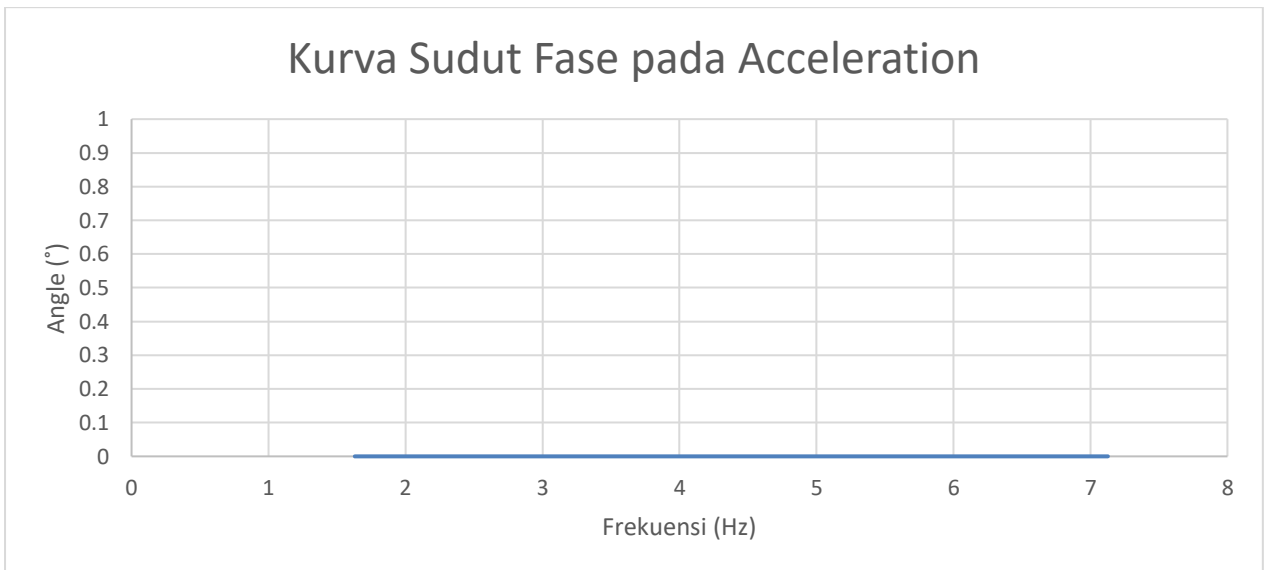
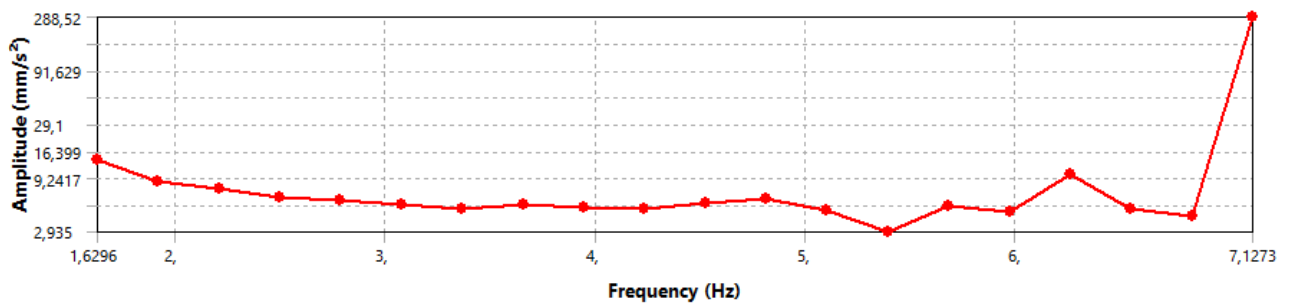
2. Velocity



Frekuensi	Velocity	Angle
1.630	1.341	-90
1.919	0.717	-90
2.208	0.525	-90
2.498	0.395	-90
2.787	0.326	-90
3.076	0.276	-90
3.366	0.227	-90
3.655	0.227	-90
3.944	0.203	-90
4.234	0.181	-90
4.523	0.194	-90
4.813	0.196	-90
5.102	0.146	-90

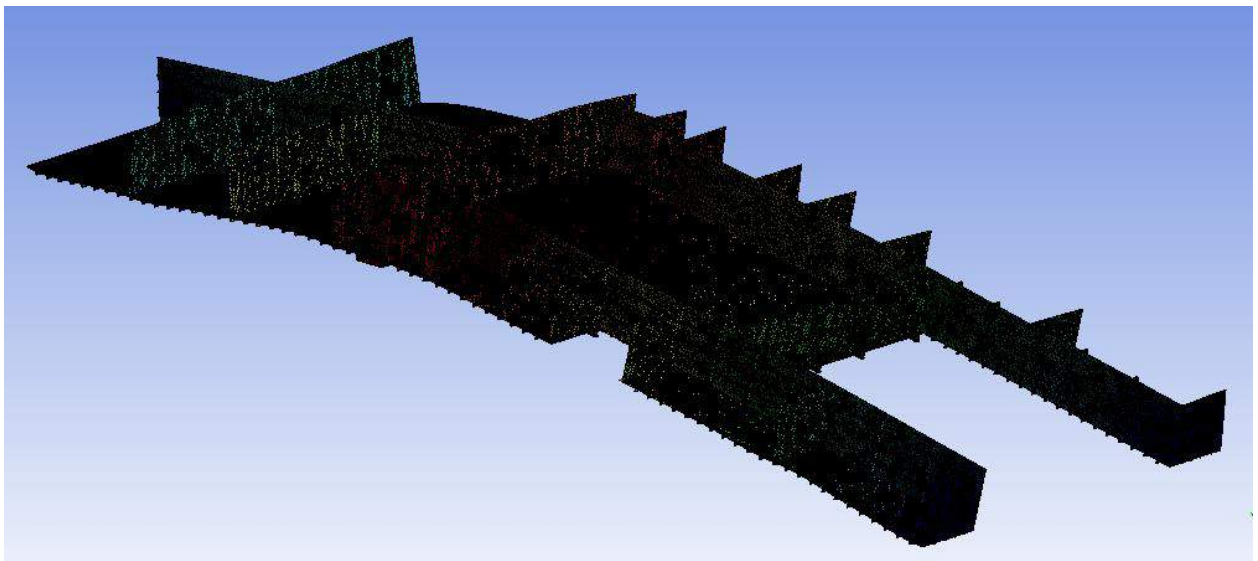
5.391	0.087	-90
5.681	0.143	-90
5.970	0.121	-90
6.259	0.258	-90
6.549	0.115	-90
6.838	0.095	-90
7.127	6.443	-90

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
1.630	13.731	0
1.919	8.644	0
2.208	7.283	0
2.498	6.203	0
2.787	5.703	0
3.076	5.341	0
3.366	4.792	0
3.655	5.206	0
3.944	5.019	0

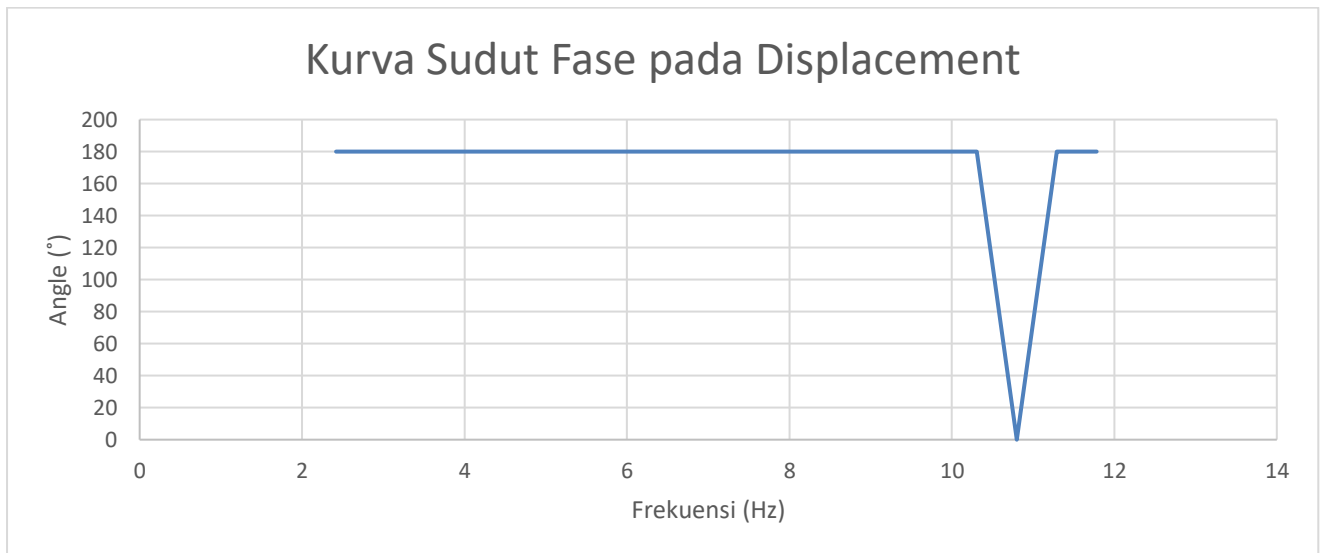
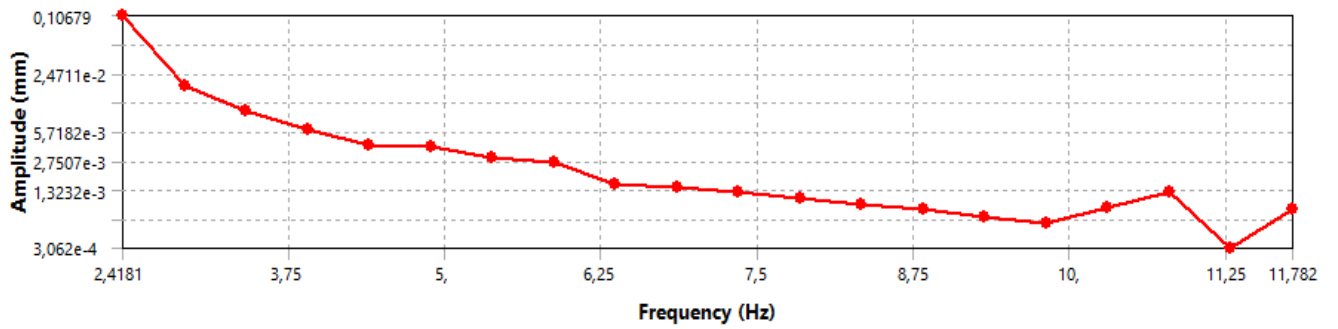
4.234	4.816	0
4.523	5.500	0
4.813	5.924	0
5.102	4.692	0
5.391	2.935	0
5.681	5.086	0
5.970	4.546	0
6.259	10.155	0
6.549	4.743	0
6.838	4.072	0
7.127	288.520	0



Mode 1 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

GELADAK C

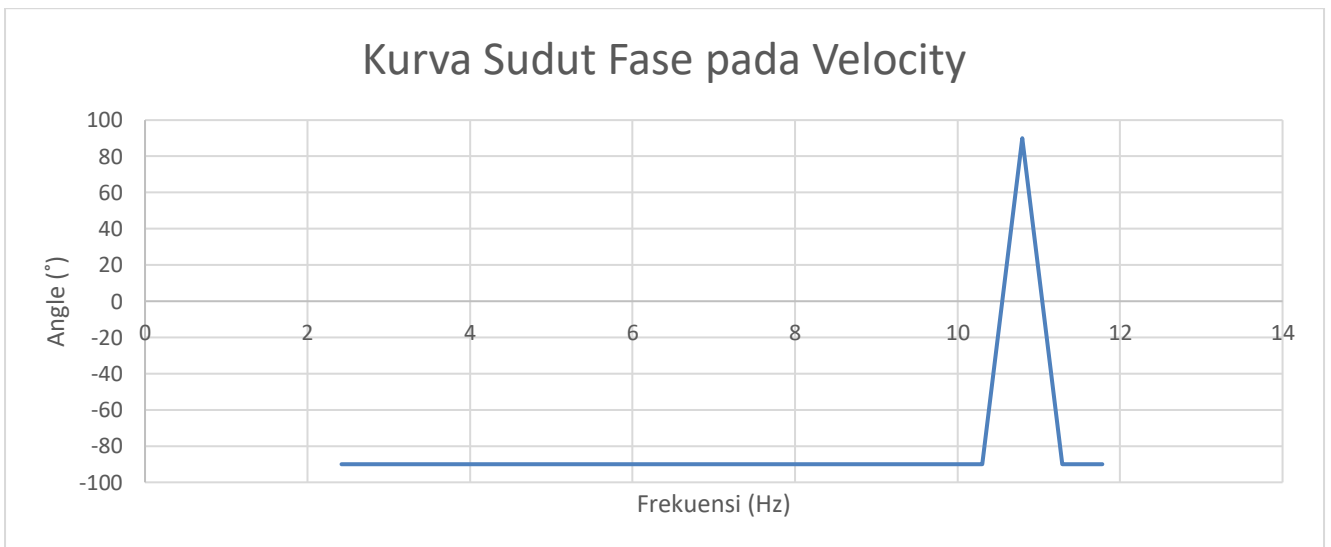
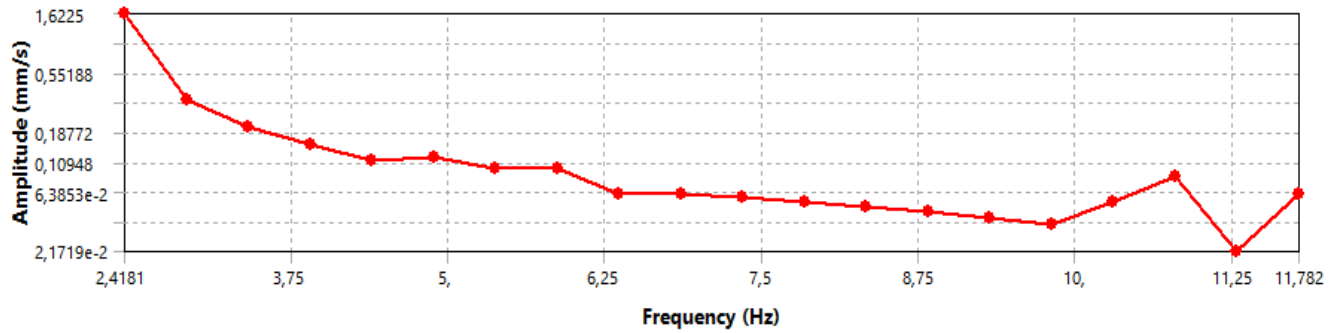
1. Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
2.418	0.107	180
2.911	0.019	180
3.404	0.010	180
3.897	0.006	180
4.390	0.004	180
4.882	0.004	180
5.375	0.003	180
5.868	0.003	180
6.361	0.002	180
6.854	0.001	180
7.347	0.001	180
7.839	0.001	180
8.332	0.001	180
8.825	0.001	180
9.318	0.001	180
9.811	0.001	180
10.303	0.001	180

10.796	0.001	0
11.289	0.000	180
11.782	0.001	180

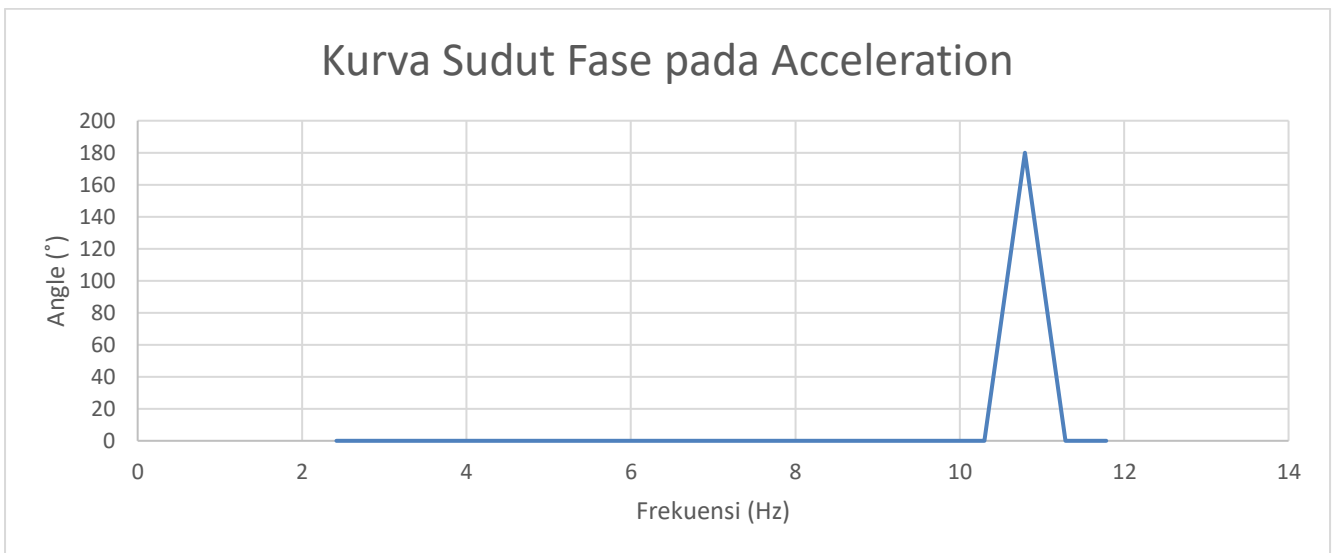
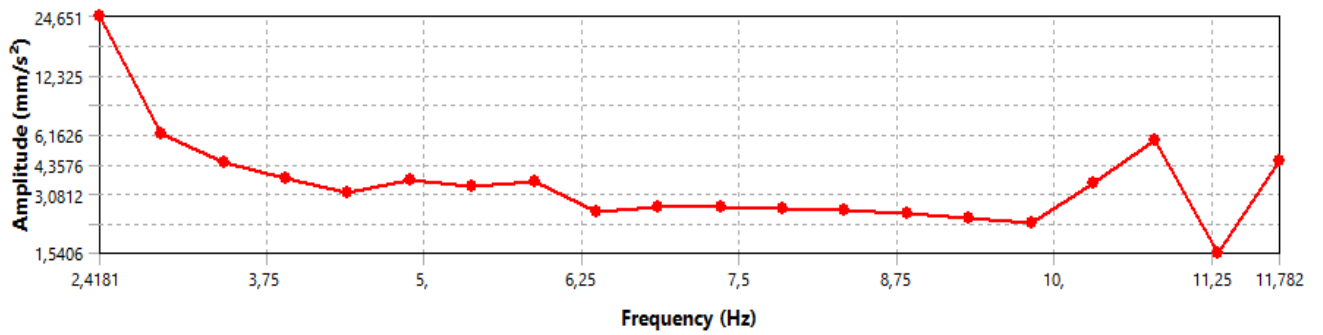
2. Velocity



Frekuensi	Velocity	Angle
2.418	1.623	-90
2.911	0.340	-90
3.404	0.207	-90
3.897	0.151	-90
4.390	0.112	-90
4.882	0.119	-90
5.375	0.099	-90
5.868	0.097	-90
6.361	0.062	-90
6.854	0.062	-90
7.347	0.057	-90
7.839	0.053	-90

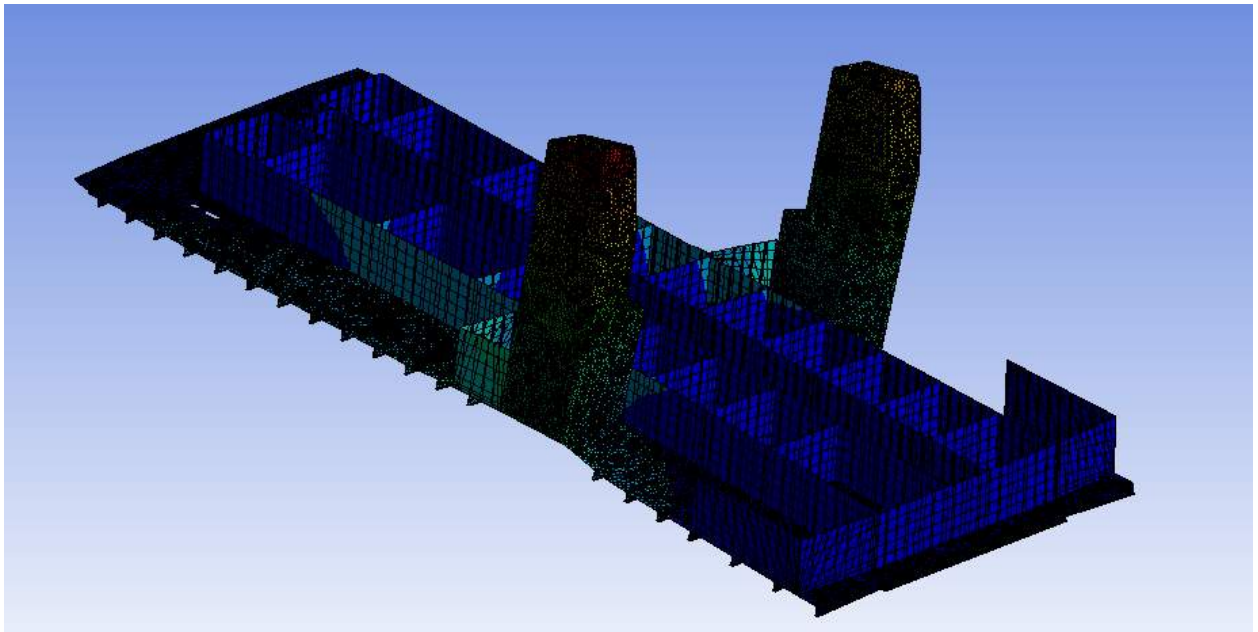
8.332	0.049	-90
8.825	0.044	-90
9.318	0.040	-90
9.811	0.035	-90
10.303	0.054	-90
10.796	0.084	90
11.289	0.022	-90
11.782	0.061	-90

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
2.418	24.651	0
2.911	6.212	0
3.404	4.425	0
3.897	3.698	0
4.390	3.097	0
4.882	3.657	0
5.375	3.345	0
5.868	3.589	0

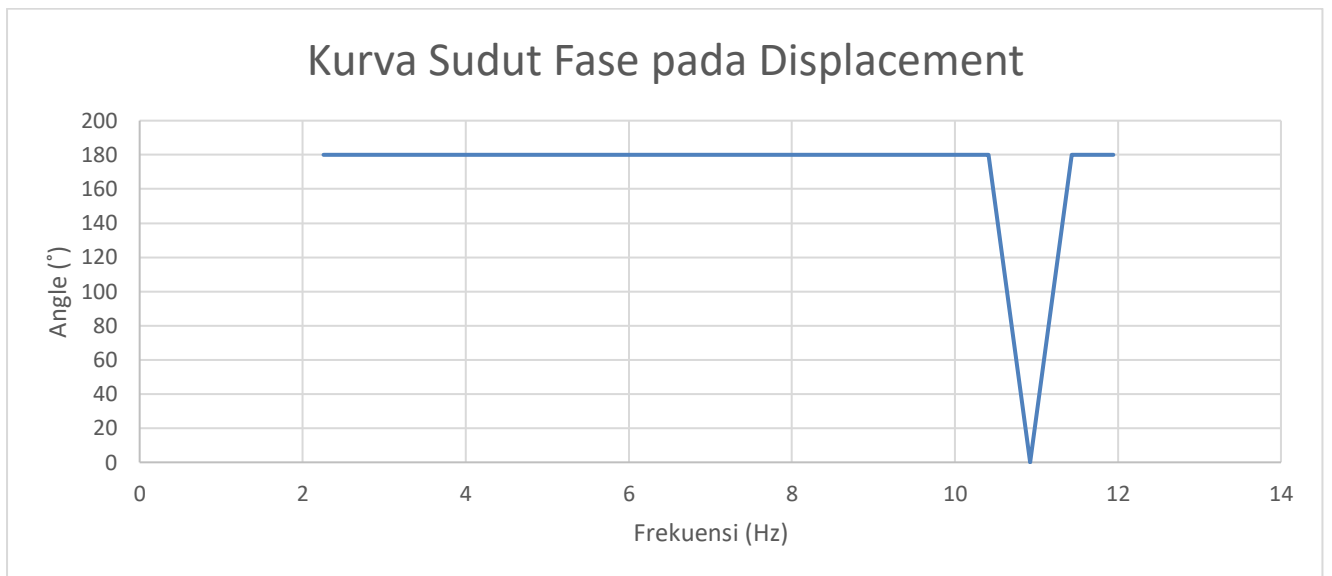
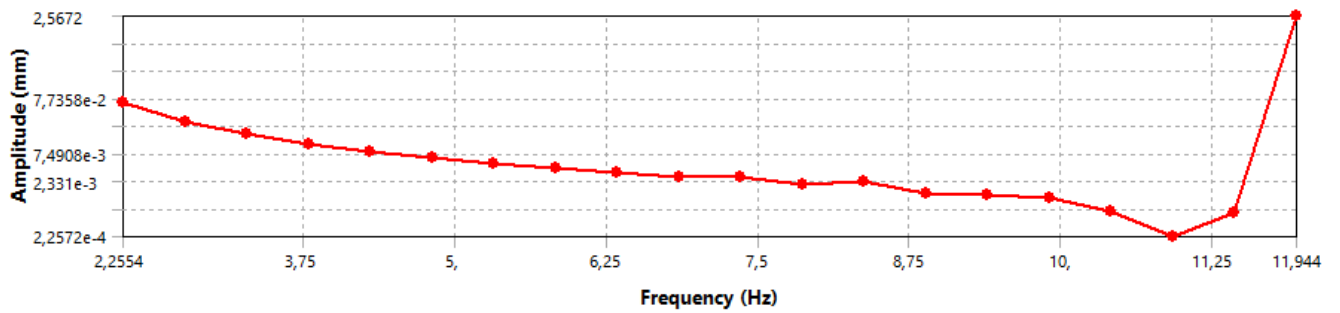
6.361	2.497	0
6.854	2.666	0
7.347	2.650	0
7.839	2.606	0
8.332	2.547	0
8.825	2.466	0
9.318	2.338	0
9.811	2.185	0
10.303	3.495	0
10.796	5.723	180
11.289	1.541	0
11.782	4.543	0



Mode 3 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

GELADAK D

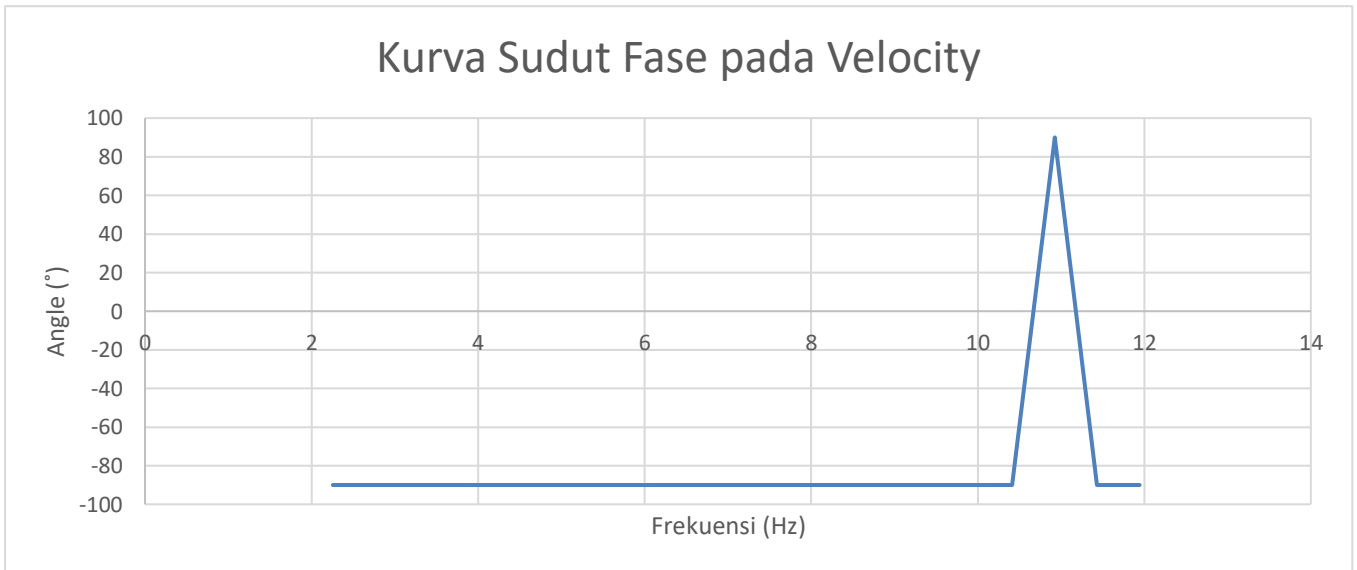
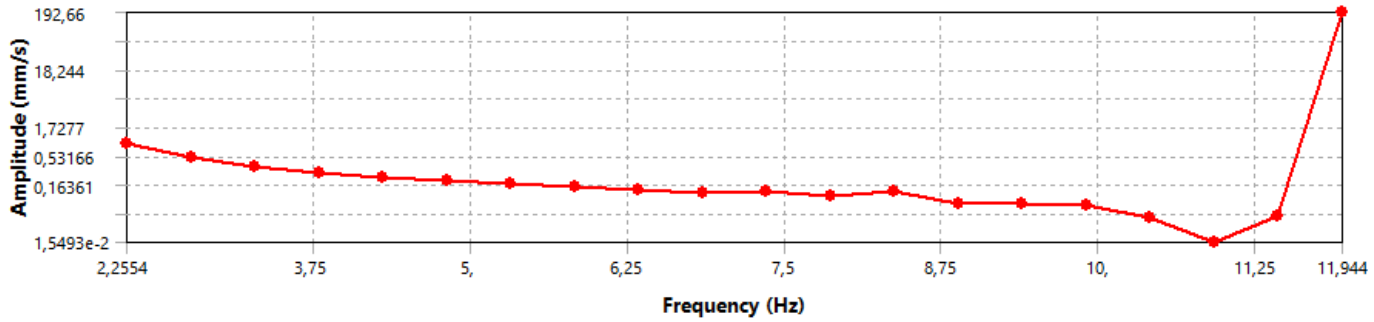
1. Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
2.255	0.065	180
2.765	0.029	180
3.275	0.017	180
3.785	0.012	180
4.295	0.008	180
4.805	0.006	180
5.315	0.005	180
5.825	0.004	180
6.335	0.003	180
6.845	0.003	180
7.355	0.003	180
7.865	0.002	180
8.375	0.002	180
8.884	0.001	180
9.394	0.001	180
9.904	0.001	180
10.414	0.001	180

