TUGAS AKHIR – MN141581

ANALISIS POTENSI TERJADINYA RESONANSI PADA KAPAL PATROLI CEPAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

MUHAMMAD ANSORI HASIBUAN

NRP. 4112 100 011

Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE., PED.

Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T

DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2017

Bismillaahirrahmaanirrahiim.

"*Bacalah dengan (menyebut) nama Tuhanmu yang menciptakan. Dia telah menciptakan manusia dari segumpal darah. Bacalah, dan Tuhanmulah Yang Mahamulia. Yang mengajar (manusia) dengan pena. Dia mengajarkan manusia apa yang tidak diketahuinya." (T.QS Al-'Alaq : 1-5)*

TUGAS AKHIR – MN141581

ANALISIS POTENSI TERJADINYA RESONANSI PADA KAPAL PATROLI CEPAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Muhammad Ansori Hasibuan

N.R.P. 4112 100 011

Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE, PED.

Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T

Departemen Teknik Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2017

Petuah Imam Syafi'i:

- *Ilmu itu bagaikan binatang buruan, sedangkan pena adalah pengikatnya. Maka, ikatlah buruanmu dengan tali yang kuat.*
- *Alangkah bodohnya jika kamu mendapatkan kijang (hewan buruan). Namun, kamu tidak mengikatnya hingga akhirnya binatang buruan itu lepas ditengah-tengah manusia.*

FINAL PROJECT – MN141581

ANALYSIS OF RESONANCE POTENTIAL IN A FAST PATROL BOAT USING FINITE ELEMENT METHOD

Muhammad Ansori Hasibuan
N.R.P. 4112 100 011

Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE., PED.
Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T

Departement of Naval Architecture and Shipbuilding Engineering
Faculty of Marine Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2017

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS POTENSI TERJADINYA RESONANSI PADA KAPAL PATROLI CEPAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi dan Kekuatan
Program S1 Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh:

MUHAMMAD ANSORI HASIBUAN
NRP. 4112 100 011

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing I	Dosen Pembimbing II
Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE., PED.	Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T.
NIP. 19510918 197803 1 003	NIP. 19840921 201212 2 001

KEMENTERIAN RISET TEKNOLOGI DAN PENDIDIKAN TINGGI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN

SURABAYA, JANUARI 2017

LEMBAR REVISI

ANALISIS POTENSI TERJADINYA RESONANSI PADA KAPAL PATROLI CEPAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

Telah direvisi dengan hasil Ujian Tugas Akhir

Tanggal 11 Januari 2017

Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi dan Kekuatan
Program S1 Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

MUHAMMAD ANSORI HASIBUAN
NRP. 4112 100 011

Disetujui oleh Tim Penguji Ujian Tugas Akhir:

1. Mohammad Nurul Misbah, S.T., M.T. .....
2. Wing Hendroprasetyo A. P., S.T., M.Eng. .....
3. Sri Rejeki Wahyu P., S.T., M.T. .....

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE., PED. .....
2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T. .....

SURABAYA, JANUARI 2017

Dipersembahkan untuk kedua Orangtua, Kakak dan Adik tersayang yang selalu membantu segala usaha untuk meraih ridho Allah Swt.

KATA PENGANTAR

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَٰنِ الرَّحِيمِ

Puji syukur kepada Allah Subhanahu wa ta'ala atas karunia-Nya Tugas Akhir ini dapat selesai dengan baik. Pada kesempatan ini Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini, yaitu:

1. Bapak Ir. Wasis Dwi Aryawan M.Sc., Ph.D. selaku Ketua Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS.
2. Bapak Aries Sulisetyono, S.T., MA.Sc., Ph.D selaku dosen wali selama menjadi mahasiswa S1 Teknik Perkapalan
3. Bapak Ir. Asjhar Imron, M.Sc. MSE, PED dan Ibu Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir atas bimbingannya selama pengerjaan dan penyusunan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Abber Hasibuan dan Ibu Rosmawaty Nasution (Orang Tua), Fitri Nirwana Hasibuan S.Pt., M.Si., Elvi Pebri Hasibuan, S.P., Romaito Hasibuan, S.KM (Kakak) dan Yusril Halomoan (Adik) yang telah memberikan semangat, dukungan, motivasi dan inspirasi kepada penulis.
5. Teman-teman As-Safiinah dan Ibnu Batuta yang telah membantu berjuang dalam proses perbaikan diri dan meraih ridho Allah Swt.
6. Semua pihak yang telah membantu penyelesaian Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu tanpa mengurangi rasa hormat

Penulis sangat mengharapkan kritik dan saran dari pembaca. Guna perbaikan bagi karya tulis penulis kedepannya dan bermanfaat bagi banyak pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

ANALISIS POTENSI TERJADINYA RESONANSI PADA KAPAL PATROLI CEPAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama	: Muhammad Ansori Hasibuan
NRP	: 4112 100 011
Jurusan/Fakultas	: Teknik Perkapalan / Teknologi Kelautan
Pembimbing	: 1. Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE, PED
	2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T

ABSTRAK

Badan kapal dapat mengalami getaran yang disebabkan oleh eksitasi baling-baling dan permesinan. Getaran tersebut dapat mengakibatkan kerusakan pada struktur kapal atau komponen-komponen permesinan dan peralatan elektronik. Selain itu, getaran juga dapat mengakibatkan ketidaknyamanan pada penumpang dan crew kapal. Jika hal tersebut terjadi, kinerja peralatan kapal dan crew dapat mengalami penurunan. Hal ini terjadi jika besarnya frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi alami badan kapal atau yang disebut dengan resonansi. Penelitian ini menganalisis potensi terjadinya resonansi pada Kapal Patroli Cepat 28 m secara global dan lokal, yaitu pada geladak utama kapal. Perhitungan frekuensi alami dan mode shapes dilakukan dengan pemodelan kapal di Program Analisis Elemen Hingga (FEA Software). Metode penyelesaian yang digunakan adalah metode Block Lanczos. Frekuensi eksitasi baling-baling adalah 55,36 Hz dan frekuensi eksitasi mesin induk adalah 38,33 Hz. Berdasarkan hasil perhitungan dari FEA Software, didapatkan frekuensi alami model global untuk mode pertama sampai seratus berkisar antara 12,52 Hz sampai 77,37 Hz. Sedangkan untuk model lokal, didapatkan frekuensi alami untuk limapuluh mode pertama berkisar antara 16,21 Hz sampai dengan 92,82 Hz. Jika resonansi terjadi ketika frekuensi alami mendekati atau sama dengan frekuensi eksitasi, maka kapal secara global akan beresonansi dengan baling-baling pada mode ke-34, mode ke-35 dan mode ke-36. Sedangakan terhadap eksitasi mesin induk, badan kapal secara global tidak akan beresonansi. Untuk geladak utama kapal, resonansi akibat eksitasi baling-baling akan terjadi pada mode ke-11. Geladak utama juga tidak akan beresonansi dengan eksitasi mesin induk karena tidak memiliki frekuensi alami yang bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi.

Kata Kunci: Elemen hingga, frekuensi alami, kapal patroli cepat, mode shapes

ANALYSIS OF RESONANCE POTENTIAL IN A FAST PATROL BOAT USING FINITE ELEMENT METHOD

Author	: Muhammad Ansori Hasibuan
ID Number	: 4112 100 011
Dept./Faculty	: Naval Architecture and Shipbuilding Engineering/Marine Technology
Supervisor	: 1. Ir. Asjhar Imron, M.Sc., MSE, PED.
	2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T, M.T.

ABSTRACT

The main cause of vibration in fast patrol boats are mainly propellers and main engines. The vibration can lead to structural damage in a ship or its machinary components & electronics equipments. Moreover, the vibration can cause discomfort to the passengers and crews. If that happens, then the performance of the ship and crews can be decreased. This occurs when the excitation frequency equal to natural frequencies, or called resonance. This Final Project analyzes the resonance potential for a Fast Patrol Boat globally and locally on the main deck. The calculation of natural frequencies and mode shapes is done by modelling of Finite Element Analysis Software (FEA Software). The method used is the Block Lanczos Method. Based on the calculation, the exciting frequency of the propeller is 55.36 Hz and the exciting frequency of the main engine is 38.33 Hz. The result of the calculation of the natural frequencies of the global model for the first mode to the 100th modes is about 12.52 Hz to 77.37 Hz. And for main deck, the natural frequencies for the first to 50th modes is about 16.21 Hz to 92.82 Hz. In the global mode, the resonance occurs at the 34th – 36th mode of vibration, while in the local mode it occurs at the 11th mode. Resonance does not occur with the main engine both in global and local modes.

Keyword: Fast patrol boat, finite element, mode shapes, natural frequency

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR TABEL

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I
PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Industri Perkapalan Indonesia semakin lama mengalami kemajuan yang pesat, termasuk kemampuan industri galangan kapal Indonesia untuk memproduksi kapal Aluminium. Kemajuan tersebut juga didukung oleh pemerintah dengan banyaknya kapal pemerintah yang akan dibangun oleh galangan kapal nasional. Salah satu kapal yang sedang dibangun adalah Kapal Patroli Cepat (*Fast Patrol Boat*) berbahan Aluminium milik Kementerian Kelautan dan Perikanan. Seiring perkembangan tersebut, perlu dilakukan evaluasi agar peningkatan kualitas kapal produksi nasional semakin baik. Salah satunya adalah dengan mengamati potensi terjadinya getaran berlebih (resonansi) yang dialami oleh badan kapal maupun konstruksi lokal.

Getaran yang dialami oleh kapal merupakan salah satu permasalahan yang perlu diperhatikan pada perancangan kapal modern. Getaran yang terjadi dapat mengakibatkan kerusakan pada strukur, sistem operasi permesisan dan alat elektronik, serta penurunan kinerja baik peralatan maupun *crew* kapal (Vorus, 1988). Kerusakan tersebut dapat terjadi jika getaran yang terjadi cukup besar atau terjadi resonansi. Getaran kapal tidak dapat dihilangkan, namun dapat dikurangi untuk mengantisipasi akibat yang dapat ditimbulkannya. Untuk menghindari resonansi, besarnya nilai frekuensi alami badan kapal tidak boleh sama dengan frekuensi eksitasi, dalam hal ini adalah eksitasi baling-baling dan mesin induk.

Dalam penelitian ini dilakukan pemodelan badan kapal beserta konstruksinya dalam bentuk elemen hingga dan dilakukan perhitungan frekuensi alami badan kapal dengan menggunakan bantuan perangkat lunak analisis Elemen Hingga *(Finite Element Analysis Software).* Setelah diketahui frekuensi alami badan kapal secara global, dilakukan pula peninjauan potensi terjadinya resonansi getaran lokal pada geladak utama.

I.2. Perumusan Masalah

Sehubungan dengan latar belakang di atas, maka rumusan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah:

- Apakah badan kapal secara global mengalami resonansi dengan eksitasi mesin induk?
- Apakah badan kapal secara global mengalami resonansi dengan eksitasi baling-baling?
- Apakah geladak utama kapal mengalami resonansi dengan eksitasi mesin induk?
- Apakah geladak utama kapal mengalami resonansi dengan eksitasi baling-baling?

I.3. Batasan Masalah

Batasan-batasan yang digunakan dalam Tugas Akhir ini adalah:

- Penelitian merupakan studi kasus pada Kapal Patroli Cepat berukuran 28 meter.
- Potensi terjadinya resonansi dengan eksitasi mesin induk dan baling-baling.
- Struktur lokal yang dianalisis adalah geladak utama kapal.
- Konstruksi kecil seperti *bracket* dan *manhole* tidak dimodelkan.
- Tidak dilakukan analisis lanjutan untuk mencegah terjadinya resonansi.

I.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- Mengetahui potensi resonansi badan kapal secara global dengan eksitasi mesin induk.
- Mengetahui potensi resonansi badan kapal secara global dengan eksitasi baling-baling.
- Mengetahui potensi resonansi geladak utama kapal dengan eksitasi mesin induk.
- Mengetahui potensi resonansi geladak utama kapal dengan eksitasi baling-baling.

I.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian Tugas Akhir ini adalah diharapkan dengan diketahuinya nilai frekuensi alami badan kapal, dapat digunakan untuk mengetahui potensi terjadinya getaran kapal dan menghindari resonansi. Setelah hal tersebut diketahui, dapat digunakan sebagai pertimbangan ketika melakukan desain kapal untuk menghindari terjadinya getaran berlebih.

I.6. Sistematika Penulisan

Penulisan Tugas Akhir ini terdiri dari lima bab dengan sistematika sebagai berikut:

I. PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi konsep dasar penyusunan tugas akhir yang meliputi latar belakang, perumusan masalah, tujuan, manfaat, batasan masalah dan sistematika penulisan.

II. STUDI LITERATUR

Pada bab ini berisi landasan teori yang digunakan dalam menyelesaikan Tugas Akhir yaitu tentang getaran, frekuensi alami dan frekuensi eksitasi, ragam bentuk, resonansi dan penggunaan perangkat lunak analisis metode elemen hingga untuk menentukan frekuensi alami.

III. METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini berisi diagram alir dan langkah-langkah pengerjaan Tugas Akhir.

IV. ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi proses pembuatan model, penentuan elemen, penentuan *material properties* dan sistematika yang digunakan untuk melakukan analisis. Dalam bab ini juga berisi hasil-hasil yang diperoleh dari pemodelan, analisis dan perhitungan frekuensi natural beserta *mode shapes*-nya.

V. KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi kesimpulan dari semua analisis yang telah dilakukan serta saran yang berguna untuk penelitian selanjutnya.

BAB II

STUDI LITERATUR

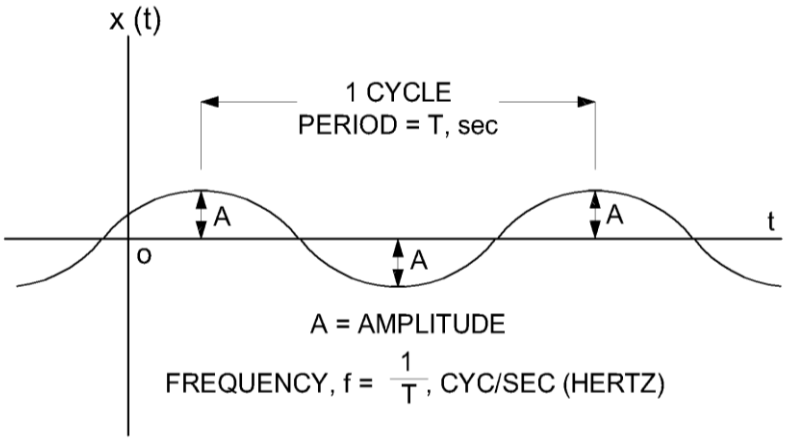
BAB II
STUDI LITERATUR

II.1. Pengertian Kapal Patroli

Kapal patroli adalah kapal laut yang relatif kecil dan umumnya dirancang untuk tugas-tugas pertahanan pesisir. Ada banyak desain untuk kapal patroli. Kapal patroli dapat dioperasikan oleh angkatan laut suatu negara, penjaga pantai, atau kepolisian. Kapal patroli yang dianalisis pada Tugas Akhir ini adalah kapal milik Kementerian Kelautan dan Perikanan Republik Indonesia. Kapal patroli pada umumnya ditemukan dalam berbagai peran perlindungan perbatasan, termasuk anti-penyelundupan, anti-pembajakan, patroli perikanan, dan penegakan hukum imigrasi. Kapal jenis ini juga sering dipanggil untuk berpartisipasi dalam operasi penyelamatan.

II.2. Getaran

Getaran adalah suatu gerak osilasi terhadap posisi kesetimbangan. Kesetimbangan di sini maksudnya adalah keadaan dimana suatu benda berada pada posisi diam jika tidak ada gaya yang bekerja pada benda tersebut. Getaran mempunyai amplitudo (jarak simpangan terjauh dari posisi kesetimbangan) dan frekuensi. Pendekatan paling sederhana dari getaran adalah fungsi sinusoidal. Gambar II-1 berikut ini menunjukkan perbedaan displasemen getaran terhadap waktu.



Gambar II-1 Displasemen Getaran
Sumber: (Vorus, 1988)

Getaran yang terjadi pada kapal disebabkan beberapa sumber getaran atau eksitasi. Sumber getaran tersebut berasal dari gelombang laut, mesin induk, baling-baling (*propeller*), dll. Dari sumber getaran tersebut eksitasi yang paling besar pengaruhnya adalah eksitasi dari baling-baling dan permesinan.

Secara umum, getaran yang terjadi pada suatu struktur dapat dibagi menjadi dua, yaitu getaran global dan getaran lokal. Pada getaran global, badan kapal terjadi getaran akibat dari tanggapan terhadap eksitasi tertentu, baik dari putaran mesin induk, baling-baling dan mesin bantu, atau dari gelombang air. Getaran global akan dirasakan langsung oleh *crew* kapal sebelum menyebabkan kerusakan pada struktur kapal maupun permesinan kapal. Hal ini karena *crew* kapal dapat mengalami ketidaknyamanan dan mempengaruhi kinerja *crew* akibat getaran yang terjadi.

Getaran global juga akan mempengaruhi struktur kapal tertentu yang akhirnya akan menyebabkan terjadinya getaran lokal pada struktur. Jika getaran terjadi dengan intensitas yang tinggi, struktur dapat mengalami kerusakan. Jika stuktur tersebut merupakan penegar atau pondasi peralatan, maka secara langsung akan menyebabkan getaran pada peralatan yang ditopangnya.

Pada dasarnya getaran pada kapal tidak dapat dihilangkan secara keseluruhan. Getaran akan selalu ada karena pengaruh putaran baling-baling dan permesinan. Akan tetapi, getaran tidak boleh melewati batasan yang ditentukan. Batasan getaran yang diizinkan ditentukan oleh pihak klas maupun lembaga berwenang lainnya.

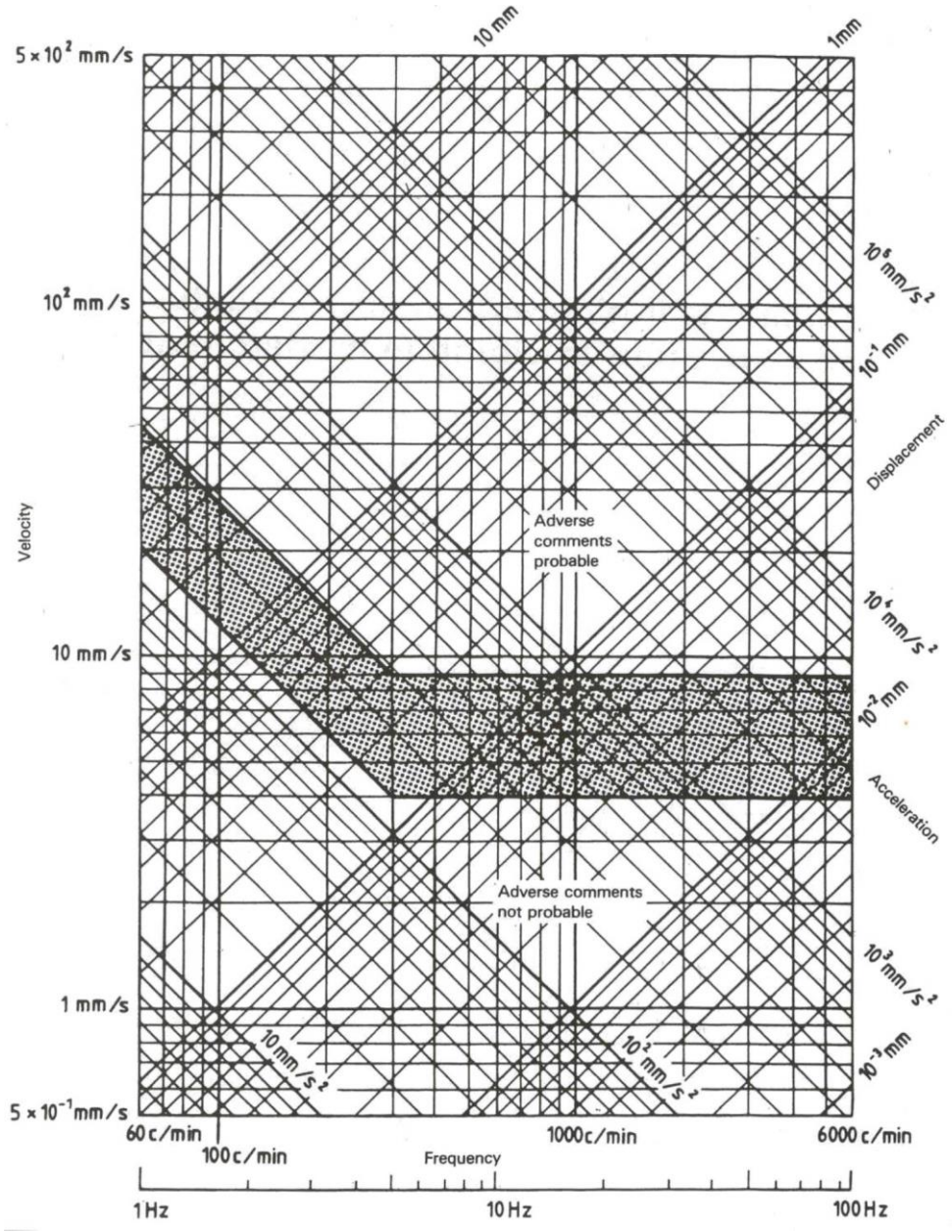
II.2.1. Batasan Getaran untuk Kenyamanan Penumpang dan *Crew*

Seperti telah disebutkan sebelumnya, bahwa kriteria batasan maksimum suatu getaran yang diizinkan telah diatur oleh beberapa lembaga berwenang. Kriteria getaran pada kapal ini diantaranya diberikan oleh *American Bureau of Shipping (ABS)* dalam *The ABS Guide for Crew Habitability and Passenger Comfort.* Pada panduan tersebut diberikan batasan getaran yang dapat diterima berdasarkan hasil evaluasi getaran, baik itu getaran kapal yang disebabkan oleh gelombang laut maupun getaran karena sistem permesinan. Batasan getaran yang diterima untuk semua kriteria adalah antara 0,8 ~ 80 Hz (ABS, 2006).

International Organization for Standardization (ISO) juga mengeluarkan standar batasan getaran yang dapat diterima untuk kenyamanan anak buah kapal *crew* dan penumpang. Berdasarkan penelitian, jika seseorang atau dalam hal ini adalah anak buah kapal berada di suatu lokasi yang mengalami getaran secara terus menerus akan berpengaruh pada produktivitas

kerja. Standar ini mencakup semua lokasi baik itu di ruang akomodasi, kamar mesin, struktur tanki maupun pada buritan kapal.

Pada diagram ISO 6954 yang ditunjukkan pada Gambar II-2 berikut memberikan hubungan antara frekuensi, displasemen, kecepatan dan percepatan getaran yang diizinkan.