10.924	0.000	0
11.434	0.001	180
11.944	2.567	180

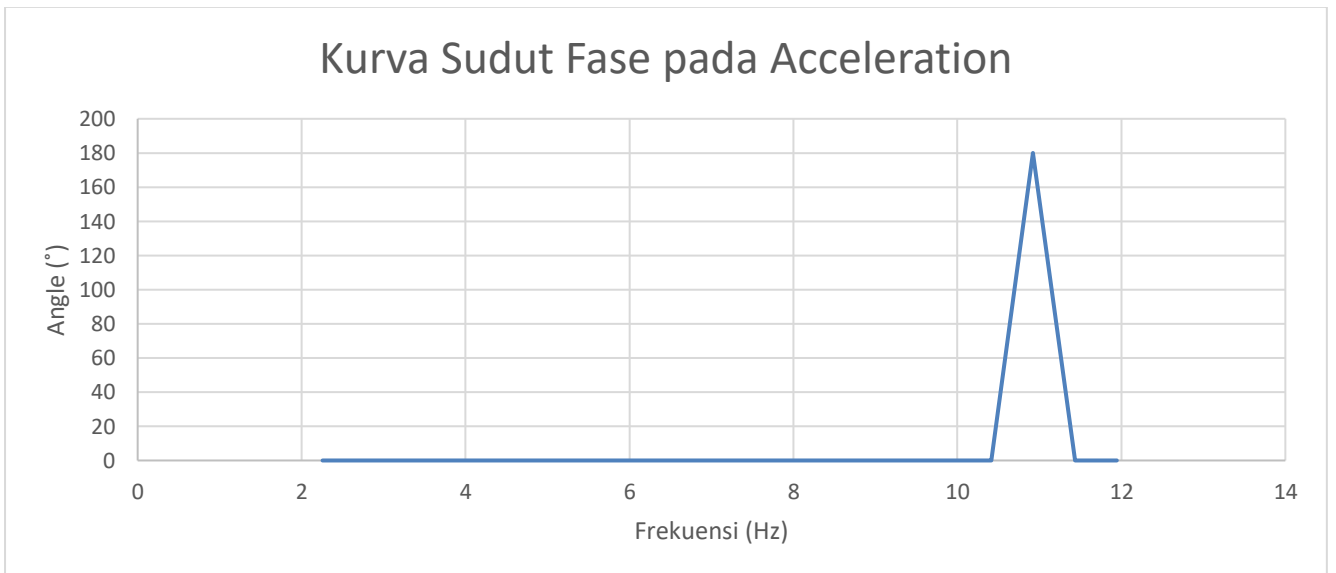
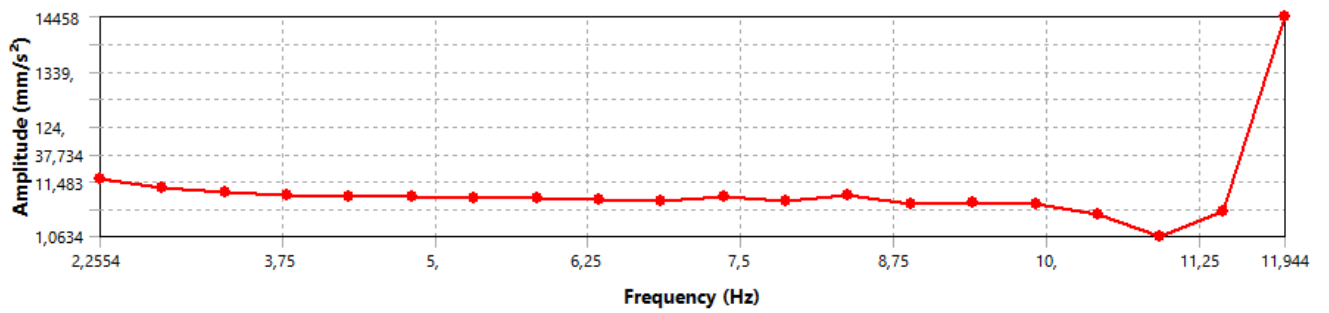
2. Velocity



Frekuensi	Velocity	Angle
2.255	0.916	-90
2.765	0.497	-90
3.275	0.351	-90
3.785	0.275	-90
4.295	0.228	-90
4.805	0.194	-90
5.315	0.169	-90
5.825	0.150	-90
6.335	0.132	-90
6.845	0.118	-90
7.355	0.127	-90
7.865	0.102	-90

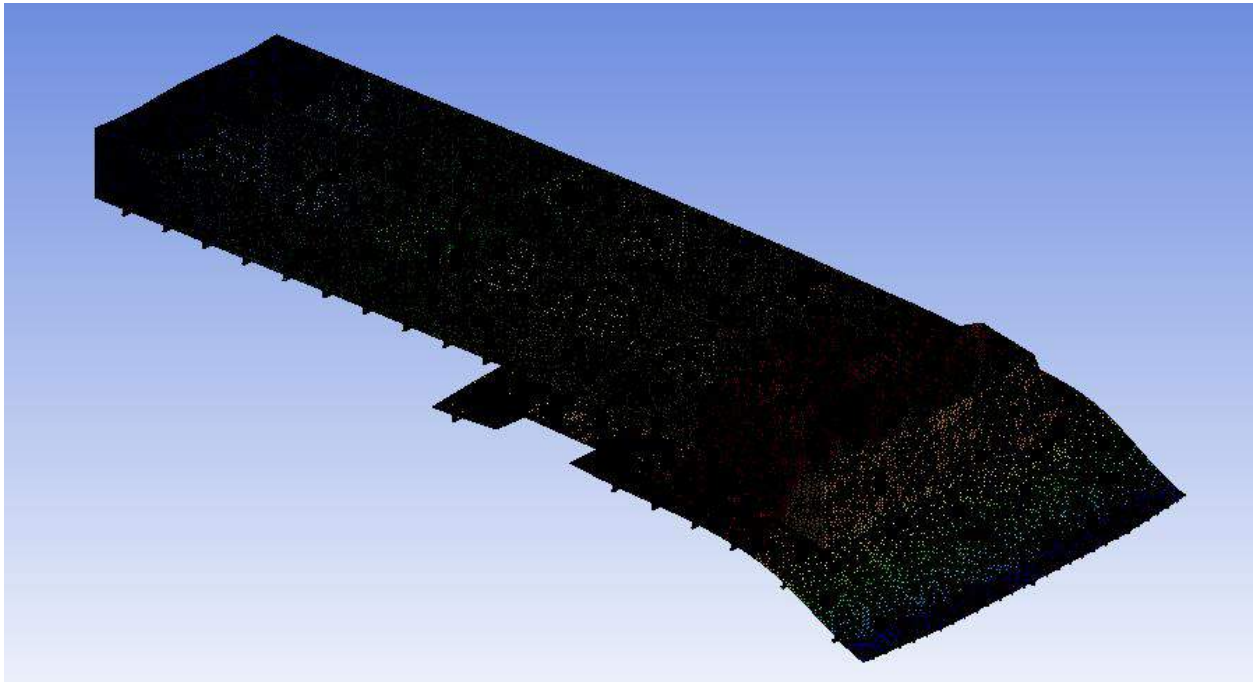
8.375	0.122	-90
8.884	0.076	-90
9.394	0.078	-90
9.904	0.071	-90
10.414	0.042	-90
10.924	0.015	90
11.434	0.045	-90
11.944	192.660	-90

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
2.255	12.977	0
2.765	8.630	0
3.275	7.227	0
3.785	6.544	0
4.295	6.140	0
4.805	5.865	0
5.315	5.656	0

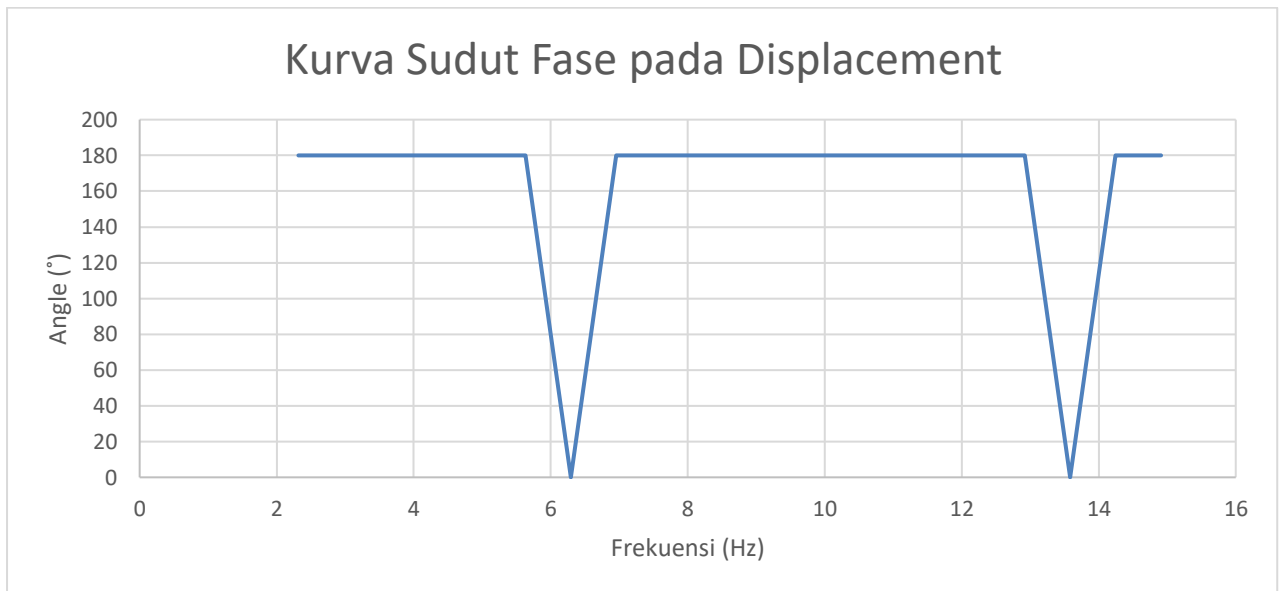
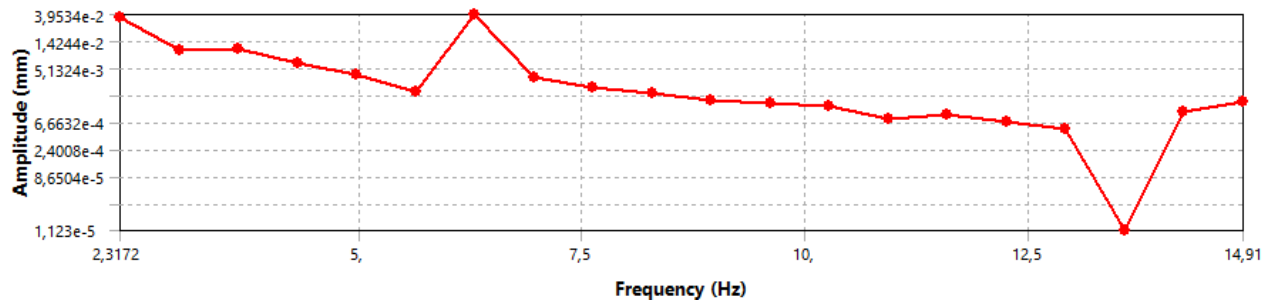
5.825	5.474	0
6.335	5.263	0
6.845	5.081	0
7.355	5.850	0
7.865	5.062	0
8.375	6.416	0
8.884	4.264	0
9.394	4.578	0
9.904	4.449	0
10.414	2.760	0
10.924	1.063	180
11.434	3.239	0
11.944	14458.000	0



Mode 1 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

GELADAK E

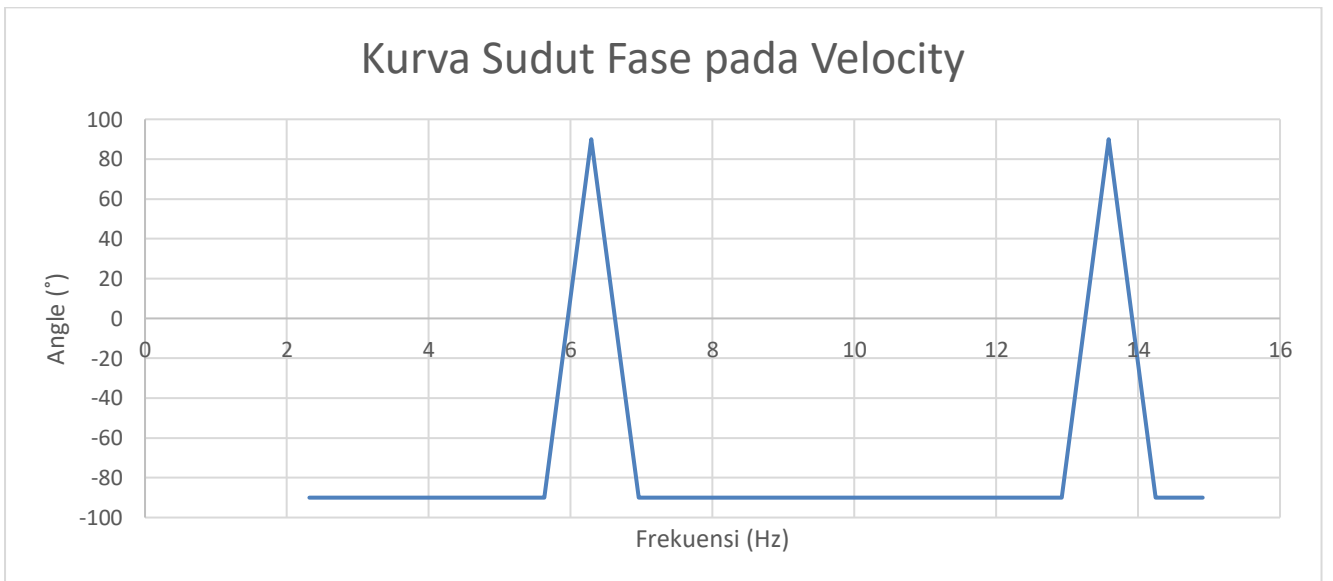
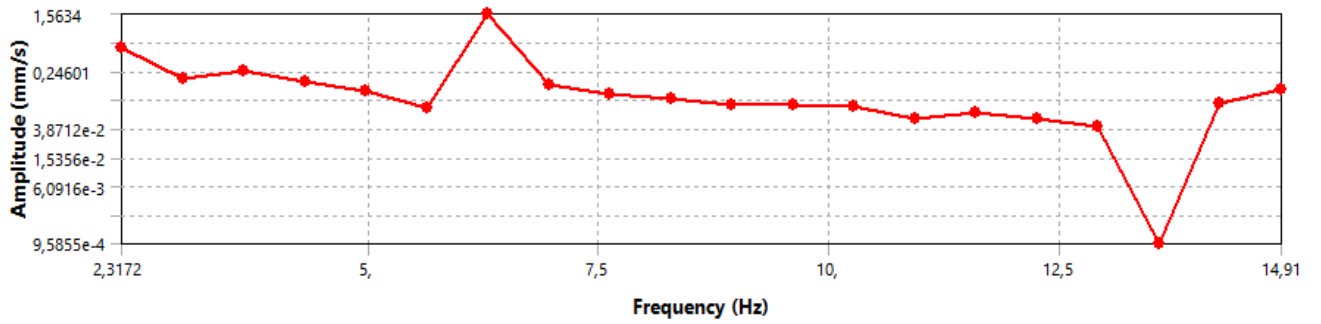
1. Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
2.317	0.036	180
2.980	0.011	180
3.643	0.011	180
4.306	0.006	180
4.968	0.004	180
5.631	0.002	180
6.294	0.040	0
6.957	0.004	180
7.619	0.003	180
8.282	0.002	180
8.945	0.002	180
9.608	0.001	180
10.271	0.001	180
10.933	0.001	180
11.596	0.001	180
12.259	0.001	180
12.922	0.001	180

13.584	0.000	0
14.247	0.001	180
14.910	0.001	180

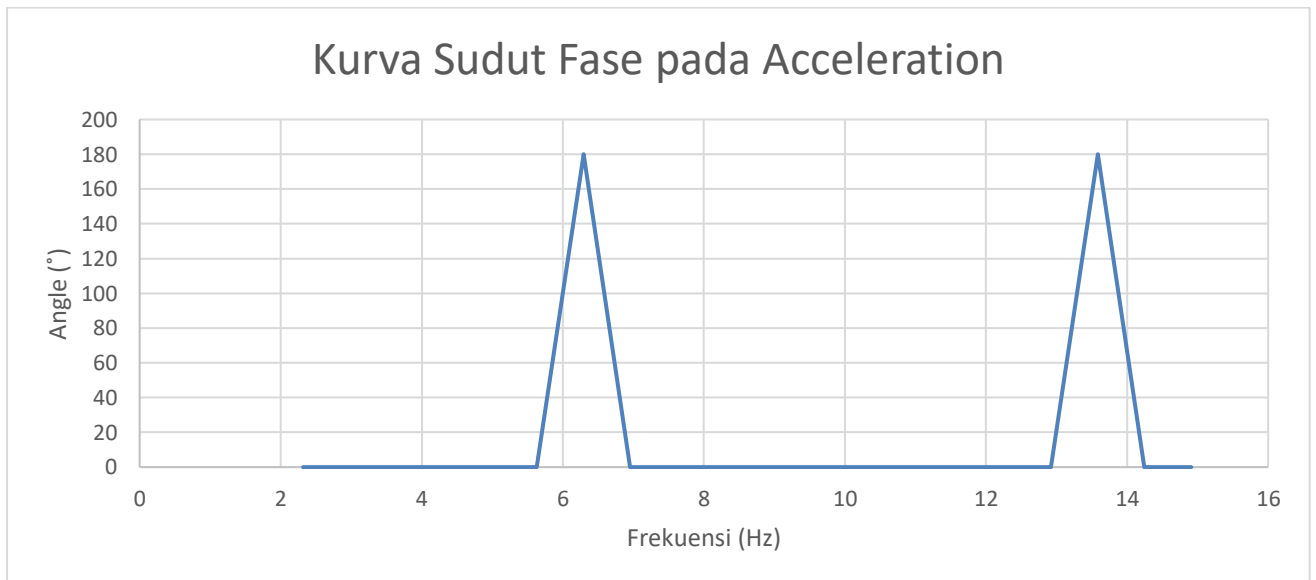
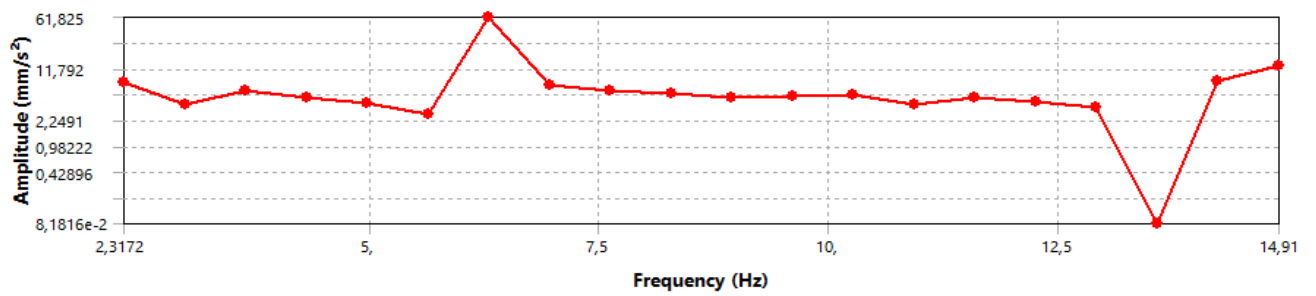
2. Velocity



Frekuensi	Velocity	Angle
2.317	0.518	-90
2.980	0.197	-90
3.643	0.253	-90
4.306	0.174	-90
4.968	0.128	-90
5.631	0.077	-90
6.294	1.563	90
6.957	0.162	-90
7.619	0.121	-90
8.282	0.102	-90
8.945	0.085	-90
9.608	0.082	-90

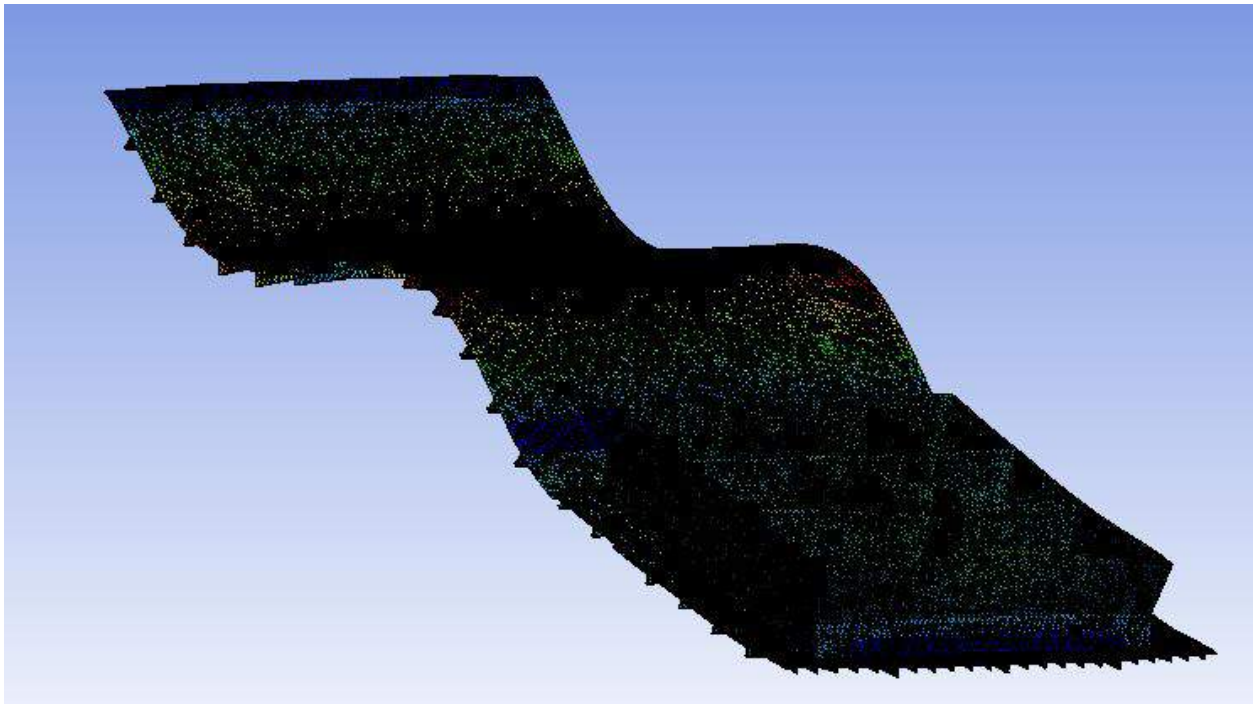
10.271	0.080	-90
10.933	0.054	-90
11.596	0.064	-90
12.259	0.053	-90
12.922	0.042	-90
13.584	0.001	90
14.247	0.088	-90
14.910	0.138	-90

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
2.317	7.542	0
2.980	3.683	0
3.643	5.784	0
4.306	4.699	0
4.968	4.001	0
5.631	2.731	0
6.294	61.825	180
6.957	7.074	0

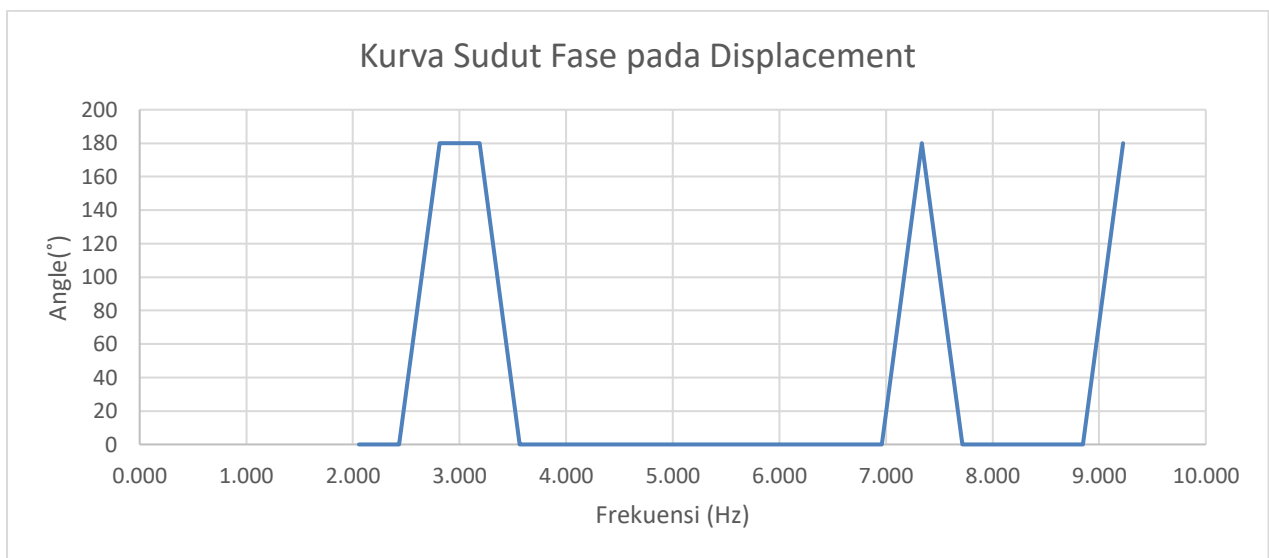
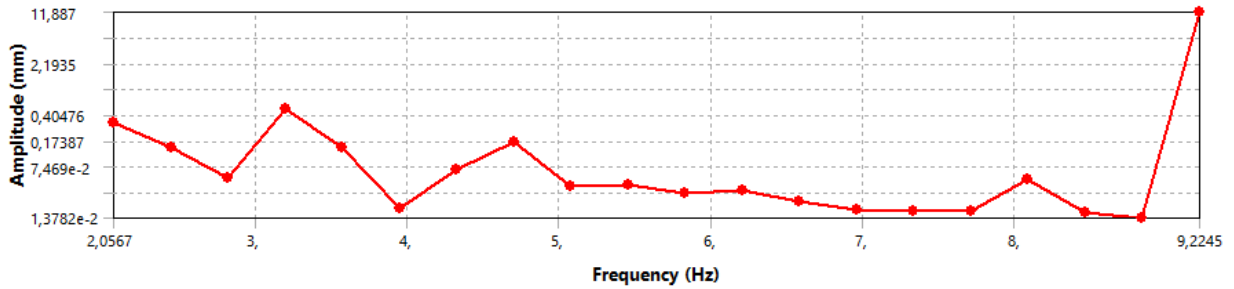
7.619	5.794	0
8.282	5.333	0
8.945	4.768	0
9.608	4.936	0
10.271	5.159	0
10.933	3.676	0
11.596	4.670	0
12.259	4.046	0
12.922	3.426	0
13.584	0.082	180
14.247	7.875	0
14.910	12.937	0



Mode 5 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

GELADAK F

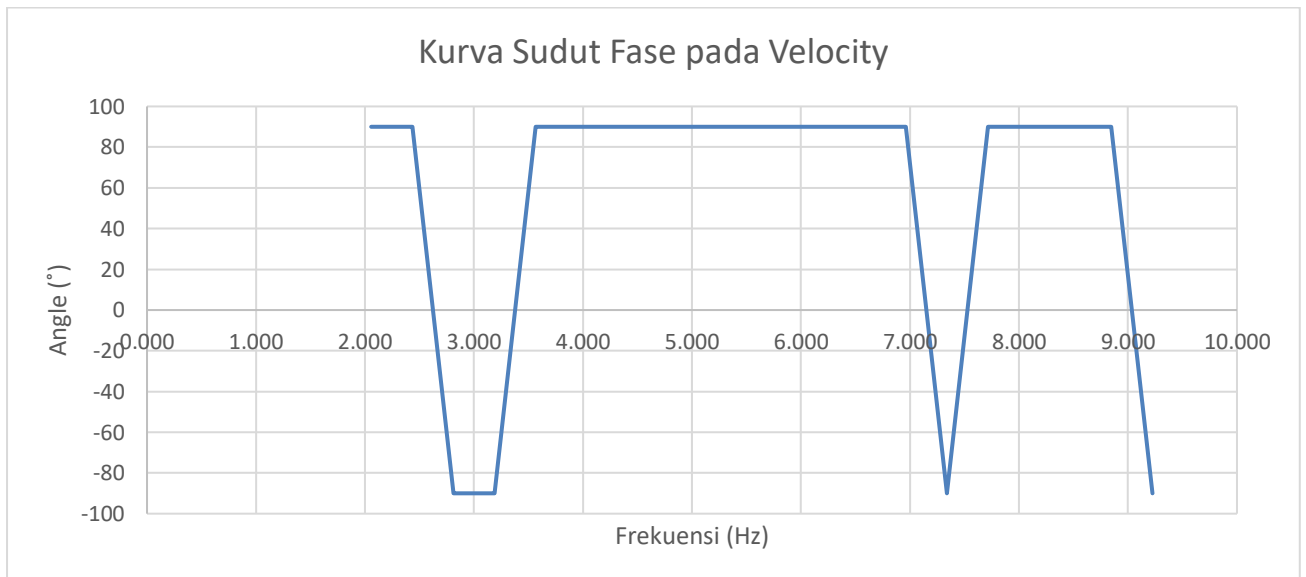
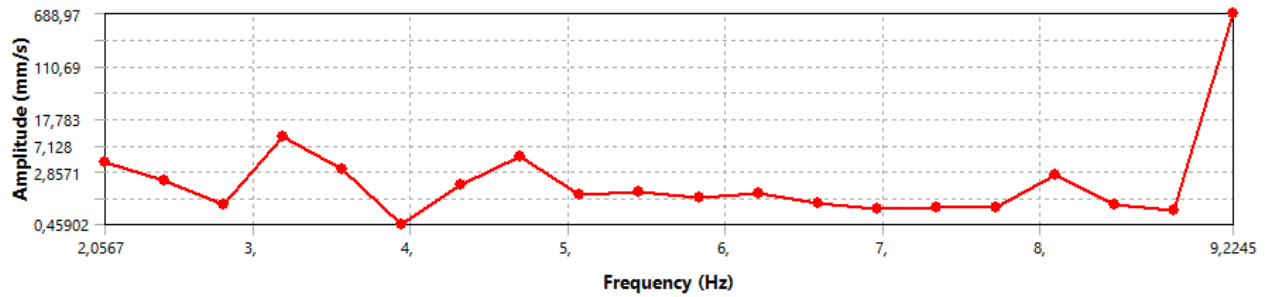
1. Displacement



Frekuensi	Displacement	Angle
2.057	0.316	0
2.434	0.138	0
2.811	0.052	180
3.188	0.489	180
3.566	0.142	0
3.943	0.019	0
4.320	0.067	0
4.697	0.164	0
5.075	0.040	0
5.452	0.042	0
5.829	0.032	0
6.207	0.034	0
6.584	0.023	0
6.961	0.018	0
7.338	0.018	180
7.716	0.017	0

8.093	0.050	0
8.470	0.017	0
8.847	0.014	0
9.225	11.887	180

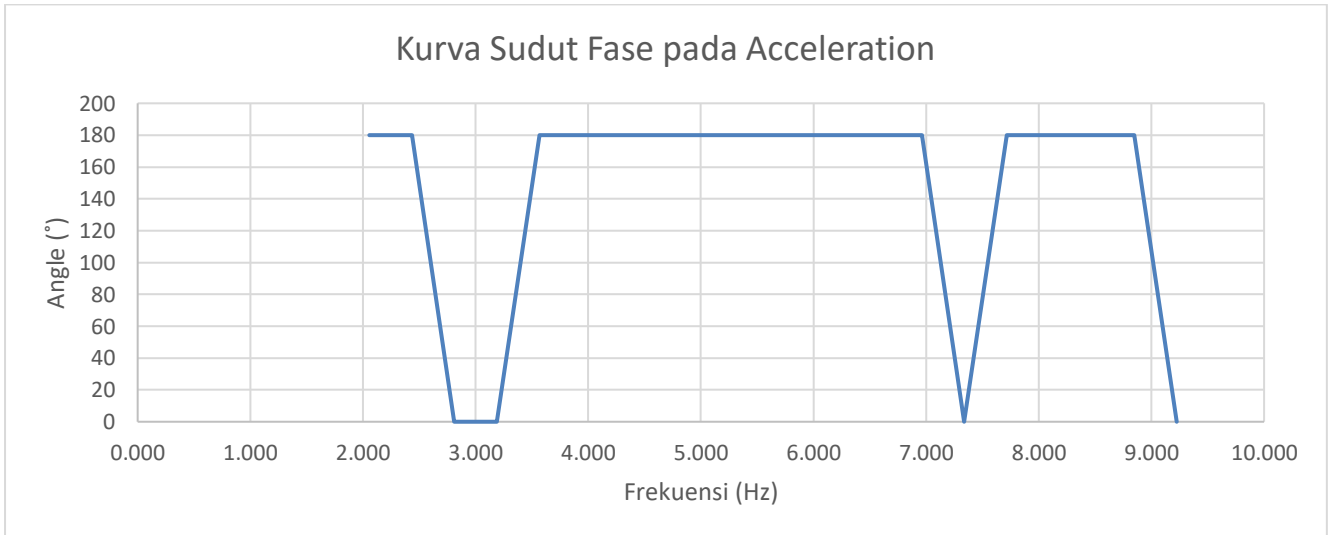
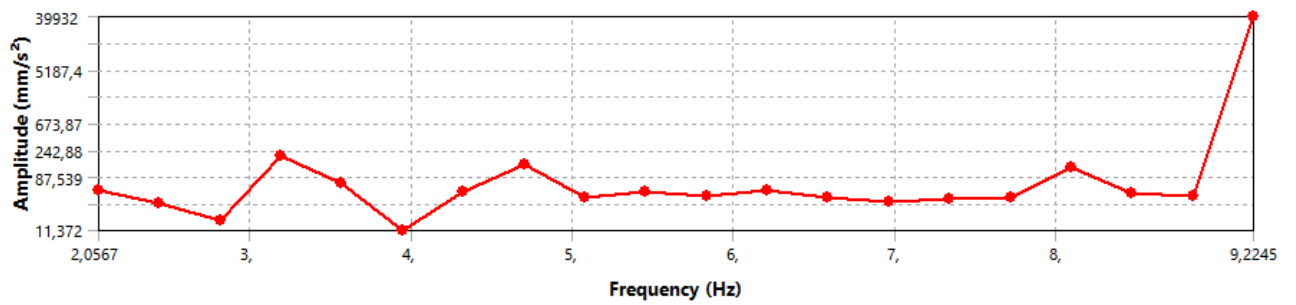
2. Velocity