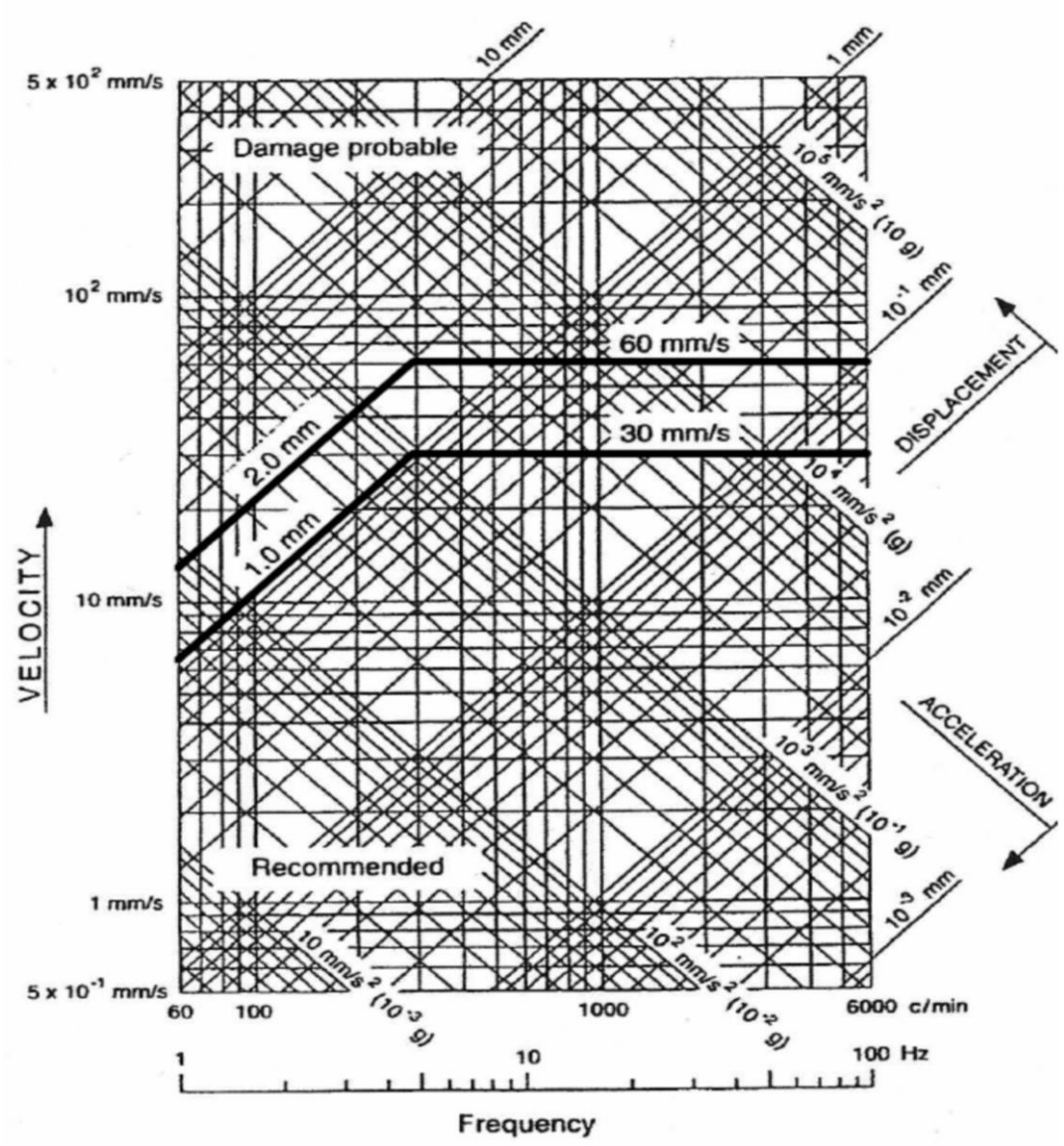
Gambar II-2 Diagram Getaran dari ISO 6954 (1984)
untuk Kenyamanan Crew dan Penumpang
Sumber: (ABS, 2006)

Berdasarkan standar tersebut, untuk getaran antara 1 Hz sampai 5 Hz, percepatan yang diizinkan adalah dibawah 126 mm/s^2 dan akan merugikan jika lebih dari 285 mm/s^2. Sedangkan

untuk komponen yang lebih dari 5 Hz, maka kecepatan yang diizinkan adalah dibawah 4 mm/s dan akan merugikan jika lebih dari 9 mm/s. Standar ini berlaku untuk setiap respon komponen baik itu searah vertikal, horizontal maupun transversal.

II.2.2. Batasan Getaran untuk Struktur Lokal

Pada struktur tertentu atau pada struktur lokal juga dapat terjadi getaran berlebih dan harus dihindari. Kerusakan dapat terjadi bukan hanya pada pondasi mesin induk, tapi dapat juga pada ruang kemudi, struktur tangki, *funnel* dan radar mast. Kerusakan pada struktur lokal dapat dipengaruhi oleh detail konstruksi, jenis dan tipe material yang digunakan, dan tingkat konsentrasi tegangan. Untuk itu, agar dapat mengetahui besarnya batasan getaran yang terjadi, digunakan sebuah diagram sebagai referensi. Diagram tersebut dapat dilihat pada Gambar II-3.



Gambar II-3 ABS Guide 2006 untuk Getaran pada Struktur Lokal

Sumber: (ABS, 2006)

Garis tebal pada diagram menunjukkan batas getaran untuk struktur lokal, disarankan besarnya getaran yang terjadi harus berada di bawah batas paling bawah. Kemungkinan terjadinya kerusakan pada saat besarnya getaran ada di atas batas yang tertinggi. Spesifikasi amplitudo untuk frekuensi dibawah 5 Hz adalah menggunakan displasemen, sedangkan untuk diatas 5 Hz amplitudo yang digunakan adalah kecepatan. Untuk frekuensi dari 1 Hz sampai 5 Hz, displasemen yang diizinkan adalah dibawah 1,0 mm dan kemungkinan struktur akan rusak saat displasemen terjadi diatas 2,0 mm. Sedangkan untuk frekuensi lebih dari 5 Hz, kecepatan

yang diizinkan adalah dibawah 30 mm/s dan kerusakan struktur akan terjadi jika kecepatan melebihi 60 mm/s (ABS, 2006).

Sebagai catatan, batasan getaran yang diuraikan diatas tidak selalu bisa diaplikasikan pada semua struktur lokal dengan konfigurasi dan detail struktur yang berbeda. Sebagai contoh, kasus getaran lokal pada penegar panel dengan tumpuan jepit. Gertaran yang terjadi pada daerah ini displasemen yan diizinkan adalah 1,0 mm sampai 2,00 mm. Oleh karena itu, aplikasi batasan getaran yang diizinkan untuk struktur lokal juga tergantung pada spesifikasi kapal dan kesepakatan bersama antara pihak galangan dan *owner* kapal.

II.3. Resonansi

Getaran dapat mengakibatkan kerusakan pada kapal apabila terjadi resonansi, yaitu suatu kondisi yang terjadi pada getaran ketika frekuensi eksitasi bertemu atau sama dengan salah satu frekuensi alami sistem. Frekuensi ini disebut dengan frekuensi resonansi. Pada kondisi resonansi, amplitudo getaran hanya dibatasi oleh redaman sistem. Redaman pada struktur teknik termasuk kapal pada umumnya sangat kecil sehingga amplitudo kondisi resonansi secara relatif sangat besar bila dibandingkan dengan kondisi tidak resonansi (Vorus, 1988).

Ketika terjadi resonansi, amplitudo getaran dan tegangan dinamis akan besar yang lama-kelamaan dapat menimbulkan kelelahan (*fatigue*). Setelah berjalan sejumlah cycle bisa terjadi retakan hingga munculnya perambatan retak sampai akhirnya akan terjadi patah atau kegagalan struktur.

Persamaan differensial umum untuk eksitasi gaya dapat ditulis sebagai berikut:

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F}{m}\sin\omega t \tag{2.1}$$

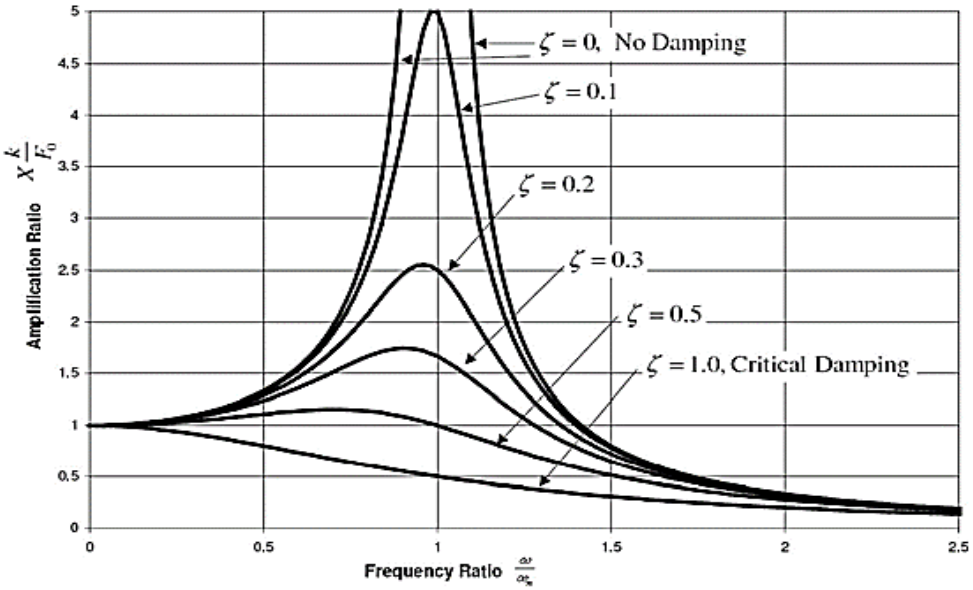
$$x(t) = \frac{F}{k}\frac{\sin(\omega t - \emptyset)}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} + X_1 e^{-\zeta\omega_n t}\sin(\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}\,t + \phi_1) \tag{2.2}$$

Persamaan amplitudo dan fasa non dimensionalnya adalah:

$$\frac{Xk}{F} = \frac{1}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \tag{2.3}$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.4)$$

Persamaan-persamaan tersebut menunjukkan bahwa amplitudo non dimensional *Xk/F* dan fasa ϕ hanya merupakan fungsi rasio frekuensi ω/ω_n dan faktor redaman ζ dapat digambarkan pada grafik *frequency ratio* seperti pada gambar II-4. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa amplitudo yang sangat besar terjadi jika $\omega/\omega_n = 1$, kondisi inilah yang disebut resonansi. Harga eksak terjadinya resonansi untuk sembarang ζ bisa didapatkan dengan memaksimumkan fungsi *Xk/F* diatas dan didapat getaran maksimum terjadi pada frekuensi $\omega = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$. Karena lazimnya harga ζ kecil untuk masalah teknik, yaitu sekitar 0.05 maka pada umumnya dikatakan bahwa resonansi terjadi jika $\omega = \omega_n$. Kondisi inilah yang harus dihindari dalam tahap desain struktur.



Gambar II-4 Grafik Frequency Ratio
Sumber: (Vorus, 1988)

Untuk mengurangi potensi terjadinya getaran berlebih pada kapal, dapat dilakukan hal-hal berikut (ABS, 2006):

a. Menurunkan amplitudo gaya eksitasi

   Pada baling-baling, yang memiliki pengaruh cukup besar pada getaran kapal, eksitasi baling-baling dapat dikurangin dengan mengubah *propeller unsteady hydrodinamics.* Cara lain adalah dengan mengubah garis atau *clearance* untuk mengurangi aliran *wake* yang

tidak *uniform* atau dengan mengubah bentuk geometris baling-baling itu sendiri, misalnya dengan mengubah diameter atau jumlah daunnya.

b. Menambah kekakuan

Kekakuan digambarkan sebagai gaya pegas setiap satuan simpangannya. Pada umumnya, kekakuan akan selalu dinaikkan daripada menurunkannya. Dalam praktik di lapangan, tidak pernah disarankan untuk menurnkan kekakuan sistem atau struktur dalam upaya mengurangi getaran kapal.

c. Menambah redaman (*damping*)

Redaman dari suatu sistem strukturnya pada umumnya, dan redaman struktur kapal pada khususnya, bernilai sangat kecil yaitu << 1. Oleh karena itu, amplitudo getaran mendekati redaman bebas, kecuali jika sangat mendekati resonansi yaitu $\omega/\omega_n \approx 1$. Pada kondisi resonansi, eksitasi dapat dikurangi oleh redaman. Namun, nilai redaman sangat sulit untuk dinaikkan secara signifikan pada suatu struktur seperti kapal. Disamping itu, perlu dicatat bahwa pada kondisi resonansi, ω/ω_n dapat divariasi dengan mengubah-ubah frekuensi eksitasi atau frekuensi alaminya. Untuk frekuensi eksitasi mesin induk dan baling-baling dapat diubah dengan cara mengubah RPM, atau khusus untuk frekuensi eksitasi baling-baling dapat dengan mengurangi atau menambah jumlah daunnya. Sedangkan untuk frekuensi alami, dapat diubah dengan mengubah kekakuannya. Pada kenyataannya, mengubah frekuensi eksitasi hampir tidak pernah dilakukan. Alternatif yang paling sering dipilih adalah menambah kekakuan pada daerah yang terjadi getaran berlebih.

II.4. Frekuensi Alami

Frekuensi alami atau frekuensi natural adalah frekuensi dimana sistem bergetar oleh rangsangan impuls sesaat dari posisi kesetimbangan (Vorus, 1988). Semua benda yang memiliki massa dan kekakuan (elastisitas) mempunyai frekuensi alami.

Frekuensi alami merupakan frekuensi yang dapat menyebabkan terjadinya resonansi. Untuk menghindari resonansi maka frekuensi alami tidak boleh sama dengan frekuensi eksitasi. Untuk itulah perlu diketahui besarnya nilai frekuensi alami badan kapal. Frekuensi eksitasi adalah suatu kuantitas tertentu yang dapat dihitung. Sehingga yang perlu ditentukan adalah frekuensi alami badan kapal agar tidak bernilai sama dengan frekuensi eksitasi. Frekuensi alami dapat dihitung dengan beberapa metode diantaranya adalah metode analitis, metode Rayleigh,

metode Holzer, metode bentuk ragam (*mode shapes*), metode iterasi matriks, dan menggunakan metode elemen hingga (Sujiatanti, 2006).

II.4.1. Metode Analitis

Metode ini merupakan cara mencari frekuensi alami dengan menggunakan persamaan differensial dengan cara eksak. Sistem dengan satu derajat kebebasan persamaan geraknya dapat dituliskan seperti berikut:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \tag{2.5}$$

Penyelesaian untuk getaran bebas adalah:

$$x(t) = A_1 \cos\sqrt{\frac{k}{m}}\, t + A_2 \sin\sqrt{\frac{k}{m}}\, t \tag{2.6}$$

Dimana harga A_1 dan A_2 adalah konstanta real yang besarnya ditentukan oleh kondisi awal. Untuk fekuensi alaminya adalah:

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.7}$$

Untuk sistem dengan lebih dari satu derajat kebebasan digunakan persamaan matriks sebagai berikut:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\} \tag{2.8}$$

Jika defini matriks dinamik adalah:

$$[D^*(\omega)] = -\omega^2[m] + [k] \tag{2.9}$$

Dengan demikian, besarnya frekuensi alami bisa dihitung dari

$$\det[D^*(\omega_n)] = 0 \tag{2.10}$$

II.4.2. Metode *Euler-Bernoulli Beam Theory*

Metode ini adalah berupa perhitungan terhadap balok yang dengan persamaan umumnya adalah (Parks, 2004):

$$\bar{v}(x) = A_1 \sin \beta x + A_2 \cos \beta x + A_3 \sinh \beta x + A_4 \cosh \beta x \quad (2.11)$$

Jika sistemnya merupakan balok *cantilever*, maka akar-akar persamaannya adalah:

$$\beta_n = \frac{(2n-1)\pi}{2} \quad (2.12)$$

Dan frekuensi dalam rad/s ke-n dari sistem tersebut adalah:

$$\omega_n = \frac{\beta_n^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.13)$$

Atau jika persamaan tersebut dibuat dalam bentuk Hertz (Hz) adalah:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{\beta_n^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.14)$$

II.4.3. Metode Rayleigh

Metode ini merupakan metode numerik yang merupakan pendekatan untuk menentukan frekuensi alami dan *mode shapes.* Konsep dasar dari metode Rayleigh adalah prinsip kekekalan energi. Energi dari sistem getaran bebas harus konstan jika tidak ada redaman. Frekuensi alami diperoleh dengan menyamakan energi kinetik dan energi potensial (Clough, 1975). Pada pegas, energi potensial ini direpresentasikan oleh energi regangan pegas.

$$V = \frac{1}{2} k v^2 = \frac{1}{2} k v_0^2 \, sin^2 \omega t \quad (2.15)$$

Sedangkan energi kinetik dirumuskan dengan:

$$T = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m v_0^2 \, \omega^2 \cos \omega t \quad (2.16)$$

Jika energi total dari sistem yang bergerak adalah konstan (getaran bebas tanpa redaman) maka energi kinetik maksimum sama dengan energi potensial maksimum, yang ditulis dengan persamaan:

$$V_{max} = T_{max} \quad (2.17)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.11) dengan (2.12), didapatkan persamaan berikut:

$$\frac{1}{2}kv_0^2 = \frac{1}{2}mv_0^2\ \omega^2 \tag{2.18}$$

Dengan demikian, maka:

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \tag{2.19}$$

Atau,

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.20}$$

II.4.4. Metode Rayleigh-Ritz

W. Ritz mengembangkan suatu metode yang merupakan perluasan metode Rayleigh. Metode ini bukan hanya untuk mencari nilai frekuensi alami, tetapi bisa juga digunakan untuk memberikan pendekatan pada bentuk *mode shapes.* Metode Ritz pada dasarnya dalah metode Rayleigh dimana fungsi bentuk tunggal digantikan oleh sederet fungsi bentuk yang dikalikan dengan koefisien konstan. Koefisien-koefisien tersebut diperoleh dengan meminimumkan frekuensi terhadap masing-masing koefisien, yang menghasilkan *n* persamaan aljabar dalam ω^2. Solusi dari persamaan-persamaan ini akan memberikan frekuensi alami dan *mode shapes* sistem. Seperti halnya pada metode Rayleigh, berhasilnya metode ini bergantung pada pemilihan fungsi bentuk yang harus memenuhi syarat-syarat batas geometrik persoalan tersebut. Metode ini juga harus dapat diturunkan, paling sedikit sampai pada turunan yang muncul dalam persamaan energy (Thomson, 1980). Persamaan Rayleigh dirumuskan dengan:

$$\omega^2 = \frac{U_{max}}{T_{max}} \tag{2.21}$$

Dengan energi kinetik dinyatakan dalam $\omega^2 T_{max}$. Dalan metode Rayleigh, suatu fungsi tunggal dipilih untuk penyimpangan, tetapi Ritz menganggap penyimpangan adalah jumlah berbagai fungsi yang dikalikan dengan konstanta sebagai berikut:

$$y(x) = C_1\phi_1(x) + C_2\phi_2(x) + \ldots\ldots + C_n\phi_n(x) \tag{2.22}$$

Dengan $\phi_i(x)$ adalah setiap fungsi yang dapat diterima serta memenuhi syarat-syarat batas. U_{max} dan T_{max} dapat dinyatakan dalam persamaan:

$$U = \frac{1}{2}\sum_i \sum_j k_{ij} C_i C_j \tag{2.23}$$

$$T = \frac{1}{2}\sum_i \sum_j m_{ij} C_i C_j \tag{2.24}$$

Dimana, k_{ij} dan m_{ij} tergantung pada tipe persoalan. Misalnya untuk balok didapatkan oersamaan sebagai berikut:

$$k_{ij} = \int EI\, \phi_i'' \, \phi_j'' dx \tag{2.25}$$

Dan

$$m_{ij} = \int m\, \phi_i \phi_j \, dx \tag{2.26}$$

Sedangkan untuk osilasi longitudinal batang langsing didapatkan persamaan:

$$k_{ij} = \int EA\, \phi_i' \, \phi_j' dx \tag{2.27}$$

Dan

$$m_{ij} = \int m\, \phi_i \phi_j \, dx \tag{2.28}$$

Sekarang ω^2 dibuat minimum dengan diferensiasi terhadap masing-masing konstanta. Misalnya turunan ω^2 terhadap C_i adalah:

$$\frac{\partial \omega^2}{\partial C_i} = \frac{\partial}{\partial C_i}\left(\frac{U_{max}}{T_{max}}\right) = \frac{T_{max}\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - U_{max}\frac{\partial T_{max}}{\partial C_i}}{T_{max}^2} = 0 \tag{2.29}$$

Yang dipenuhi oleh:

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - \frac{U_{max}\partial T_{max}}{T_{max}\partial C_i} = 0 \tag{2.30}$$

Jika:

$$\frac{U_{max}}{T_{max}} = \omega^2 \tag{2.31}$$

Maka:

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} - \omega^2 \frac{\partial T_{max}}{\partial C_i} = 0 \tag{2.32}$$

Jadi, kedua faktor pada persamaan ini adalah:

$$\frac{\partial U_{max}}{\partial C_i} = \sum_j^n k_{ij}\, C_j \tag{2.33}$$

Dan

$$\frac{\partial T_{max}}{\partial C_i} = \sum_j^n m_{ij}\, C_j \tag{2.34}$$

Sehingga persamaan (2.32) menjadi:

$$C_1(k_{i1} - \omega^2 m_{i1}) + C_2(k_{i2} - \omega^2 m_{i2}) + \cdots + C_n(k_{in} - \omega^2 m_{in}) = 0 \tag{2.35}$$

Dimana nilai *i* merupakan berubah antara 1 hingga *n*, maka akan ada *n* persamaan serupa yang dapat disusun dalam bentuk matriks seperti berikut:

$$\begin{bmatrix} (k_{11} - \omega^2 m_{11}) & (k_{12} - \omega^2 m_{12}) & \cdots & (k_{1n} - \omega^2 m_{1n}) \\ (k_{21} - \omega^2 m_1) & \cdots & & \\ \vdots & & & \\ (k_{n1} - \omega^2 m_{n1}) & \cdots & & (k_{nn} - \omega^2 m_{nn}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \\ C_n \end{Bmatrix} = 0 \tag{2.36}$$

Determinan dari persamaan ini adalah persamaan linear berderajat *n* dalam ω^2 dan solusinya menghasilkan *n* frekuensi dasar. *Mode shapes* juga dapat diperoleh dengan memecahkan C_s untuk setiap frekuensi alami dan substitusi dalam persamaan (2.22) untuk penyimpangan.

II.4.5. Metode Iterasi Matriks

Persamaan gerak dirumuskan dalam metode ini, baik itu dengan dasar persamaan kekakuanatau pun persamaan keluwesan mempunyai bentuk yang sama, yaitu:

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} = \lambda \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & \\ \vdots & & & \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} \tag{2.37}$$

Dimana λ adalah sama dengan $(1/\omega^2)$ untuk rumus kekakuan, dan sama dengan ω^2 untuk rumus kelenturan (Thomson, 1980).

Langkah penyelesaian iterasi matriks dimulai dengan menganggap suatu set penyimpangan untuk kolom sebelah kanan persamaan (2.37) dan melakukan operasi yang tertera, yang akan menghasilkan kolom angka-angka. Kemudian dinormalisasikan dengan membuat salah satu amplitudo menjadi satu dan membagi tiap suku kolom dengan amplitudo yang telah dinormalisasikan. Langkah ini diulangi dengan kolom yang telah dinormalisasikan hingga amplitudo menjadi stabil pada pola tertentu.

Prosedur iterasi ini menuju ke nilai λ terendah, sehingga untuk persamaan yang dirumuskan berdasarkan koefisien pengaruh keluwesan, didapatkan ragam getaran terendah atau ragam getaran dasar. Demikian pula untuk persamaan yang dirumuskan berdasarkan koefisien pengaruh kekakuan, konvergensinya (nilai yang dituju) adalah ragam tertinggi yang sesuai dengan nilai $\lambda=1/\omega^2$ yang terendah.

Jika persamaan gerak dirumuskan dalam koefisien pengaruh keluwesan, maka prosedur iterasi menuju ke ragam terendah yang ada pada penyimpangan yang diasumsikan. Jelas bahwa jika ragam terendah tidak ada dalam penyimpangan yang diasumsikan. Maka teknik iterasi akan menuju ke ragam terendah berikutnya atau yang kedua.

Misalnya kurva X yang diasumsikan dinyatakan oleh jumlah ragam normal X_i

$$X = C_1X_1 + C_2X_2 + C_3X_3 + \cdots \tag{2.38}$$

Untuk membedakan antara kurva X yang diasumsikan dan ragam normal X_i dalam persamaan diatas, ragam normal dinyatakan sebagai:

$$X_i = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix}_i \tag{2.39}$$

Dan kurva yang diasumsikan adalah:

$$X = \begin{Bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{x}_2 \\ \bar{x}_3 \end{Bmatrix} \tag{2.40}$$

Sekarang ditentukan keadaan $C_1 = 0$ dengan menghilangkan ragam pertama dari penyimpangan X yang diasumsikan. Untuk ini digunakan hubungan orthogonal dengan mengalikan persamaan (2.38) dengan $X_1'M$ yang mengeliminir semua suku disebelah kanan kecuali suku pertama.

$$X_1'MX = C_1X_1'MX_1 \tag{2.41}$$

Dengan menyamakan bagian kiri persamaan diatas dengan nol, maka C_1 menjadi nol dan ragam pertama dieliminir dari persamaan (2.38)

$$X_1'MX = (x_1 \quad x_2 \quad x_3)\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{x}_2 \\ \bar{x}_3 \end{Bmatrix} = 0 \tag{2.42}$$

$$= m_1x_1\bar{x}_1 + m_2x_2\bar{x}_2 + m_3x_3\bar{x}_3 = 0$$

Dari persamaan diatas, didapat:

$$\bar{x}_1 = -\frac{m_2}{m_1}\left(\frac{x_2}{x_1}\right)\bar{x}_2 - \frac{m_3}{m_1}\left(\frac{x_3}{x_1}\right)\bar{x}_3 \tag{2.43}$$

$$\bar{x}_2 = \bar{x}_2 \tag{2.44}$$

$$\bar{x}_3 = \bar{x}_3 \tag{2.45}$$

Jika persamaan (2.43) ditulis kembali dalam bentuk matriks, maka:

$$\{X\} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{m_2}{m_1}\left(\frac{x_2}{x_1}\right) & -\frac{m_3}{m_1}\left(\frac{x_3}{x_1}\right) \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\{X\} \tag{2.46}$$

$$= SX$$

Karena persamaan ini adalah hasil dari $C_1 = 0$, maka ragam pertama telah "disapu" *(Swept out)* dari penyimpangan yang diasumsikan oleh matriks penyapu S *(Sweeping matriks).* Jika persamaan ini disubstitusikan kedalam persamaan matriks asal maka,

$$X = \omega^2 aMX \tag{2.47}$$

Maka hasilnya adalah:

$$X = \omega^2 MSX \tag{2.48}$$

Prosedur iterasi yang dilakukan pada persamaan (2.48) akan menuju ke ragam kedua.

Untuk menyelesaikan ragam ketiga dan selanjutnya, prosedur penyapuan ini diulangi dengan membuat $C_1 = C_2 = 0$ dan seterusnya. Hal ini akan mengurangi satu orde persamaan matriks setiap prosedur. Akan tetapi konvergensi untukragam yang lebih tinggi menjadi kritis jika ketidakmurnian dimasukkan dalam matriks penyapu. Ada baiknya ragam tertinggi diperiksa dengan inverse persamaan matriks asal, yang harus sama dengan persamaan yang dirumuskan dengan koefisien pengaruh kekakuan.

II.5. Frekuensi Eksitasi

Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang dimiliki oleh penghasil daya dinamis (eksitasi). Frekuensi eksitasi yang sering menjadi penyebab terjadinya resonansi dapat ditimbulkan dari baling-baling dan mesin induk.

Baling-baling kapal merupakan salah satu sumber getaran yang terjadi pada kapal, hal ini dikarenakan baling-baling berputar hampir secara terus menerus dan perputarannya mungkin mendekati atau sama dengan frekuensi natural dari badan kapal. Baling-baling di belakang kapal berputar pada daerah wake yang tidak *uniform.* Pada waktu daun baling-baling melewati daerah dengan wake tinggi, akan menyebabkan kenaikan tekanan pada daun baling-baling tersebut. Untuk baling-baling yang mempunyai daun sejumlah N maka setiap putaran akan terjadi N kali kenaikan tekanan, karena sebanyak itulah daun baling-baling akan melewati daerah dengan wake tinggi tersebut.

Interaksi antara baling-baling, *wake* dan lambung kapal bagian buritan akan menghasilkan gaya eksitasi secara periodik yang dapat menyebabkan getaran pada badan kapal akibat frekuensi eksitasi baling-baling. Frekuensi eksitasi baling-baling atau dikenal dengan *blade rate frequency* dituliskan dalam persamaan:

$$f = \frac{Z\ x\ RPM}{60} \tag{2.49}$$

Dengan:

f = frekuensi eksitasi baling-baling (Hertz)

Z = jumlah daun baling-baling

RPM = putaran baling-baling

Selain baling-baling, mesin induk merupakan sumber getaran yang lain pada kapal. Sumber getaran dominan yang terjadi pada mesin induk, terutama mesin diesel disebabkan oleh gaya akibat tekanan gas pada proses pembakaran (*Guide Force Couples*) dan inersia massa yang bergerak dari bagian mesin tersebut (*eksternal force*). Gaya-gaya pada mesin induk ini akan bekerja secara periodik dengan frekuensi yang sangat bergantung dengan putaran yang terjadi pada mesin tersebut. Gaya-gaya tersebut dapat menyebabkan getaran pada struktur pondasi mesin dan memungkinkan terjadinya resonansi pada struktur pondasi mesin tersebut. Frekuensi eksitasi mesin induk dapat dihitung dengan persamaan:

$$f = \frac{RPM}{60} \tag{2.50}$$

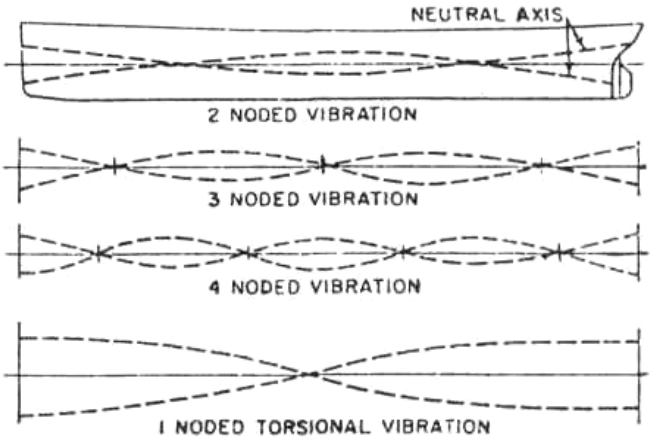
$$\omega = 2\pi f \tag{2.51}$$

Dengan:

ω = frekuensi eksitasi (rad/detik)

II.6. Ragam Bentuk (*Mode Shapes*)

Setiap frekuensi alami dari suatu sistem merepresentasikan suatu bentuk sistem getaran tertentu. Orde dari getarannya semakin meninggi dari nilai frekuensi alami terendah. Suatu node atau titik simpul merupakan suatu titik pada distribusi displasemen getaran, atau pada *mode shapes.* Secara umum jumlah titik simpul pada *mode shapes* meningkat dengan meningkatnya orde getaran (frekuensi alami). Hal ini dapat dilihat pada Gambar II-5 di bawah ini. *Mode shapes* atau bentuk ragam adalah distribusi dari amplitudo relatif atau bentuk displasemen yang berkaitan dengan setiap mode. *Mode* menunjukkan suatu pasangan antara satu frekuensi alami dengan *mode shapes* yang sesuai. Gambar II-5 berikut ini menunjukkan sebuah contoh *mode shapes* dari suatu badan kapal dengan asumsi sebagai *hull girder* untuk tiga mode *bending* vertikal yang pertama dalam pandangan dua dimensi (Vorus, 1988).



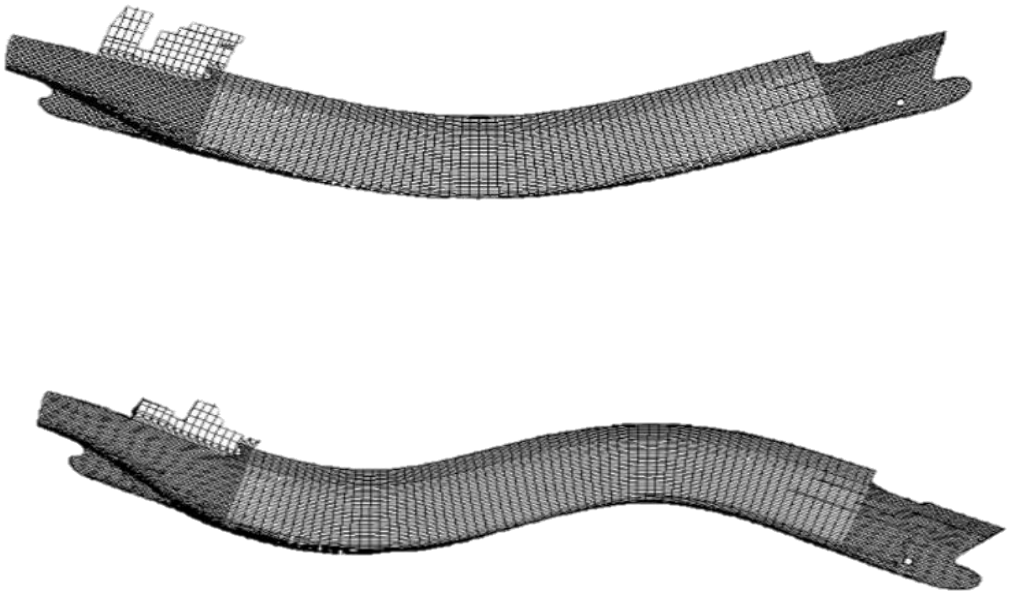
Gambar II-5 Mode Getaran Hull Girder
Sumber: (Vorus, 1988)

Mode Shapes merupakan distribusi dari amplitudo relatif atau bentuk *displacement* yang berkaitan dengan setiap mode. Suatu badan kapal secara normal akan bergetar pada *mode shapes* seperti berikut:

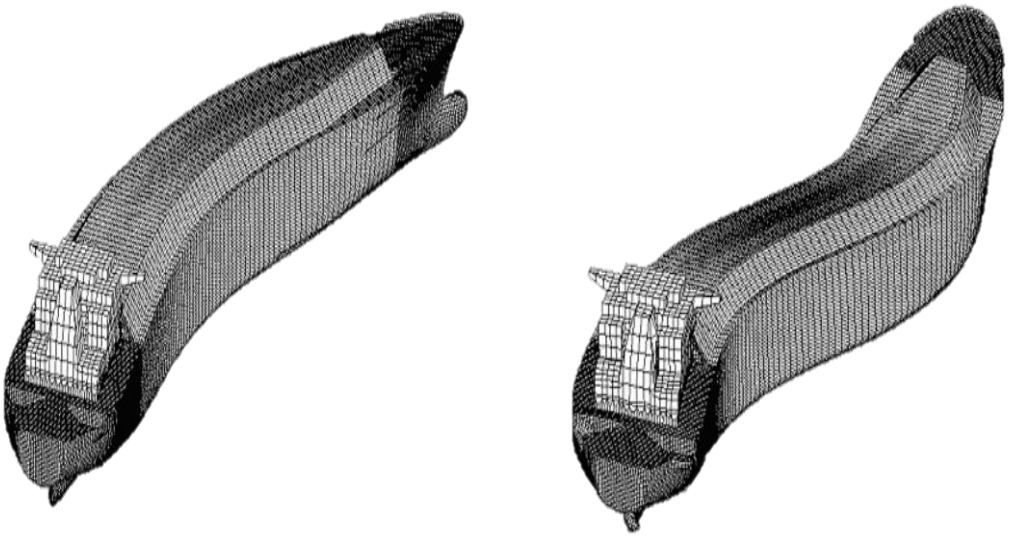
a. *Bending* vertikal
b. *Bending* Horizontal
c. *Bending* Torsional *(twist)*

Bending vertikal pada getaran badan kapal adalah tipe *mode shapes* yang paling penting dari resonansi badan kapal. Sebagaiman telah disebutkan sebelumnya, bahwa bending vertikal ini dapat terjadi karena adannya gerakan hidrodinamik dari propeller yang tidak seimbang dan gerakan dari peralatan-peralatan yang bermassa besar seperti mesin induk, mesin bantu, *gearbox*, dan peralatan lainnya (ABS, 2006).

Gambar dibawah ini menunjukkan contoh *mode shapes* dari suatu badan kapal untuk *bending* vertikal dan horizontal dalam bentuk 3 dimensi. Gambar II-6 menunjukkan dua mode vertikal pertama untuk kapal. Sedangkan Gambar II-7 merupakann contoh dua mode horizontal pertama. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa kapal mengalami deformasi kearah vertikal dan horizontal.



Gambar II-6 2 Vertical Mode Shapes Pertama
Sumber: (ABS, 2006)



Gambar II-7 2 Horizontal Mode Shapes Pertama
Sumber: (ABS, 2006)

II.7. Metode Elemen Hingga

II.7.1. Pengertian

Metode Elemen Hingga merupakan metode numerik yang dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam bidang rekayasa termasuk struktur seperti geometri, pembebanan dan sifat-sifat dari material yang sangat rumit jika dilakukan dengan perhitungan manual. Hal ini sulit diselesaikan dengan solusi analisis matematis. Pendekatan metode elemen hingga adalah menggunakan informasi-informasi pada titik simpul (*node*). Pada proses penentuan titik simpul yang di sebut dengan pendeskritan (*discretization*), suatu sistem dibagi menjadi bagian-bagian yang lebih kecil, kemudian penyelesaian masalah dilakukan pada bagian-bagian tersebut dan selanjutnya digabung kembali sehingga diperoleh solusi secara menyeluruh.

Pada masa sekarang ini sangatlah memungkinkan untuk menggunakan program komputer untuk melakukan analisis dengan metode elemen hingga yang dikenal dengan *FEA (Finite Element Analysis).* Dengan adanya metode ini dapat dilakukan analisis keseluruhan terhadap badan kapal secara utuh. Tujuan dari penggunaan metode elemen hingga ini adalah untuk mendapatkan perhitungan yang akurat terhadap Frekuensi Alami dari kapal dan mendapatkan ragam bentuknya *(mode shapes).* Pemodelan elemen hingga dapat dilakukan untuk struktur kapal secara keseluruhan (global) maupun struktur kapal tertentu (lokal). Dalam Tugas Akhir ini dilakukan analisis terhadap model global dan lokal yaitu di bagian geladak utama *(main deck)* kapal. Jenis analisis yang digunakan dalam Tugas Akhir ini adalah *Modal analysis.*

II.7.2. *Modal Analysis*

Modal Analysis adalah sebuah teknik yang digunakan untuk menentukan karakteristik getaran dari suatu struktur. *Modal Analysis* merupakan jenis analisis dinamis yang paling mendasar. Adapun karakteristik yang bisa diperoleh dari metode *Modal Analysis* ini adalah:

- Frekuensi Alami *(natural frequencies)*: Pada saat frekuensi berapa suatu struktur dapat bergetar secara alami.
- Ragam Bentuk *(mode shapes):* Bagaimana bentuk suatu struktur akan bergetar pada masing-masing frekuensi tertentu.

Beberapa keuntungan yang dapat diperoleh dari *Modal Analysis* pada ini adalah:

- Memungkinkan disain untuk menghindari resonansi getaran atau bergetar pada frekuensi tertentu (misalnya akibat putaran baling-baling)
- Memberikan gambaran kepada *engineer* bagaimana sebuah disain akan terpengaruh oleh pembebanan dinamis yang berbeda-beda.
- Membantu dalam perhitungan solusi untuk analisis lanjutan.

Dalam *Modal Analysis* ini ada beberapa asumsi dan batasan, yaitu:

- Struktur adalah linear, yaitu memiliki kekakuan dan massa yang konstan
- Tidak ada *damping*, dalam *Modal Analysis* tidak ada pengaruh redaman *(damping).*
- Struktur tidak memiliki variasi waktu terhadap gaya (beban), *displacement*, tekanan *(pressure)* maupun temperatur yang diterima *(free vibration).*

Adapun persamaan yang digunakan untuk menyelesaikan *Modal Analysis* adalah dimulai dari persamaan gerak secara umum dalam bentuk matriks yaitu:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \tag{2.52}$$

Dengan:

$[M]$ = *structural mass matrix*

$[C\ ]$ = *structural damping matrix*

$[K\ ]$ = *structural stiffness matrix*

$\{F\}$ = *applied load vector*

$\{\ddot{x}\}$ = *nodal accelaration vector*

$\{\dot{x}\}$ = *nodal velocity vector*

$\{x\}$ = *nodal displacement vector*

Karena Tugas Akhir ini merupakan getaran bebas, maka besarnya gaya F(t) adalah nol dan redaman *(damping)* [C] adalah diabaikan. Sehingga persamaan diatas menjadi:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \tag{2.53}$$

Diasumsikan bahwa ini adalah gerak harmonik, dimana:

$$\{x\} = \{\phi\}_i \sin(\omega_i\, t + \theta_i) \tag{2.54}$$

$$\{\dot{x}\} = \omega_i\{\phi\}_i \cos(\omega_i\, t + \theta_i) \tag{2.55}$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega_i{}^2\, \{\phi\}_i \sin(\omega_i\, t + \theta_i) \tag{2.56}$$

Selanjutnya, dilakukan substitusi dan penyederhanaan antara persamaan (2.54), (2.55) dan (2.56) terhadapa persamaan (2.53) sebagai berikut:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\}$$

$$-\omega_i{}^2[M]\,\{\phi\}_i \sin(\omega_i\, t + \theta_i) + [K]\{\phi\}_i \sin(\omega_i\, t + \theta_i) = \{0\} \tag{2.57}$$

$$(-\omega_i{}^2[M] + [K]\,)\,\{\phi\}_i = \{0\} \tag{2.58}$$

Persamaan ini akan terpenuhi jika $\{\phi\}_i = 0$ (yang berarti tidak ada getaran) atau jika

$$det\ ([K] - \omega_i{}^2[M]) = \{0\} \tag{2.59}$$

Persamaan (2.59) merupakan persamaan *eigenvalue* yang dapat diselesaikan sampai sebanyak *n eigenvalues* ($\omega_i{}^2$) dan *n eigenvectors* $\{\phi\}_i$ yang menunjukkan *mode shapes*, dimana *n* adalah jumlah derajat kebebasan *(Degree of Freedom/DOF).*

Pada persamaan (2.59) tersebut, masih ada persamaan yang belum diketahui. Oleh karena itu, dibutuhkan persamaan tambahan lagi untuk menemukan solusi dari persamaan tersebut. Persamaan tambahan yang dapat digunakan adalah dengan normalisasi *mode shapes. Mode shapes* dapat dinormalisasi dengan matriks massa:

$$\{\phi\}_i^T\ [M]\,\{\phi\}_i = 1 \tag{2.60}$$

Atau untuk menyatukannya, dimana komponen terbesar vector $\{\phi\}_i$ dianggap bernilai 1. Dalam program *finite element analysis* yang digunakan dalam Tugas Akhir ini, persamaan yang digunakan adalah hasil normalisasi terhadap matriks massa. Karena normalisasi ini, hanya solusi bentuk derajat kebebasan yang memiliki hasil nyata (Ansys, 2009).

Persamaan (2.59) dapat diselesaikan dengan menggunakan salah satu *solver* yang terdapat pada *Software* yang digunakan dalam Tugas Akhir ini:

- *Direct (Block Lanczos)*
  - Digunakan untuk mendapatkan mode dengan jumlah sekitar 40 lebih dari sebuah model besar
  - Baik digunakan untuk menyelesaikan model yang terdiri dari *shell* atau kombinasi dari *shell* dan *solid.*

- Menggunakan algoritma Lanczos dimana perulangan Lanczos dilakukan dengan vector blok. Block Lanczos menggunakan sparse matrix solver.

- *Iterative (PCG Lanczos)*
  - Digunakan untuk mendapatkan *mode* dari sebuah model yang sangat besar (lebih dari 500.000 derajat kebebasan) dengan jumlah mode sampai 100 lebih.
  - Baik digunakan untuk mencari *mode* terendah pada model yang didominasi oleh elemen solid 3-D.
  - Menggunakan algoritma Lanczos dan digabung dengan *PCG iterative Solver*.

Dalam tugas Akhir ini, *solver* yang digunakan adalah metode Block Lanczos karena kapal merupakan pelat atau *shell.*

II.7.3. Langkah Metode Elemen Hingga

Secara umum, langkah dasar dalam proses elemen hingga adalah tahap *preprocessing* dan *postprocessing.* Berikut adalah penjelasannya:

- Tahap *preprocessing*

  Tahap ini merupakan tahap awal dari sebuah metode elemen hingga. Langkah yang dilakukan adalah:

  Tahap 1: Diskritisasi Elemen Hingga.

  Pada tahap ini, struktur dibuat menjadi beberapa bagian kecil yang merupakan sebuah sistem yang ekuivalen yang terdiri dari elemen-elemen hingga yang saling terhubung dengan simpul.

  Tahap 2: Pemilihan Jenis Elemen.

  Pada tahap ini, dilakukan pemilihan jenis elemen yang digunakan agar sesuai dengan bentuk struktur asli yang dianalisis. Pemilihan jenis elemen harus tepat sesuai dengan permasalahan yang ingin diselesaikan. Untuk mendapatkan hasil yang baik, ukuran *meshing* harus dapat mewakili kondisi struktur yang sebenarnya. Elemen-elemen berukuran kecil digunakan untuk kondisi yang perubahannya drastis, sedangkan elemen berukuran besar digunakan ditempat dimana besaran yang ingin dicari perubahannya relatif konstan. Ukuran *meshing* tidak harus sekecil mungkin, karena membutuhkan kapasitas *harddisk* dan memori yang sangat besar. Dari ukuran *meshing* yang ada dipilih ukuran yang memberikan hasil rasio perubahan yang kecil dibanding dengan ukuran *meshing* yang lebih besar.