Frekuensi	Velocity	Angle
2.057	4.077	90
2.434	2.115	90
2.811	0.926	-90
3.188	9.805	-90
3.566	3.181	90
3.943	0.459	90
4.320	1.828	90
4.697	4.826	90
5.075	1.268	90
5.452	1.428	90
5.829	1.157	90
6.207	1.322	90

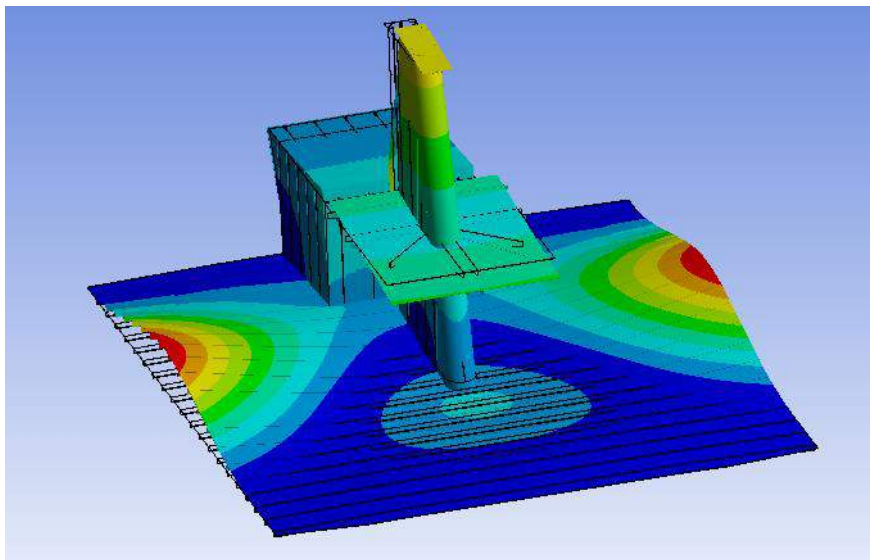
6.584	0.967	90
6.961	0.785	90
7.338	0.809	-90
7.716	0.832	90
8.093	2.522	90
8.470	0.892	90
8.847	0.766	90
9.225	688.970	-90

3. Acceleration



Frekuensi	Acceleration	Angle
2.057	52.690	180
2.434	32.338	180
2.811	16.352	0
3.188	196.420	0
3.566	71.262	180
3.943	11.372	180
4.320	49.632	180
4.697	142.430	180
5.075	40.422	180

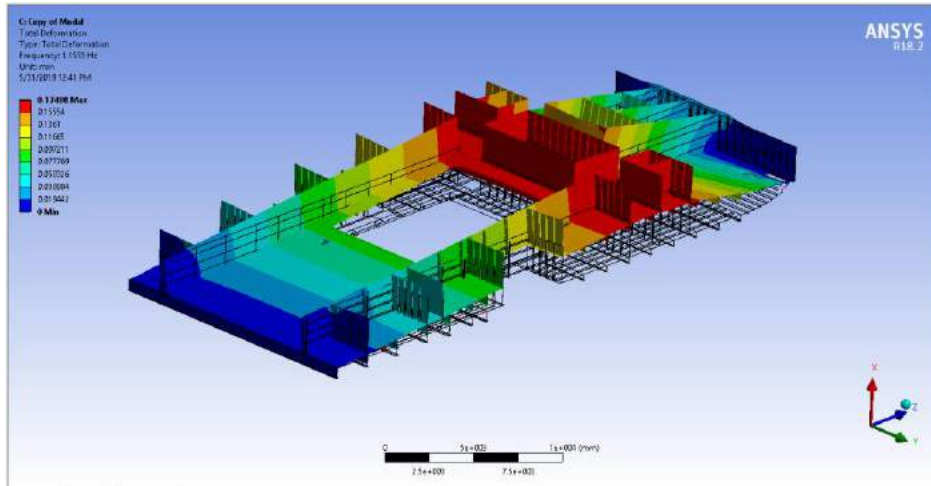
5.452	48.914	180
5.829	42.380	180
6.207	51.545	180
6.584	39.990	180
6.961	34.346	180
7.338	37.321	0
7.716	40.354	180
8.093	128.220	180
8.470	47.485	180
8.847	42.589	180
9.225	39932.000	0



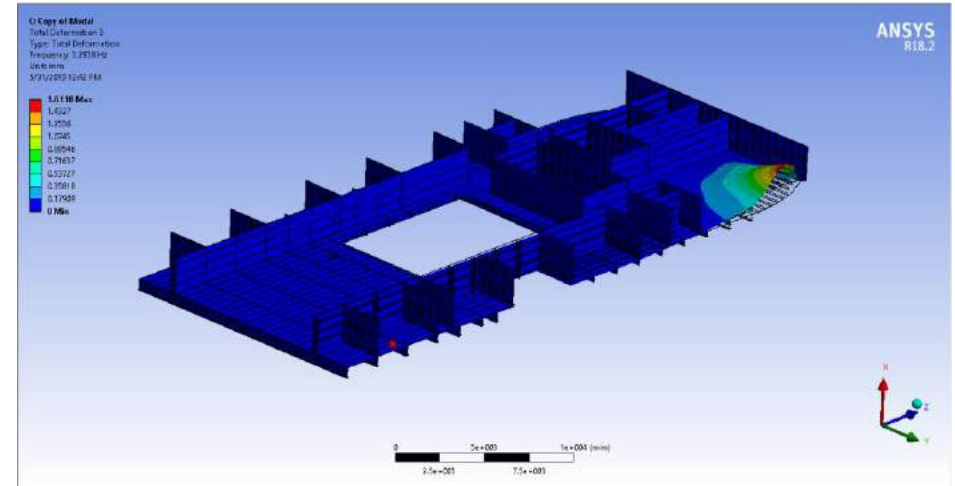
Mode 7 di atas merupakan kondisi maksimum pada masing-masing kurva *displacement*, *velocity*, dan *acceleration*.

LAMPIRAN C
HASIL *RUNNING GEOMETRY* SETIAP MODE SHAPE

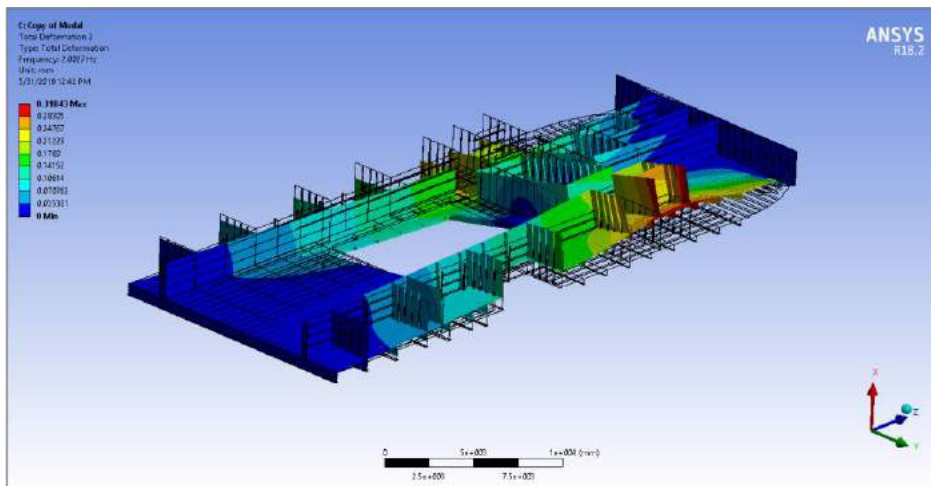
GELADAK A



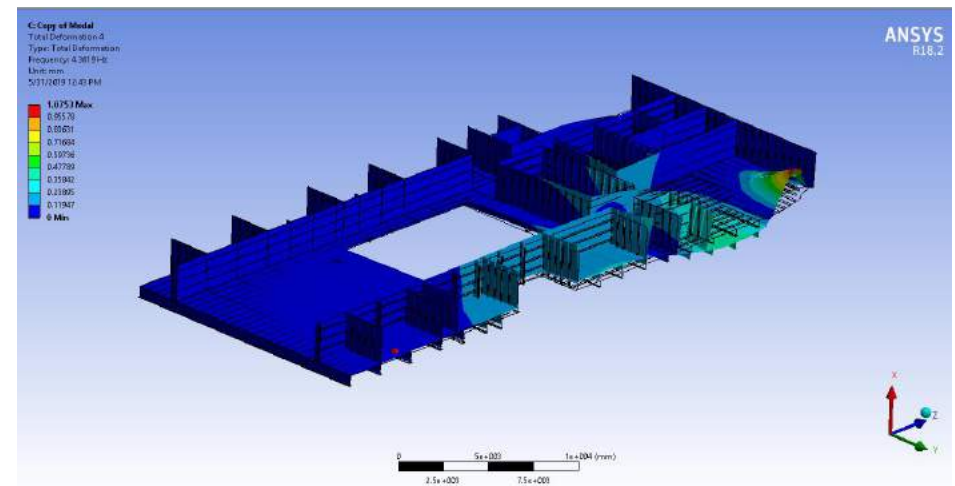
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

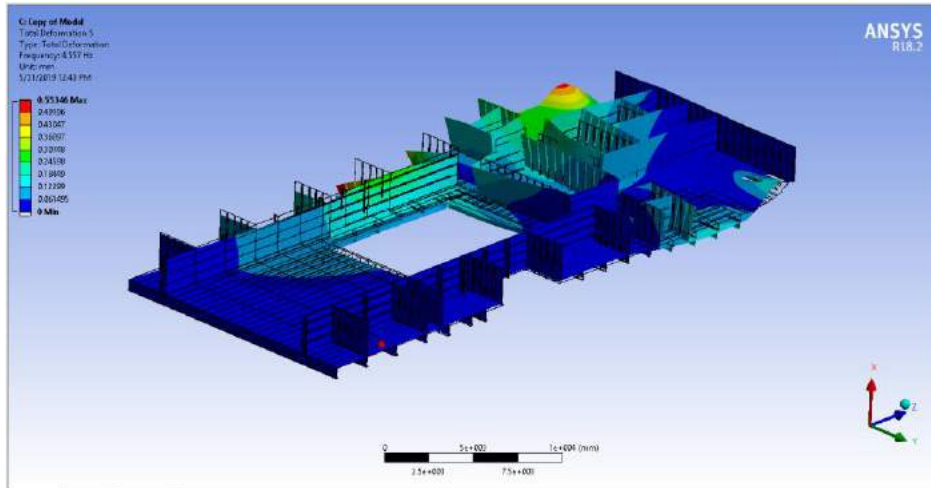


Gambar 2. Mode 2

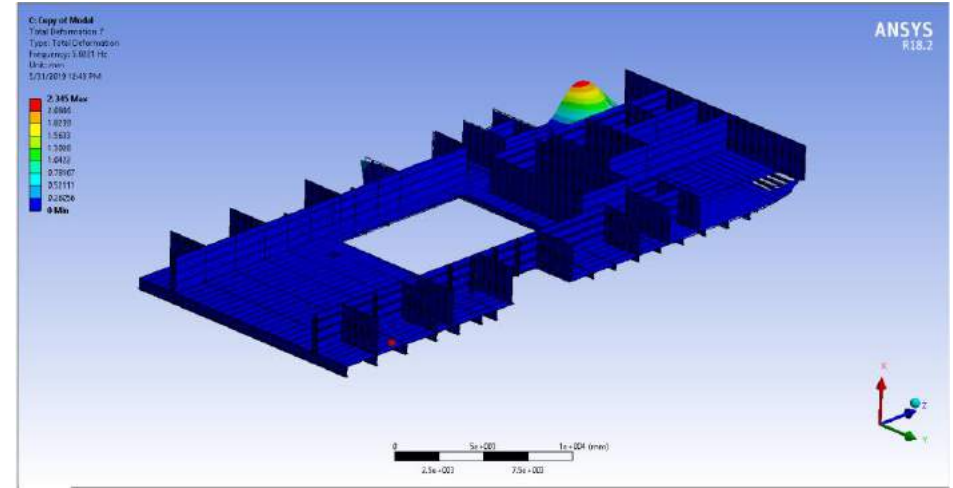


Gambar 4. Mode 4

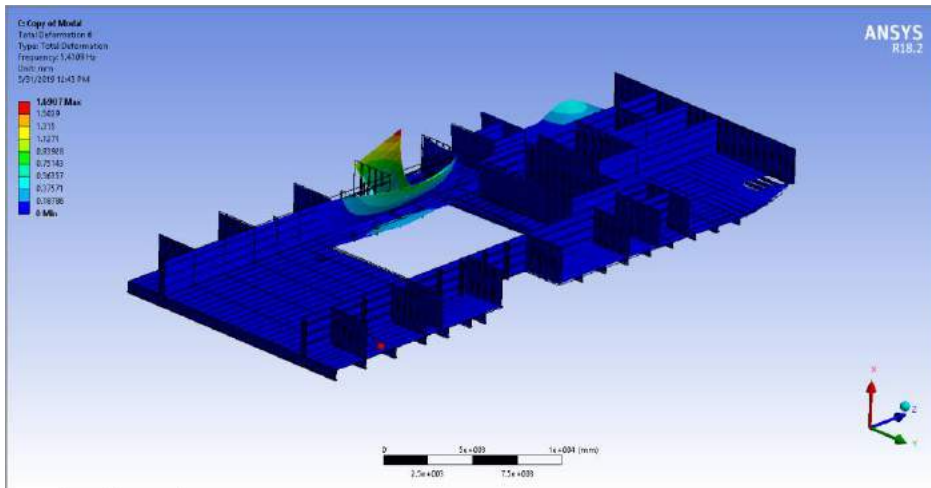
GELADAK A



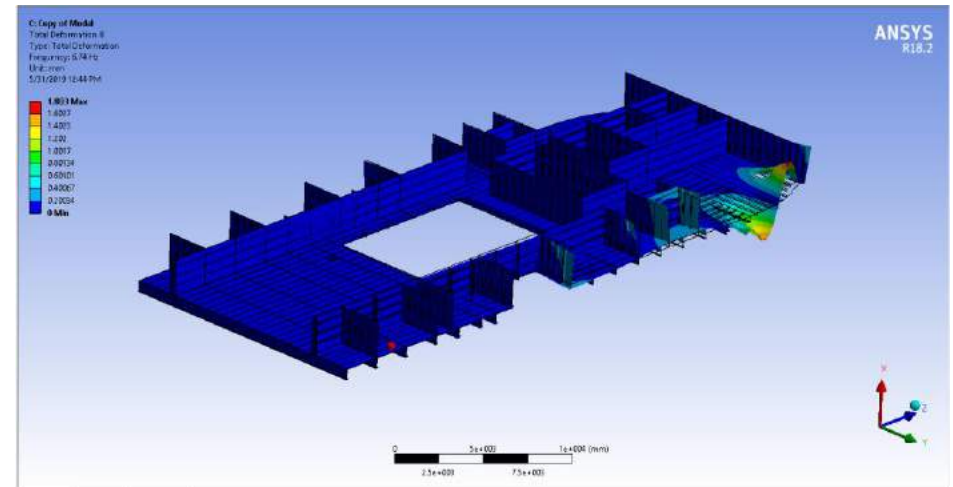
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

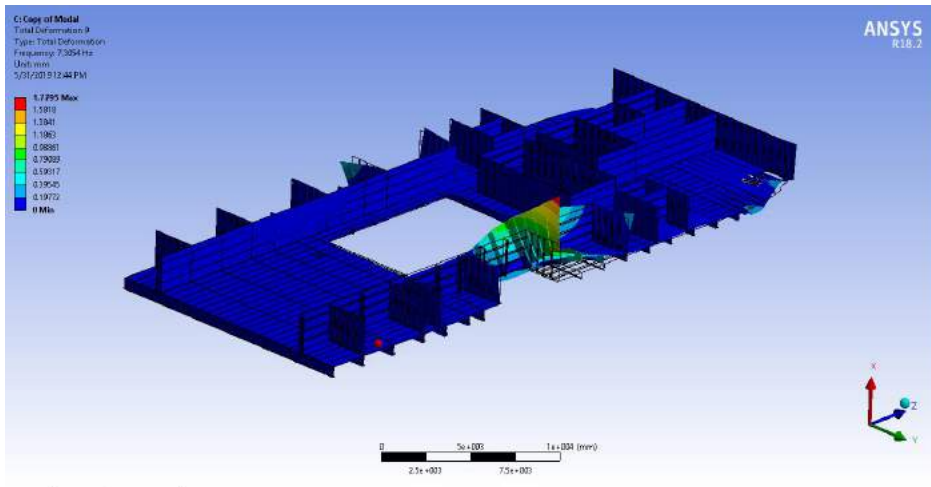


Gambar 6. Mode 6

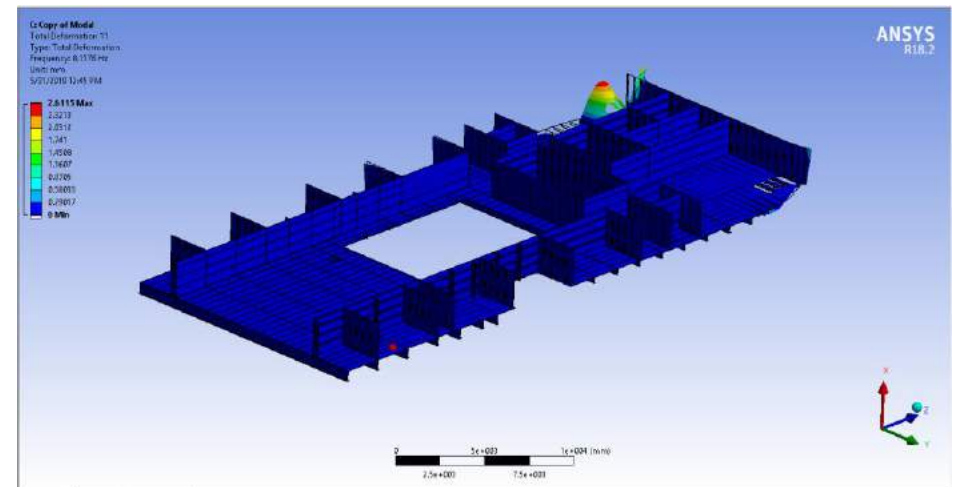


Gambar 8. Mode 8

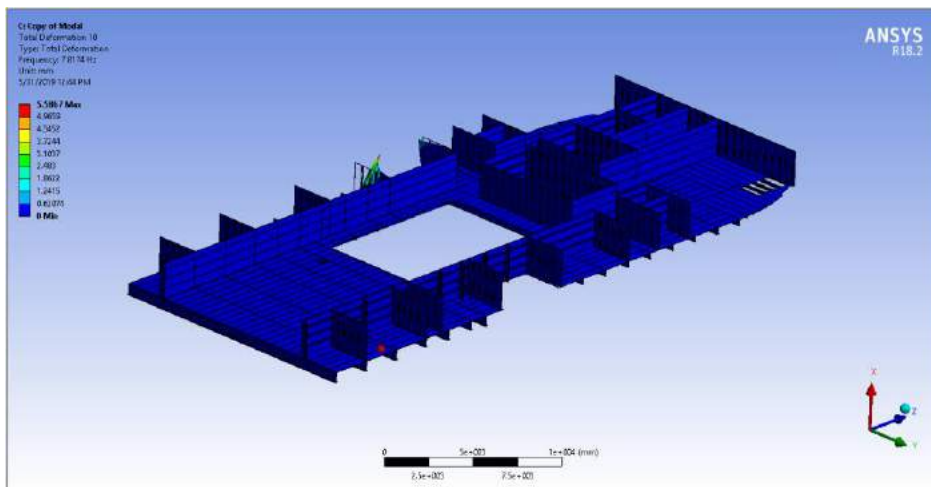
GELADAK A



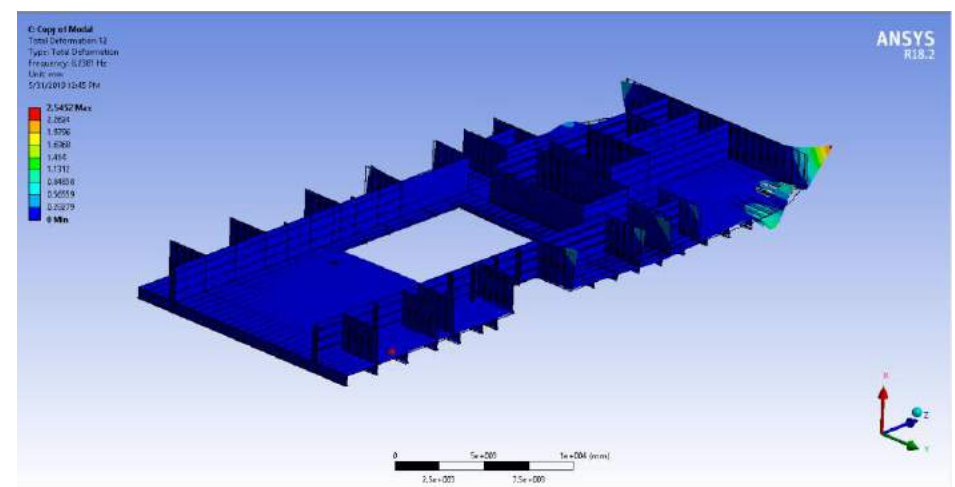
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

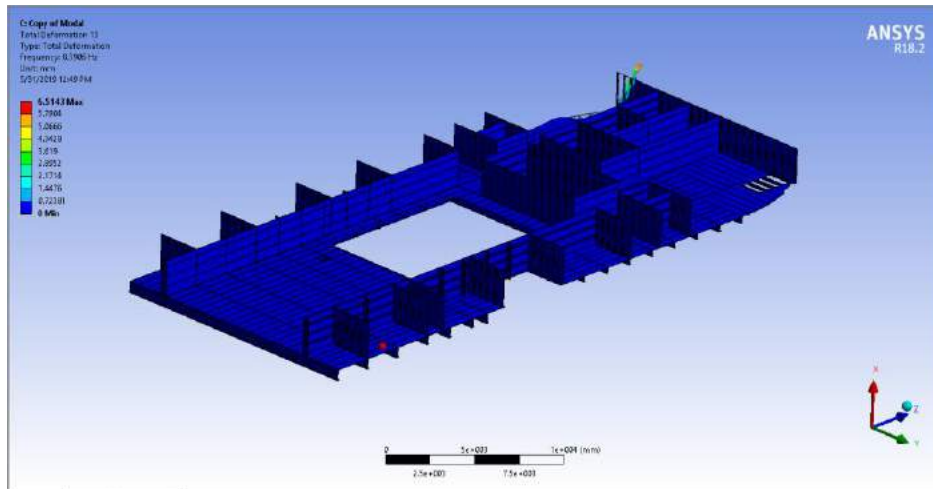


Gambar 10. Mode 10

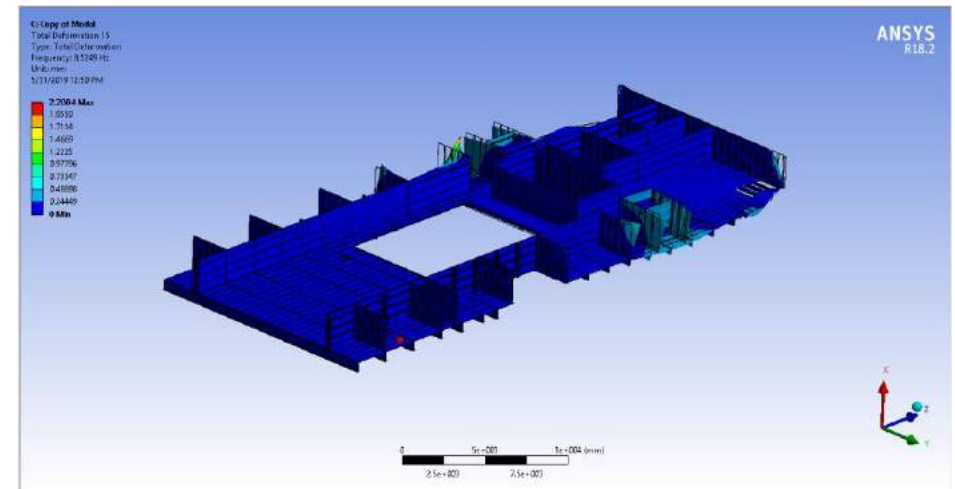


Gambar 12. Mode 12

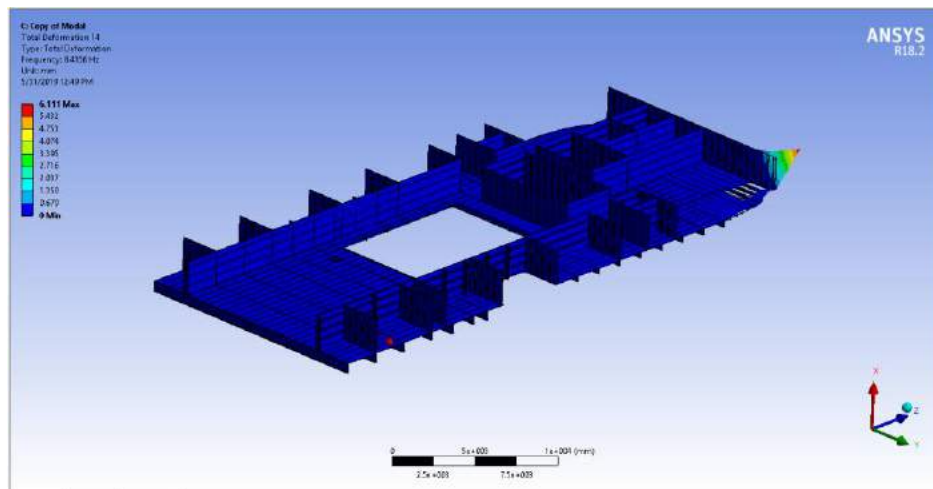
GELADAK A



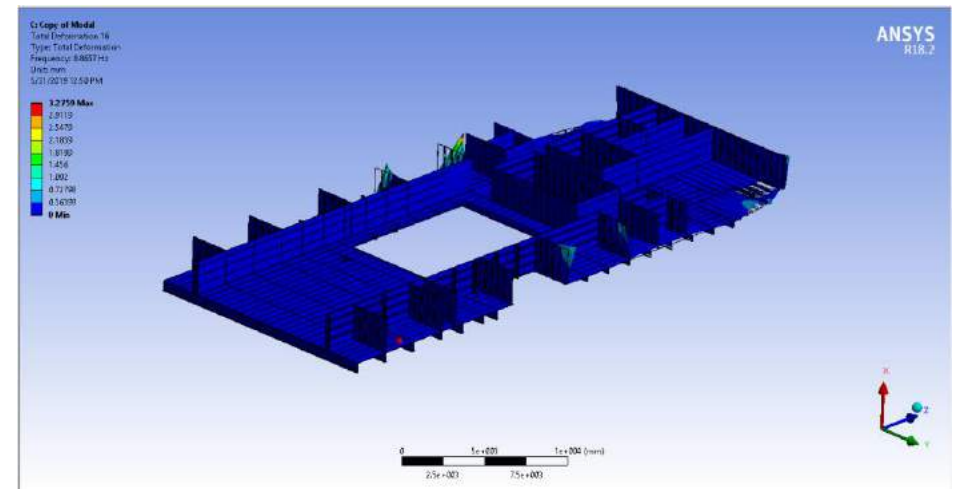
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

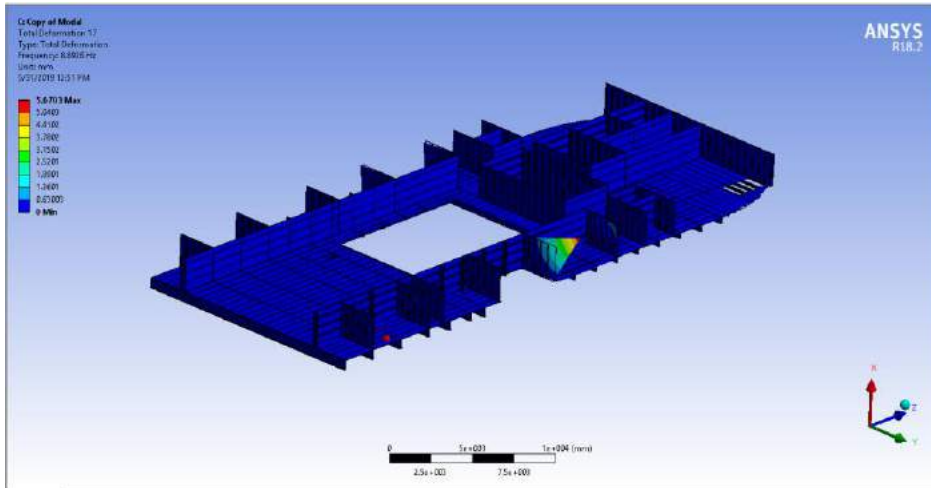


Gambar 14. Mode 14

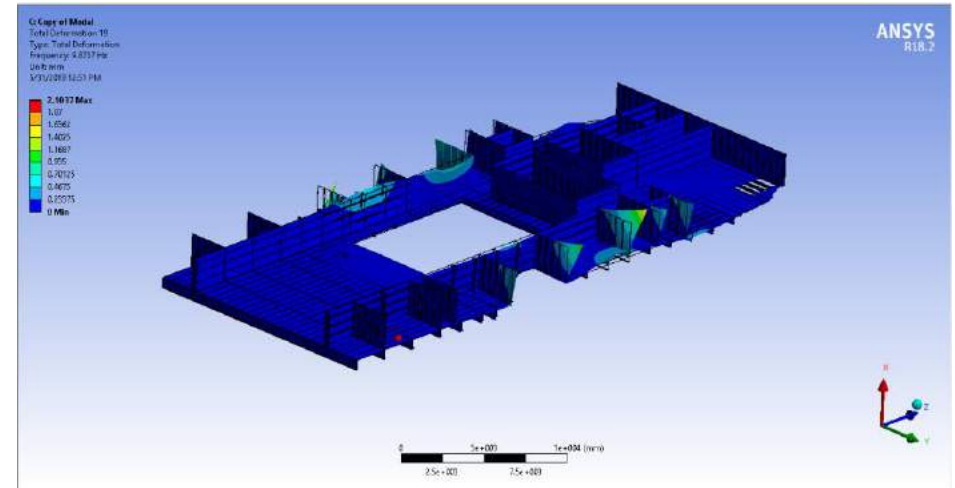


Gambar 16. Mode 16

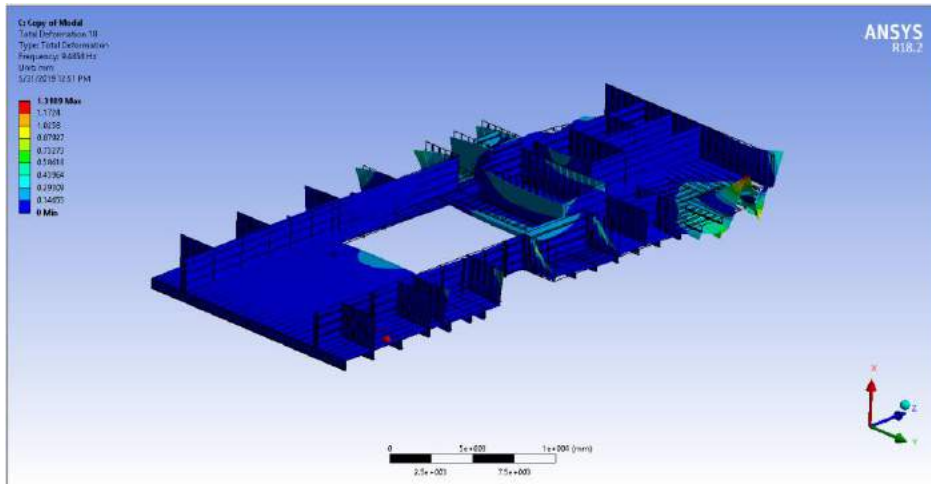
GELADAK A



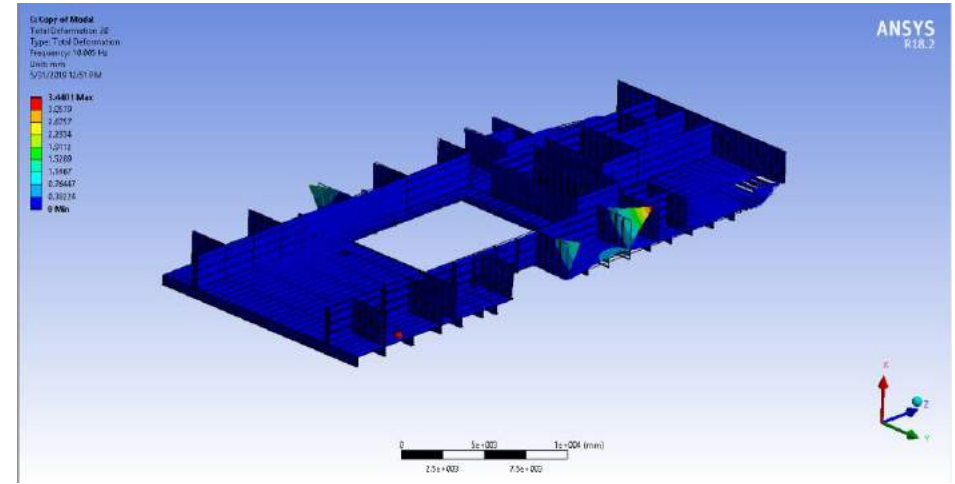
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

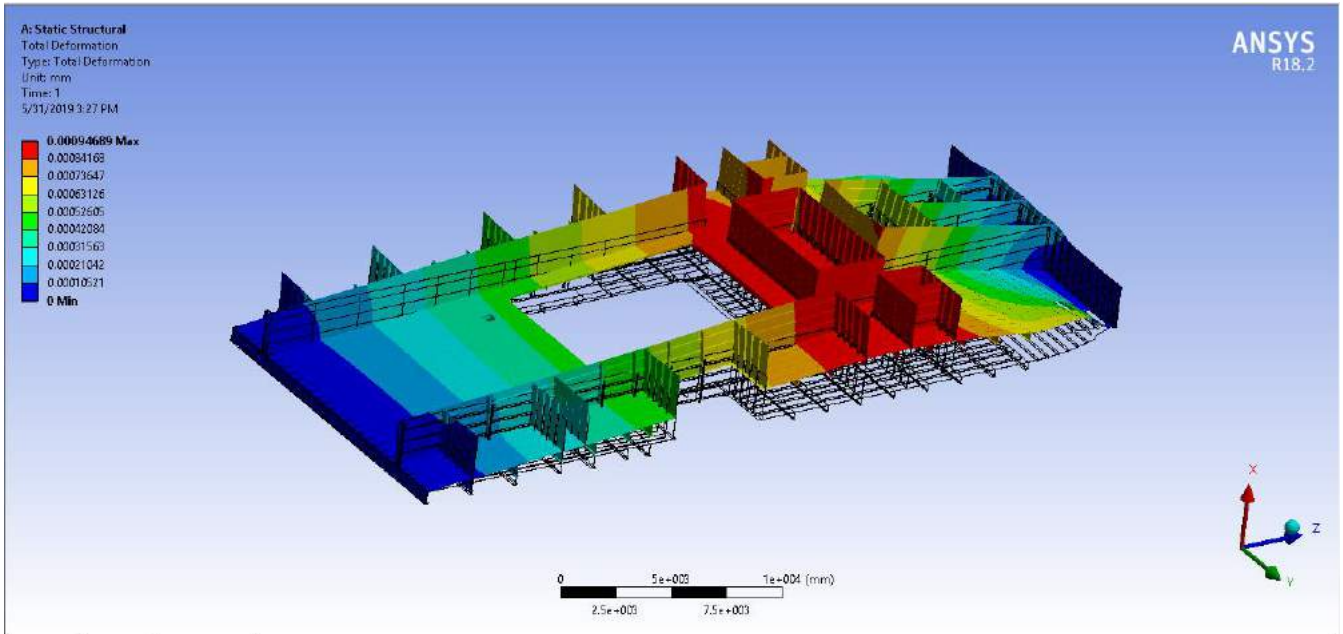


Gambar 18. Mode 18



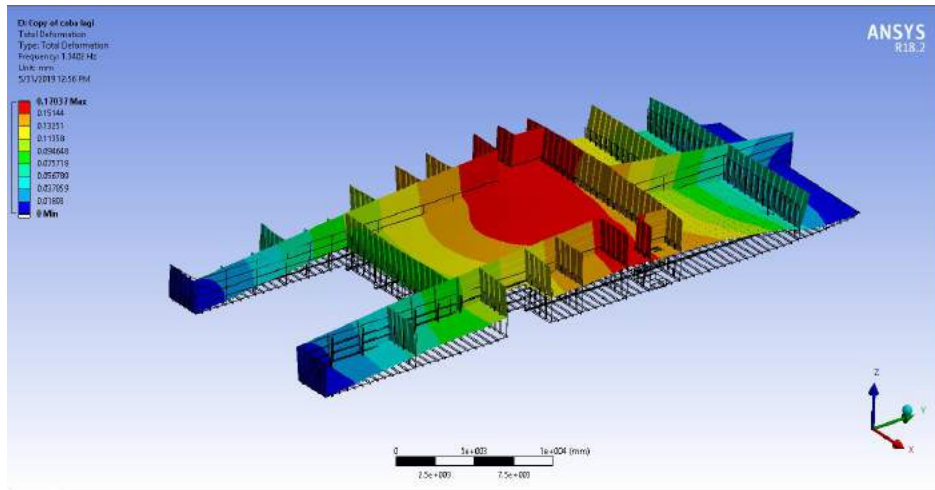
Gambar 20. Mode 20

GELADAK A

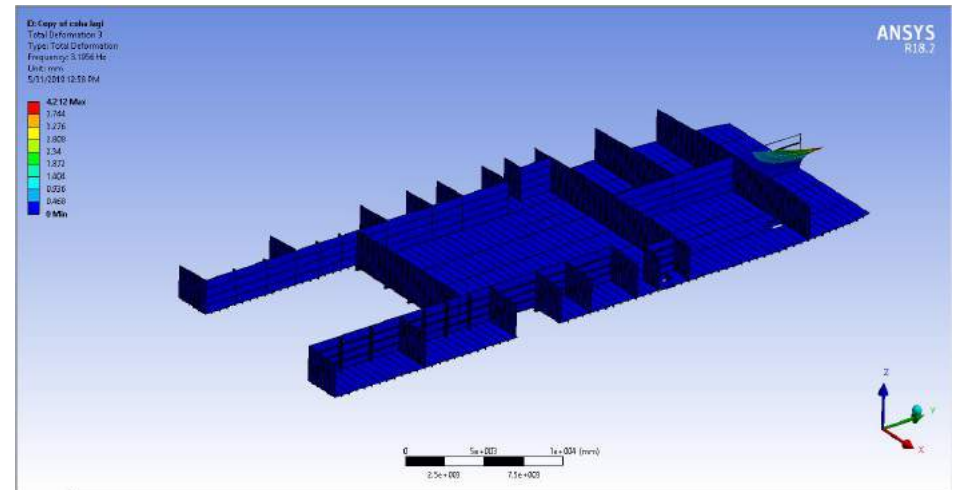


Gambar 21. *Total Deformation*

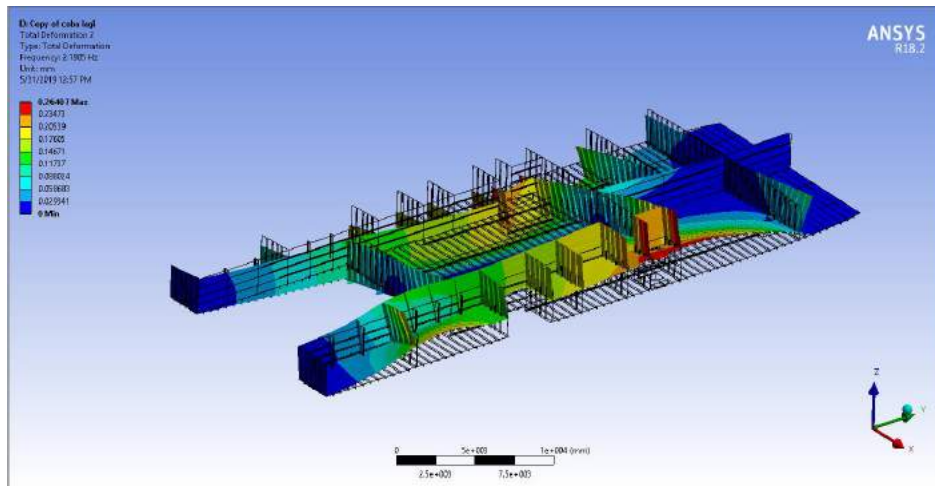
GELADAK B



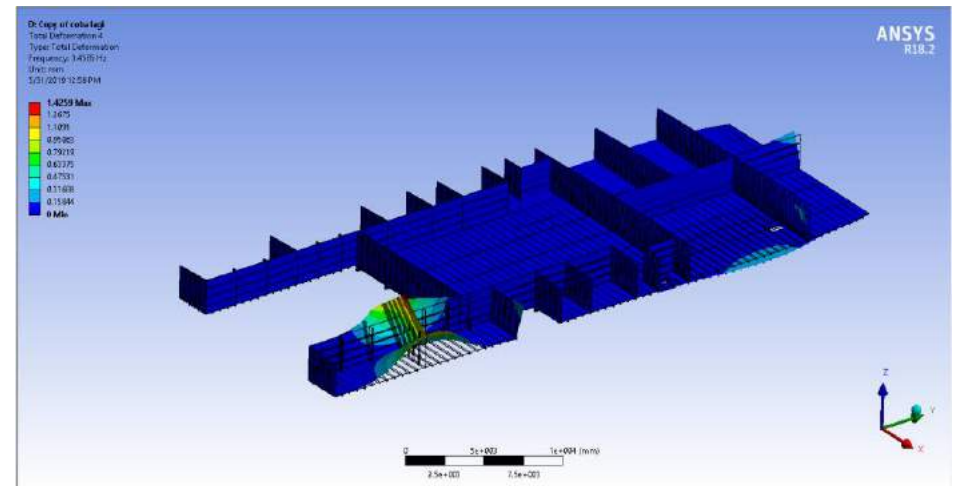
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

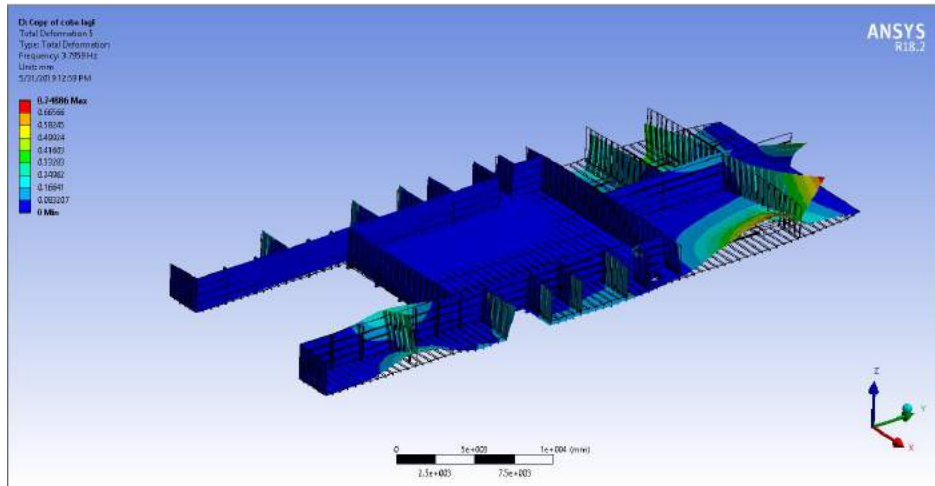


Gambar 2. Mode 2

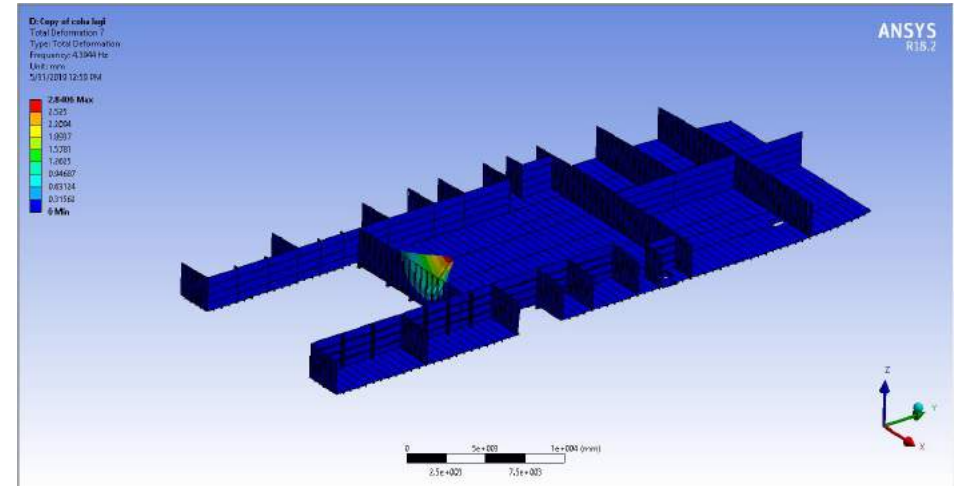


Gambar 4. Mode 4

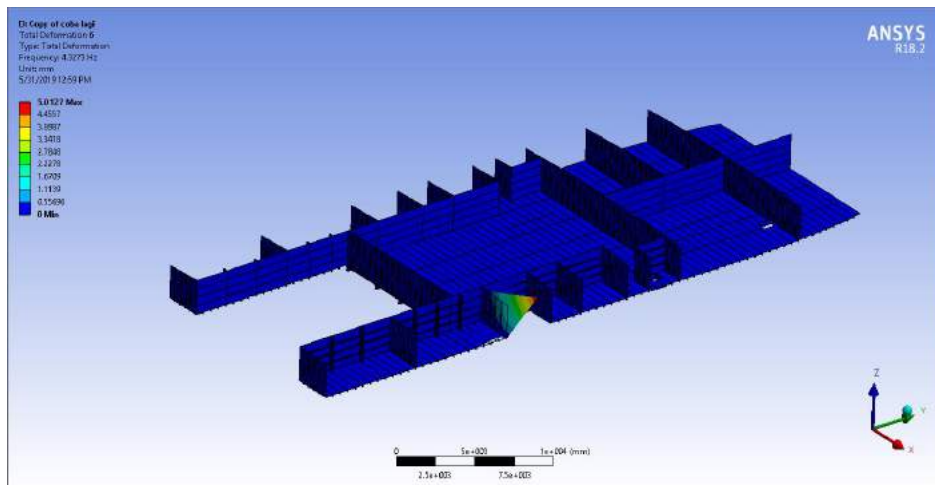
GELADAK B



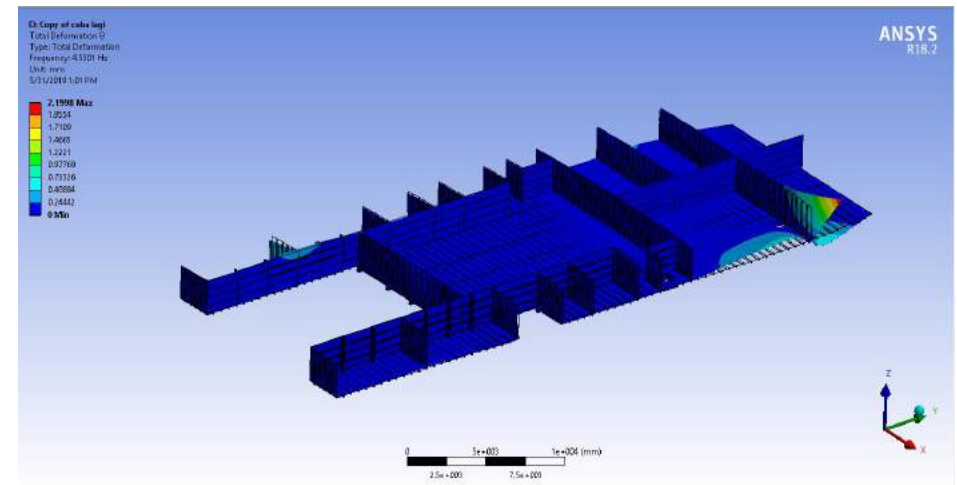
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

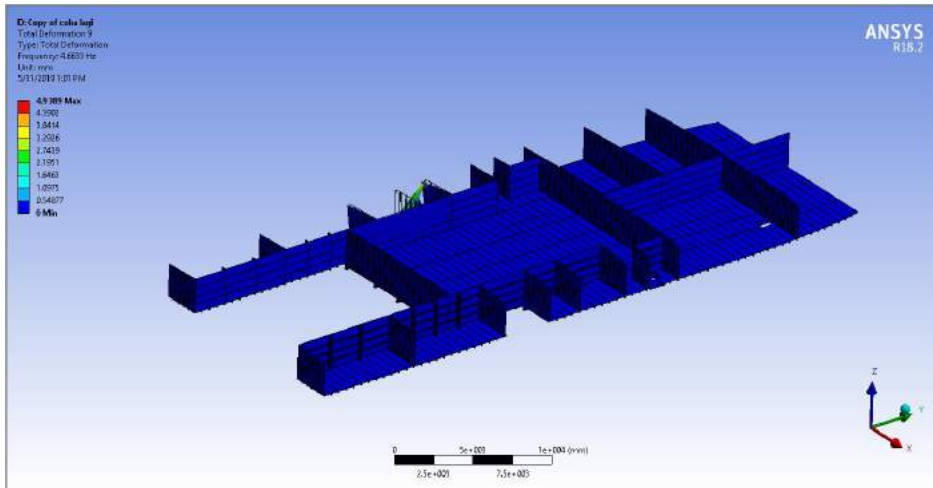


Gambar 6. Mode 6

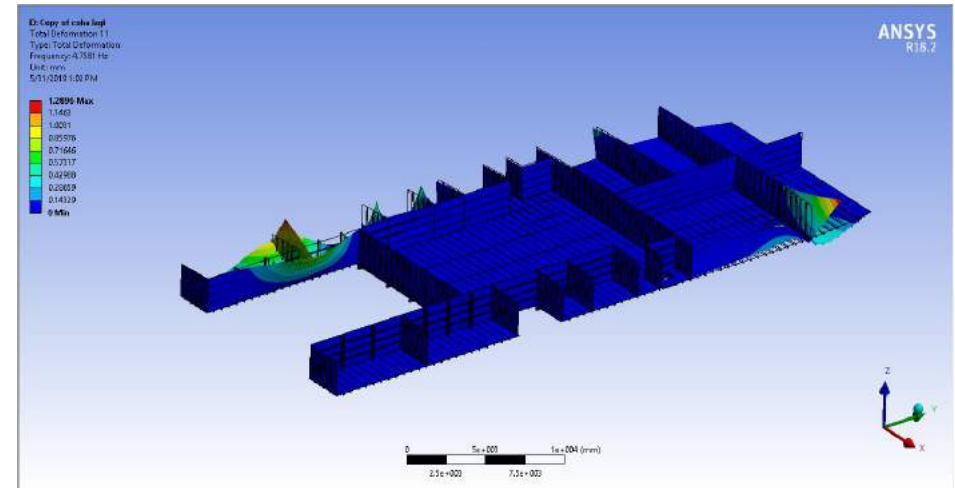


Gambar 8. Mode 8

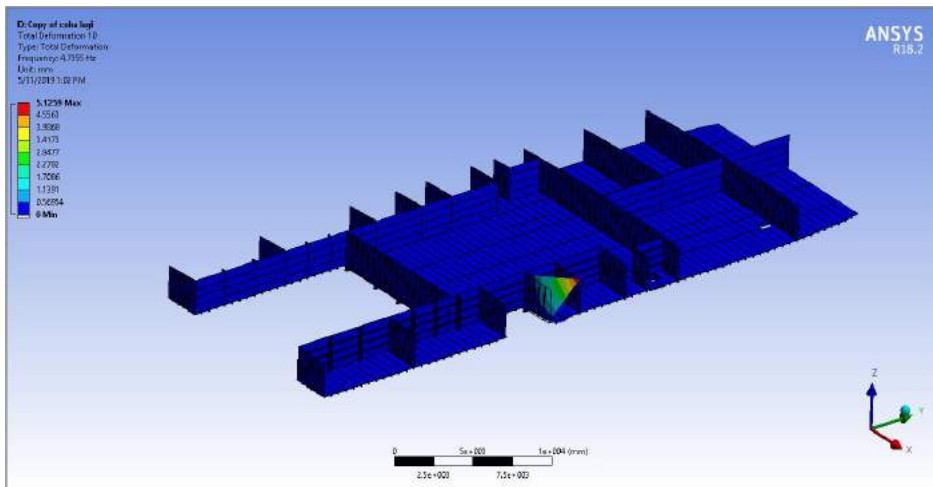
GELADAK B



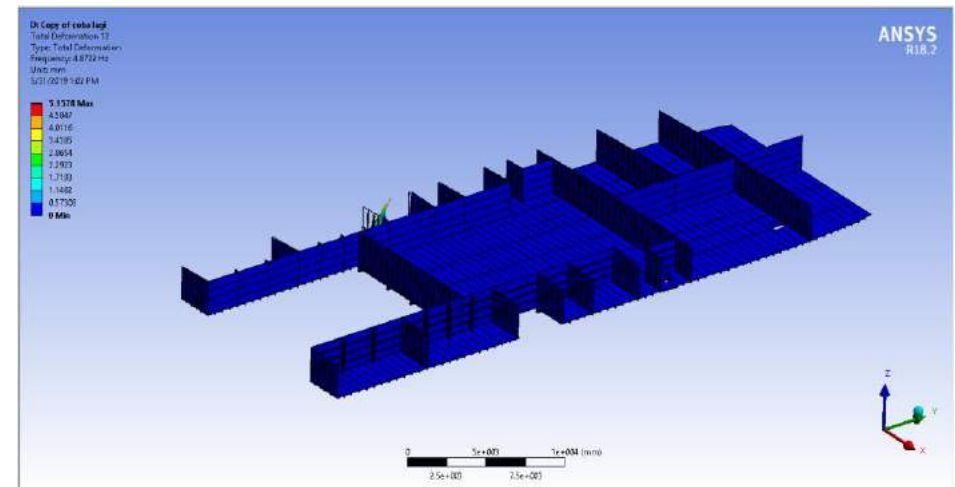
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

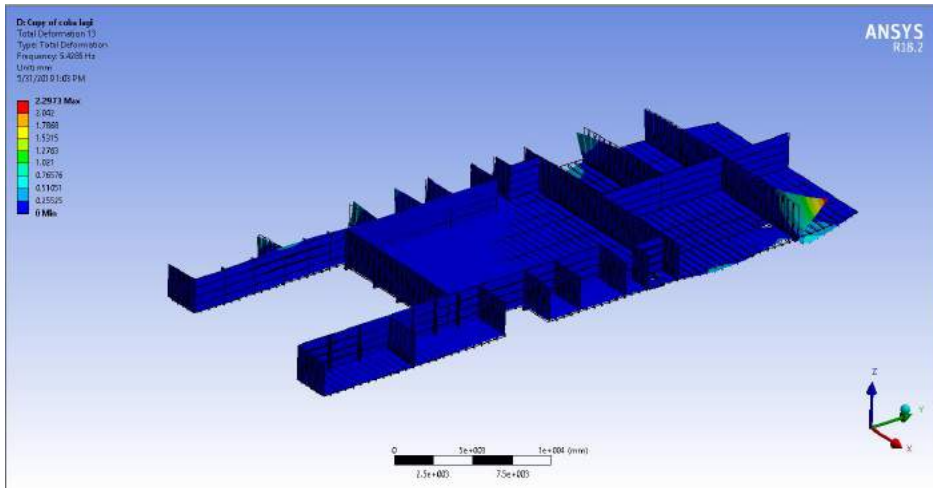


Gambar 10. Mode 10

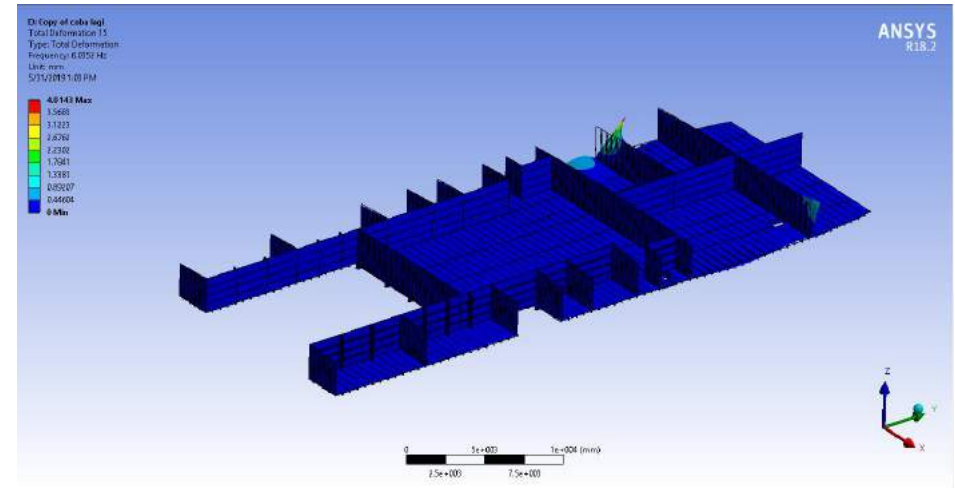


Gambar 12. Mode 12

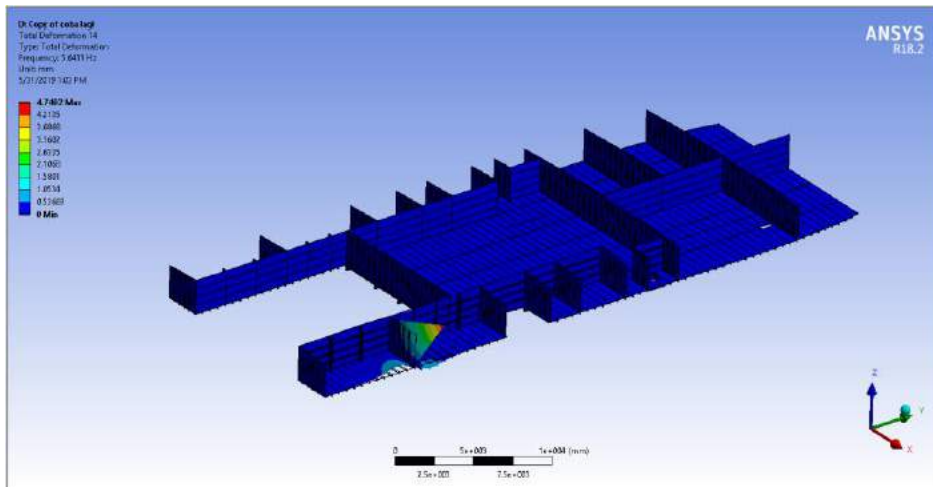
GELADAK B



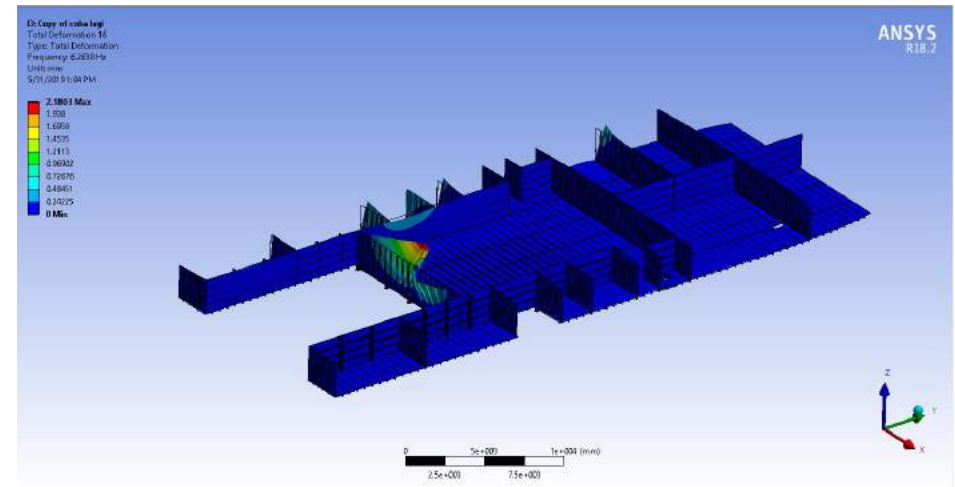
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