Tahap 3: Pengembangan Persamaan untuk Elemen dan Matriks Kekakuan Elemen

Tahap ini adalah penurunan matriks kekakuan elemen dan persamaan elemen. Metode yang sering digunakan dalam penurunan matriks kekakuan elemen dan persamaan elemen adalah metode keseimbangan langsung dan metode ini cocok untuk elemen satu dimensi dan metode energi dengan prinsip energi potensial minimum.

Tahap 4: Penentuan Matriks Kekakuan Global

Pada tahap ini, matriks kekakuan elemen digabungkan sehingga diperoleh matriks kekakuan dan persamaan global keseluruhan struktur.

Tahap 5: Penentuan Kondisi Batas

Tahap ini merupakan tahap akhir sebelum dilakukannya analisis terhadap struktur. Kondisi batas dibutuhkan karena matriks kekakuan global yang diperoleh sebelumnya adalah matriks singular, sehingga untuk menghindari maslah singularitasnya harus ditentukan kondisi batas. Kondisi batas bisa berupa tumpuan yang digunakan struktur maupun pembebanan yang dialami struktur.

- Tahap *Posprocessing*

  Pada tahap ini merupakan proses penyelesaian persamaan sehingga didapatkan hasil yang diinginkan. Pada tahap ini, dilakukan penyelesaian terhadap sejumlah set persamaan linear maupun nonlinear secara simultan untuk mendapatkan penyelesaian di titik simpul seperti nilai perpindahan *(displacement)* untuk permasalahan struktur. Pada tahap ini juga bisa didapatkan informasi penting lainnya seperti tegangan maupun regangan.

Solusi yang diperoleh dengan metode elemen hingga hanyalah suatu perkiraan yang mendekati keadaan yang sesungguhnya. Semakin banyak jumlah elemen hasil diskretisasi maka semakin baik solusi yang dihasilkan. Namun jumlah elemen yang banyak akan memerlukan waktu perhitungan yang lama dan spesifikasi komputer yang canggih. Jadi, penggunaan metode elemen hingga yaitu mengubah struktur menjadi model elemen, harus memperhatikan jenis struktur yang dianalisis, ketelitian solusi yang diperlukan, waktu dan biaya yang dianggarkan, dan kemampuan komputer yang digunakan.

BAB III

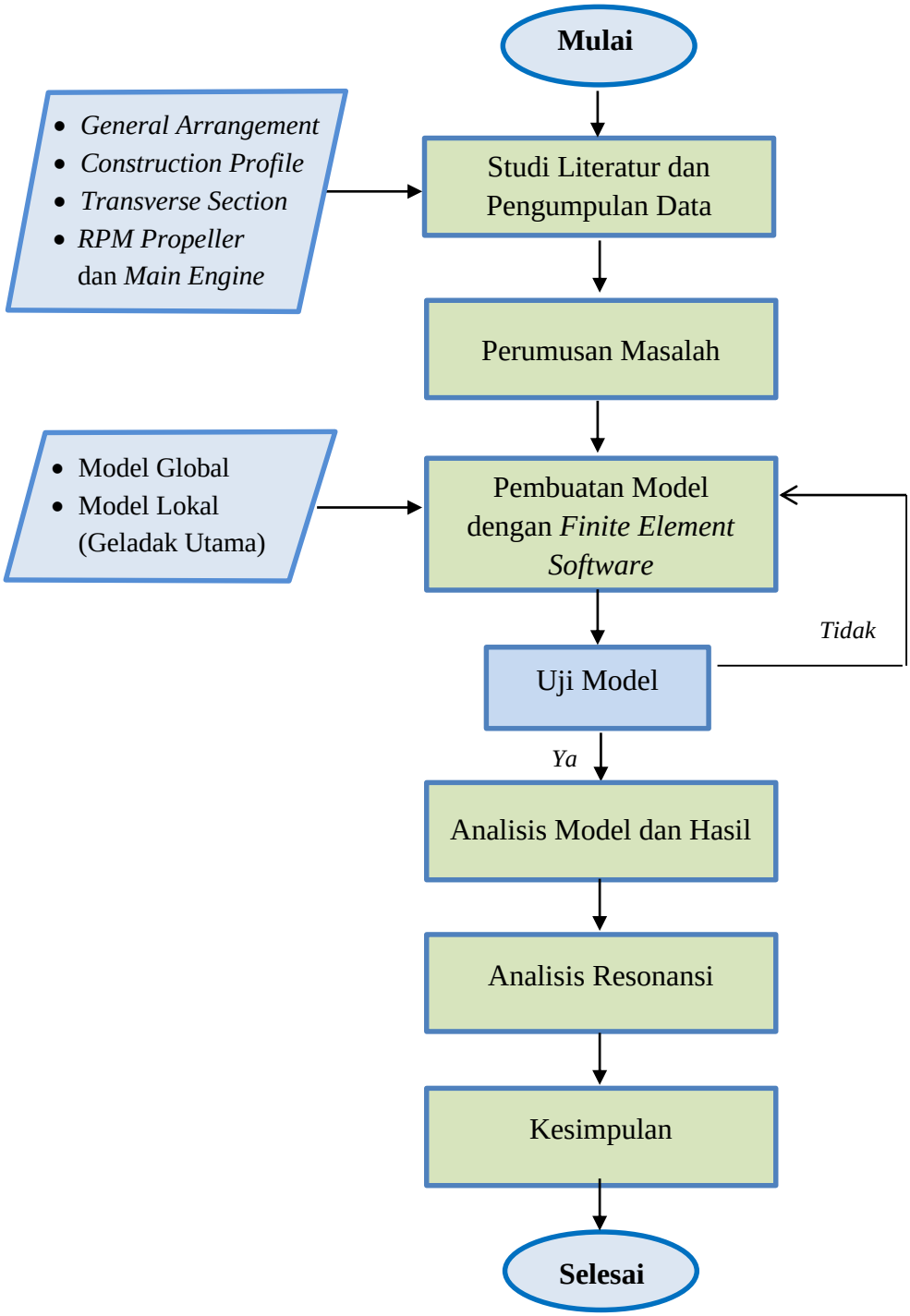
METODOLOGI

PENELITIAN

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

III.1. Diagram Alir

Sistematika pengerjaan Tugas Akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti pada Gambar III-1 sebagai berikut:



Gambar III-1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

III.2. Langkah – langkah Pengerjaan Tugas Akhir

Langkah-langkah pengerjaan Tugas Akhir yang diilustrasikan dalam diagram alir pada gambar III-1 diatas dapat dijelaskan sebagai berikut:

III.2.1. Studi Literatur dan Pengumpulan Data

Tahap ini merupakan langkah awal dalam pengerjaan Tugas Akhir. Studi literatur dilakukan untuk mengkaji dasar teori yang berkaitan dengan perhitungan frekuensi alami dan *Mode Shapes* dari suatu struktur. Studi literatur didapatkan dari berbagai sumber, yaitu buku, jurnal, Tugas Akhir dan dari internet dengan sumber yang dapat dipercaya. Selain itu dilakukan juga pengumpulan data yang diperlukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Data yang didapatkan dalam proses pengumpulan data ini berupa ukuran utama kapal, Gambar-gambar disain kapal patroli cepat berupa Rencana Umum (*General Arrangement),* Rencana Garis *(Lines Plan)* dan *Body Plan, Construction Profile,* Penampang Melintang *(Transverse Section), Rotation Per Minute (RPM) Propeller* (baling-baling) dan RPM mesin induk *(Main Engine).*

Berikut adalah data-data yang didapatkan untuk mendukung penyelesaian Tugas Akhir ini:

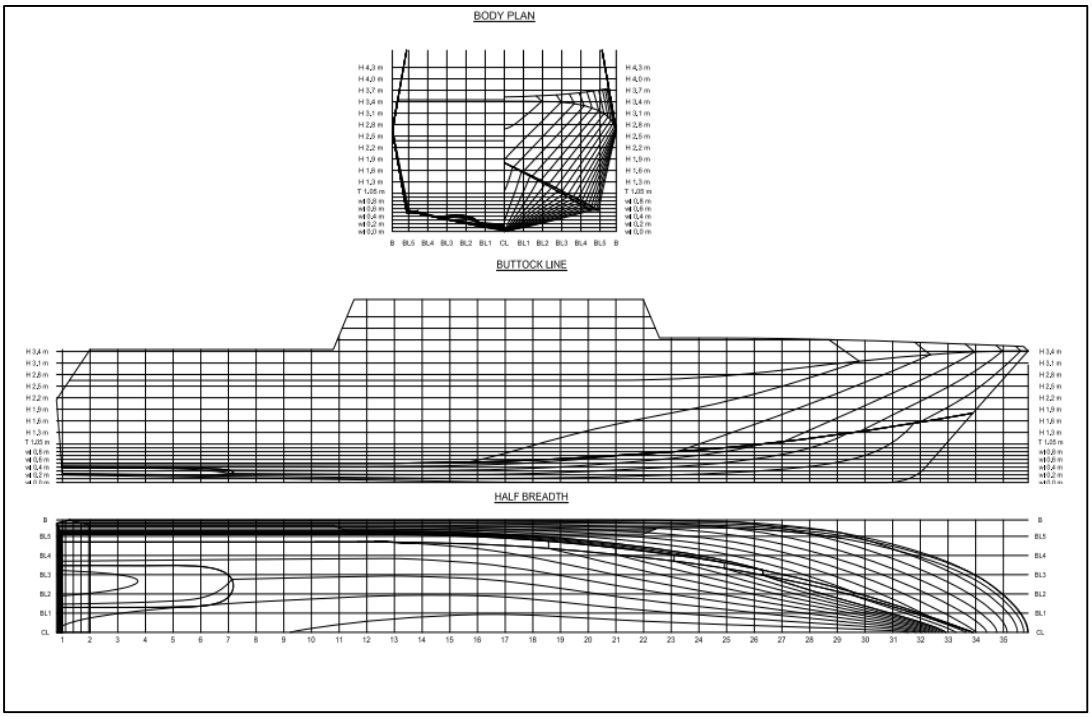
a. Data ukuran utama Kapal Patroli

Tabel III-1 Ukuran Utama Kapal Patroli Cepat 28 m

Item	*Value*	*Unit*
L_{OA}	30.00	m
L_{WL}	24.64	m
B	5.85	m
H	2.65	m
T	1.05	m
Displacement	75.00	Ton
Speed Max.	32.00	knots

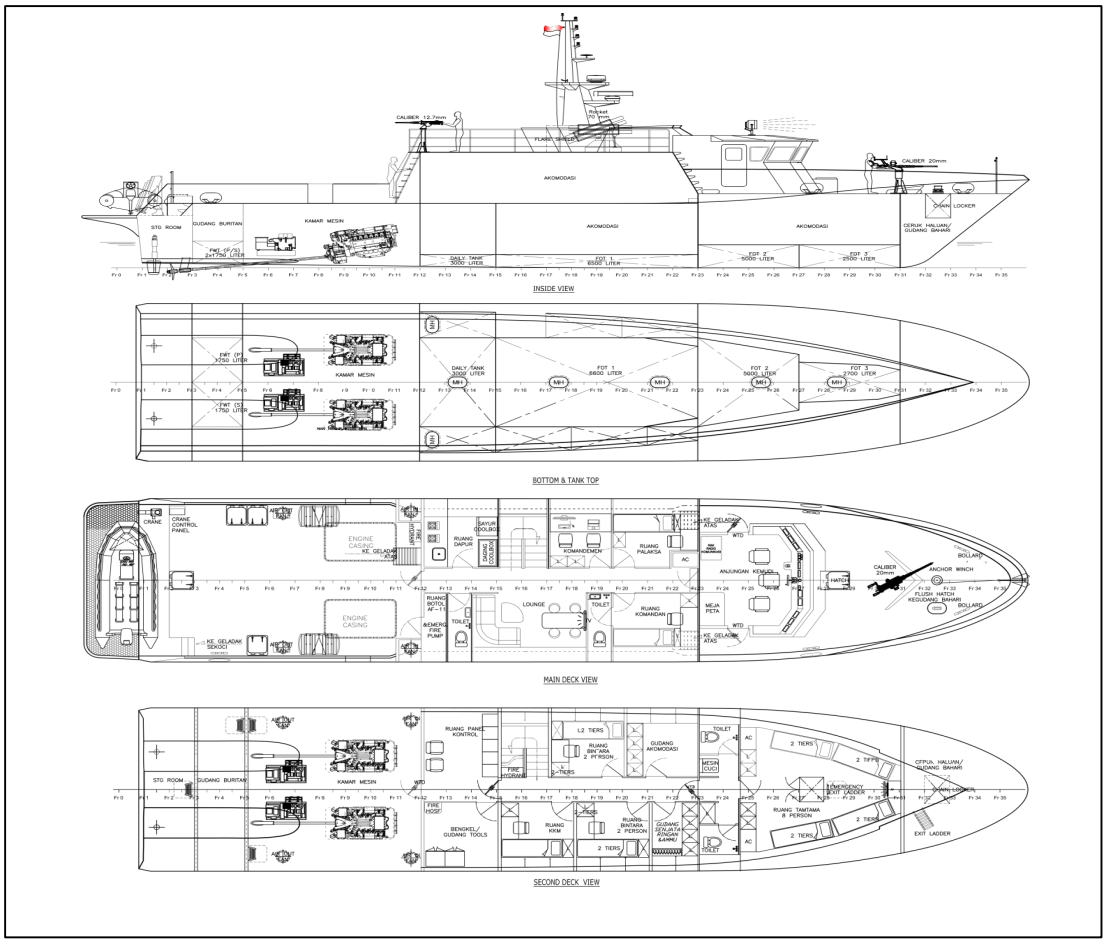
b. Gambar-gambar yang terkait yaitu :

- *Lines Plan*



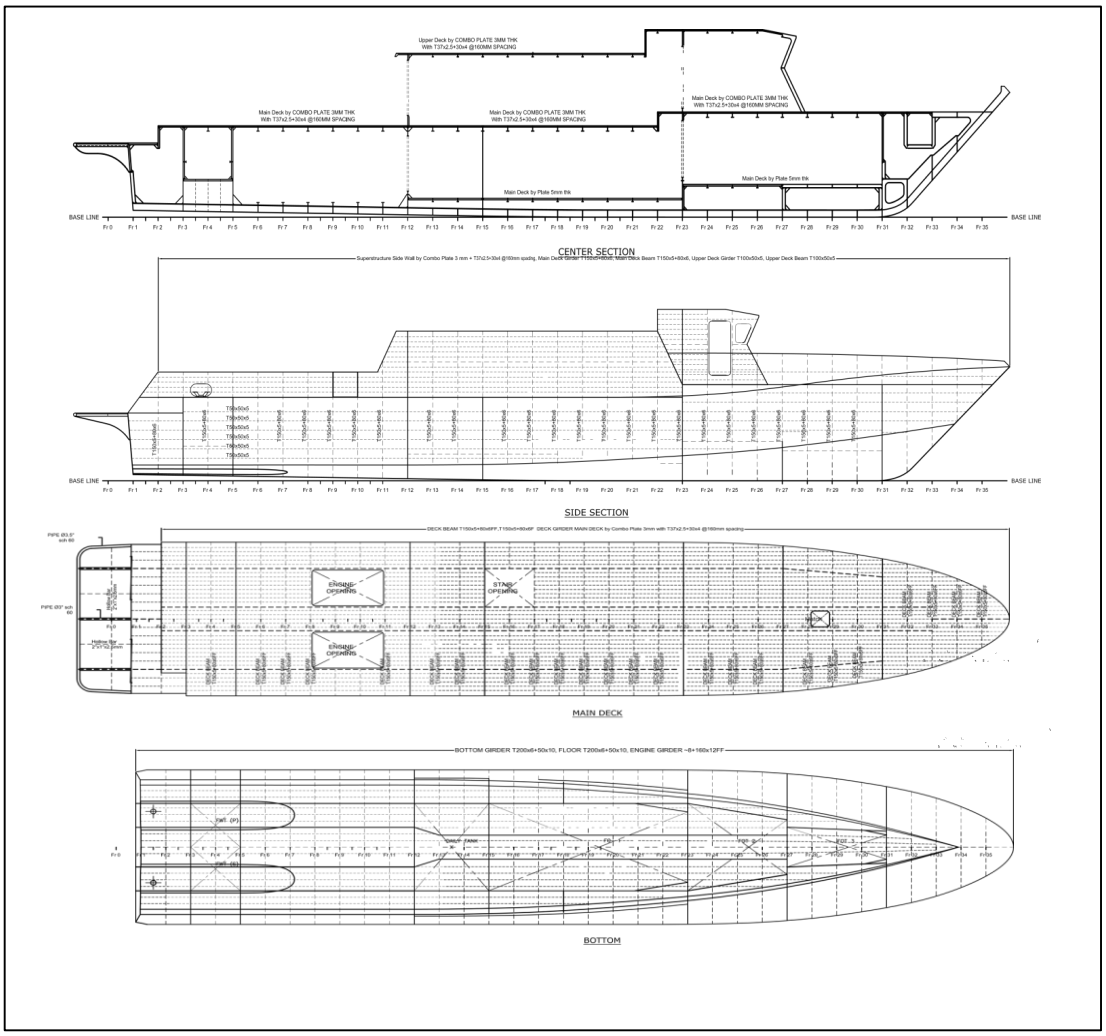
Gambar III-2 Rencana Garis (Lines Plan) Kapal Patroli 28 m

- Rencana Umum *(General Arrangement)*



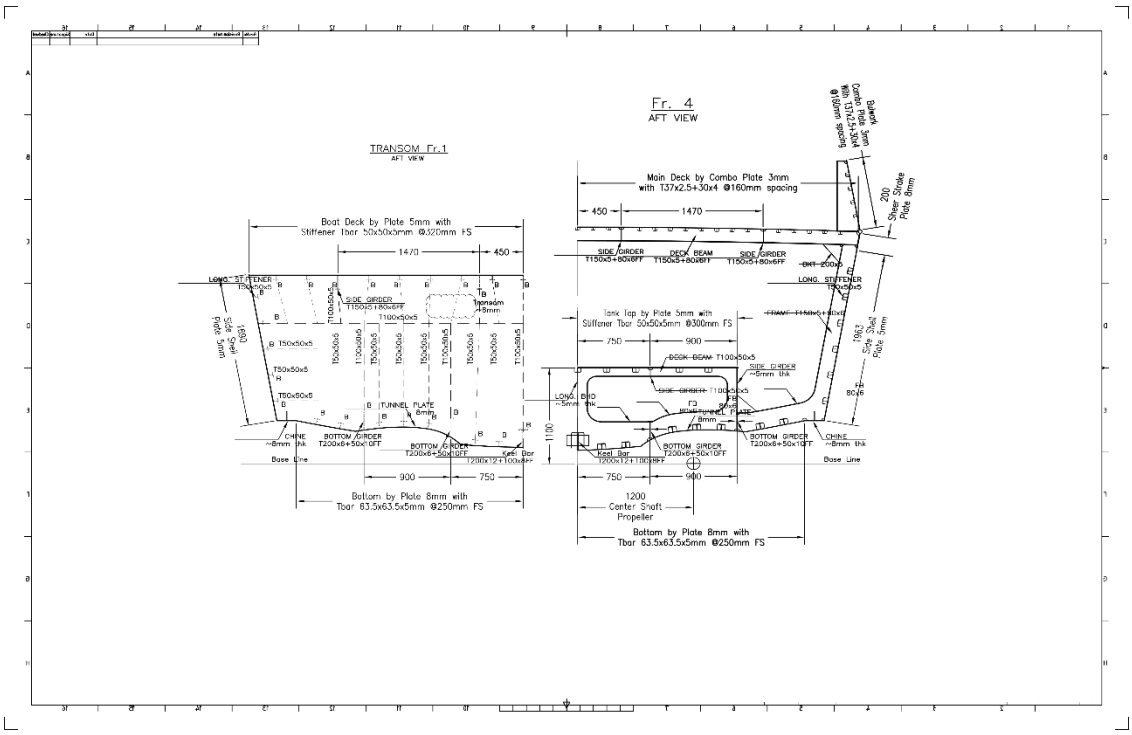
Gambar III-3 Rencana Umum Kapal Patroli Cepat 28 m

- Gambar *Construction Profile*



Gambar III-4 Construction Profile Kapal Patroli Cepat 28 m

- Gambar potongan melintang konstruksi kapal



Gambar III-5 Potongan Melintang gading 1 dan 4 Kapal Patroli Cepat 28 m

c. Data Mesin induk *(Main Engine)* dan Baling-baling *(Propeller)*

Tabel III-2 Data Mesin Induk dan Baling-baling

Item	*Main Engine*	*Propeller*
Tipe	MAN D2862 LE453	B4 - 100 HS - Series
RPM	2300	830.4
Daya (HP)	1650	-
Massa (kg)	2400	-

III.2.2. Pembuatan Elemen Hingga dengan *Finite Element Software*

Setelah semua data yang dibutuhkan telah terkumpul, tahap selanjutnya adalah pemodelan kapal kedalam bentuk elemen hingga menggunakan *Finite element Software.* Pada tahap ini, geometri kapal dibuat dan kemudian dijadikan sebagai elemen hingga sehingga model bisa dianalisis.

Pada Tugas Akhir ini, dilakukan dua pemodelan, yaitu pemodelan Struktur Lokal yaitu geladak utama dan pemodelan struktur global yang mencakup seluruh badan kapal.

III.2.3. Pengujian Model

Tahap selanjutnya dari pengerjaan Tugas Akhir ini adalah pengujian terhadap model yang telah dibuat pada tahap sebelumnya. Tujuan dari pengujian model ini adalah untuk memastikan model yang telah dibuat sudah valid atau belum. Cara pengujian yang dilakukan adalah dengan metode konvergensi, yaitu dengan melakukan analisis pada model dengan jumlah elemen yang berbeda. Dari analisis tersebut, hasil yang didapatkan haruslah memiliki nilai yang tidak jauh perbedaannya. Pengujian konvergensi ini akan dilakukan pada bab selanjutnya.

Selain itu, dilakukan pula pengujian apakah *software* yang dipakai bisa digunakan untuk menganalisis getaran, yaitu untuk mencari frekuensi alami dan menemukan *mode shapes*-nya. Pengujian dilakukan terhadap balok kantilever dengan ukuran tertentu dan akan dilakukan perbandingan hasil dengan menggunakan perhitungan numerikal, yaitu metode *Euler-Bornoulli Beam Theory*. Jika hasil yang didapatkan memiliki nilai yang hampir sama, maka *software* tersebut dapat digunakan dan dilanjutkan untuk analisis frekuensi alami dan *mode shapes* kapal.