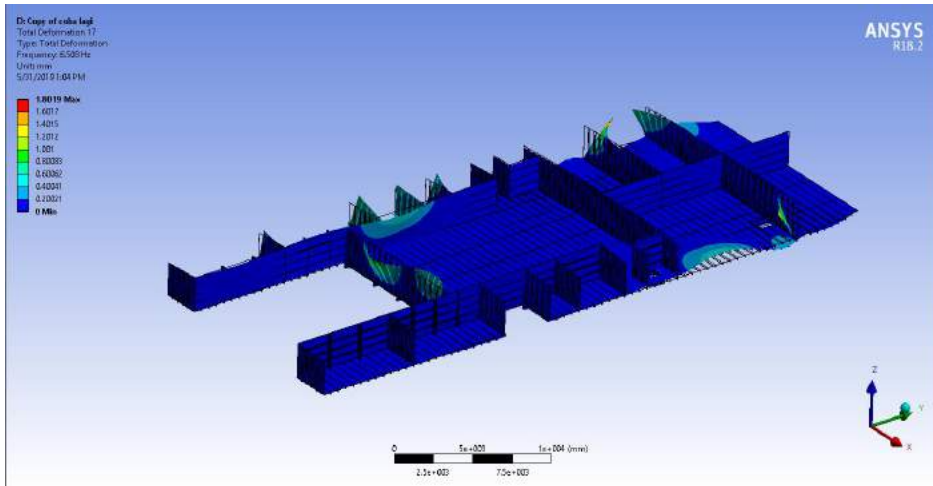


Gambar 14. Mode 14

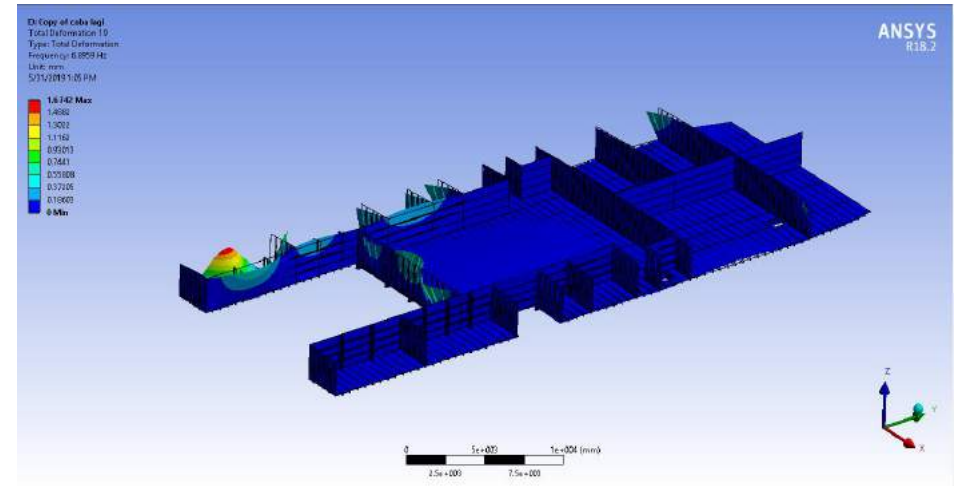


Gambar 16. Mode 16

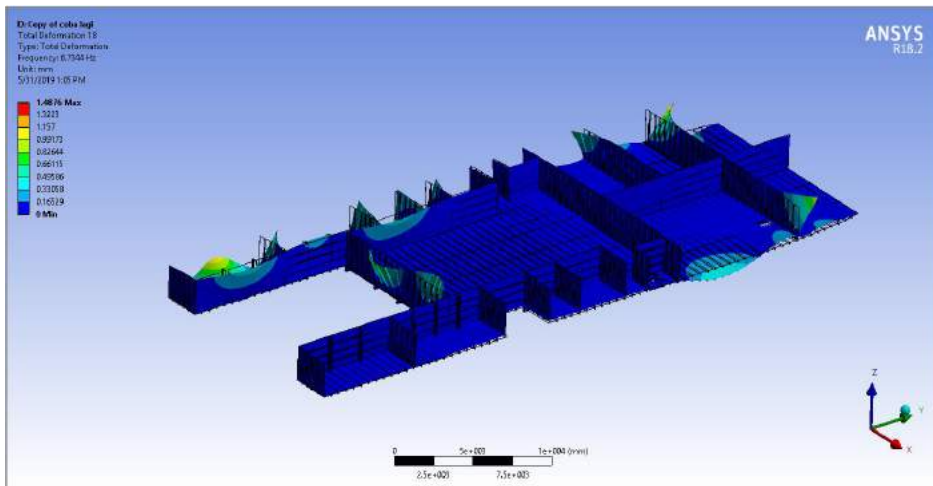
GELADAK B



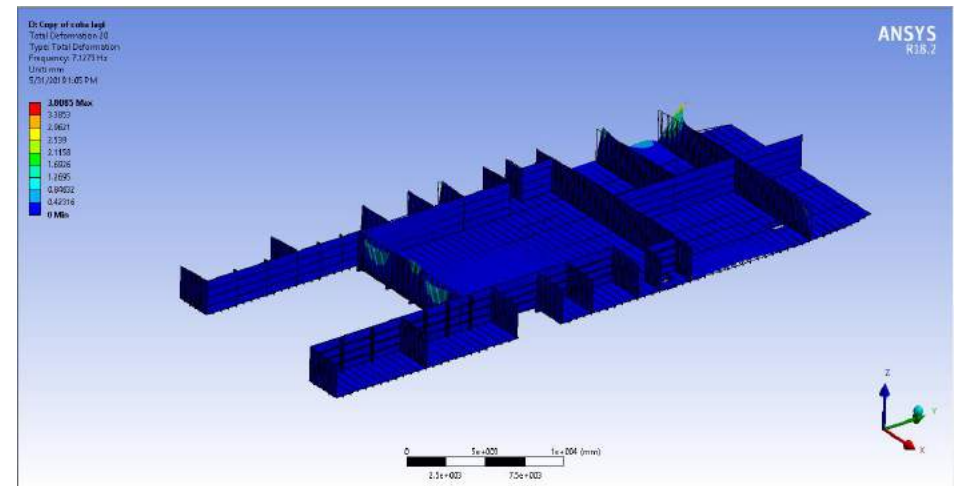
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

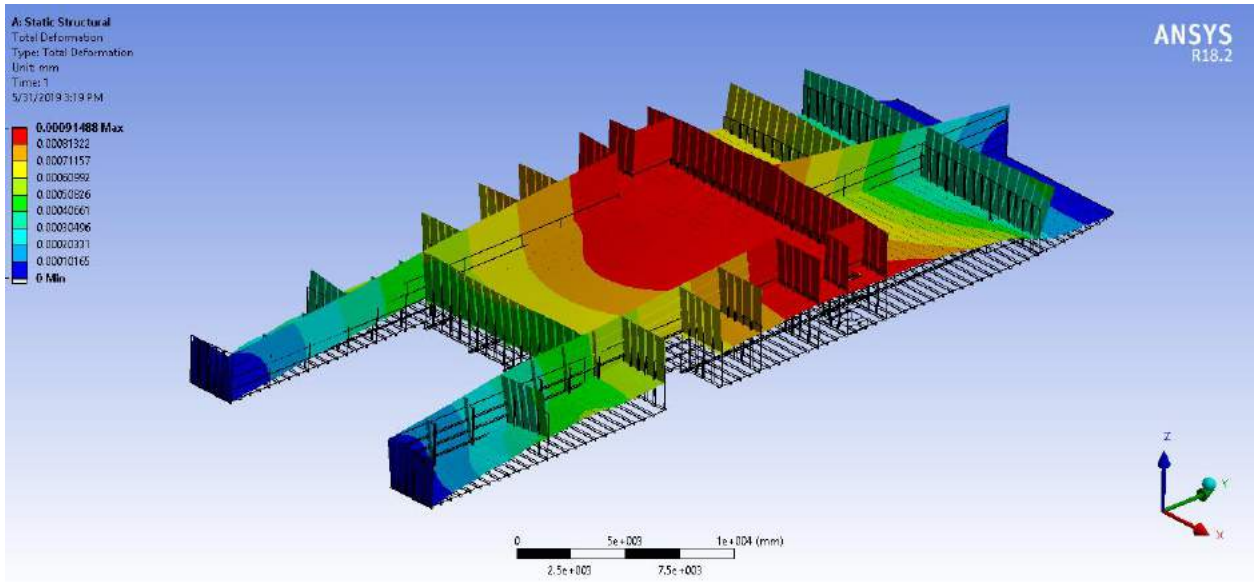


Gambar 18. Mode 18



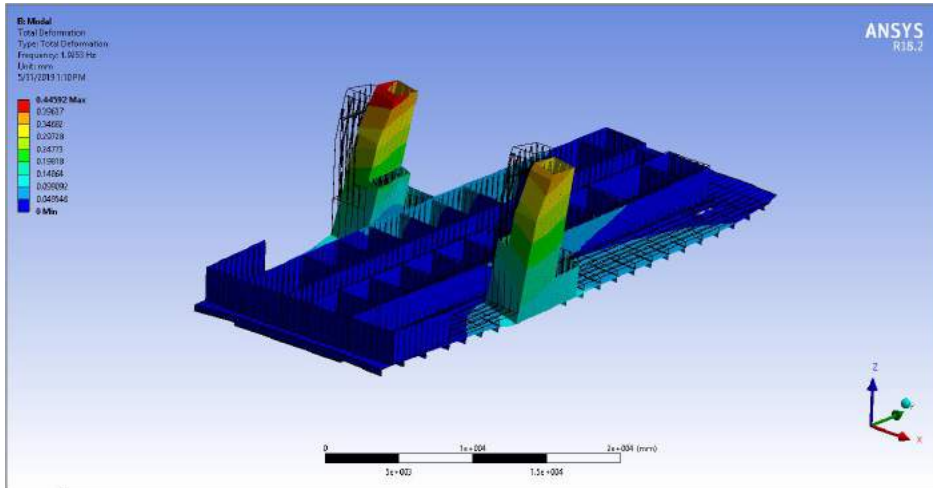
Gambar 20. Mode 20

GELADAK B

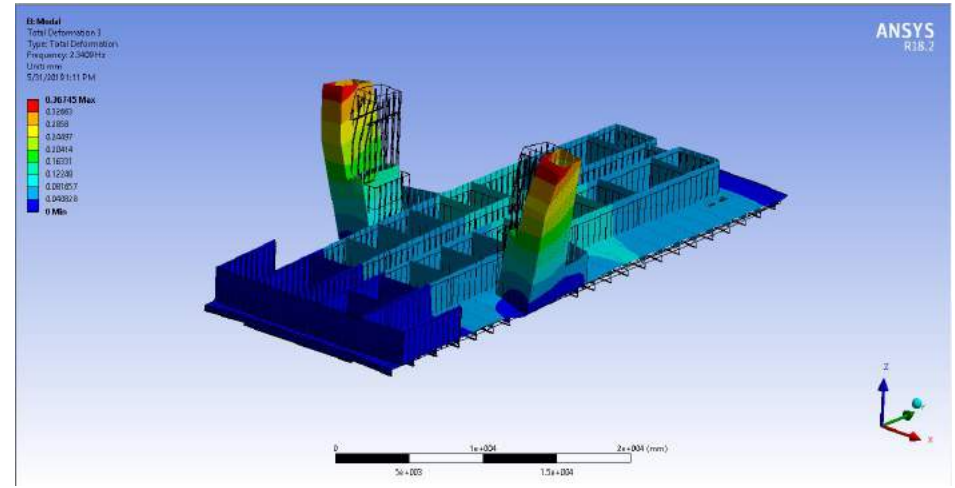


Gambar 21. Total Deformation

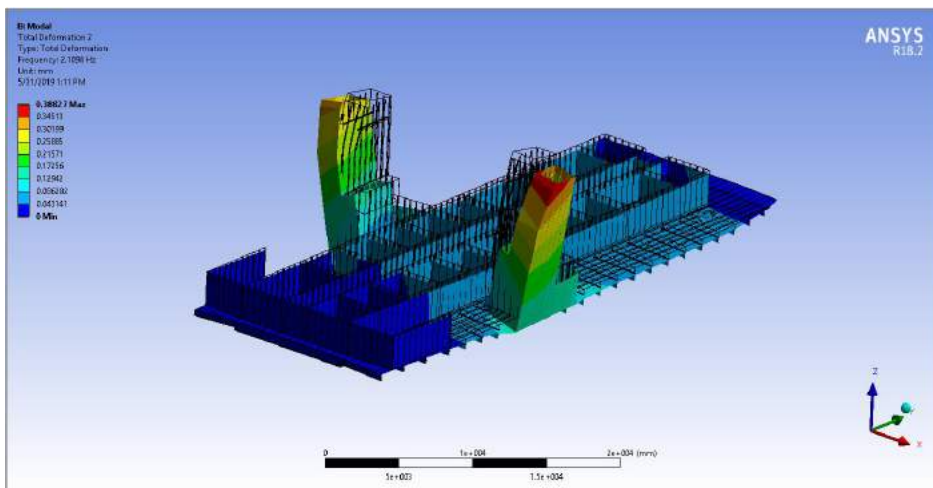
GELADAK C



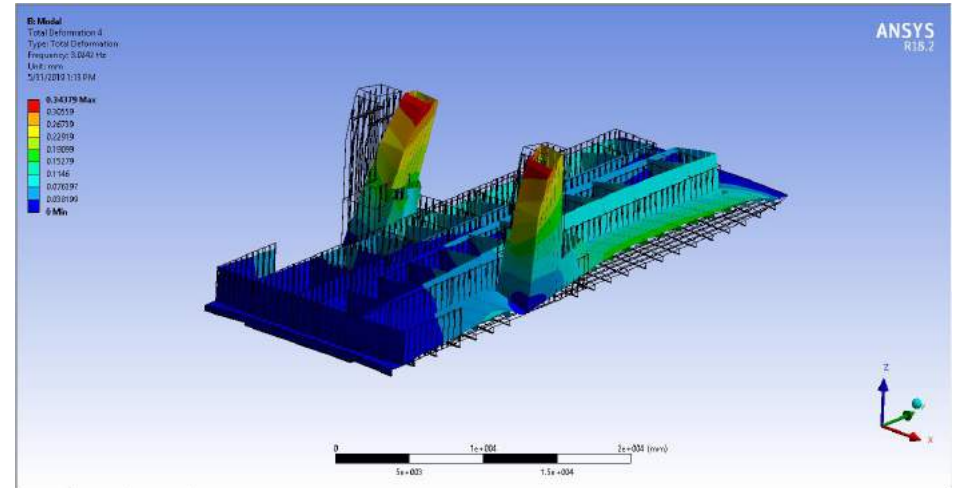
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

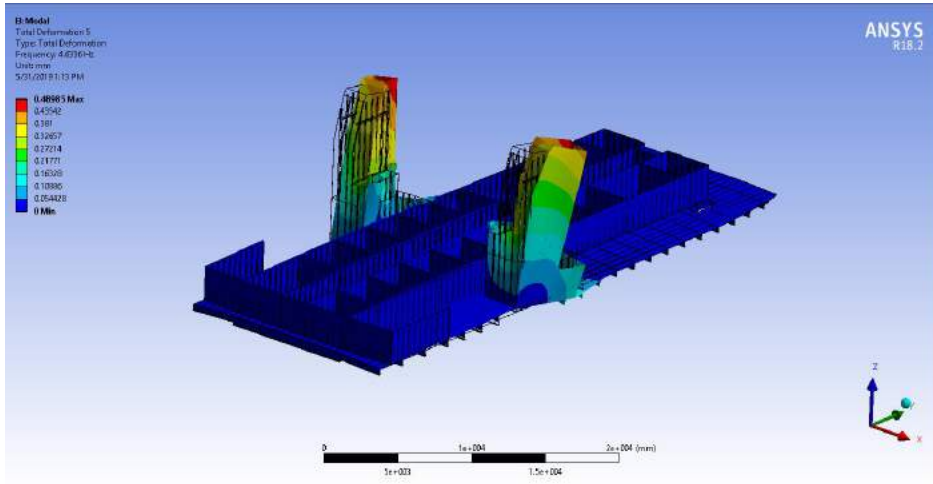


Gambar 2. Mode 2

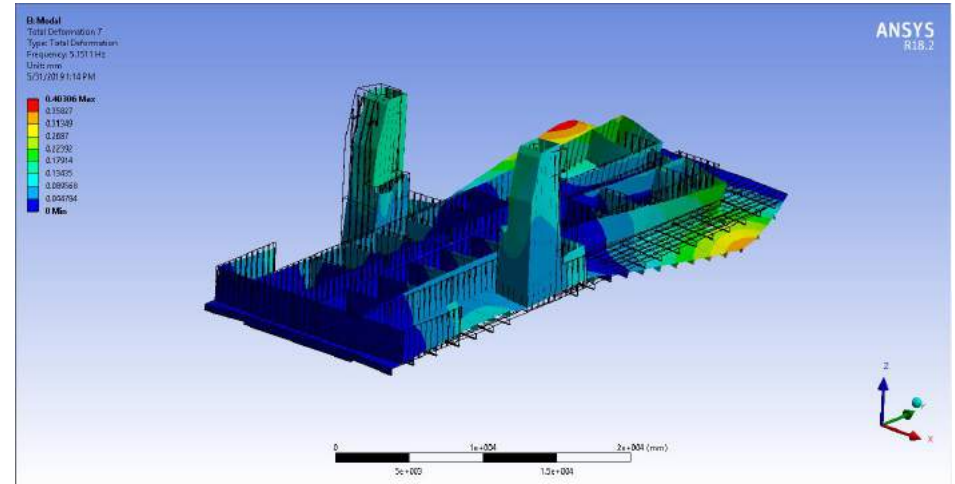


Gambar 4. Mode 4

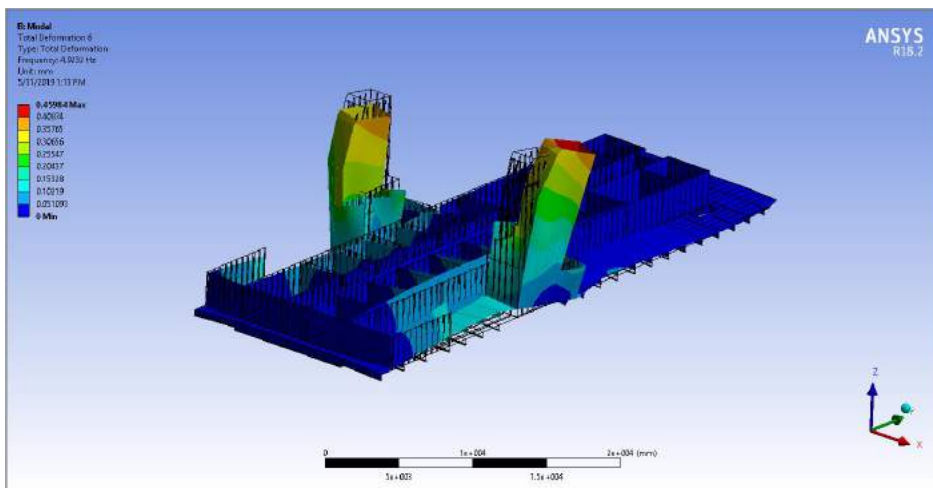
GELADAK C



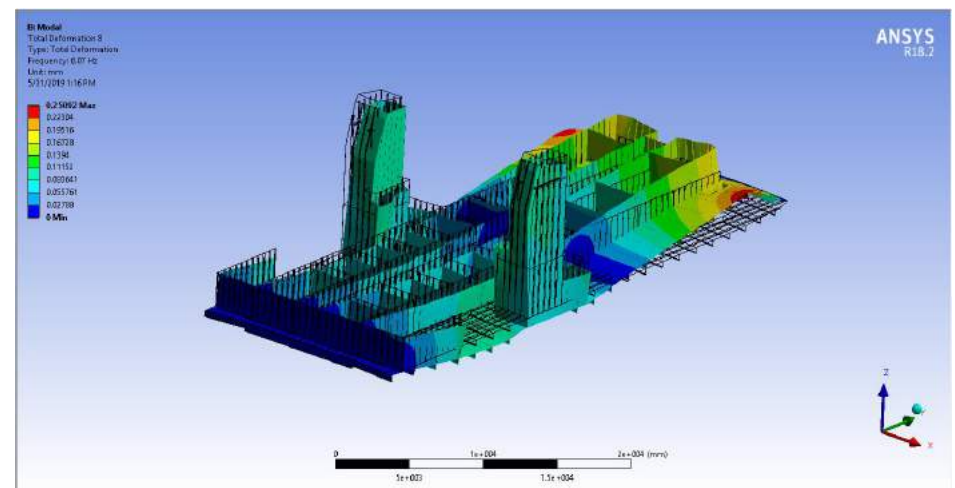
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

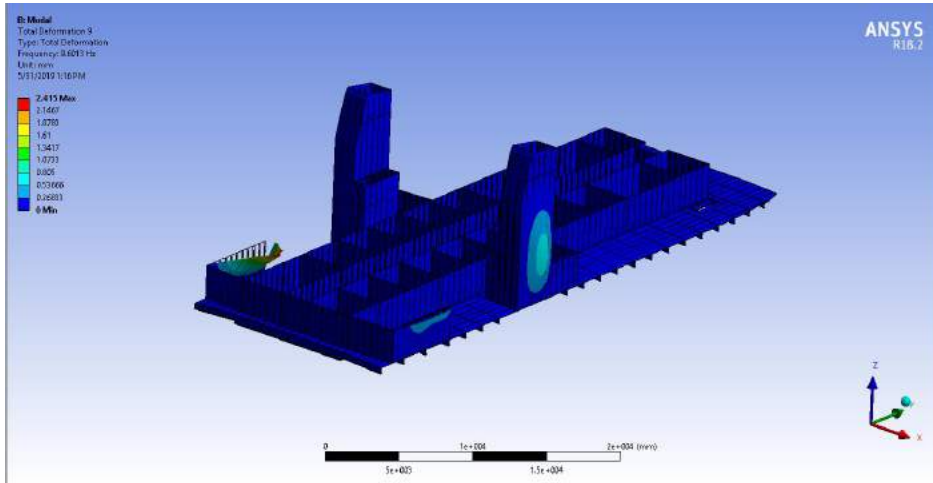


Gambar 6. Mode 6

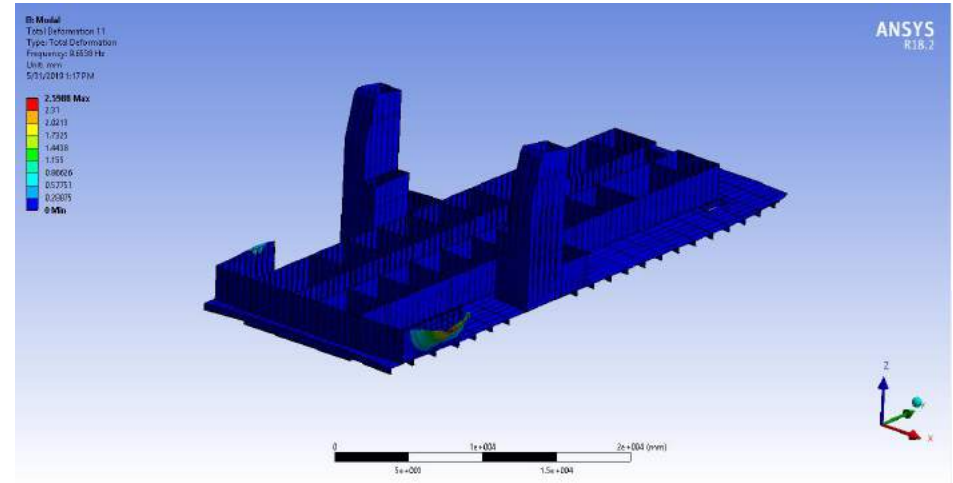


Gambar 8. Mode 8

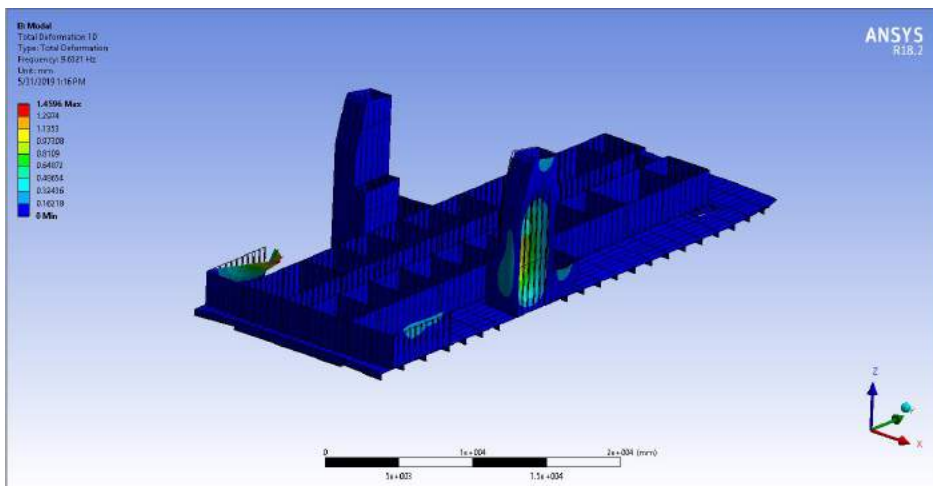
GELADAK C



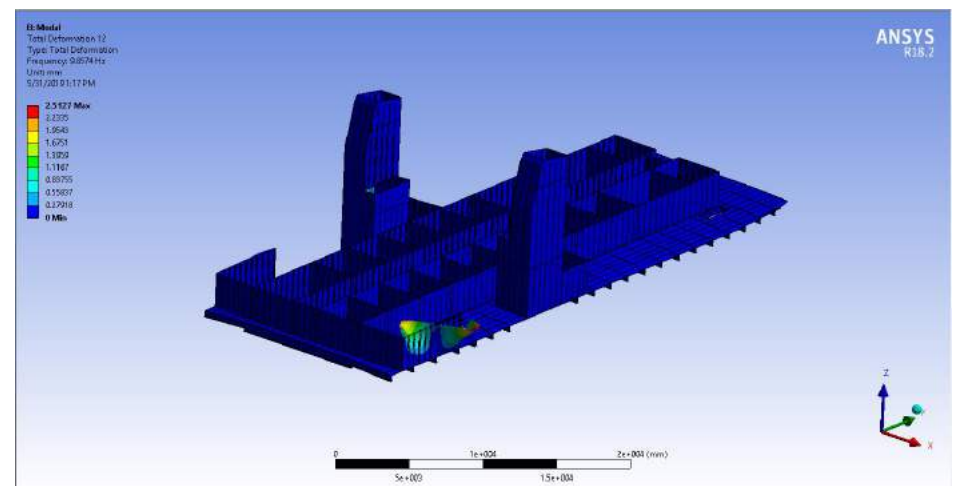
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

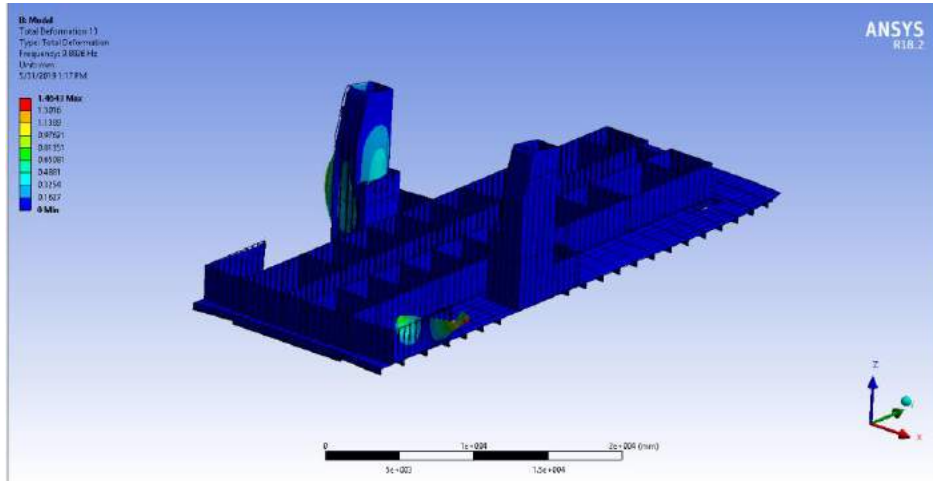


Gambar 10. Mode 10

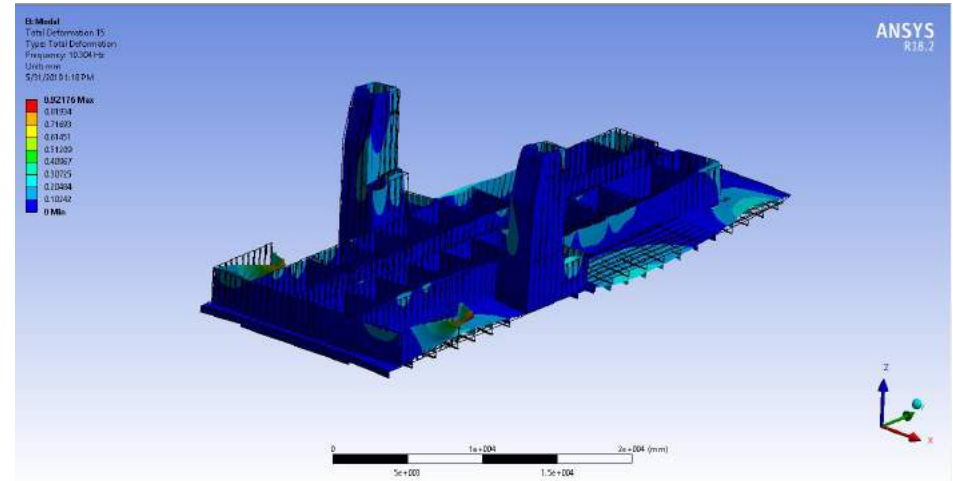


Gambar 12. Mode 12

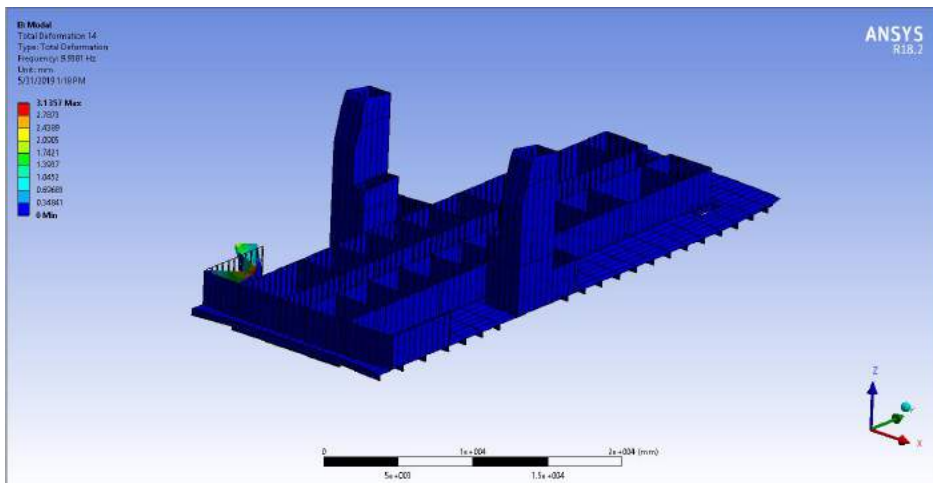
GELADAK C



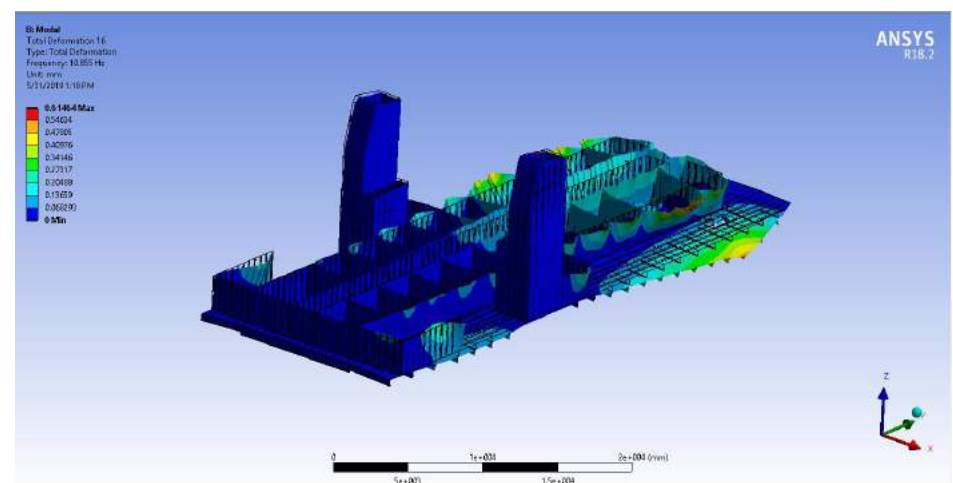
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

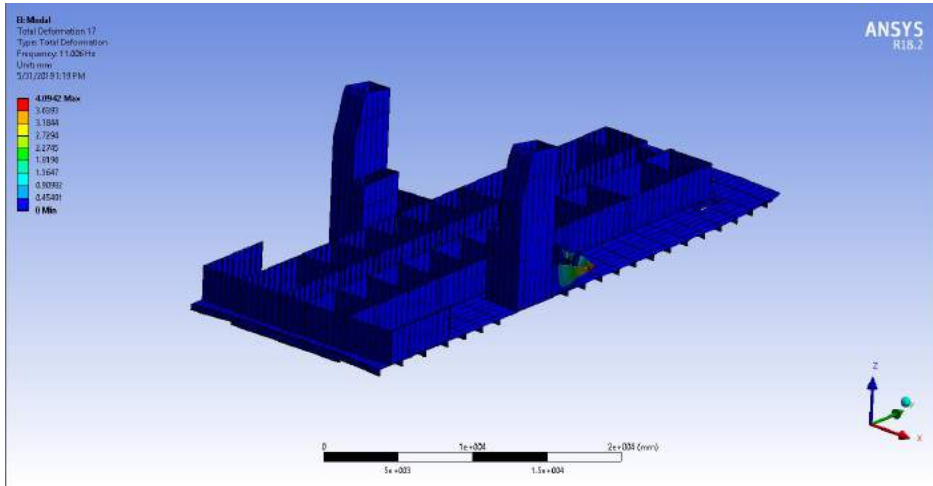


Gambar 14. Mode 14

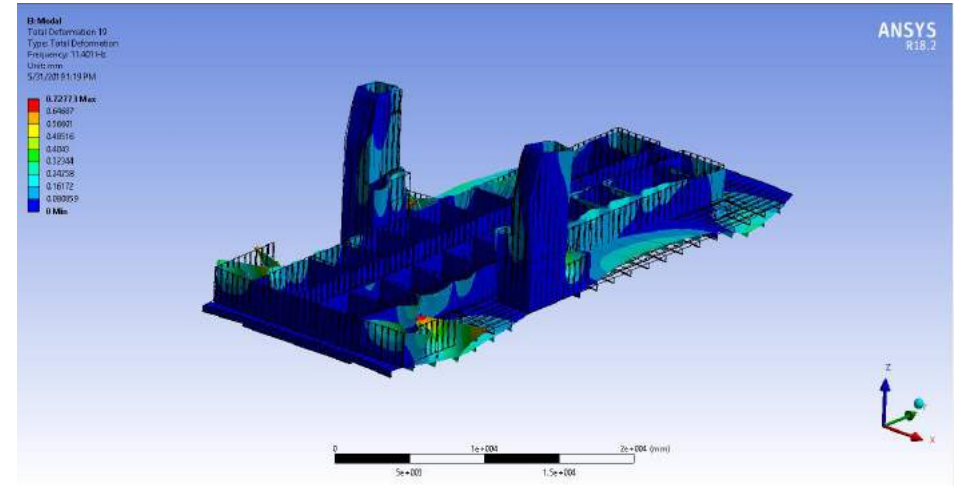


Gambar 16. Mode 16

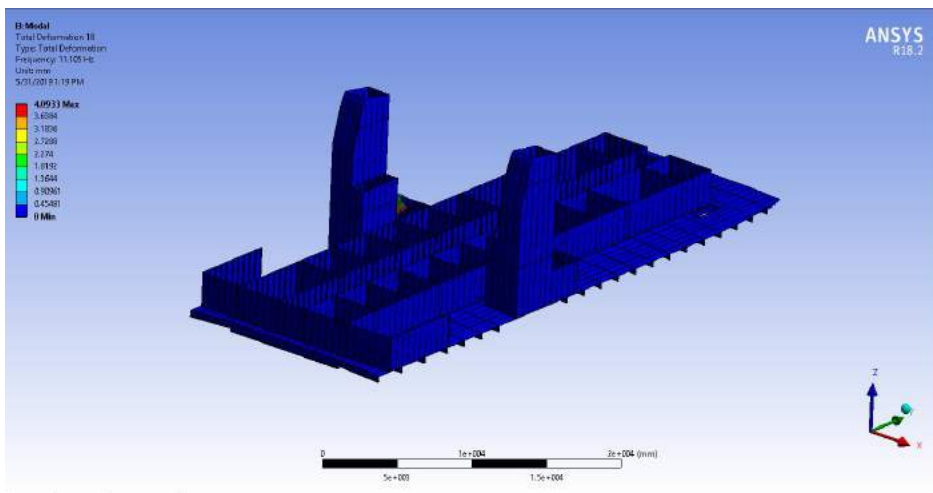
GELADAK C



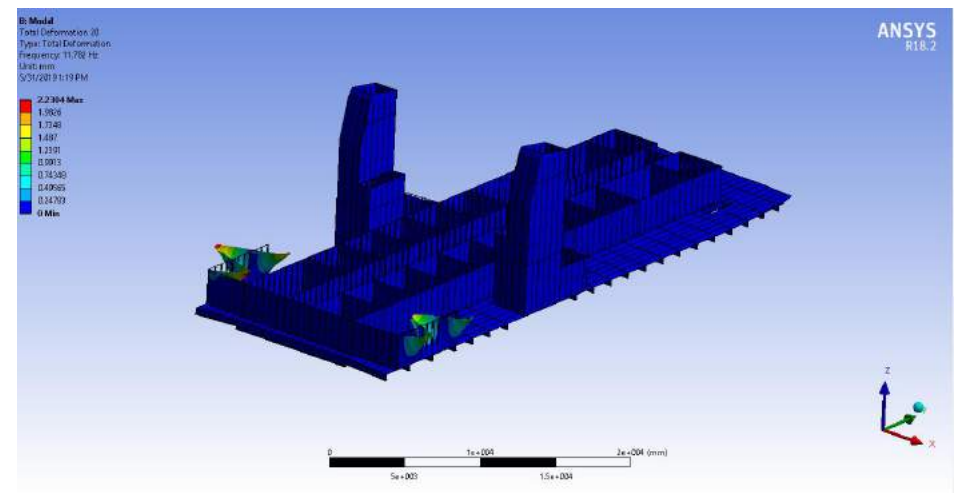
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

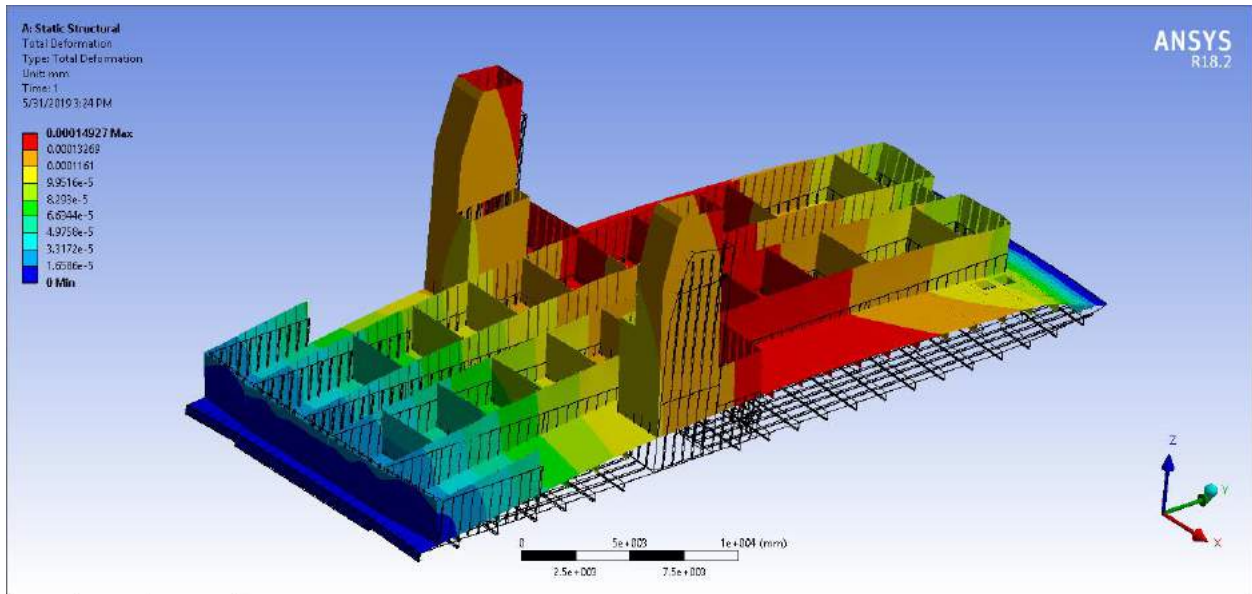


Gambar 18. Mode 18



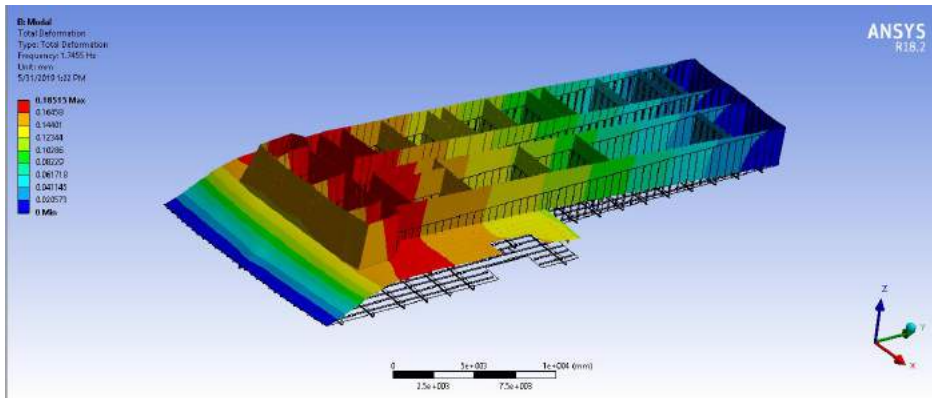
Gambar 20. Mode 20

GELADAK C

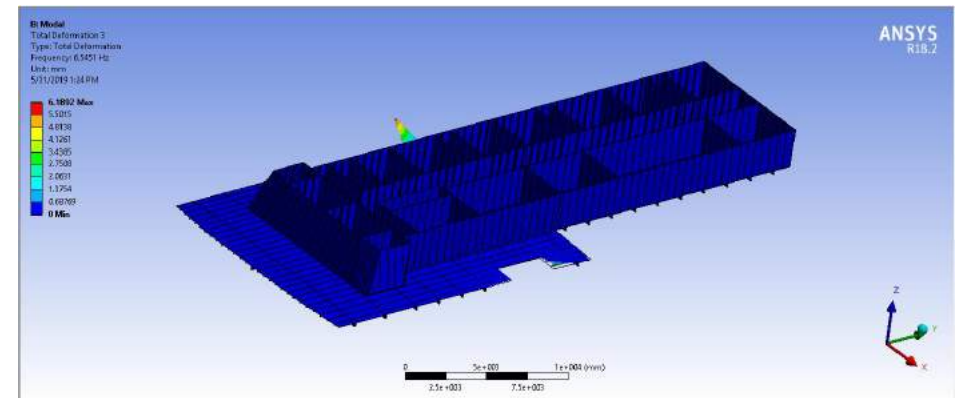


Gambar 21. Total Deformation

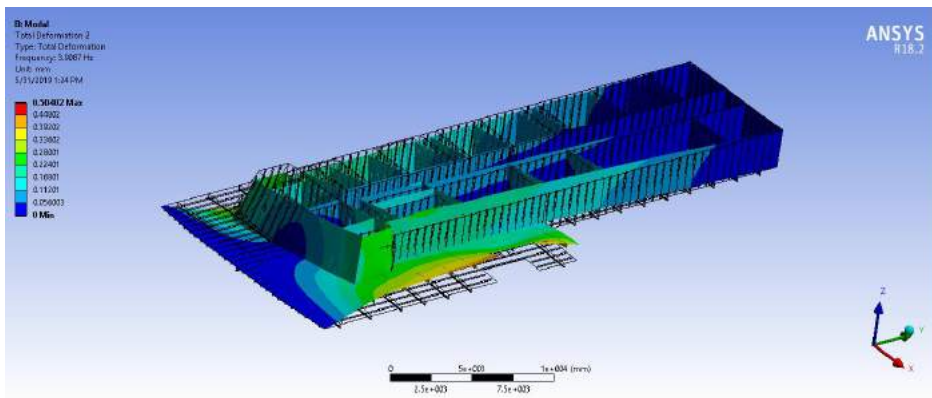
GELADAK D



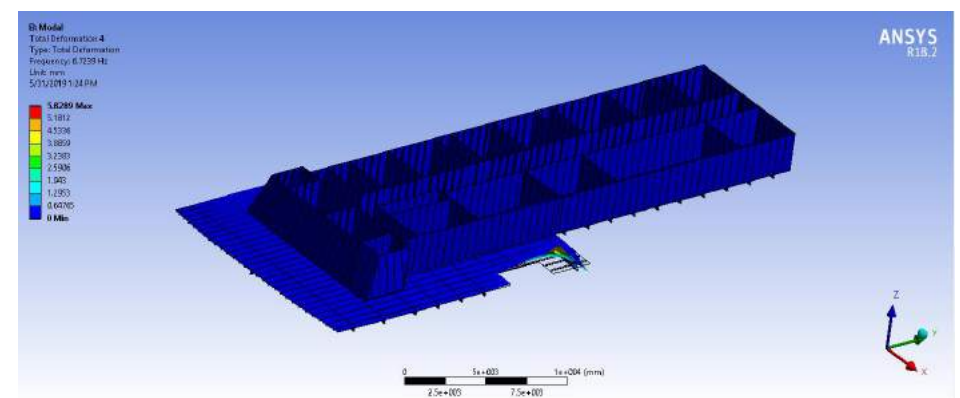
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

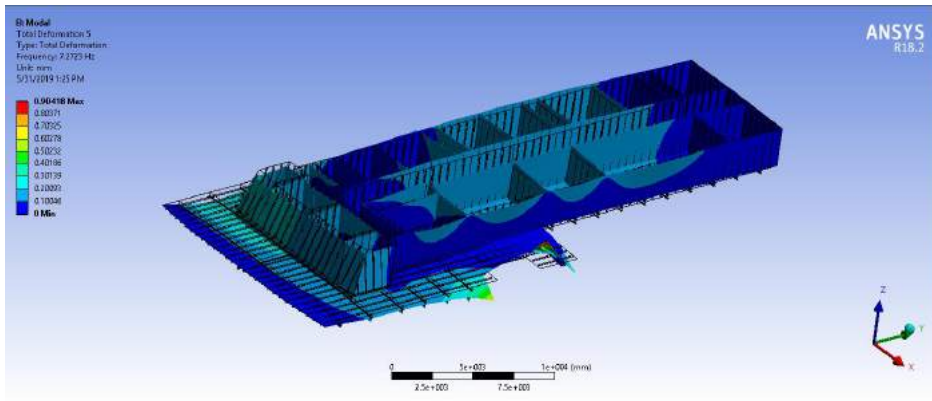


Gambar 2. Mode 2

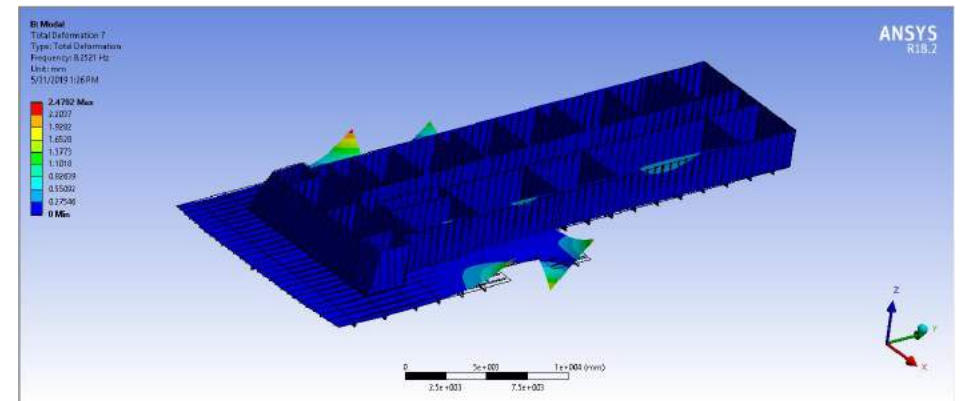


Gambar 4. Mode 4

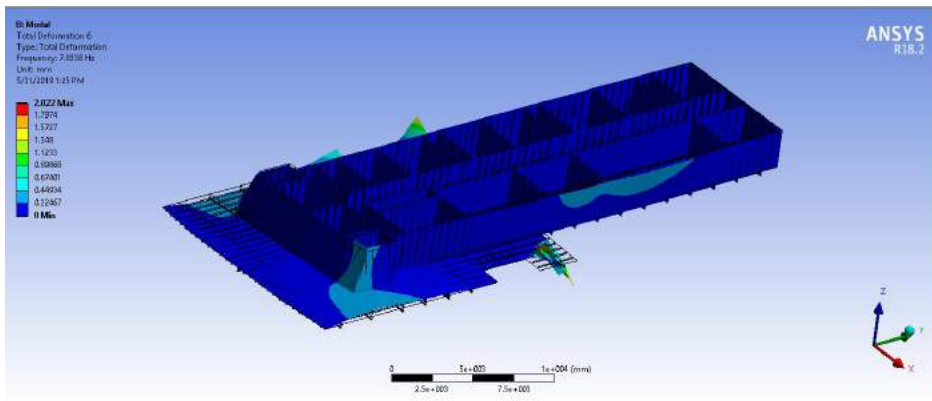
GELADAK D



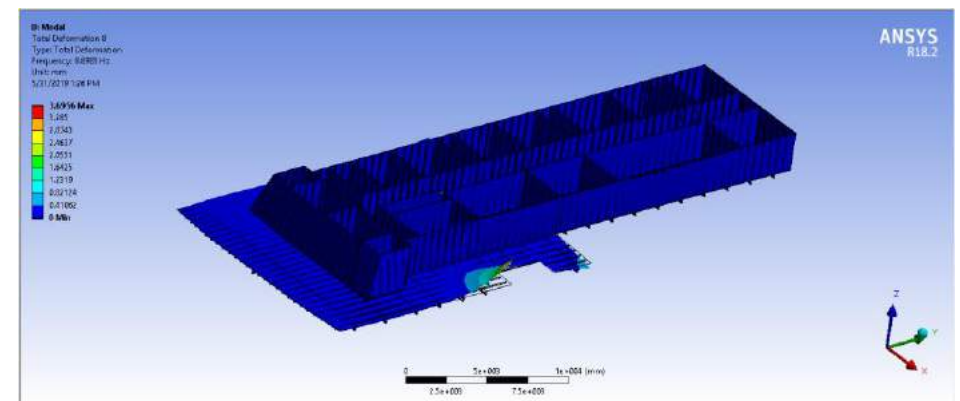
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

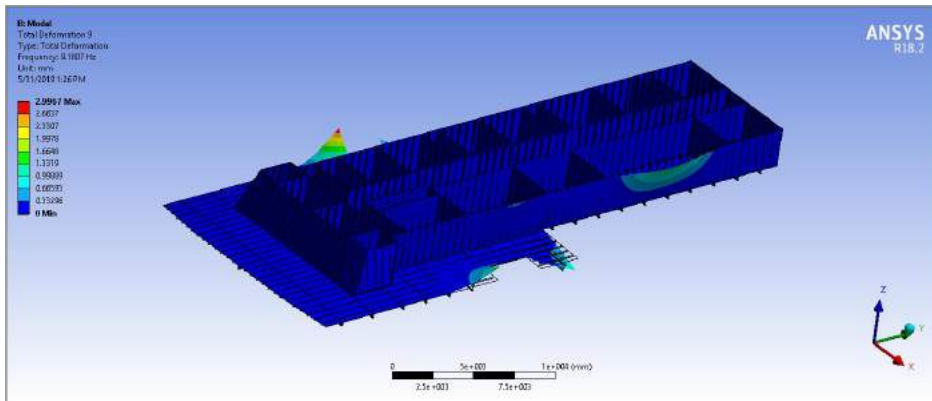


Gambar 6. Mode 6

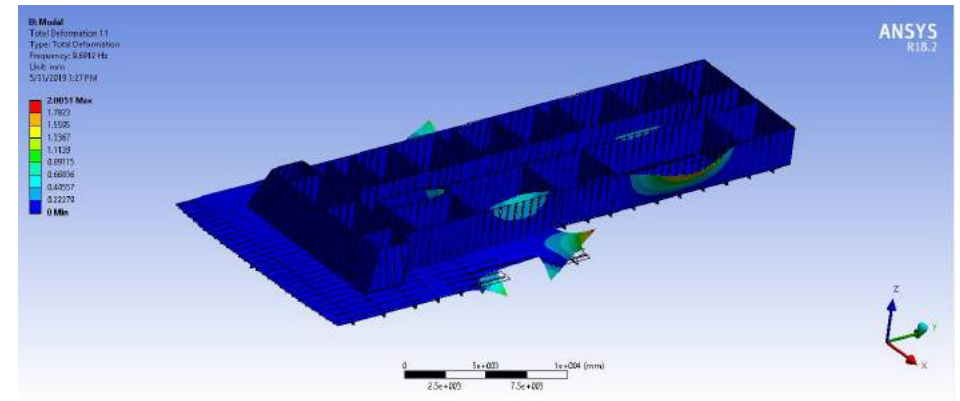


Gambar 8. Mode 8

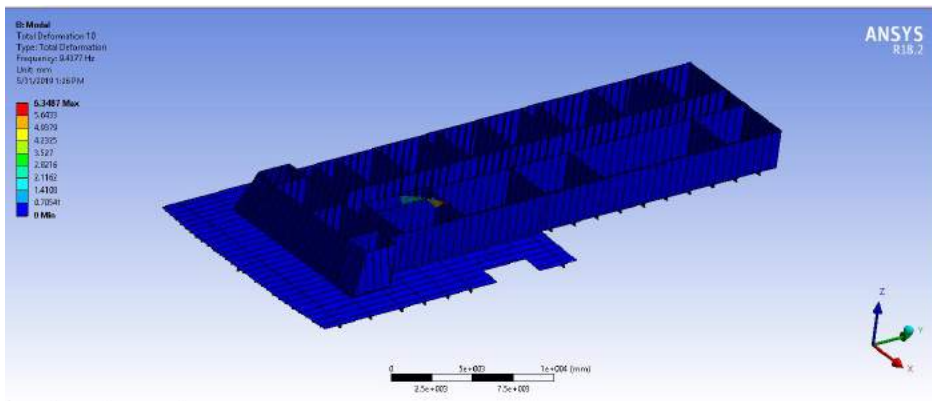
GELADAK D



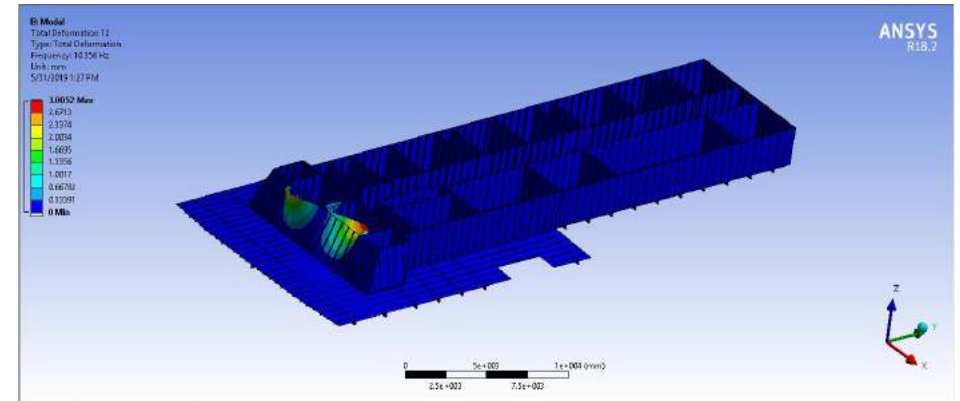
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

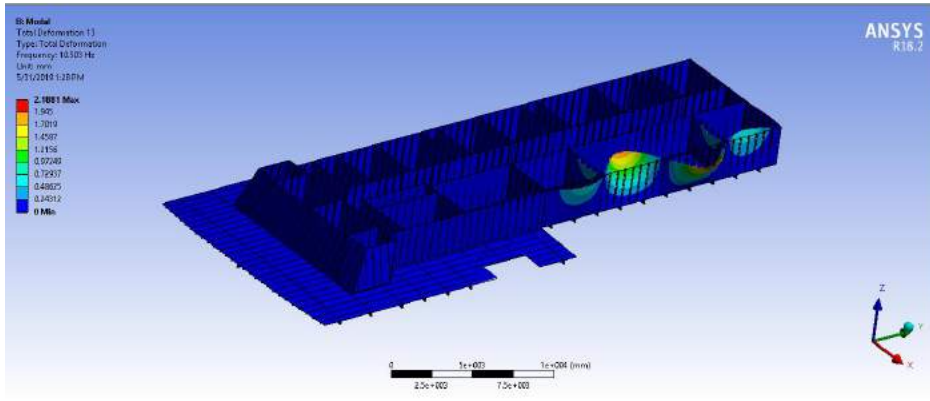


Gambar 10. Mode 10

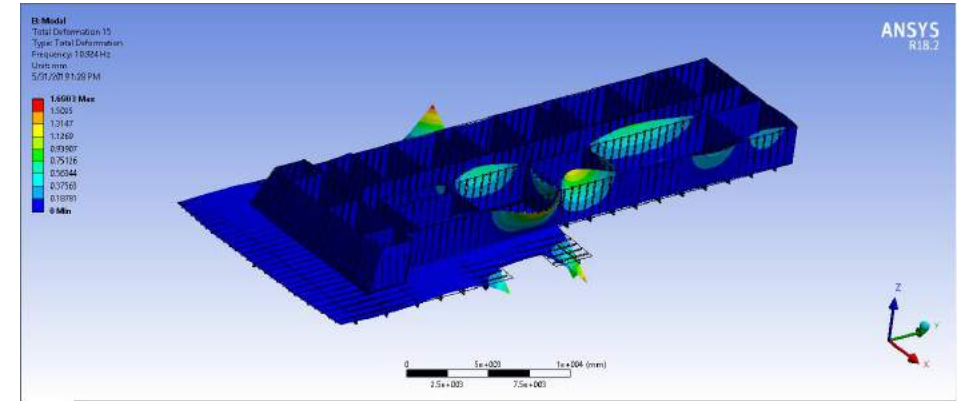


Gambar 12. Mode 12

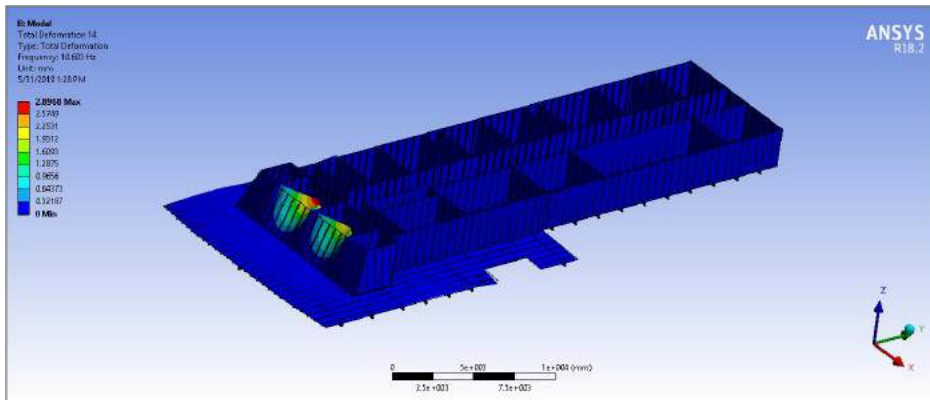
GELADAK D



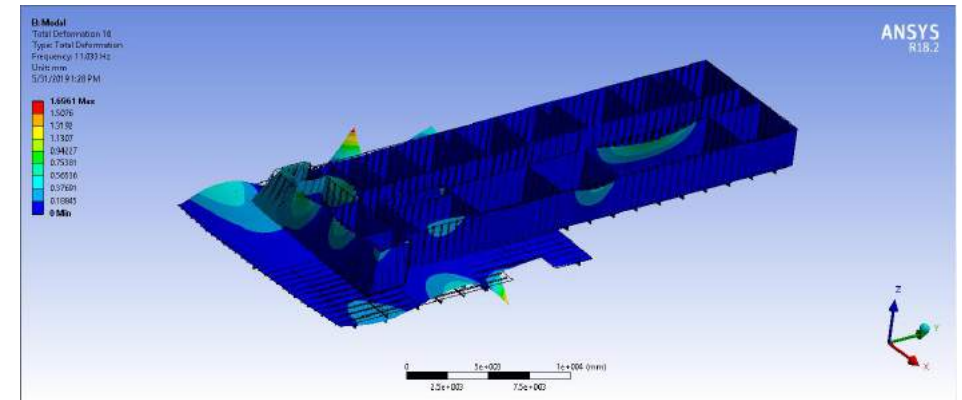
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