III.2.4. *Running Solver* dan Hasil

Setelah model dinyatakan valid, maka proses selanjutnya dapat dilakukan *Running Solver* atau analisis model. Namun sebelum itu, dilakukan pula pemberian kondisi batas *(Boundary Condition).* Dalam analisis frekuensi alami, diusahakan pemberian kondisi batas terhadap model seminimal mungkin. Hal ini dikarenakan yang akan dianalisis adalah frekuensi alami yang dimiliki kapal itu sendiri tanpa adanya gangguan (eksitasi) dari luar. Pemberian kondisi batas pada model lokal sedikit berbeda dengan kondisi batas pada model global.

Setelah pemberian kondisi batas dilakukan, selanjutnya adalah melakukan proses *Running Solver*. Tahap ini merupakan tahap menuju inti dari Tugas Akhir ini karena pada tahap ini lah *software* melakukan perhitungan terhadap model yang telah dibuat. *Running Solver* ini dilakukan terhadap kedua model, yaitu lokal dan global. Dari *Running Solver* inilah selanjutnya didapatkan hasil berupa frekuensi natural dan *mode shapes* masing-masing model.

III.2.5. Analisis Hasil

Tahap ini merupakan inti dari pengerjaan Tugas Akhir ini. Setelah frekuensi alami dan *mode shapes* didapatkan dari *Software* Elemen Hingga, selanjutnya dilakukan perhitungan

frekuensi eksitasi dari mesin induk dan baling-baling. Kemudian dilakukan analisis terhadap frekuensi alami kapal dengan frekuensi eksitasi dari mesin induk dan baling-baling. Analisis yang dilakukan berupa perkiraan apakah terjadi resonansi pada kapal Patroli Cepat 28 meter ini. Jika ada frekuensi alami kapal yang memiliki nilai sama dengan frekuensi eksitasi mesin induk atau baling-baling, saat itulah terjadi resonansi.

III.2.6. Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini dilakukan penarikan kesimpulan dari analisis yang telah dilakukan sebelumnya. Kesimpulan yang diambil berupa apakah kapal Patroli Cepat 28 meter ini akan berpotensi mengalami resonansi atau tidak. Jika berpotensi, maka disimpulkan frekuensi berapa yang harus dihindari agar tidak tidak terjadi resonansi terhadap frekuensi mesin induk dan baling-baling. Selanjutnya, sebagai penutup akan diberikan saran-saran untuk pengembangan Tugas Akhir ini kedepannya.

BAB IV

ANALISIS

DAN PEMBAHASAN

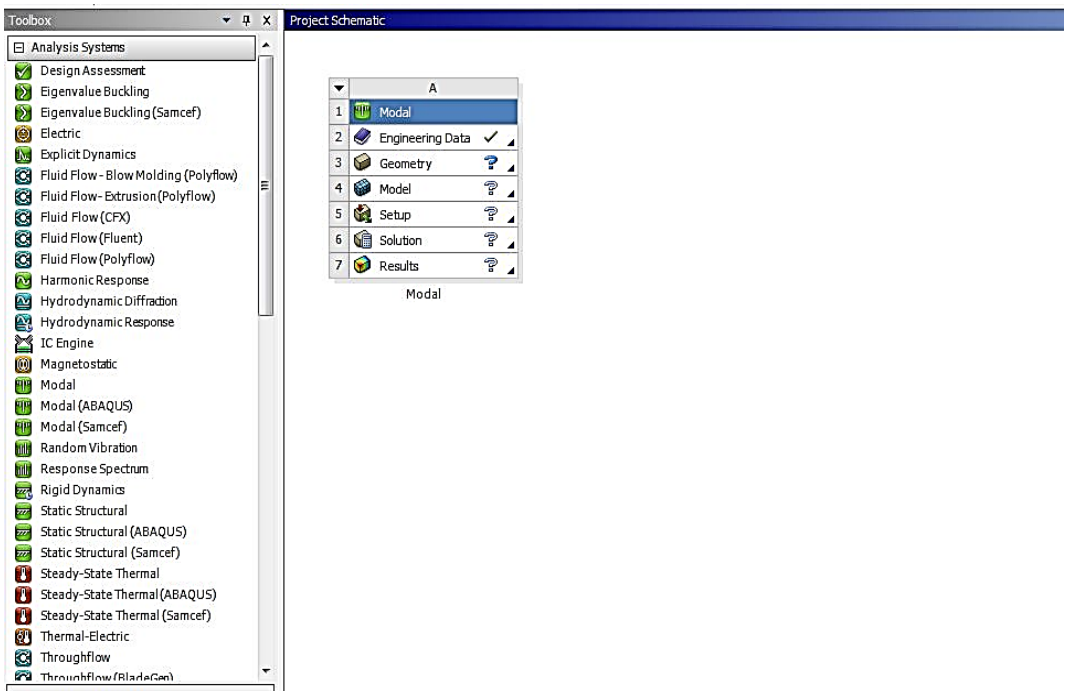
BAB IV
ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Dalam analisis ini terlebih dahulu dilakukan pemodelan elemen hingga dari kapal patroli cepat 28 meter yang digunakan pada Tugas Akhir ini. Pada tahap pemodelan elemen hingga dibutuhkan waktu yang cukup banyak. Pada tugas akhir ini, dilakukan pemodelan global dan lokal. Model global mencakup seluruh bagian kapal namun tidak diperlukan konstruksi yang detail. Sedangkan pada model lokal dilakukan pemodelan terhadap geladak utama dan konstruksi dimodelkan sedetail mungkin. Dalam pemodelan kapal menjadi elemen hingga digunakan gambar-gambar *(drawings)* lambung hingga konstruksi kapal tiap gading.

IV.1. Pemodelan dengan *Software* Analisis Elemen Hingga *(FEA Software)*

IV.1.1. Pemilihan Jenis Analisis

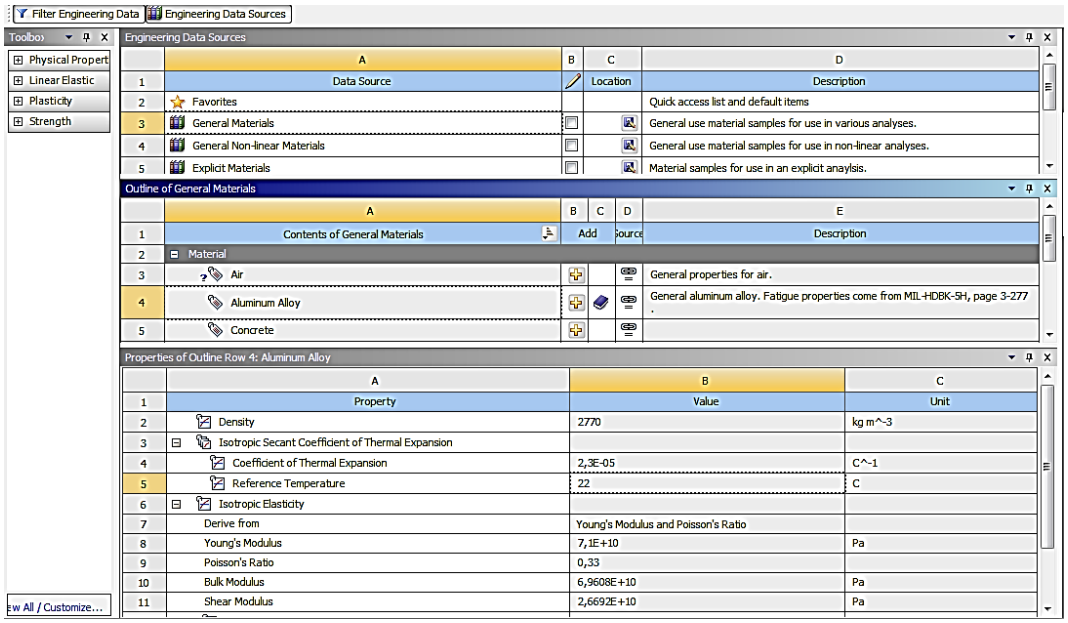
Dalam tugas akhir ini dilakukan analisis frekuensi alami dan *mode shapes*, sehingga jenis analisis yang digunakan dalam software ini adalah *modal*. Cara memilihnya adalah dengan *drag and drop* jenis analisis yang terdapat pada daftar *Analysis Systems* ke layar putih sebelah kanan yang merupakan *Project Schematic*. Gambar IV-1 berikut adalah hasil proses pemilihan jenis analisis.



Gambar IV-1 Pemilihan Modal sebagai jenis analisis

IV.1.2. *Material Properties*

Setelah jenis analisis dipilih, selanjutnya adalah menentukan *Engineering Data.* Pada *engineering data* ini dimasukkan *Material Properties*, yaitu jenis dan karakteristik material yang digunakan dalam analisis ini. Cara menentukan *Engineering Data* adalah *double click Engineering Data* atau dengan klik kanan *Engineering Data* kemudian pilih *Edit.* Tampilan *Engineering Data* akan muncul. Selanjutnya, aktifkan dengan cara klik tab *Engineering Data Sources.* Setelah tab *Engineering data* diaktifkan maka akan ditampilkan sumber data, klik *General Material* pada bagian *Data Sources.* Selanjutnya temukan jenis material yang akan digunakan dalam analisis pada bagian *Contents of General Materials.* Kemudian klik tanda tambah pada kolom *Add* sesuai dengan jenis material yang akan ditambahkan. Di sebelah kanan jenis material yang dipilih akan terlihat tanda buku berwarna biru yang merupakan tanda bahwa material telah ditambahkan kedalam sistem analisis. Gambar IV-2 berikut adalah hasil dari proses tersebut.



Gambar IV-2 Penentuan Engineering Data

Karena material yang digunakan dalam Tugas Akhir ini adalah *Aluminium Alloy*. Berikut adalah *material properties* yang digunakan:

Tabel IV-1 *Material properties Aluminium Alloy*

No.	*Property*	*Value*	*Unit*
1.	*Density*	*2770*	*kg/m^3*

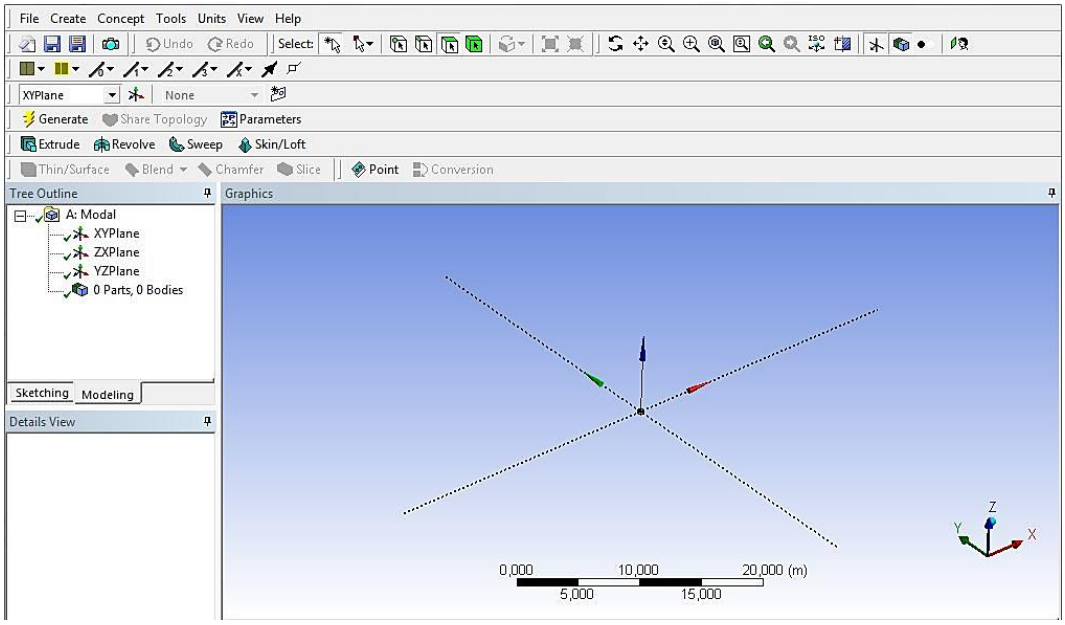
2.	*Coefficient of Thermal Expansion*	*2.3×10^{-5}*	*C^{-1}*
3.	*Reference Temperature*	*22*	*C*
4.	*Young's Modulus*	*7.1×10^{10}*	*Pa*
5.	*Poisson's Ratio*	*0.33*	
6.	*Bulk Modulus*	*6.9608×10^{10}*	*Pa*
7.	*Shear Modulus*	*2.6692×10^{10}*	*Pa*
8.	*Tensile Yield Strength*	*2.8×10^{8}*	*Pa*
9.	*Compressive Yield Strength*	*2.8×10^{8}*	*Pa*
10.	*Tensile Ultimate Strength*	*3.1×10^{8}*	*Pa*

IV.1.3. Pembuatan Geometri

Geometri yang dimaksud adalah bentuk 3 dimensi kapal beserta strukturnya sebelum dijadikan sebagai elemen hingga. Pembuatan geometri dilakukan dengan bantuan 3D CAD *(Computer Aided Design) Software* yang pada *Software* ini dapat dibuka dengan *double click Geometry* atau dengan klik kanan lalu pilih *Edit.* Dalam pembuatan geometri ini, berlaku sistem koordinat tertentu. Dalam Tugas Akhir ini digunakan sistem koordinat kartesian dalam bidang 3 dimensi dengan titik awal (0,0,0) berada di *transom* kapal. Berikut adalah rincian sistem koordinat yang digunakan:

- Sumbu X : adalah sumbu yang searah panjang kapal *(longitudinal)*, bernilai positif kearah depan *(fore)*
- Sumbu Y : adalah sumbu yang searah lebar atau melintang *(transverse)* kapal, bernilai positif kearah kiri *(portside)*
- Sumbu Z : adalah sumbu yang searah tinggi kapal *(vertical)*, bernilai positif kearah atas

Bidang kerja pembuatan Geometri kapal dan sistem koordinat dapat dilihat pada gambar IV-3 berikut ini.



Gambar IV-3 Bidang kerja Geometri dan Sistem Koordinat

Geometri dibuat berdasarkan data-data yang telah diperoleh sebelumnya, yaitu *Lines Plan* sebagai acuan untuk membuat bagian terluar badan kapal, *General Arrangement* sebagai acuan peletakan sekat-sekat ruangan dalam badan kapal, *Construction Profil* dan *Transverse Section* sebagai acuan dalam pembuatan penegar dan penumpu yang ada pada kapal. Geometri kapal dibuat dengan ukuran berdasarkan data yang telah didapat sebelumnya, yaitu sebagai berikut:

Tabel IV-2 Ukuran Utama Kapal Patroli Cepat 28 m

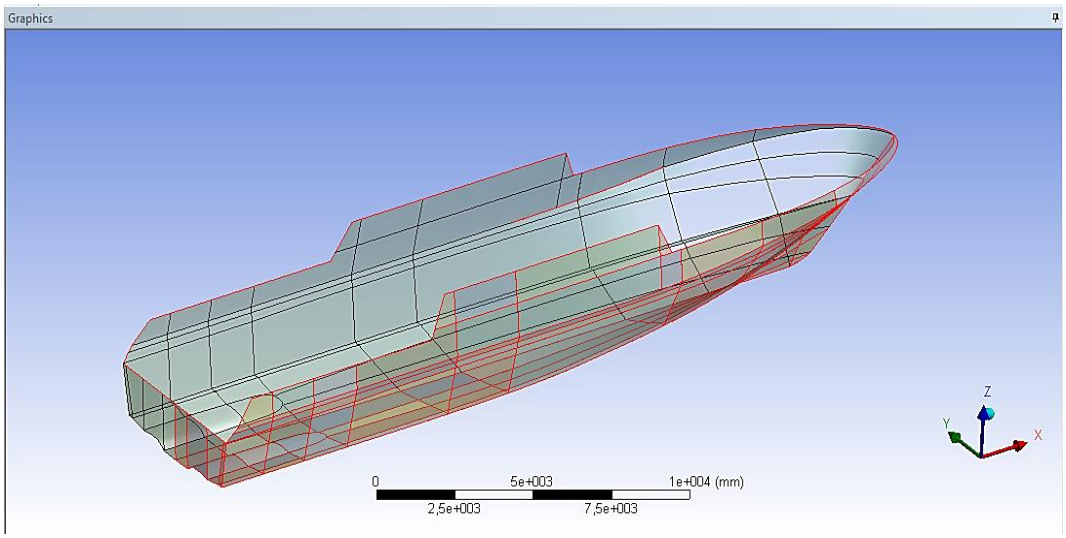
Item	*Value*	*Unit*
L_{OA}	30.00	m
L_{WL}	24.64	m
B	5.85	m
H	2.65	m
T	1.05	m

Proses pembuatan geometri dapat dilakukan dengan membuat sketsa terlebih dahulu. Pemodelan geometri ini dapat dilakukan dengan berbagai cara, yaitu dengan dimulai dari titik kemudian dihubungkan menjadi garis selanjutnya dibentuk permukaan dan akhirnya menjadi benda bervolume. Pembuatan geometri ini dilakukan dengan sistem *bottom up*, yaitu membentuk sebuah benda dari titik *(point)* koordinat, kemudian dihubungkan menjadi garis

(line), dan dibentuk menjadi permukaan *(surface)* hingga akhirnya memiliki *volume* dengan memasukkan ukuran tebalnya. Selain itu pemodelan juga dilakukan tanpa membuat titik terlebih dahulu. Dalam membuat model untuk analisa global perlu diperhatikan bahwa tidak dapat menggunakan model solid (volume) melainkan menggunakan *surface model* (luasan) ataupun garis. Berdasarkan literature mengenai pemodelan global kapal berdasakan *class* ataupun referensi lain maka ditentukanlah pemodelan dengan cara sebagai berikut:

- Penumpu dan Penegar *(Girders and Stiffeners)* dimodelkan dengan 2D *surface* yaitu berupa luasan yang memiliki ketebalan tertentu untuk bagian *web* dan menggunakan 1D *line* untuk *face/flange.* Namun beberapa referensi memperbolehkan untuk memodelkan utuh dengan 2D *surface.* Khusus untuk *stiffeners* dapat dimodelkan dengan 1D *line* dengan *cross section* (penampang melintang) apabila memang dirasa mudah untuk dimodifikasi.
- Pelat (baik pelat untuk *hull* ataupun sekat) dimodelkan dengan 2D *surface*
- *Bracket* dan lubang-lubang kecil tidak dimodelkan untuk mempermudah proses pembuatan geometri

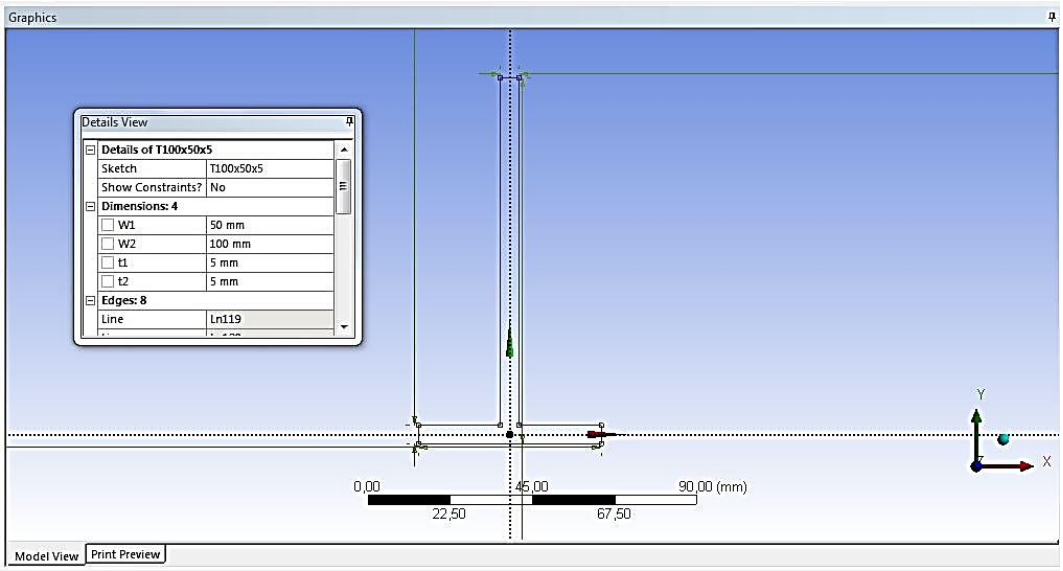
Geometri kapal pertama dibuat adalah bagian *hull* (lambung) kapal dengan memanfaatkan *lines plan* yang ada. Cara membuat garis menjadi pelat *(surface)* dapat dilakukan dengan menggunakan metode *skinning/loft, extrude,* dan *surface from edge.* Gambar IV-4 berikut adalah hasil dari pembuatan *hull* kapal.



Gambar IV-4 Geometri Hull Kapal

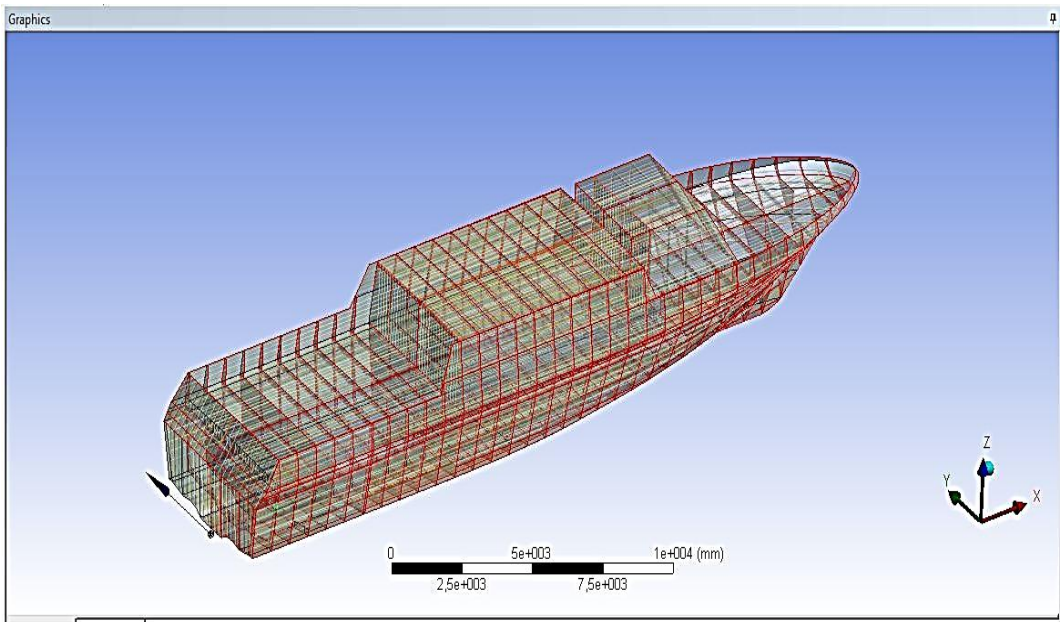
Setelah bagain *hull* kapal selesai dibuat, selanjutnya adalah bagian gading-gading kapal. Seperti dijelaskan diatas, bagian *web* gading dimodelkan dengan 2D *surface* sedangkan bagian *face/flange* dimodelkan dengan 1D line dengan memanfaatkan bantuan *cross section* pada *software* yang digunakan.