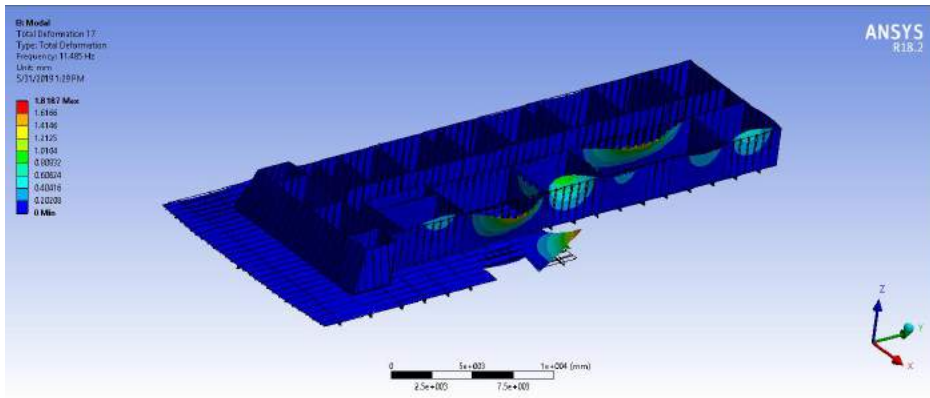


Gambar 14. Mode 14

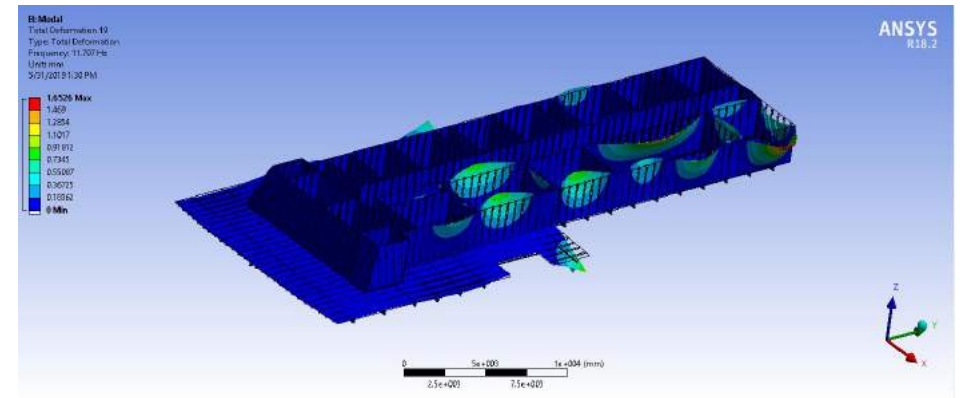


Gambar 16. Mode 16

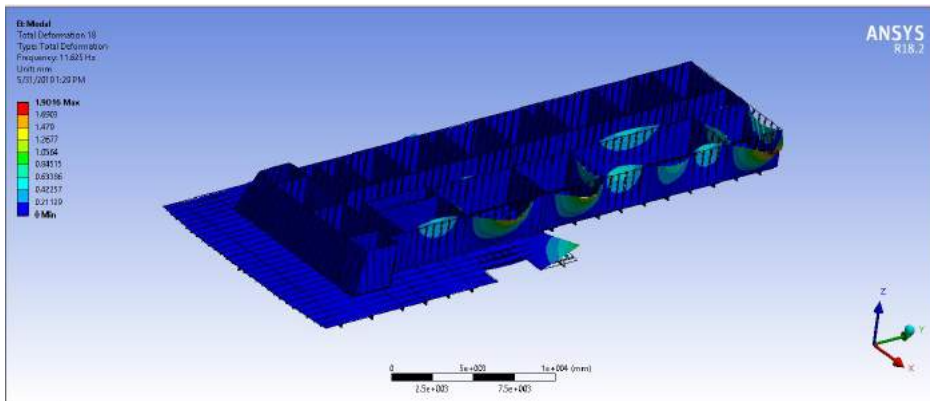
GELADAK D



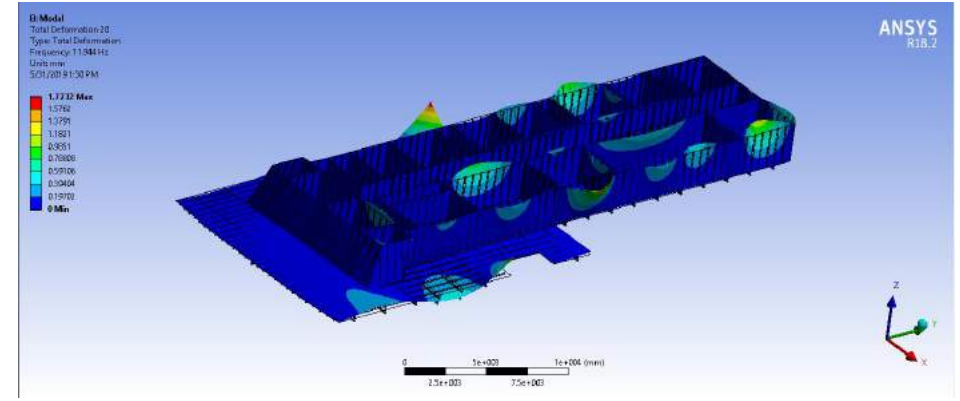
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

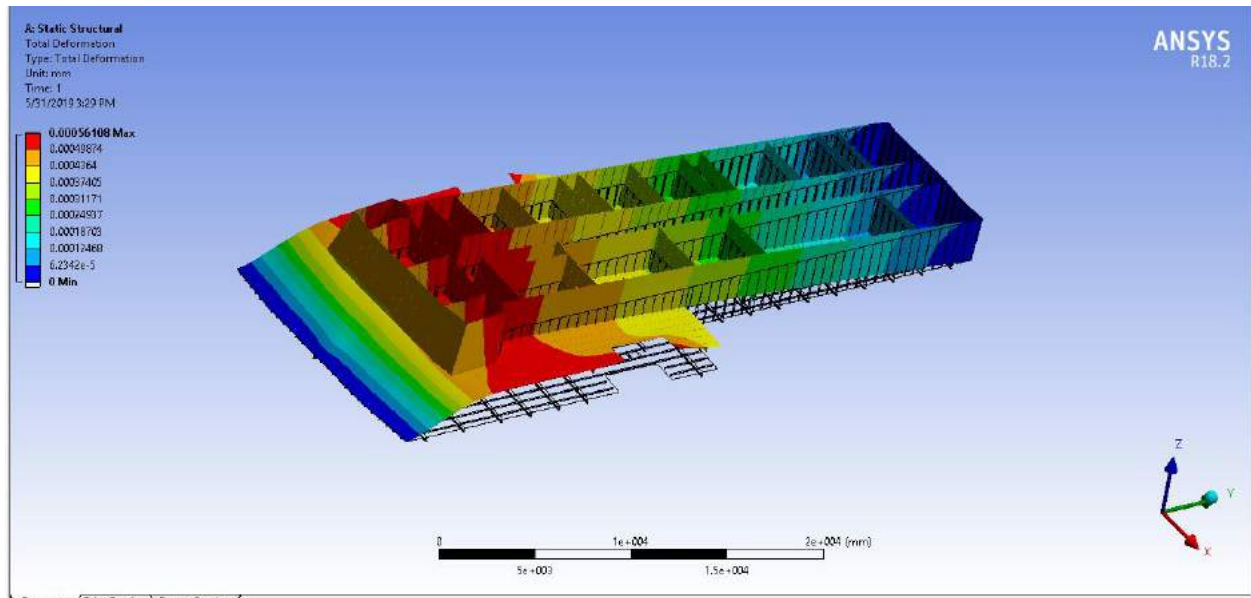


Gambar 18. Mode 18



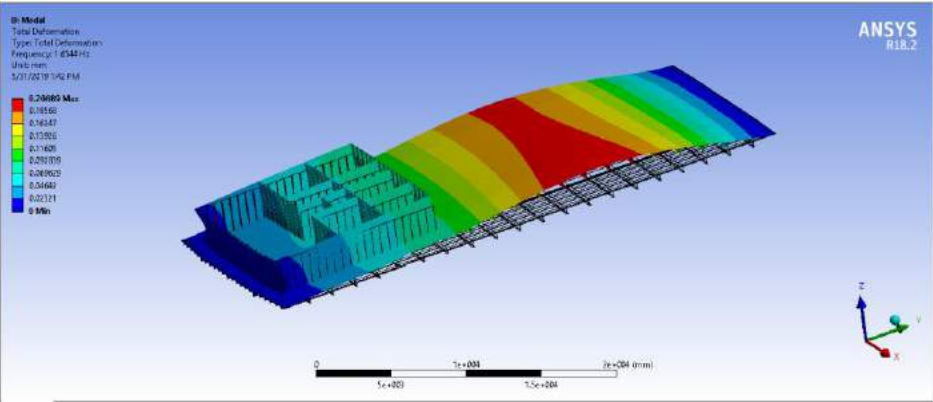
Gambar 20. Mode 20

GELADAK D

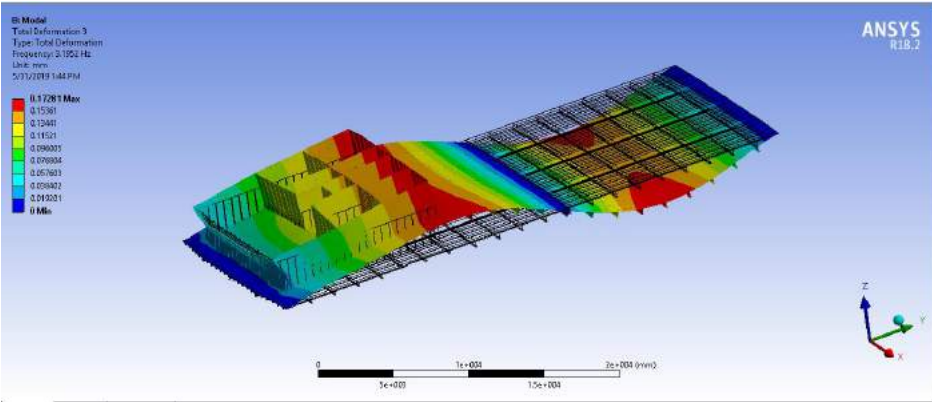


Gambar 21. Total Deformation

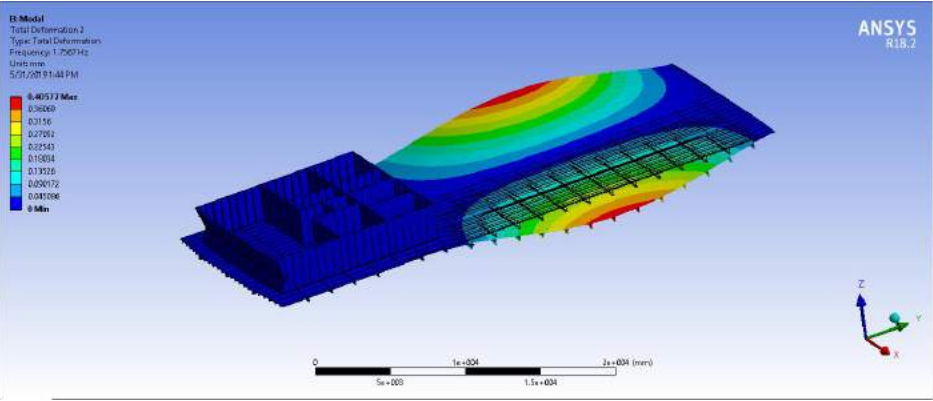
GELADAK E



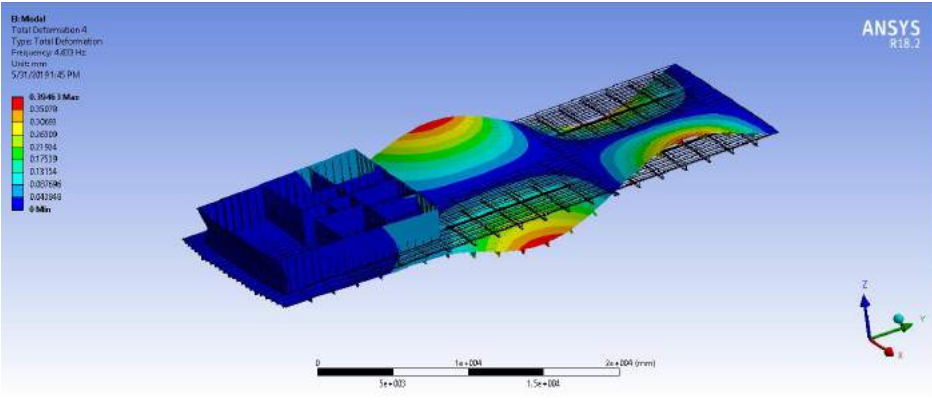
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

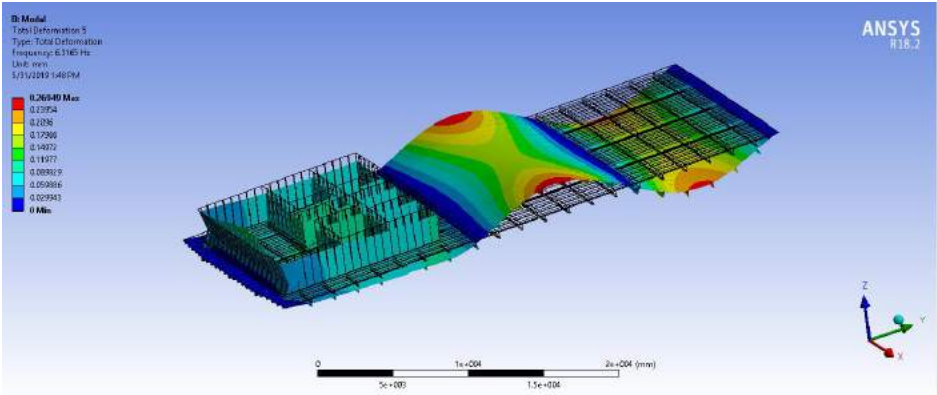


Gambar 2. Mode 2

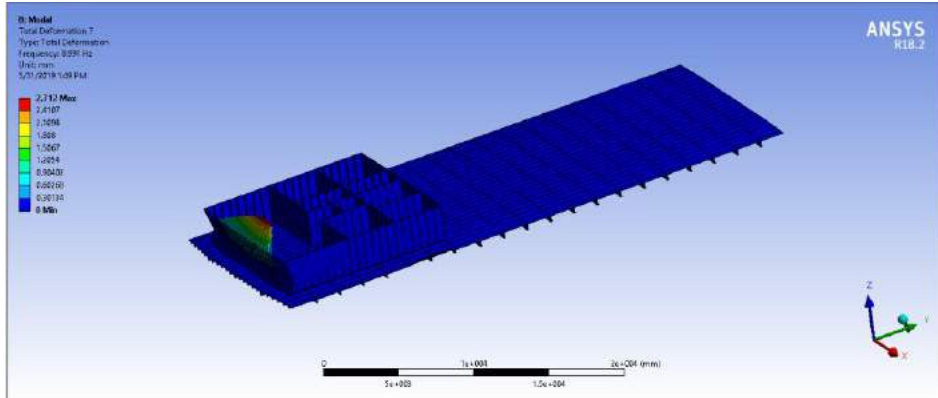


Gambar 4. Mode 4

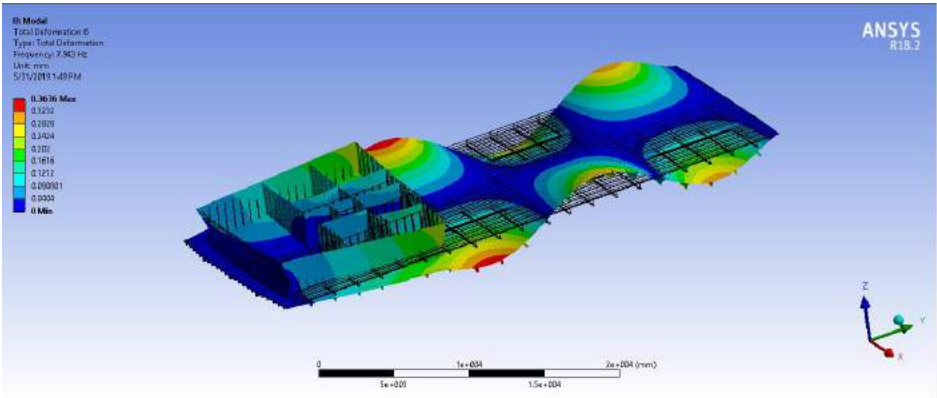
GELADAK E



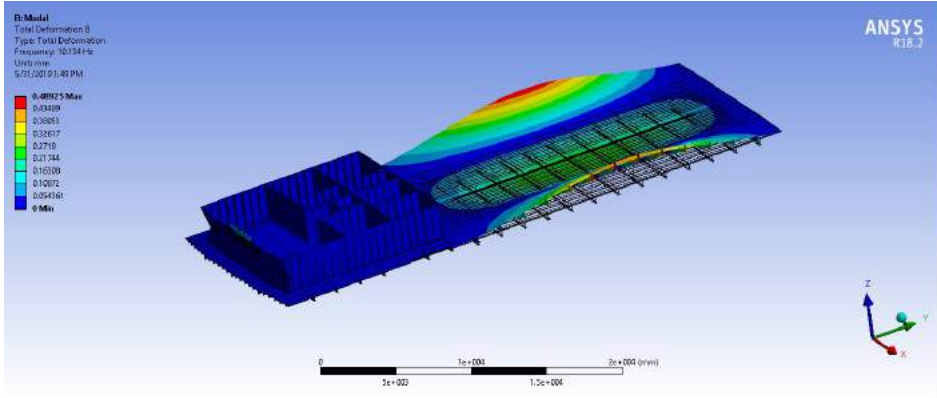
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

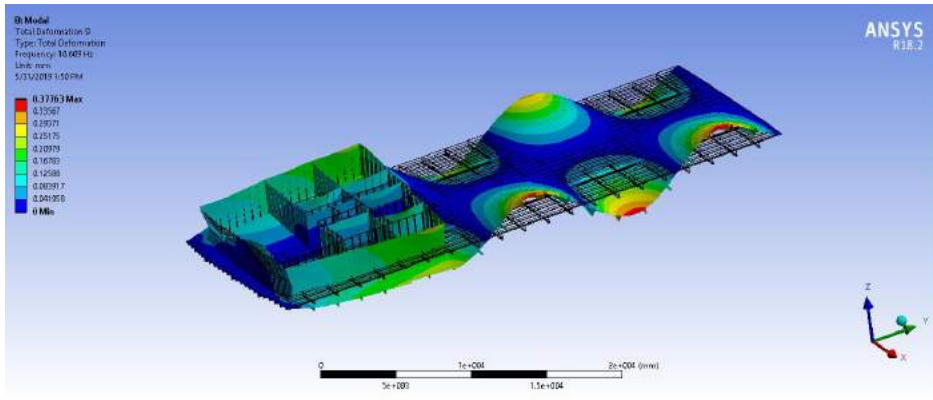


Gambar 6. Mode 6

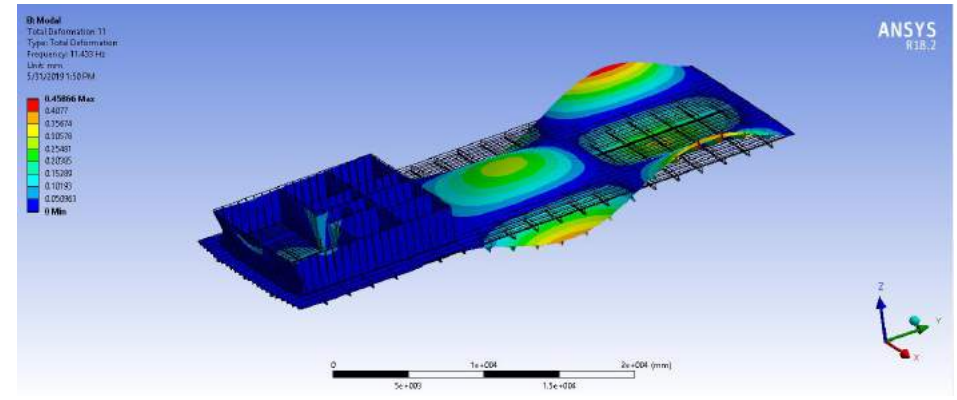


Gambar 8. Mode 8

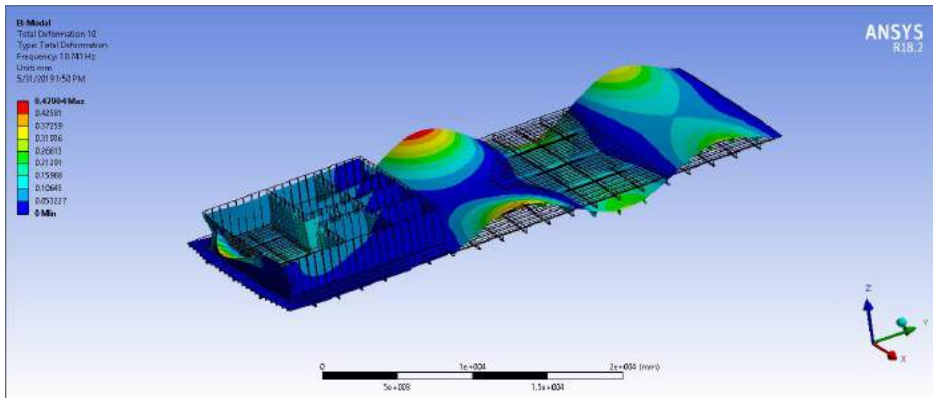
GELADAK E



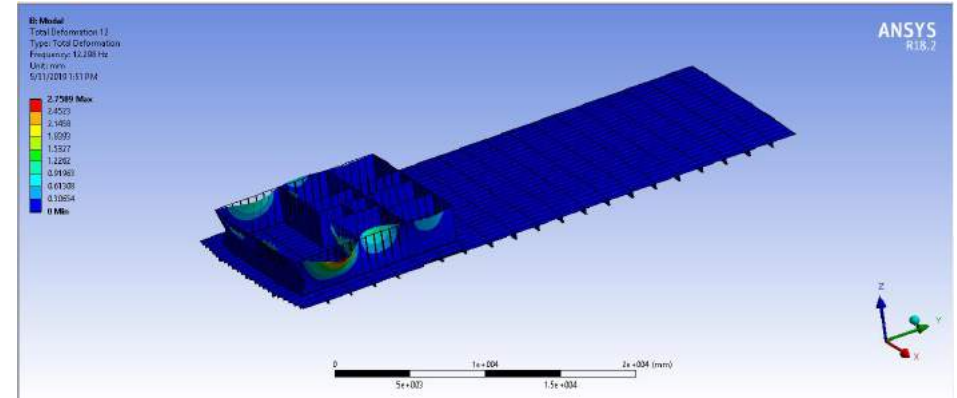
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

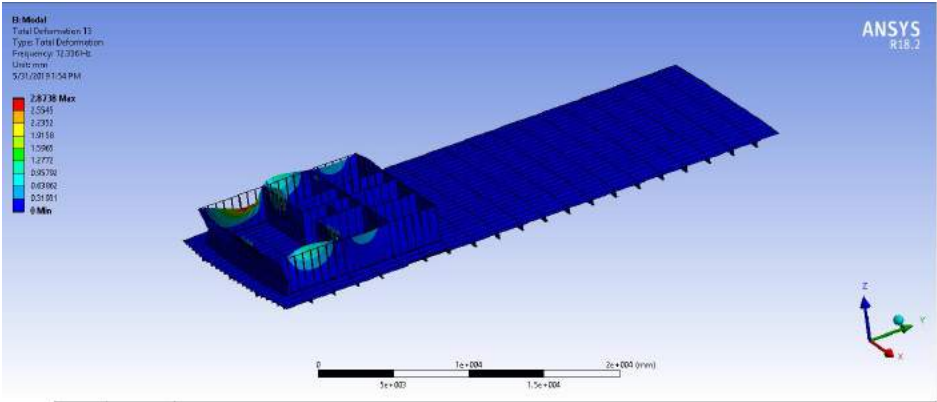


Gambar 10. Mode 10

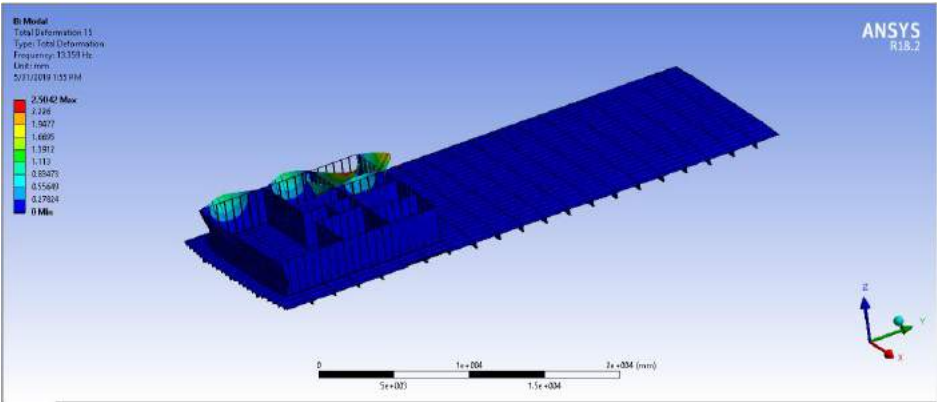


Gambar 12. Mode 12

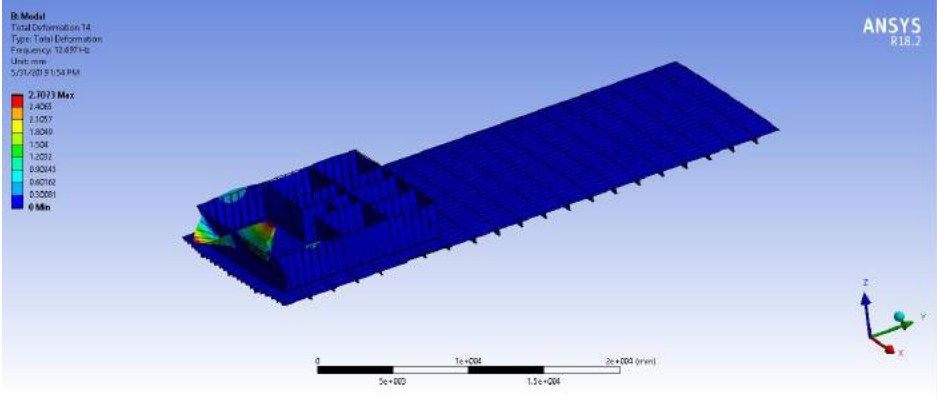
GELADAK E



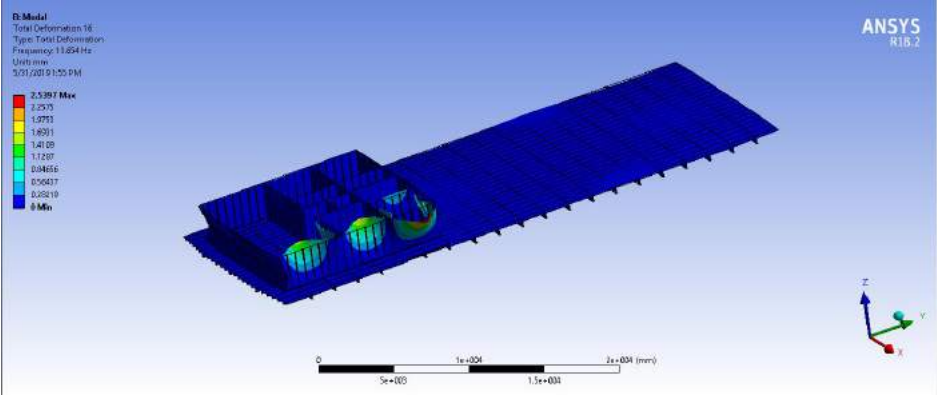
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

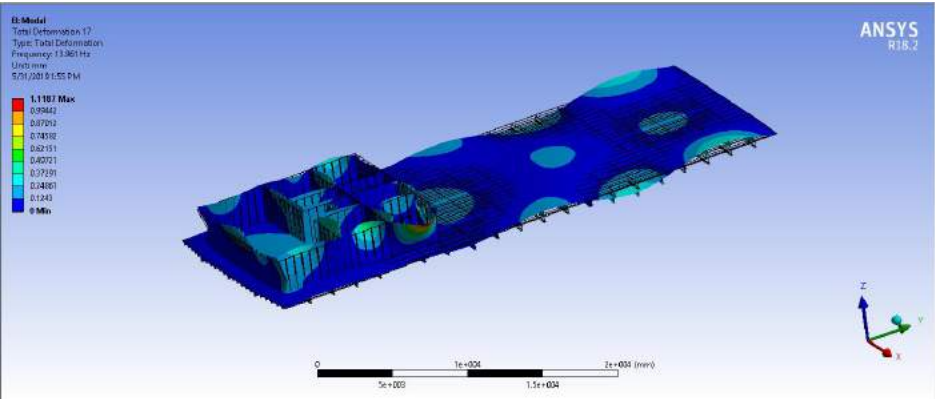


Gambar 14. Mode 14

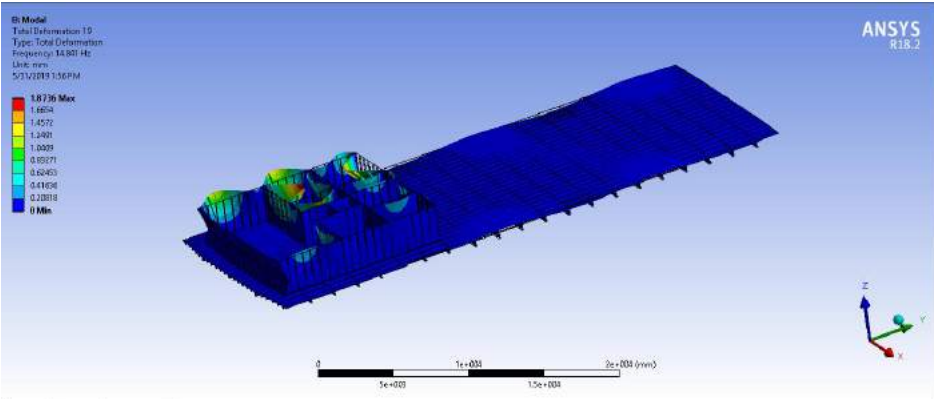


Gambar 16. Mode 16

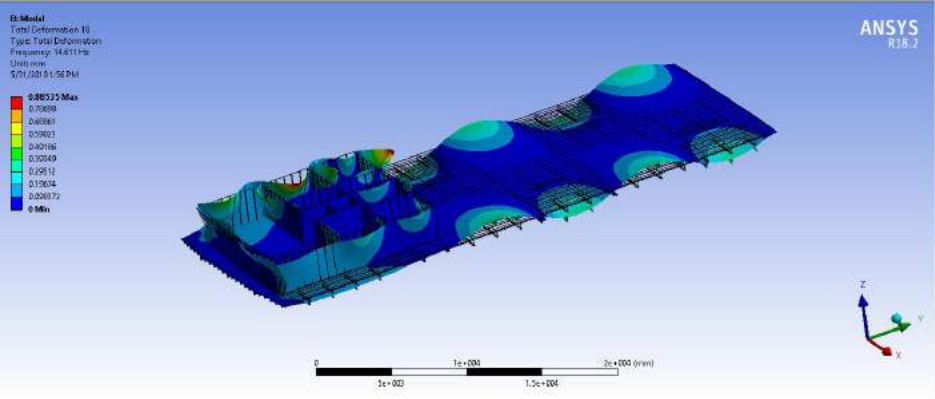
GELADAK E



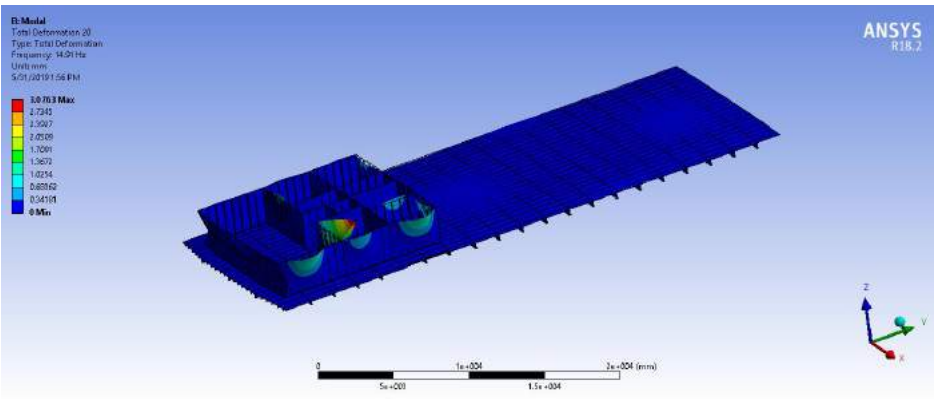
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