Setelah bagian gading selesai dibuat, selanjutnya adalah melengkapi struktur kapal berupa *stiffeners*. Pembuatan *stiffeners* dilakukan dengan memanfaatkan bantuan *cross section* sehingga jenis profil yang diinginkan dapat otomatis dibuat oleh *software* yang digunakan. Cara pembuatan *cross section* adalah dengan langsung memilih dari menu yang ada yaitu klik *Concept* kemudian pilih *Cross section* selanjutnya pilih jenis *profile* yang diinginkan. Misalnya jika ingin membuat profil T 100x50x50 maka dipilih jenis *T Section*. Kemudian pada tabel *Details View* diisi ukuran profile yang diinginkan yaitu W1 = 50 mm, W2 = 100 mm, t1 = 5 mm dan t2 = 5 mm. Gambar IV-5 berikut adalah hasil pembuatan *profile* yang diinginkan.



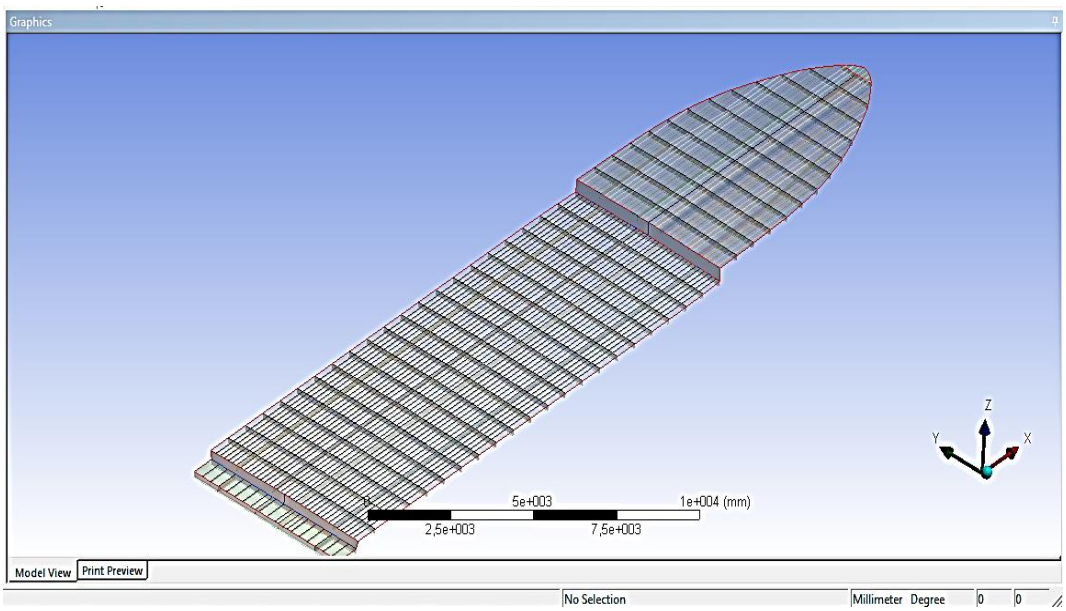
Gambar IV-5 Pembuatan Cross Section T100x50x5

Setelah semua penumpu dan penegar selesai dibuat maka geometri kapal telah selesai. Selanjutnya adalah memastikan bahwa setiap bagian dari geometri teresebut telah menyatu satu sama lain sehingga pada saat akan dilakukan pembuatan elemen tidak ada elemen yang terputus dan analisis dapat dilakukan. Salah satu cara yang dapat dilakukan adalah dengan menggabungkan seluruh geometri menggunakan opsi *joint* yang disediakan oleh *software.* Gambar IV-6 berikut adalah hasil dari pembuatan seluruh geometri kapal beserta penumpu dan penegarnya.



Gambar IV-6 Geometri Global Kapal Patroli Cepat 28 m

Pembuatan geometri lokal juga tidak jauh berbeda dengan pembuatan geometri global. Yang membedakannya hanyalah tingkat detail yang lebih tinggi pada pembuatan geometri lokal. Geometri lokal yang dibuat pada Tugas Akhir ini adalah bagian geladak utama kapal patroli cepat 28 m. Gambar IV-7 berikut adalah hasil pembuatan geometri lokal kapal.



Gambar IV-7 Geometri Lokal (main deck) Kapal Patroli Cepat 28 m

IV.1.4. Pembuatan Elemen Hingga *(Meshing)*

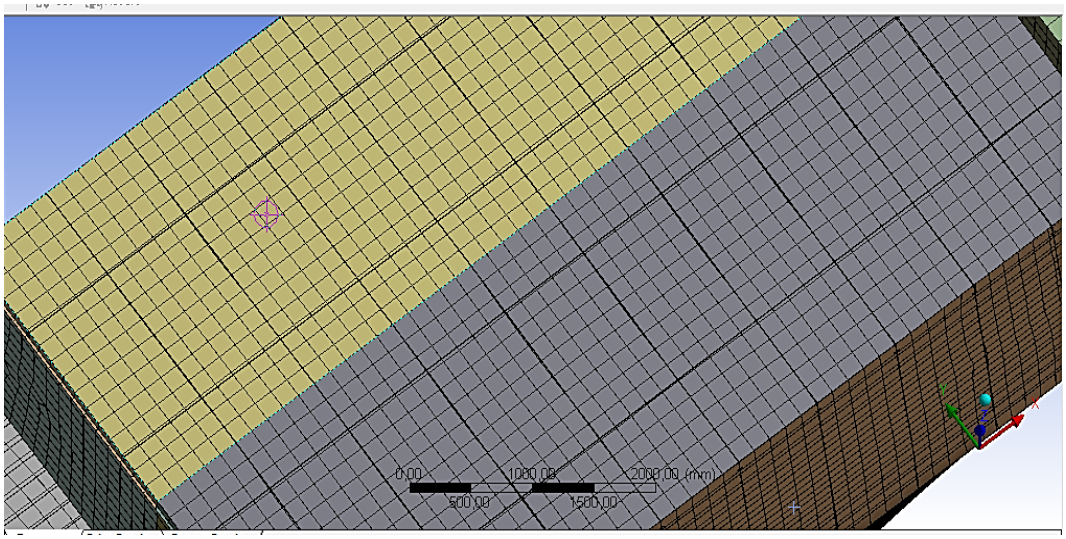
Tahap ini dapat dilakukan setelah pembuatan geometri kapal selesai dilakukan. *Meshing* adalah suatu proses dalam FEA untuk membagi keseluruhan sistem menjadi elemen-elemen yang lebih kecil (diskretisasi) untuk didapatkan analisis yang detail pada keseluruhan sistem tersebut. Yang perlu kita pahami adalah bahwa *meshing* dalam pemodelan FEA sangat penting untuk diperhatikan, karena apabila mehing tidak sesuai maka model tidak dapat di *run* dan hasil analisispun menjadi tidak valid. *Meshing* dapat dilakukan pada program *FEA software* dengan memilih opsi *model* pada tab *Modal*. Di sini program yang digunakan berbeda dengan sebelumnya yang hanya berfungsi sebagai program untuk membuat geometri, pada bagian ini program yang digunakan berfungsi untuk mendefinisikan model yang telah dibuat sebelumnya.

Definisi yang dimaksud pada sub-bab ini adalah definisi elemen apa yang akan digunakan untuk model yang telah dibuat. Dalam *FEA software* ini yang digunakan hanya ada tiga jenis elemen utama yang dapat digunakan dan terpilih secara otomatis tergantung bagaimana model yang dibuat. Tiga jenis elemen tersebut adalah:

1. *Shell Element* - terpilih secara otomatis apabila model dibuat dengan menggunakan *surface*
2. *Beam Element* - terpilih secara otomatis apabila model dibuat dengan menggunakan *line* yang memiliki *cross section*
3. *Solid Element* - terpilih secara otomatis apabila model dibuat dengan menggunakan *solid*

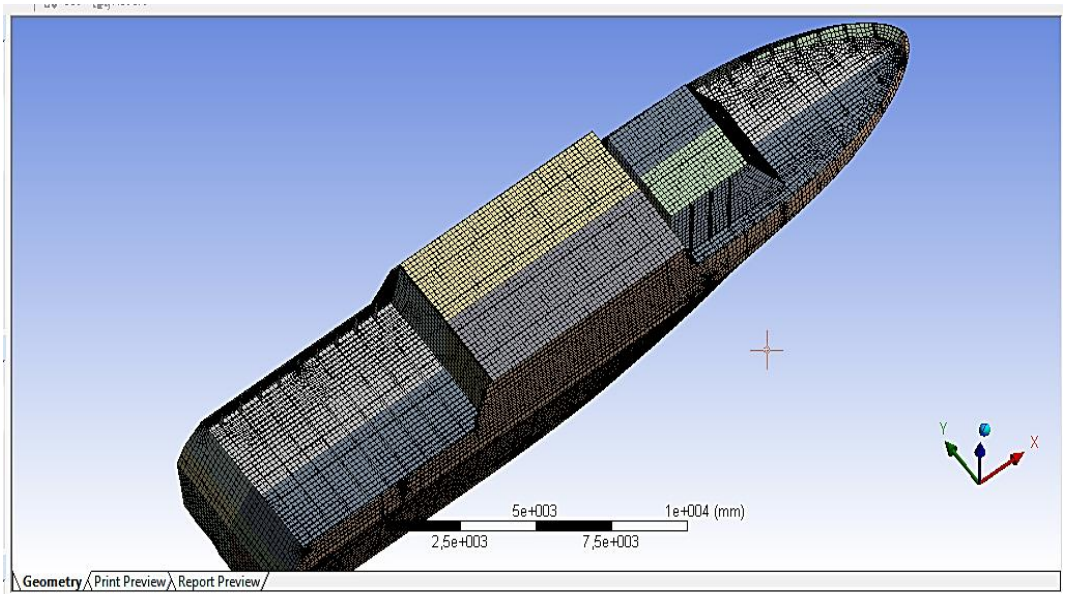
Seperti yang telah dijelaskan dalam sub-bab sebelumnya bahwa dalam tugas akhir ini yang digunakan adalah *surface* dan *line* maka elemen yang digunakan adalah *shell element (shell 181)* dan *beam element (beam 188)* (Lee, 2012). Elemen-elemen inilah yang umum digunakan untuk analisis pada bidang perkapalan.

Pada pembuatan elemen, penentuan ukuran elemen sangatlah penting. Jika ukuran elemen terlalu kasar, hasilnya kemungkinan menyimpang jauh bahkan dapat terjadi *error*. Akan tetapi ukuran elemen yang kasar dapat mempersingkat waktu yang dibutuhkan untuk *running*. Namun jika ukuran elemen terlalu kecil (halus) maka akan semakin besar pula kapasitas dan sumber daya komputer yang dibutuhkan, baik untuk pembuatan model maupun untuk *running*.



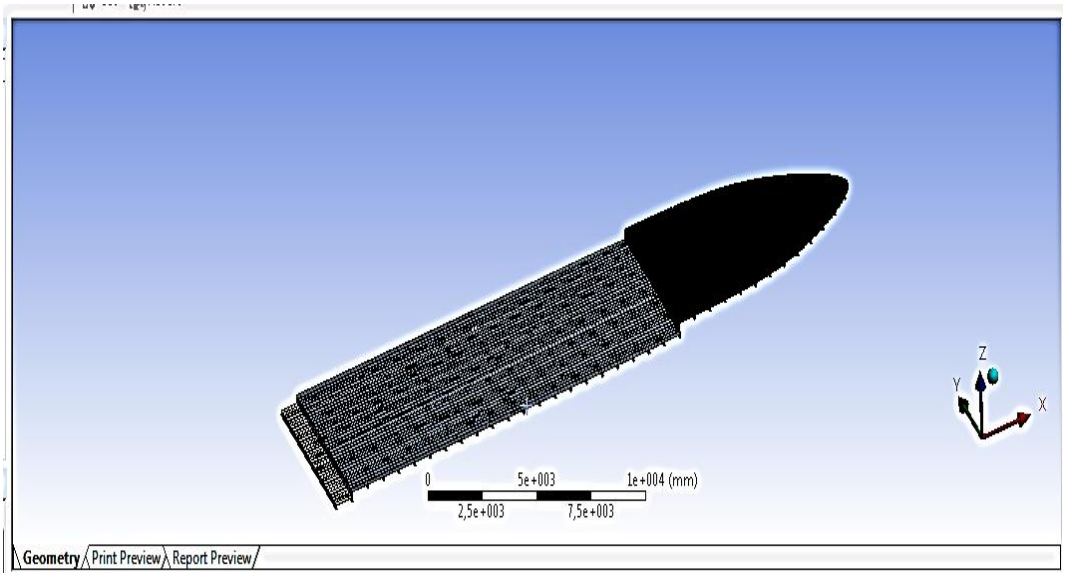
Gambar IV-8 Coarse Mesh

Jenis *meshing* yang digunakan pada model global adalah *coarse mesh* seperti yang ditunjukkan pada Gambar IV-8 dimana ukuran elemen yang digunakan relatif besar (tidak halus). Alasan dalam memilih *mesh* jenis ini adalah karena untuk analisis jenis ini yang menghasilkan perhitungan gobal *meshing* jenis *coarse* adalah yang paling efektif dan dari pihak *class* juga sudah menyarankan seperti itu. Selain itu juga karena keterbatasan kapasitas komputer yang dimiliki sehingga apabila penggunaan elemen yang terlalu banyak *(fine mesh)* akan membebani komputer dan bisa terjadi *error* atau *hang.* Dalam *meshing* ini diusahakan membuat bentuk elemen menjadi kotak bukan sebagai sebagai segitiga. Namun hal tersebut akan susah dilakukan untuk semua bagian kapal yang kompleks. Oleh karena itu ada beberapa elemen yang berbentuk segitiga. Gambar IV-9 merupakan hasil dari *meshing* global dengan *coarse meshing*.



Gambar IV-9 Meshing Model Global

Sedangkan untuk model lokal dapat digunakan *fine meshing* karena model tidak terlalu besar dan kompleks. Jenis *mesh* ini memberikan ukuran elemen yang lebih kecil dan halus. Hasil *meshing* untuk model lokal dapat dilihat pada gambar IV-10 berikut



Gambar IV-10 Meshing Model Lokal (Geladak Utama)

IV.1.5. Kondisi Batas

Pada umumnya, dalam melakukan analisis elemen hingga diperlukan adanya pemberian kondisi batas berupa tumpuan. Apabila tidak ada kondisi batas maka program FEA tidak dapat berjalan dengan benar dan hasilnya tidak akan valid. Berbeda dengan analisa struktur pada umumnya dalam analisa struktur yang terapung *(free floating structure)* seperti kapal atau

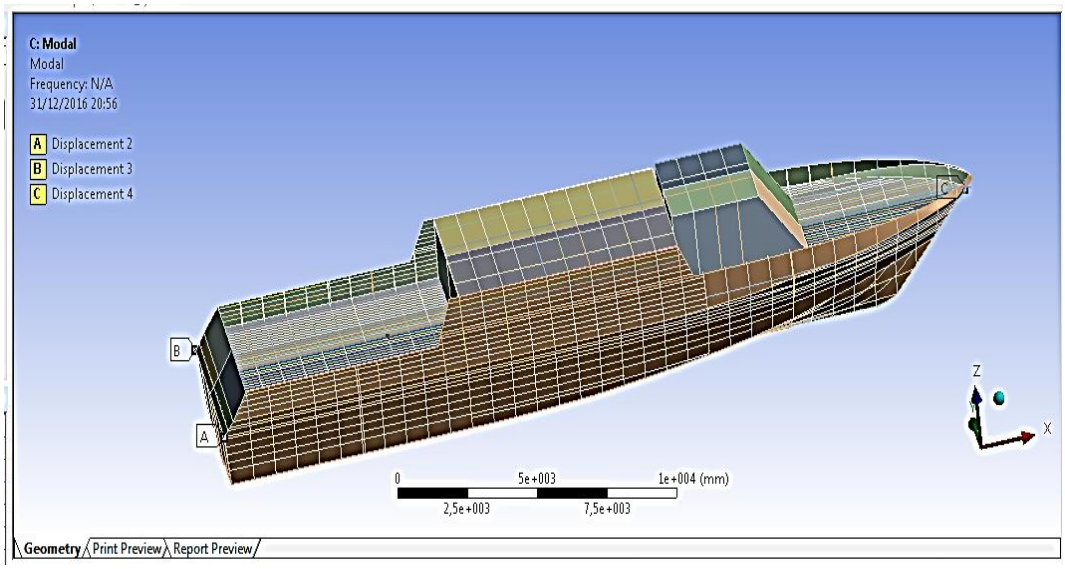
bangunan lepas pantai diperlukan kondisi batas yang khusus. Karena bangunan apung pada kondisi sebenarnya tidak ada yang menumpu maka pemberian kondisi batas tidak boleh menggunakan tumpuan yang tidak sesuai dengan kondisi nyata namun harus menggunakan tumpuan yang hanya menghindari *Rigid Body Motion* dari model itu sendiri sehingga analisa bisa berjalan.

Pada analisis frekuensi alami dan *mode shapes* kapal, pada dasarnya tidak dibutuhkan kondisi batas. Namun karena program tidak bisa berjalan jika tidak diberikan kondisi batas, maka dalam analisis ini diberikan kondisi batas seminimal mungkin. Mengacu pada (DNV-GL, 2015), disebutkan bahwa kondisi batas untuk kapal dapat digunakan metode *3-2-1 Minimal Supports.* Metode ini adalah suatu metode yang umum digunakan pada analisis elemen hingga khususnya analisis linear statis untuk mendapatkan hasil yang realistis. Tumpuan yang digunakan pada *3-2-1 Minimal Supports* berjumlah tiga buah titik. Tiga buah titik yang digunakan ini merepresentasikan sebuah bidang pada 3 dimensi namun bukan berupa tiga buah titik pada satu garis lurus. Bidang apa saja yang akan digunakan tidak menjadi masalah tergantung dari kebutuhan.

Setiap obyek umumnya memiliki 6 buah derajat kebebasan *(degrees of freedom),* tiga buah pada translasi dan tiga sisanya pada rotasi, yang dikenal secara umum dengan *rigid body motion* karena tidak ada energy regangan internal yang mempengaruhi. Titik pertama memiliki fungsi sebagai penahan atau mencegah tiga buah derajat kebebasan pada translasi sehingga hanya tinggal tiga buah derajat kebebasan terhadap rotasi yang masih tersisa. Titik kedua secara teliti diletakkan atau dipilih pada suatu jarak yang sejajar dengan titik pertama pada bidang yang sama. Titik kedua ini memiliki fungsi sebagai penahan atau mencegah dua buah derajat kebebasan terhadap rotasi. Tersisa hanya tinggal satu buah derajat kebebasan terhadap rotasi yang terakhir. Titik ketiga inilah yang berfungsi untuk menghilangkan rotasi yang terakhir dan diletakkan pada suatu jarak dari kedua titik sebelumnya namun tetap dalam satu bidang. Ketiga titik ini akhirnya akan menghilangkan *rigid body motion* dari suatu obyek. Tumpuan sudah dapat dikatakan benar peletakannya apabila tegangan tidak dipengaruhi dari ketiga buah kondisi batas tersebut.

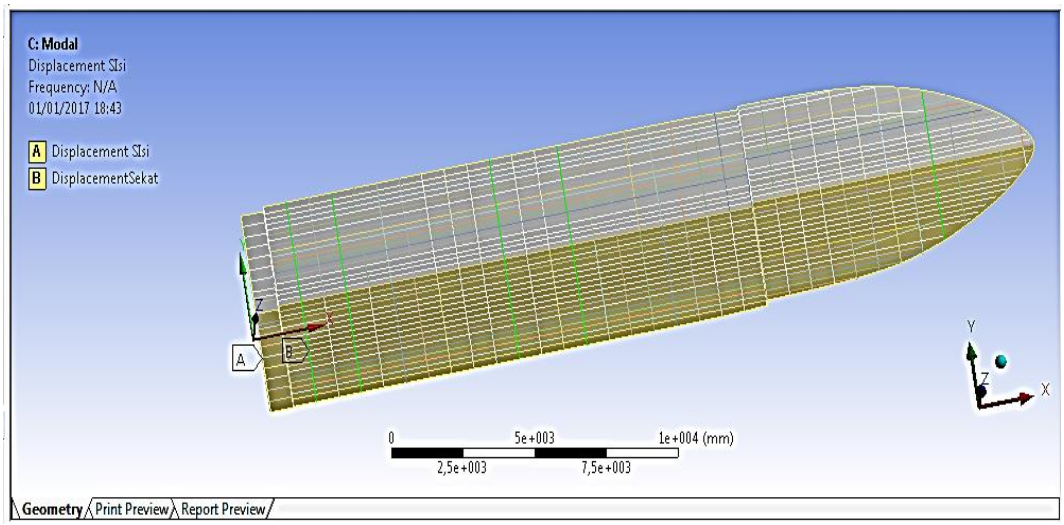
Berdasarkan penjelasan diatas maka dalam tugas akhir ini pemberian kondisi batas pada model Kapal Patroli Cepat diberikan pada bidang xy. Tiga buah kondisi batas terbagi menjadi dua buah diletakkan pada bagian belakang kapal dan satu buah diletakkan pada bagian depan kapal. Titik pertama diletakkan di belakang dan pada *starboard* dengan derajat kebebasan yang

dikunci *(fixed)* adalah arah x, y dan z untuk menghilangkan tiga buah translasi. Kemudian titik kedua diletakkan sejajar dengan titik pertama pada portside dengan koordinat y yang berbeda namun koordinat x dan z tetap sama. Pada titik kedua ini derajat kebebasan yang dikunci *(fixed)* adalah arah x dan z untuk menghilangkan rotasi terhadap x dan z namun masih terdapat rotasi terhadap sumbu y. Terakhir adalah titik ketiga yang diletakkan pada bagian depan kapal pada *centerline* dan derajat kebebasan yang dikunci *(fixed)* adalah arah z untuk menghilangkan rotasi terakhir yaitu rotasi terhadap sumbu y (Pramono, 2016). Pemilihan peletakkan kondisi batas ini mengacu pada *guidelines finite element analysis* yang dikeluarkan oleh DNV-GL. Gambar IV-11 berikut merupakan hasil dari pemberian tumpuan pada model global kapal patroli cepat 28 m.



Gambar IV-11 Pemberian Kondisi Batas Pada Kapal Patroli Cepat 28 m

Sedangkan untuk model lokal (geladak utama), berlaku kondisi batas yang sedikit berbeda. Semua sisi kapal, translasi dikunci semua arah x, y dan z tetapi rotasi tetap ada. Tumpuan yang digunakan adalah tumpuan sederhana Kemudian untuk setiap sekat, dikunci sumbu y dan z. Gambar IV-12 berikut adalah hasil pemberian tumpuan pada geladak utama kapal.



Gambar IV-12 Tumpuan Pada Main Deck

IV.2. Uji *Software* untuk Analisis Frekuensi Alami dan *Mode Shapes*

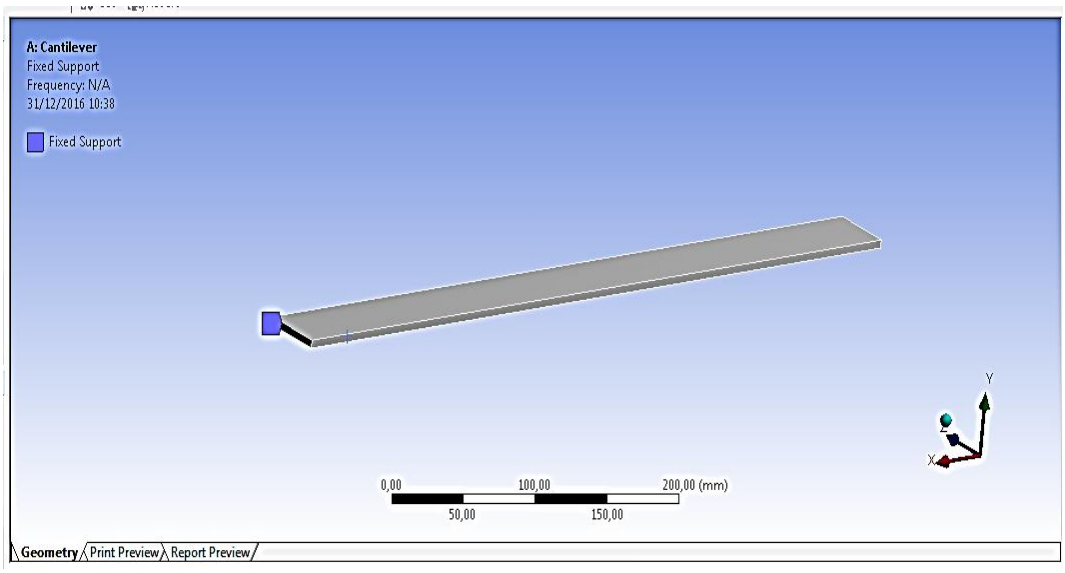
Sebelum dilaksanakan *running* program, terlebih dahulu dipastikan bahwa *software* yang digunakan memiliki kemampuan untuk menganalisis frekuensi alami dan *mode shapes.* Untuk membuktikannya dilakukan percobaan terhadap sebuah *cantilever* dan dihitung dengan metode numerikal menggunakan *Euler-Bernoulli Beam Theory.*

Pengujian dilakukan terhadap sebuah *cantilever* dengan data seperti tercantum pada tabel IV-3 dibawah. Model balok *cantilever* dimodelkan sebagaimana ditunjukkan pada gambar IV-13.

Tabel IV-3 Data *Cantilever*

Length	*500 mm*
Width	*45 mm*
Height	*5 mm*
Moment of Inertia	$4.6875 \times 10^{-10}\ m^4$
Material	*Aluminium*
Modulus of elasticity	$70 \times 10^9\ Pa$

Poisson's Ratio	*0.35*
Density	*2700 kg/m^3*



Gambar IV-13 Model Cantilever

Setelah dilakukan proses *running* pada *software* analisis elemen hingga *(FEA Software)*, didapatkan frekuensi natural tiap *mode* yang ditunjukkan pada gambar IV-14 sebagai berikut:

Tabular Data

	Mode	Frequency [Hz]
1	1,	16,57
2	2,	103,79
3	3,	146,71
4	4,	290,63
5	5,	344,05
6	6,	569,75
7	7,	886,9
8	8,	942,5

Gambar IV-14 Frekuensi Natural Cantilever

Mode ke-3, ke-5 dan ke-7 merupakan mode gerakan torsional *(twist)*, sedangkan pendekatan teori yang dilakukan adalah dibatasi pada *transverse vibration* dari sebuah balok *cantilever*. Oleh karena itu, mode ke-3, ke-5 dan ke-7 tersebut diabaikan untuk perhitungan ini. Seperti telah dijelaskan pada bab sebelumnya, berikut adalah persamaan frekuensi berdasarkan Euler-Bernoulli *Beam Theory:*

$$f_n = \frac{\beta_n^2}{2\pi L^2}\sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

Sehingga untuk balok *cantilever* tersebut diperoleh:

Tabel IV-4 Perhitungan Frekuensi Alami dengan Teori *Beam*

Mode (n)	β_n	Frekuensi [Hz]
1	1,571	16,45
2	4,712	103,898
3	7,854	288,607
4	10.996	565,669
5	14,137	935,086

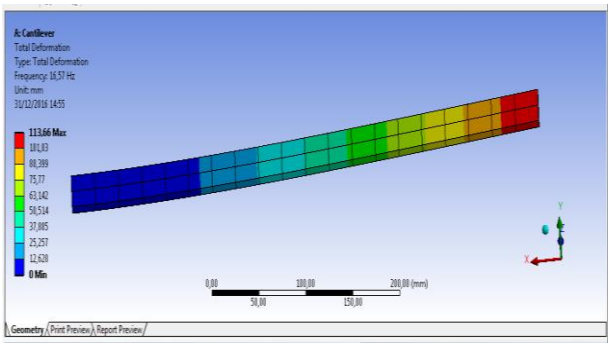
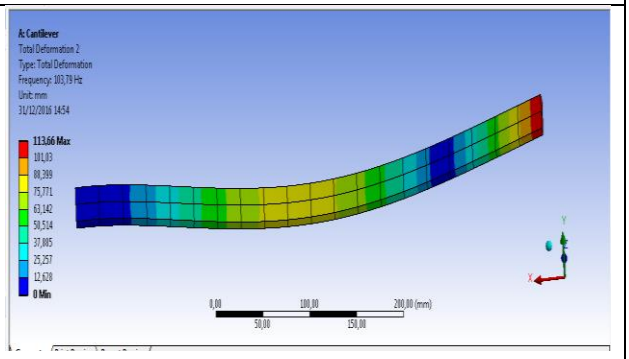
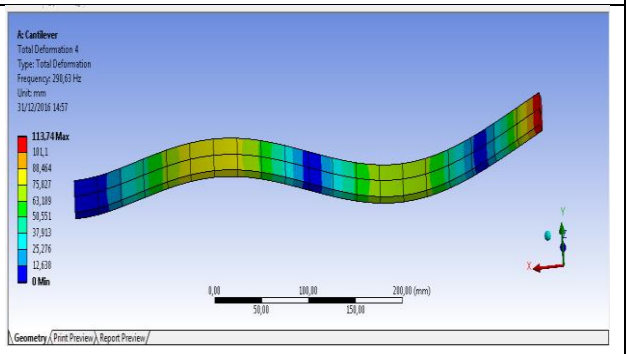
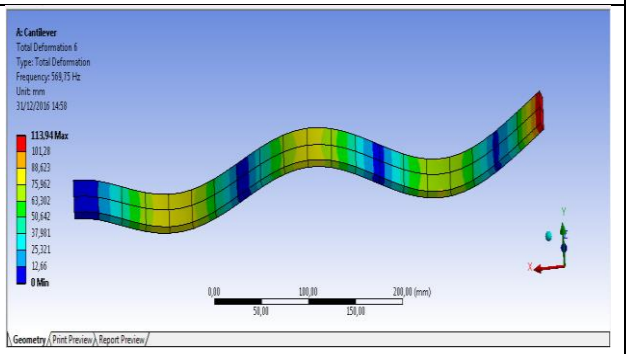
Jika dibandingkan antara hasil perhitungan menggunakan *FEA Software* dengan perhitungan menggunakan Euler-Bernoulli *Beam Theory*, berikut adalah selisih perbedaannya.

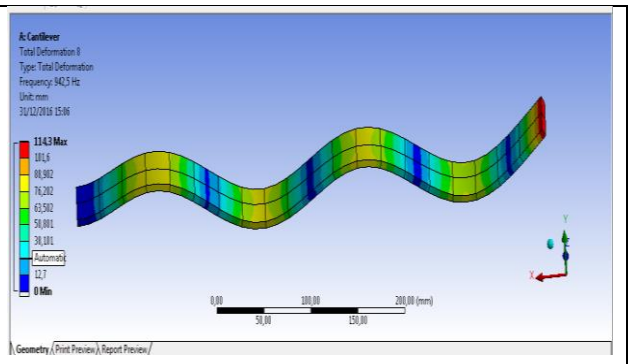
Tabel IV-5 Selisih Perhitungan Frekuensi Alami Balok *Cantilever*

Mode	Frekuensi dengan *FEA Software* [Hz]	Frekuensi dengan Teori *Beam* [Hz]	Selisih [Hz]
1	16,57	16,45	0,12
2	103,79	103,90	-0,11
3	290,63	288,61	2,02
4	569,75	565,67	4,08
5	942,50	935,09	7,41

Berdasarkan perhitungan menggunakan *FEA Software*, berikut ini merupakan *mode shapes* dari balok *cantilever* untuk setiap *mode*nya:

Tabel IV-6 *Mode Shapes* dari Balok *Cantilever*

Mode ke-	Frekuensi [Hz]	*Mode Shapes*
1	16,57	
2	103,79	
3	290,63	
4	569,75	
5	942,50	

Berdasarkan perbandingan tersebut, dapat disimpulkan bahwa selisih perhitungan frekuensi alami dapat dikatakan sangat kecil. Sehingga *FEA Software* yang digunakan dalam Tugas Akhir ini dapat digunakan untuk melakukan analisis frekuensi alami dan *mode shapes*.

IV.3. Konvergensi

Konvergensi adalah salah satu cara yang digunakan untuk melakukan pemilihan ukuran elemen yang tepat dalam pembuatan model elemen hingga sehingga model menghasilkan nilai yang valid. Konvergensi dilakukan dengan melakukan perbandingan dari beberapa ukuran dan jumlah elemen pada satu model. Data yang digunakan dalam tugas akhir ini sebagai acuan dalam melakukan konvergensi adalah nilai frekuensi alami untuk mode pertama. Apabila nilai dari data-data tersebut tiap ukuran dan jumlah elemen sudah tidak menunjukkan perbedaan presentase yang cukup signifikan (<2%) maka model tersebut sudah dapat dinyatakan valid dan dapat dijadikan acuan dalam pembuatan variasi model lainnya (Anderson, 1995). Adapun hasil dari konvergensi model dapat dilihat dalam tabel berikut.

Tabel IV-7 Konvergensi Model Global

Mode ke-	Elemen 84495	Elemen 88306	Selisih [%]
	Frekuensi [Hz]		
1	12,579	12,519	0,476
2	18,246	17,911	1,836
3	19,417	19,116	1,553
4	22,293	22,130	0,731
5	24,725	24,263	1,868

Tabel IV-8 Konvergensi Model Lokal

Mode ke-	Elemen 26706	Elemen 28333	Selisih (%)
	Frekuensi [Hz]		
1	16,21	16,29	0,50
2	16,75	16,56	0,89
3	20,40	20,41	0,05
4	33,62	33,33	0,88
5	36,00	36,11	0,31

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa hasil konvergensi dari jumlah elemen yang digunakan menghasilkan harga frekuensi alami yang tidak berbeda jauh sehingga tidak perlu dilakukan konvergensi dengan jumlah elemen yang lebih banyak lagi. Dari tabel tersebut, dapat dilihat pula bahwa persentase perbedaan frekuensi adalah dibawah 2% sehingga model dapat dinyatakan valid dan dapat digunakan untuk keseluruhan analisis.

IV.4. Hasil Analisis Elemen Hingga

Setelah semua tahapan mulai dari membuat geometri hingga menentukan elemen selesai dilakukan, selanjutnya adalah menjalankan *running* dari model yang telah terpenuhi. Dalam analisis *mode shapes*, solusi yang dilakukan berupa *natural frequency*. Setelah proses *running* selesai dan frekuensi telah didapat, dibutuhkan lagi proses penyelesaian untuk mendapatkan *mode shapes* untuk setiap frekuensi yang telah didapat. Caranya adalah blok semua frekuensi yang akan ditentukan *mode shapes*nya dan klik kanan kemudian pilih *create mode shapes.* Maka selanjutnya dibutuhkan lagi proses penyelesaian untuk mengeluarkan *mode shapes* tiap-tiap frekuensi tersebut. Setelah proses ini selesai, maka semua tahap *FEA Software* telah selesai.

IV.4.1. Hasil Analisis Elemen Hingga Model Kapal Patroli Cepat 28 m

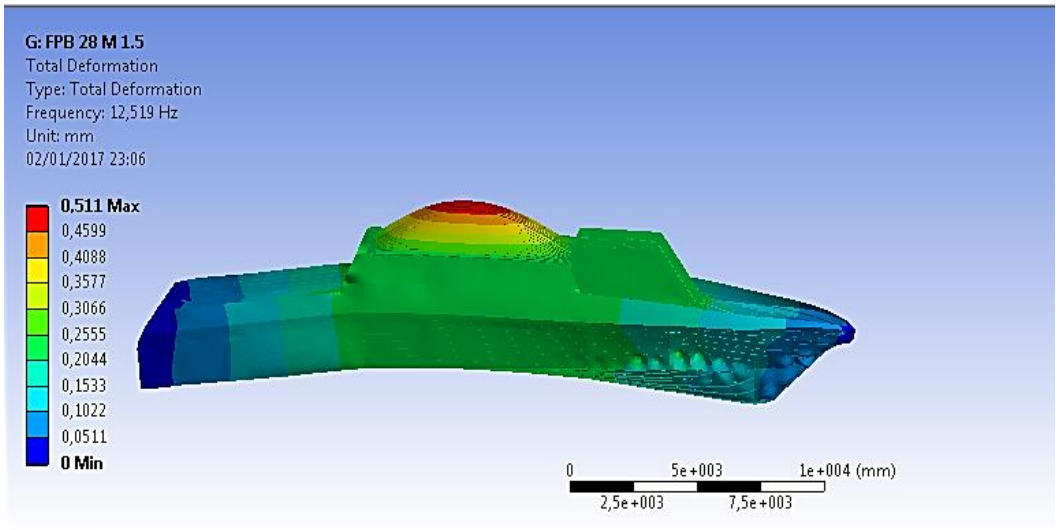
Berdasarkan hasil penyelesaian yang telah dilakukan, didapat frekuensi alami dari Kapal Patroli Cepat 28 m sebagai berikut. Dalam analisis model global ini, dicari 100 frekuensi pertama. Tabel IV-9 berikut merupakan nilai frekuensi alami untuk setiap mode yang didapat dari hasil analisis *FEA Software.*

Tabel IV-9 Frekuensi Alami Badan Kapal

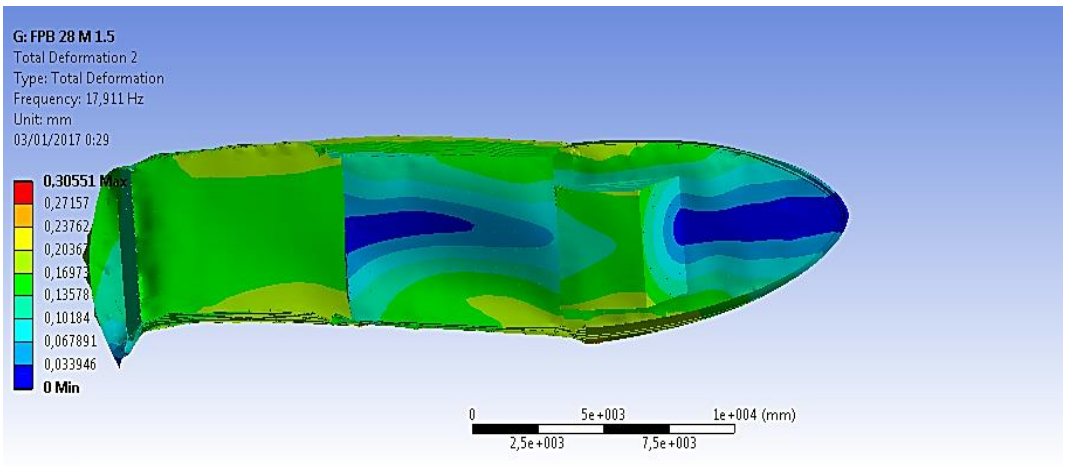
Mode ke-	Frekuensi [Hz]	Mode ke-	Frekuensi [Hz]
1	12,519	39	56,732
2	17,911	40	56,969
3	19,116	41	57,151
4	22,130	42	57,744
5	24,263	43	58,060
6	26,240	44	58,504
7	29,795	45	58,796
8	30,480	46	60,081
9	35,790	47	60,272
10	36,224	48	61,163
11	40,705	49	61,270
12	42,125	50	61,976
13	43,858	51	62,226
14	43,929	52	63,339
15	44,271	53	63,517
16	44,729	54	64,442
17	44,769	55	64,474
18	46,069	56	64,727
19	46,952	57	64,833
20	47,365	58	65,263
21	47,616	59	66,076
22	47,898	60	66,807
23	48,291	61	67,018
24	50,421	62	67,203
25	50,513	63	67,461
26	50,857	64	67,607
27	52,409	65	67,917
28	52,480	66	68,142
29	52,696	67	68,217
30	52,836	68	68,682
31	53,038	69	68,877
32	53,436	70	68,961
33	53,699	71	69,096
34	55,137	72	69,251
35	55,683	73	69,522
36	55,727	74	69,764
37	56,047	75	69,997
38	56,242	76	70,554

Mode ke-	Frekuensi [Hz]	Mode ke-	Frekuensi [Hz]
77	70,848	89	73,289
78	70,880	90	73,482
79	71,074	91	74,136
80	71,092	92	74,282
81	71,222	93	74,961
82	71,758	94	75,827
83	71,899	95	75,977
84	72,108	96	76,140
85	72,343	97	76,323
86	72,540	98	77,031
87	72,953	99	77,339
88	73,000	100	77,370

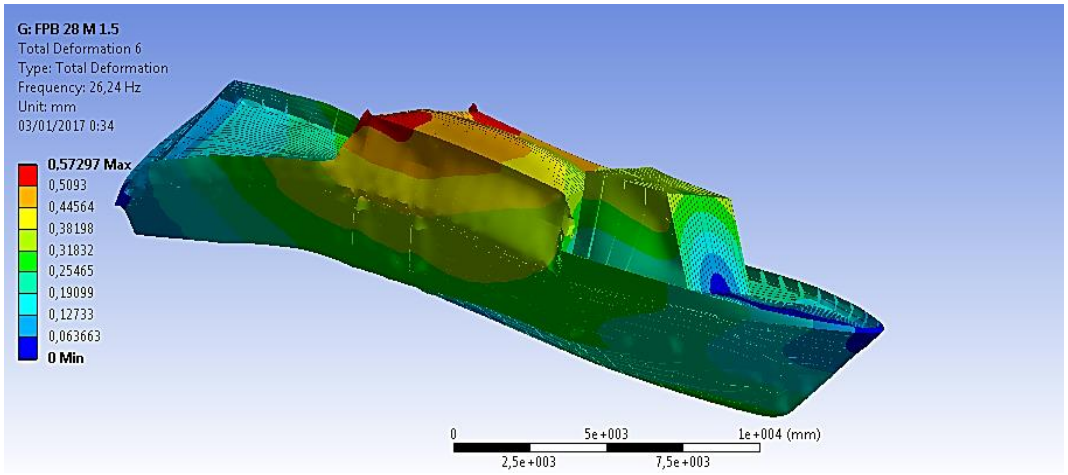
Dari penyelesaian *FEA Software* didapatkan pula *mode shapes* model global Kapal Patroli Cepat 28 m. *Mode Shapes* yang didapat merupakan mode *vertical bending*, *horizontal bending* dan gerakan torsional *(Twist).* Mode tersebut dapat dilihat dalam bentuk 3 dimensi seperti pada gambar di bawah ini. Gambar IV-15 merupakan mode *vertical bending* pertama, dimana pada mode ini kapal mengalami *bending* kearah vertikal (tinggi) kapal. Mode ini terjadi saat frekuensi alami kapal bernilai 12,519 Hz. Gambar IV-16 merupakan mode *horizontal bending* pertama yang terjadi saat frekuensi alami badan kapal bernilai 17,911 Hz. Pada kondisi tersebut kapal mengalami *bending* kearah horizontal (lebar) kapal. Sedangkan gambar IV- 17 merupakan mode torsional *(twist)* pertama, dimana pada mode ini badan kapal mengalami puntiran. Kondisi tersebut terjadi saat frekuensi alami kapal bernilai 26,240 Hz.