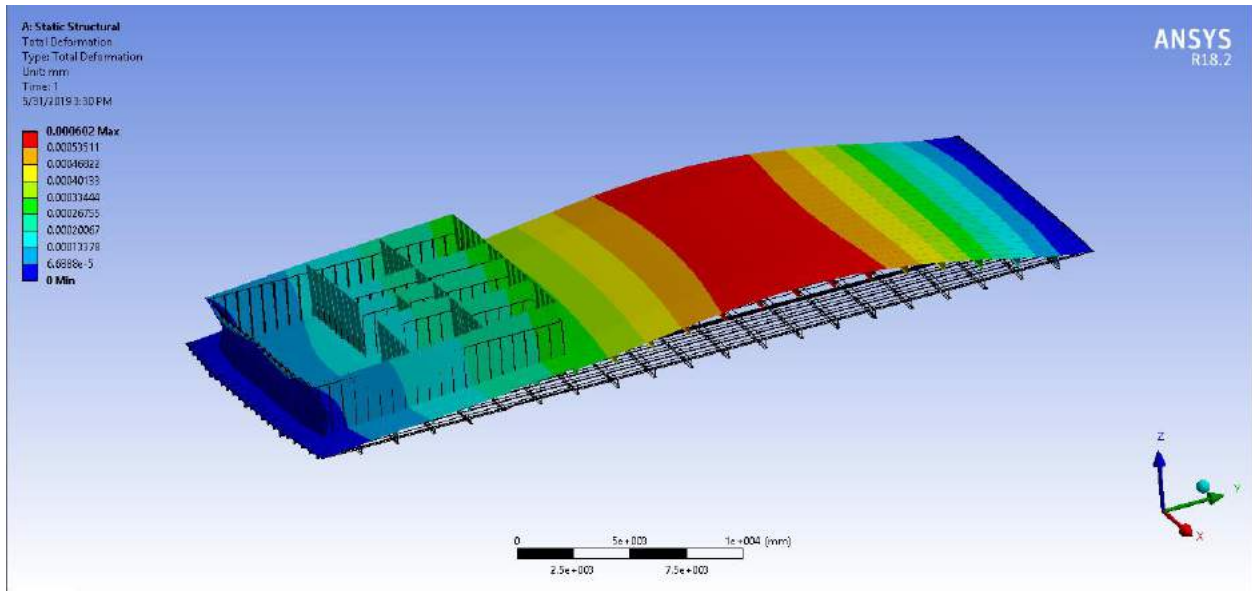


Gambar 18. Mode 18



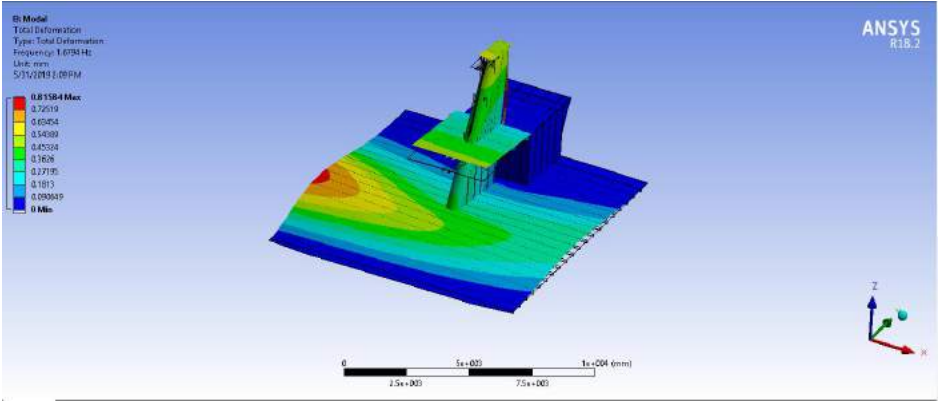
Gambar 20. Mode 20

GELADAK E

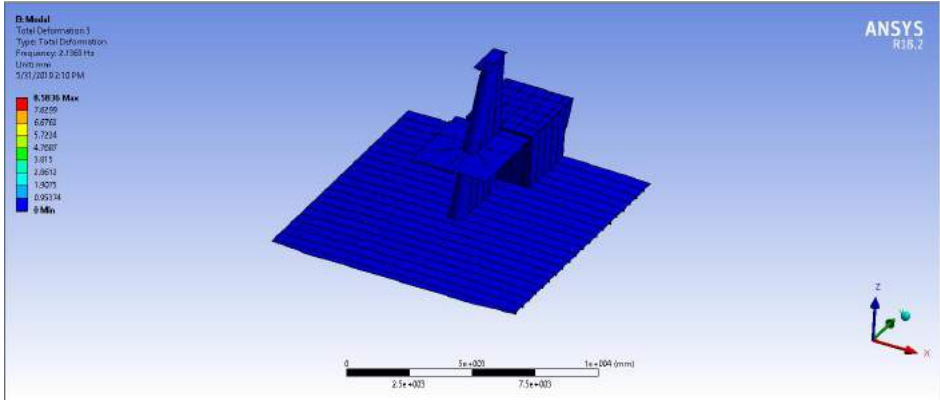


Gambar 21. *Total Deformation*

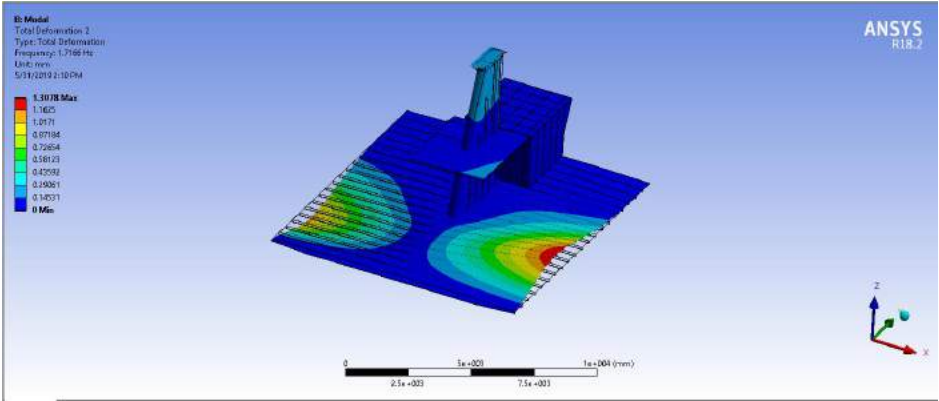
GELADAK F



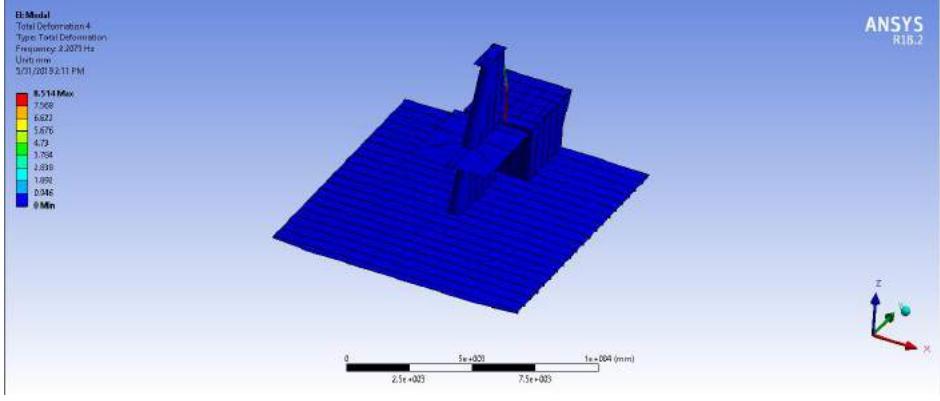
Gambar 1. Mode 1



Gambar 3. Mode 3

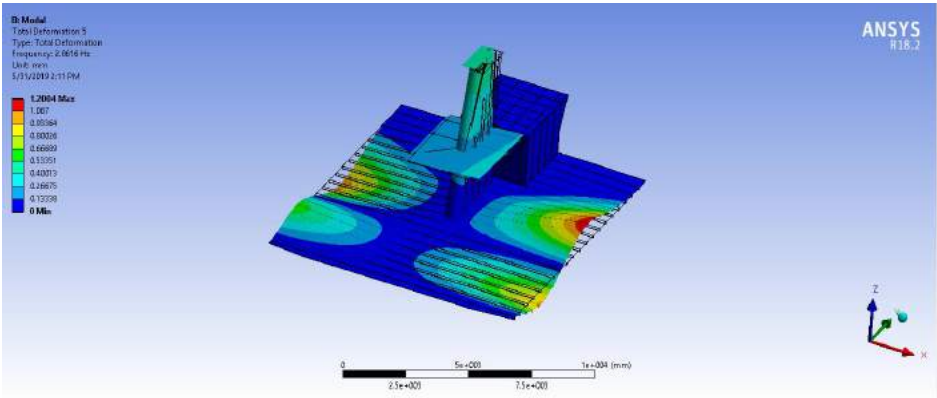


Gambar 2. Mode 2

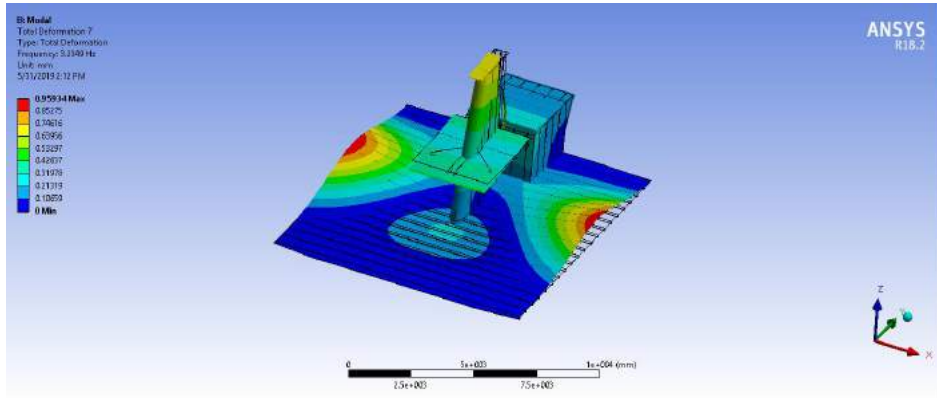


Gambar 4. Mode 4

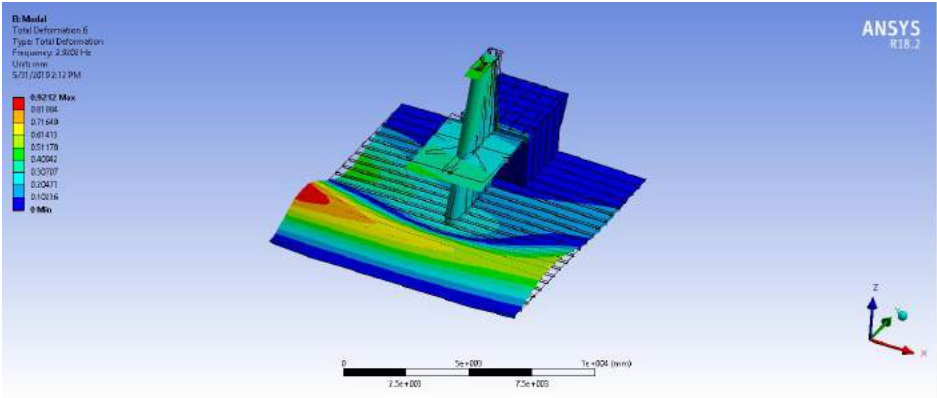
GELADAK F



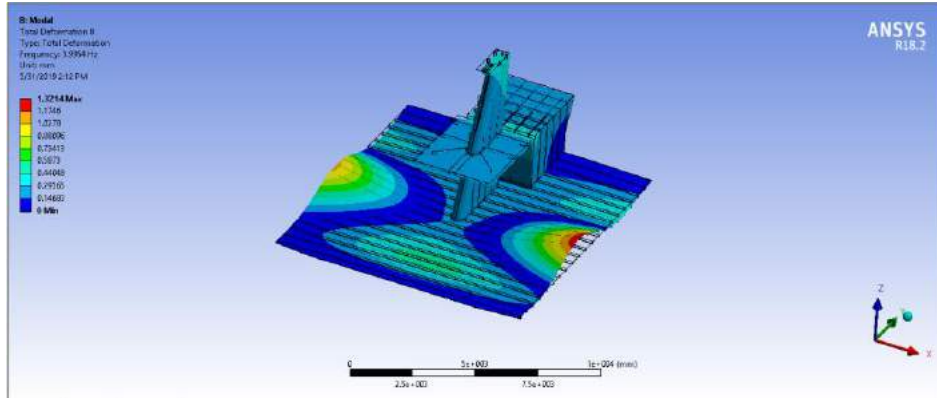
Gambar 5. Mode 5



Gambar 7. Mode 7

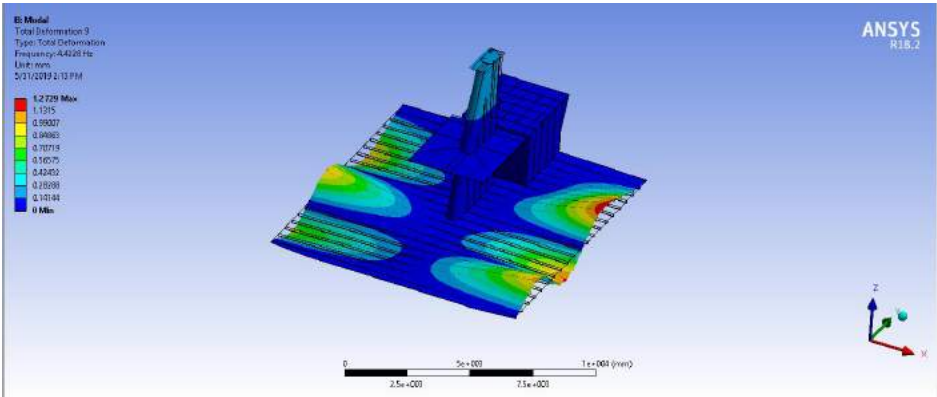


Gambar 6. Mode 6

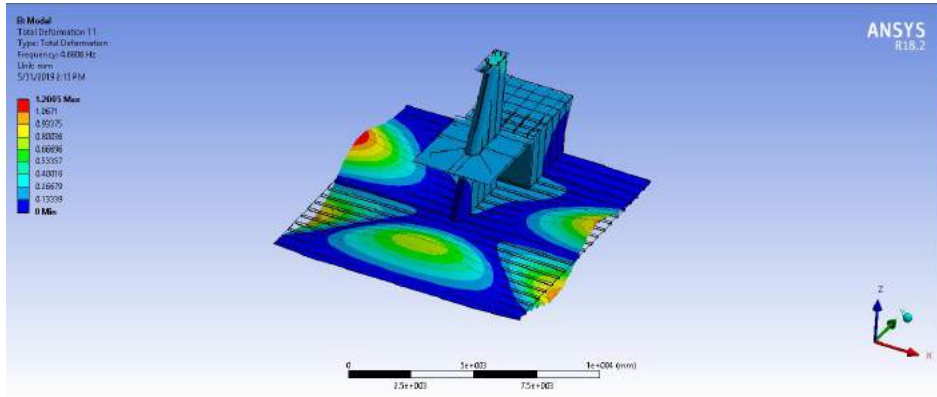


Gambar 8. Mode 8

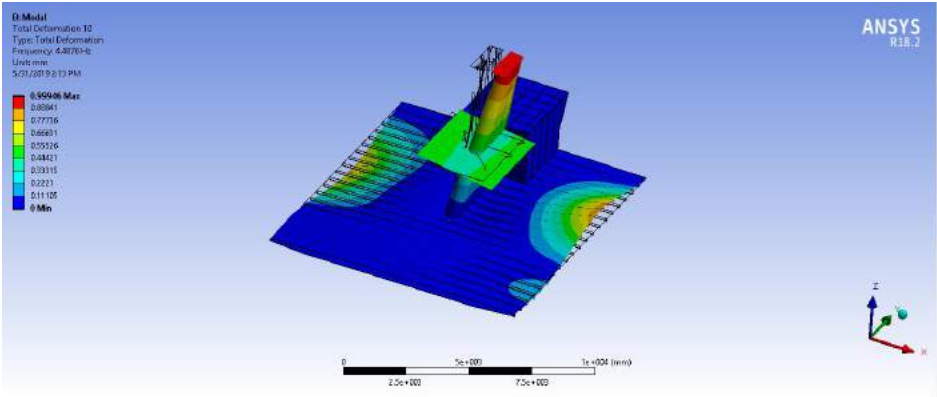
GELADAK F



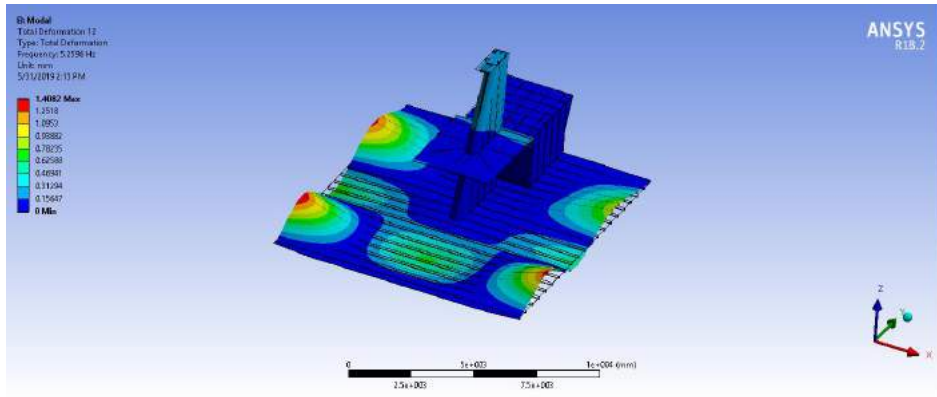
Gambar 9. Mode 9



Gambar 11. Mode 11

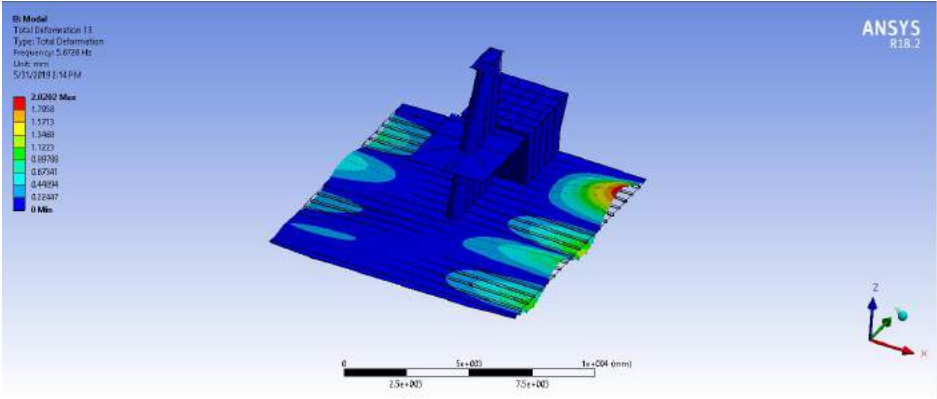


Gambar 10. Mode 10

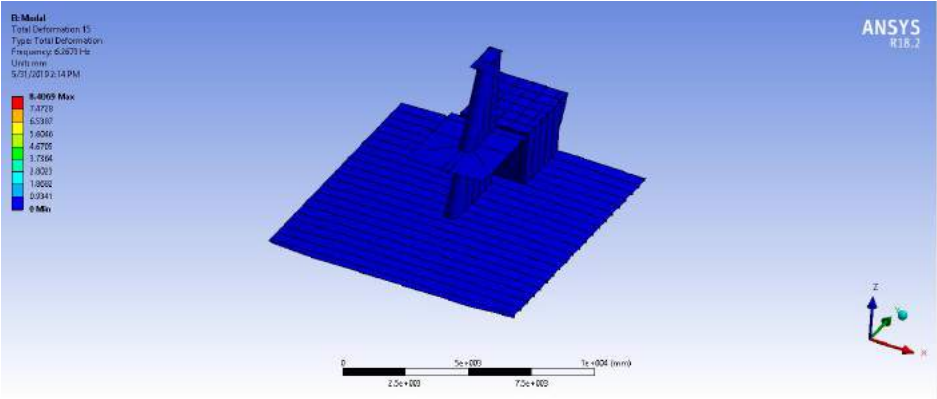


Gambar 12. Mode 12

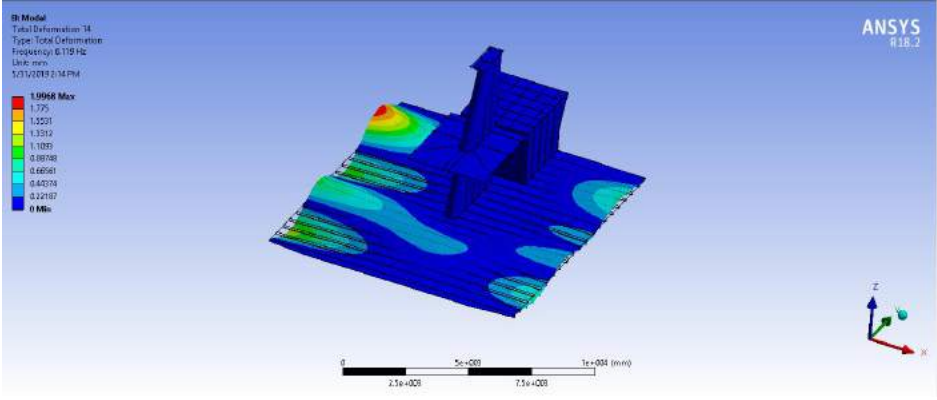
GELADAK F



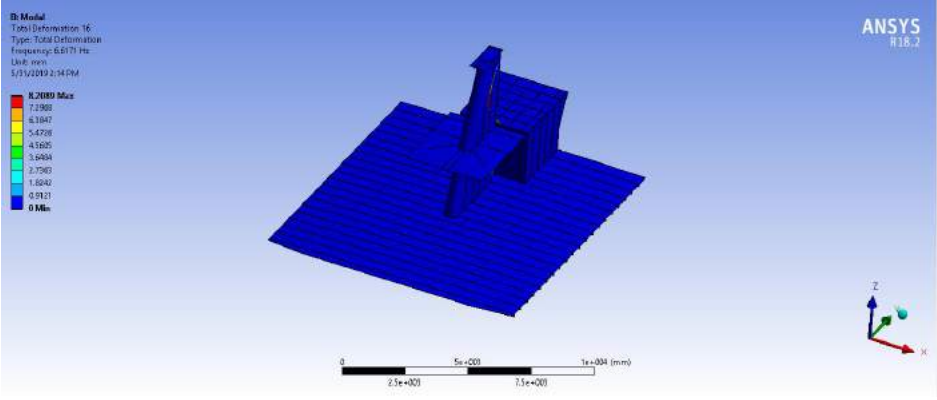
Gambar 13. Mode 13



Gambar 15. Mode 15

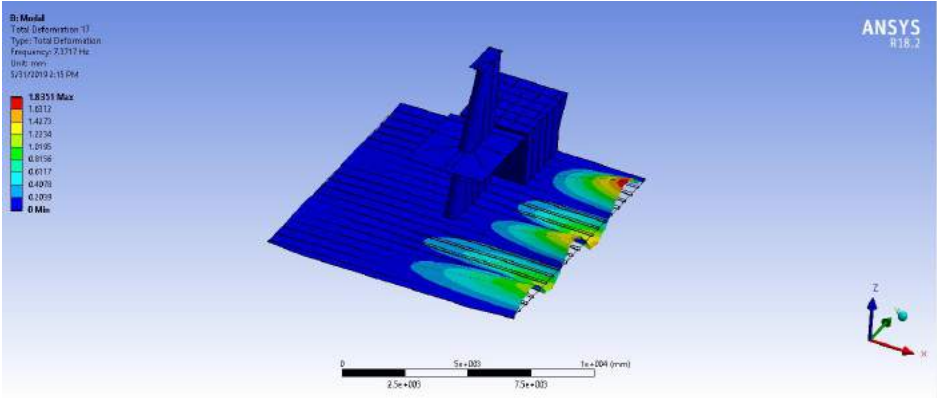


Gambar 14. Mode 14

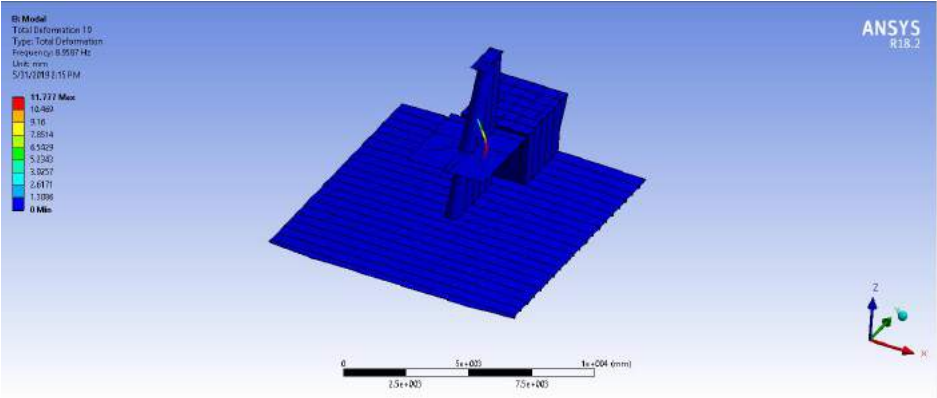


Gambar 16. Mode 16

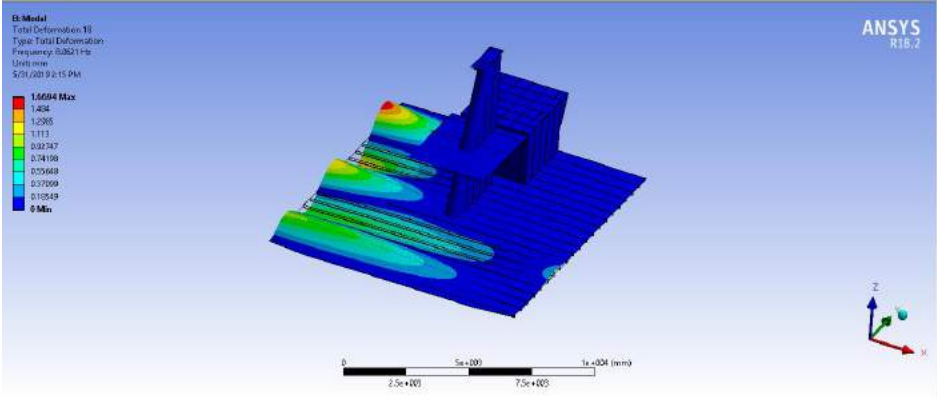
GELADAK F



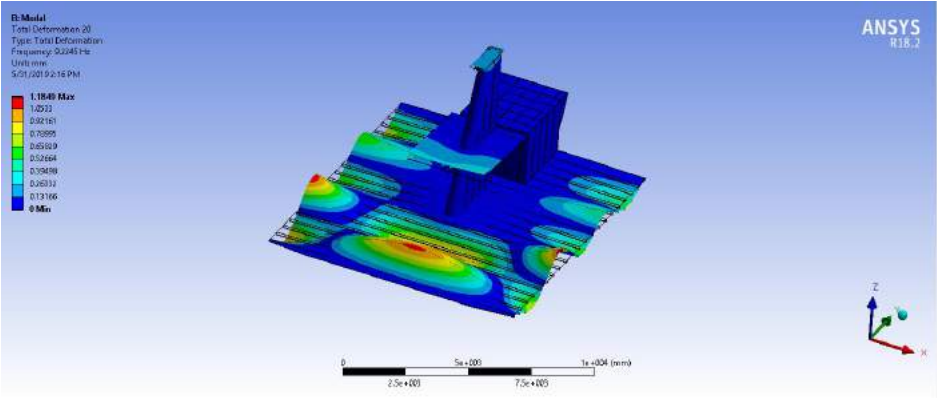
Gambar 17. Mode 17



Gambar 19. Mode 19

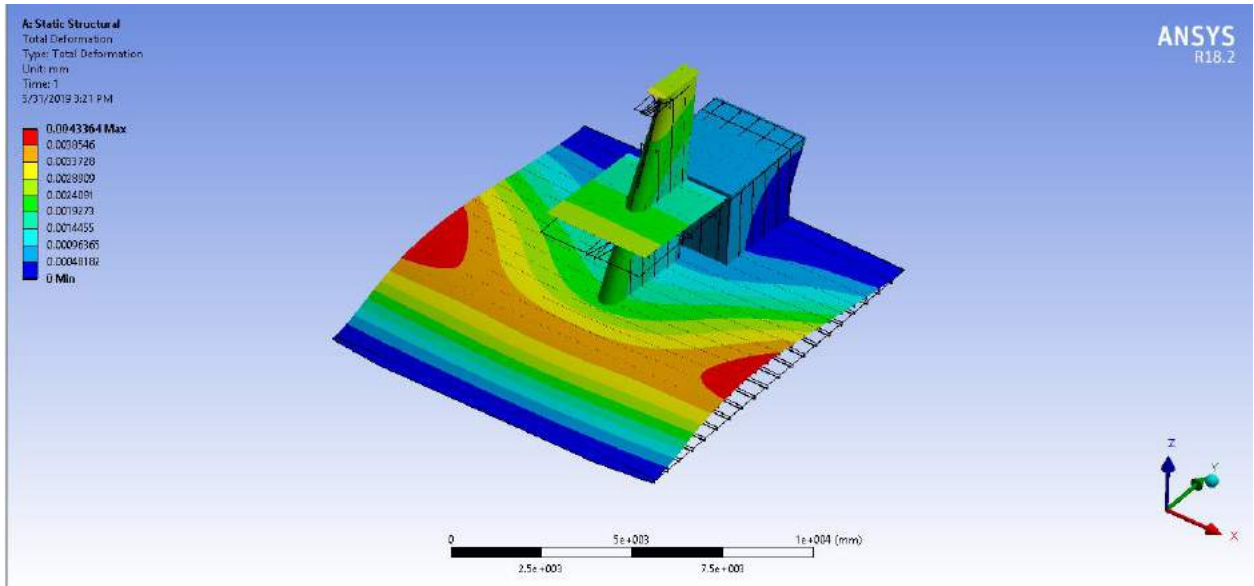


Gambar 18. Mode 18



Gambar 20. Mode 20

GELADAK F



Gambar 21. *Total Deformation*

BIODATA PENULIS



Penulis Tugas Akhir ini adalah Fajar Rahmanul Ichwan, atau biasa dipanggil Fajar. Penulis dilahirkan di Madiun tepatnya tanggal 13 Maret 1997. Penulis merupakan anak pertama dari keluarga pasangan Bapak Suyanto dan Almarhum Ibu Tarmiati. Penulis besar dan tumbuh di keluarga yang berlatar belakang bertani. Pendidikan formal yang telah ditempuh penulis selama ini adalah TK Pucangrejo, setelah itu penulis meneruskan ke jenjang yang lebih tinggi yakni SDN Sogaten, dilanjutkan dengan SMPN 3 Peterongan dan SMAN 3 Madiun. Setelah lulus dari jenjang menengah ke atas, penulis diterima di Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS pada tahun 2015 melalui jalur undangan yakni SNMPTN. Kala itu Departemen Teknik Perkapalan masih bernama Jurusan Teknik Perkapalan sebelum menjadi PTNBH. Di Departemen Teknik Perkapalan, penulis fokus dalam Bidang Studi Rekayasa, khususnya Konstruksi dan Kekuatan Kapal. Selama kuliah di ITS, penulis aktif di HIMATEKPAL dan UKM PSHT ITS. Selama menjadi pengurus HIMATEKPAL, penulis masuk dalam *staff* Departemen Kewirausahaan HIMATEKPAL 2016/2017 dan *Steering Committee* Departemen Kaderisasi HIMATEKPAL 2017/2018. Kemudian selama menjadi pengurus UKM PSHT ITS, penulis masuk dalam *staff* Departemen Hubungan Luar UKM PSHT ITS 2016/2017, Kepala Departemen Dalam Negeri UKM PSHT ITS 2017/2018, dan Wakil Ketua UKM PSHT ITS 2018/2019. Alasan penulis dua ormawa tersebut untuk menjalin relasi di dalam dan di luar HIMATEKPAL. Serta penulis pernah menjadi *grader* tugas besar yaitu mata kuliah Desain Konstruksi Kapal pada tahun ajaran 2018/2019.

Email: fajarrahmanul@gmail.com dan fajar15@mhs.na.its.ac.id