Gambar IV-15 Mode Vertical Bending Pertama saat Frekuensi 12,519 Hz



Gambar IV-16 Mode Horizontal Bending Pertama saat Frekuensi 17,911 Hz



Gambar IV-17 Mode Torsional (twist) Pertama Saat Frekuensi 26,24 Hz

IV.4.2. Hasil Analisis Elemen Hingga Model Geladak Utama

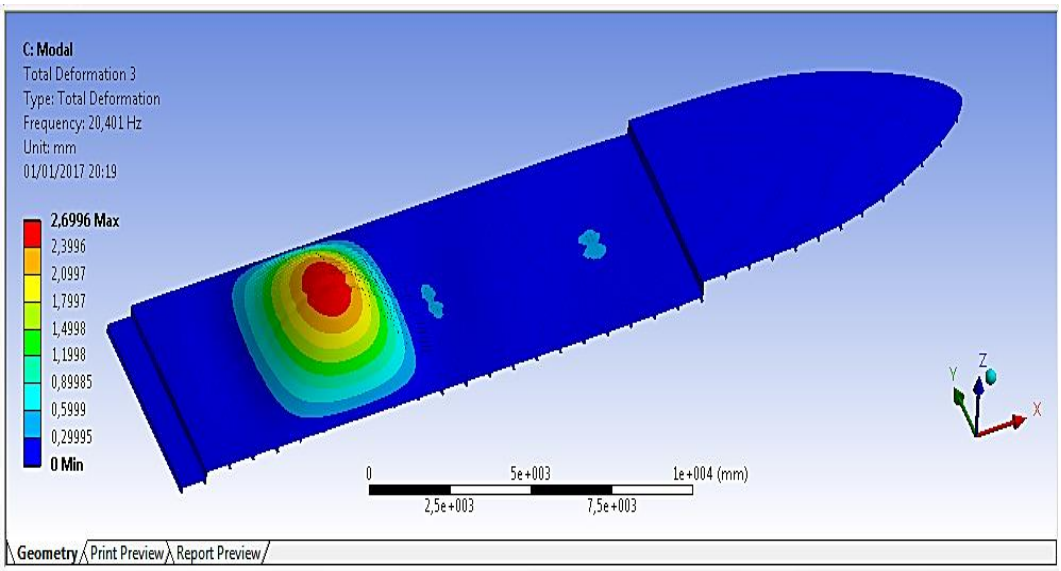
Selain model global, didapatkan pula hasil untuk model lokal *(Main Deck)* berupa frekuensi alami. Dalam analisis ini, frekuensi yang dianalisis adalah 50 frekuensi alami terendah. Tabel IV-10 berikut merupakan nilai frekuensi alami geladak utama kapal untuk setiap mode yang didapatkan dari perhitungan menggunakan *FEA Software.*

Tabel IV-10 Frekuensi Alami Geladak Utama

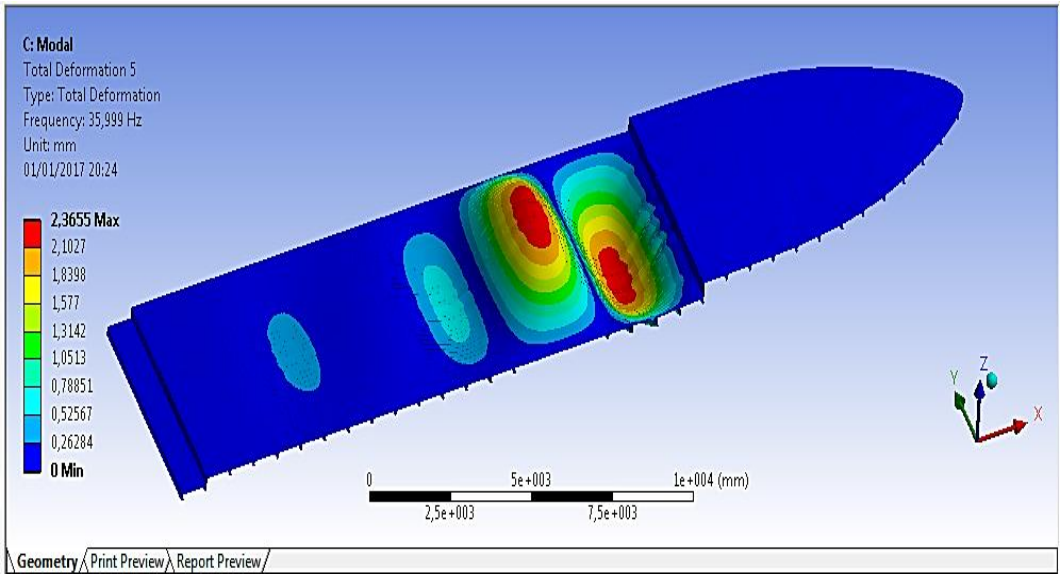
Mode ke-	Frekuensi [Hz]	Mode ke-	Frekuensi [Hz]
1	16,212	26	86,314
2	16,747	27	86,760
3	20,401	28	87,642
4	33,626	29	88,070
5	35,999	30	89,034
6	44,718	31	89,063
7	45,934	32	90,348
8	46,887	33	90,729
9	47,683	34	90,770
10	51,193	35	90,823
11	56,702	36	90,928
12	59,572	37	91,103
13	62,493	38	91,343
14	63,242	39	91,362
15	64,099	40	91,538
16	65,672	41	91,620
17	68,892	42	91,696
18	71,970	43	91,741
19	74,864	44	91,949
20	75,239	45	91,965
21	82,811	46	92,309
22	83,806	47	92,395
23	84,726	48	92,527
24	84,997	49	92,695
25	85,771	50	92,817

Adapun *mode shapes* model geladak utama untuk beberapa mode ditunjukkan pada gambar di bawah ini. Gambar IV-18 merupakan mode vertikal pertama geladak. Mode tersebut terjadi saat frekuensi alami geladak utama bernilai 20,401 Hz. Gambar IV-19 merupakan mode vertikal kedua yang terjadi saat frekuensi alami geladak utama bernilai 35,999 Hz. Gambar IV-

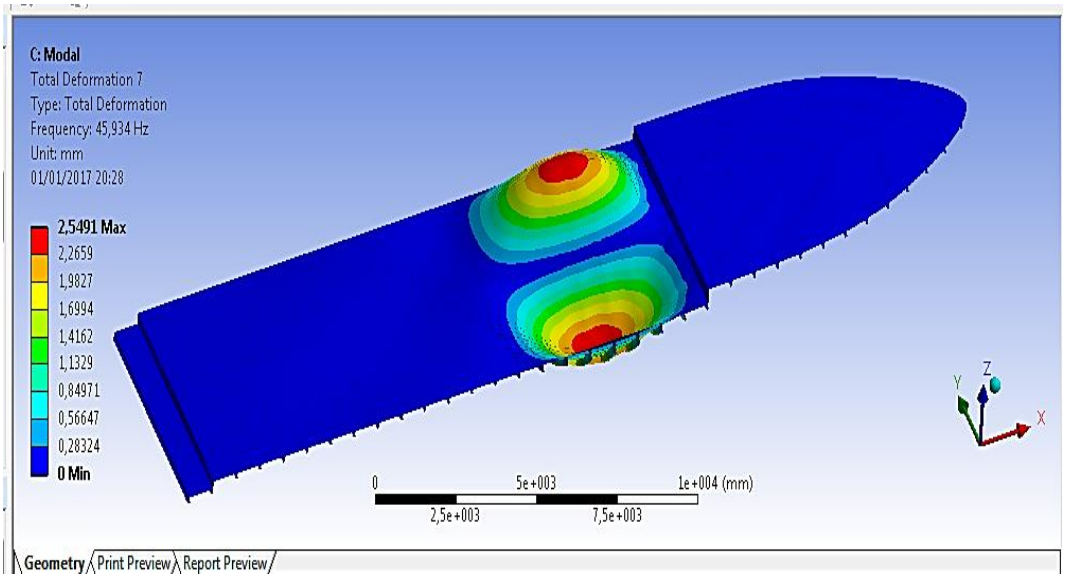
20 menunjukkan kondisi kapal pada mode ke-7 dengan nilai frekuensi alami sebesar 45,934 Hz. Sedangkan pada Gambar IV-21 dan Gambar IV-22 merupakan bentuk mode kapal saat frekuensi bernilai 56,702 Hz dan 71,970 Hz. Dari beberapa mode tersebut, dapat dilihat bahwa sisi geladak berada pada posisi yang tetap. Hal tersebut dikarenakan posisi sisi geladak yang dilas ke sisi badan kapal sehingga sisi geladak tidak bisa bergerak ke segala arah.



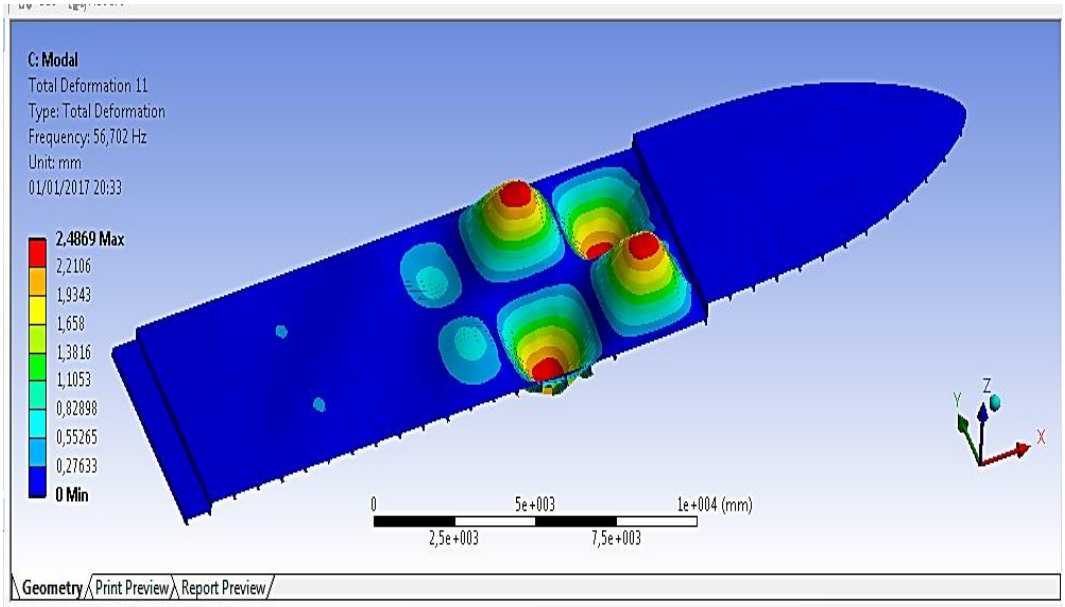
Gambar IV-18 Mode Shapes Saat frekuensi 20.40 Hz



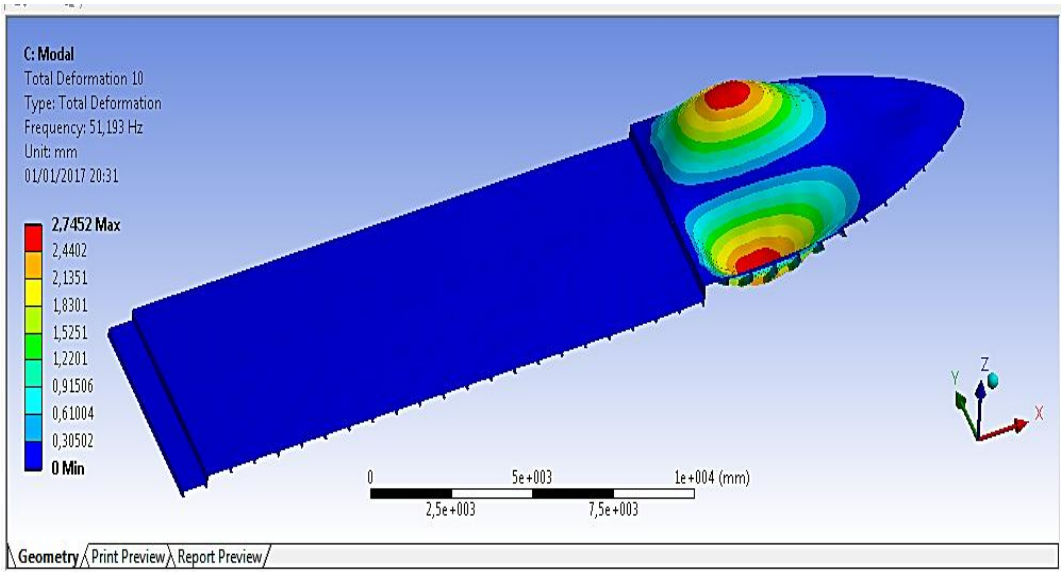
Gambar IV-19 Mode Shapes saat Frekuensi 36.00 Hz



Gambar IV-20 Mode Shapes saat Frekuensi 45.93 Hz



Gambar IV-21 Mode Shapes Saat Frekuensi 56.70 Hz



Gambar IV-22 Mode Shapes Saat Frekuensi 51.19 Hz

IV.5. Pembahasan Perbandingan Frekuensi Alami dengan Frekuensi Eksitasi

IV.5.1. Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Mesin Induk

Berdasarkan data yang telah diperoleh, diketahui bahwa mesin induk yang digunakan pada kapal Patroli Cepat 28 m ini adalah tipe MAN D2862 LE453 dan didapatkan RPM mesin induk saat kecepatan penuh adalah 2300 rpm. Sehingga frekuensi eksitasinya dapat dihitung:

$$f = \left(\frac{RPM}{60}\right) \quad [Hz]$$

$$= \frac{2300}{60} = 38{,}33 \text{ Hz}$$

Dari perhitungan diatas, nilai tersebut dapat dibandingkan dengan nilai frekuensi alami kapal berdasarkan perhitungan yang telah diperoleh dari *FEA Software*. Jika perbandingan antara frekuensi eksitasi dengan frekuensi alami kapal sama atau hampir sama dengan 1, atau $f = f_n$ maka resonansi akan terjadi dan berpotensi merusak struktur kapal. Namun jika nilai kedua frekuensi tersebut tidak sama, maka tidak akan terjadi resonansi.

Mengacu pada hasil penyelesaian *FEA Software*, maka potensi terjadinya resonansi dapat diketahui. Resonansi akan terjadi jika frekuensi alami bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi. Setelah dilakukan analisis, diketahui bahwa kapal Patroli Cepat 28 m secara global tidak akan beresonansi akibat eksitasi mesin induk. Demikian juga dengan geladak utama kapal, tidak terjadi resonansi akibat eksitasi mesin induk. Hal ini disebabkan

oleh tidak adanya frekuensi alami yang bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi mesin induk.

IV.5.2. Potensi Resonansi Terhadap Eksitasi Baling-Baling

Potensi terbesar terjadinya resonansi adalah akibat eksitasi dari baling-baling. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis potensi terjadinya resonansi. Dari data yang telah dikumpulkan, diketahui bahwa *propeller* yang digunakan pada Kapal Patroli Cepat 28 m ini adalah tipe B4-100-HS-Series. *Propeller* tersebut memiliki 4 buah daun. Dan diketahui pula bahwa RPM *propeller* tersebut adalah 830,4. Berdasarkan data tersebut, frekuensi eksitasi baling-baling dapat dihitung sebagai berikut:

$$f = Z\left(\frac{RPM}{60}\right) \quad [Hz]$$

$$= 4\ x\ \frac{830{,}4}{60}$$

$$= 55{,}36 \text{ Hz}$$

Dari perhitungan tersebut, nilainya akan dibandingkan dengan frekuensi alami badan kapal dan geladak utama berdasarkan perhitungan *FEA Software.* Jika resonansi terjadi saat frekuensi alami bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi baling-baling, maka badan kapal akan beresonansi akibat eksitasi baling-baling pada mode ke-34, mode ke-35 dan mode ke-36. Selain itu, geladak utama kapal juga akan beresonansi dengan eksitasi baling-baling pada mode ke-11. Hal tersebut terjadi karena besarnya frekuensi alami hampir sama dengan frekuensi eksitasi.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi kesimpulan dari analisis dan pembahasan yang telah dilakukan serta saran-saran yang diberikan untuk penelitian lebih lanjut. Bab ini juga untuk menjawab permasalahan yang telah dirumuskan pada BAB I.

V.1. Kesimpulan

Dari analisis yang telah dilakukan terhadap Kapal Patroli Cepat 28 m maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Badan kapal secara global tidak beresonansi dengan eksitasi mesin induk karena besarnya frekuensi alami tidak ada yang bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi mesin induk

2. Badan kapal secara global akan beresonansi dengan eksitasi baling-baling pada mode ke-34, mode ke-35 dan mode ke-36.

3. Geladak utama kapal tidak beresonansi dengan eksitasi mesin induk karena besarnya nilai frekuensi alami geladak utama tidak ada yang bernilai sama atau hampir sama dengan frekuensi eksitasi mesin induk.

4. Geladak utama akan beresonansi dengan eksitasi baling-baling pada saat mode ke-10 karena memiliki frekuensi alami yang hampir sama dengan frekuensi eksitasi baling-baling.

5. RPM baling-baling yang memiliki frekuensi yang bersesuaian dengan frekuensi resonansi harus dihindari.

V.2. Saran

Beberapa saran yang diberikan penulis untuk penelitian lebih lanjut adalah:

1. Pembuatan model sebaiknya dilakukan terhadap setengah badan kapal saja dengan penambahan kondisi batas *symmetric* untuk mengurangi beban komputer.

2. Penelitian lebih lanjut dapat dilakukan berupa solusi untuk menghindari resonansi atau getaran berlebih pada kapal patroli cepat 28 m. Misalnya dengan penambahan beberapa konstruksi di daerah dengan getaran yang besar.

3. Dalam pembuatan model, diusahakan konstruksi dibuat selengkap mungkin untuk mendapatkan hasil yang lebih valid.

4. Analisis lanjutan seperti tegangan dan kekuatan memanjang kapal sebaiknya dilakukan pada kapal patroli cepat 28 m.

DAFTAR PUSTAKA

ABS. (2006). *Guidance Note on Ship Vibration.* New York: American Bureau of Shipping

Anderson, J. D. (1995). *Computational Fluid Dynamics The Basics with Applications*. New York: McGraw Hill.

Ansys. (2009). *ANSYS Mechanical Dynamics Release 16.0*. ANSYS Inc. Proprietary.

Clough, R. W. and Panzien, J. (1975). *Dynamic of Structure.* Tokyo: McGraw Hill Kogakusha.

DNV-GL. (2015). *Class Guideline – Finite Element Analysis.* Hamburg: DNV-GL.

Lee, H. H. (2012). *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14.* Amerika Serikat.

Parks, D. M. (2004). *Euler-Bernoulli Beams: Bending, Buckling, and Vibration.* Cambridge: MIT

Pramono, D. R. (2016). *Analisa Kekuatan Memanjang Floating Dock Konversi dari Tongkang dengan Metode Elemen Hingga.* Surabaya: Tugas Aknir S1 Jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Sujiatanti, S. H. (2007). *Analisa Frekuensi Alami Kapal Bulk Carrier.* Surabaya: Tugas Aknir S1 Jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Thomson, W. T. (1980). *Theory of Vibration with Applications, Second Edition.* New Jersey: Prentice Hall.

Vorus, W. S. (1988). *Chapther VII Vibration. Principles of Naval Architecture Second Revision Volume II Resistance, Propulsion and Vibration.* New Jersey: SNAME

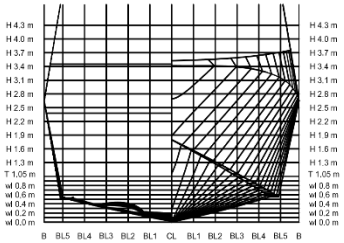
DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A

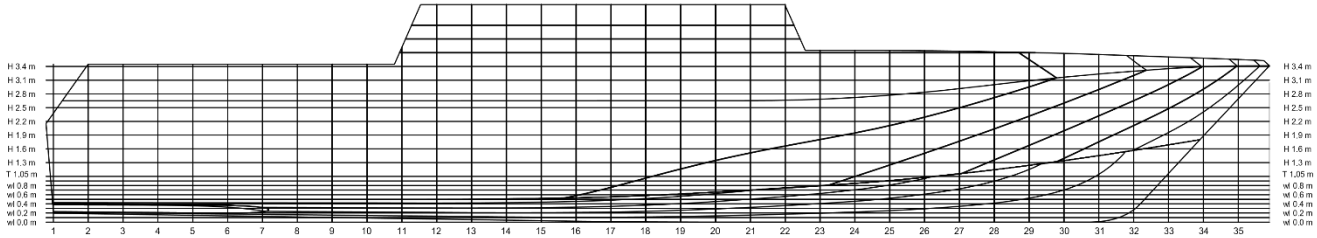
LINES PLAN

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

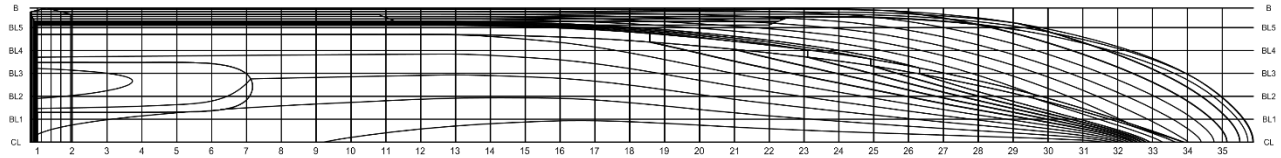
BODY PLAN



BUTTOCK LINE



HALF BREADTH



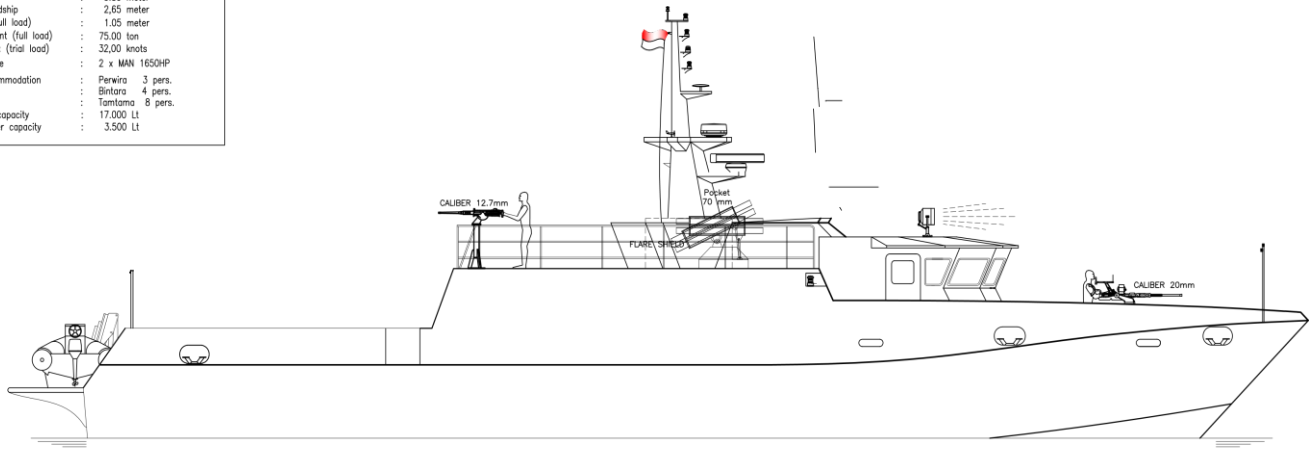
	NUMBER OF STATION	ST 1	ST 2	ST 3	ST 4	ST 5	ST 6	ST 7	ST 8	ST 9	ST 10	ST 11	ST 12	ST 13	ST 14	ST 15	ST 16	ST 17	ST 18	ST 19	ST 20	ST 21	ST 22	ST 23	ST 24	ST 25	ST 26	ST 27	ST 28	ST 29	ST 30	ST 31	ST 32	ST 33	ST 34	ST 35
HEIGHT ABOVE	CL	197.5	185.6	173.8	161.9	150.1	138.2	126.4	114.5	102.7	90.8	79.0	67.1	55.3	43.4	31.6	20.0	11.0	4.9	1.3	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	9.4	269.6	1063.1	1883.5	2691.7
	BL 0.5 m	216.8	208.9	201.0	193.1	185.2	177.3	169.4	161.4	153.5	145.6	137.7	129.8	122.1	115.9	110.8	106.6	107.0	112.7	123.0	137.5	154.9	174.0	195.5	220.5	251.8	292.4	345.5	416.6	523.5	703.4	1043.1	1575.4	1956.8	2405.0	2989.6
	BL 1.0 m	409.3	3450.4	385.4	371.4	356.1	326.8	247.3	211.7	226.8	221.9	217.0	212.1	207.6	206.3	207.2	209.9	219.1	235.6	258.7	288.2	322.6	360.8	404.4	455.9	521.6	609.4	728.3	895.1	1149.5	1394.2	1750.9	2109.4	2478.5	2902.9	----
	BL 1.5 m	413.4	3450.4	400.0	393.1	386.0	370.0	322.3	319.7	317.1	314.4	311.8	309.1	307.2	310.3	316.9	326.3	343.8	370.6	406.2	450.2	501.6	559.4	626.0	706.1	809.7	952.8	1056.1	1359.7	1675.7	1994.7	2319.8	2651.2	3002.8	----	----
	BL 2.0 m	428.1	427.2	426.3	425.4	424.4	423.5	422.6	421.7	420.8	419.8	418.9	418.0	418.0	425.2	437.2	453.1	478.8	515.7	563.5	622.1	690.7	746.3	794.8	996.2	1245.5	1504.3	1769.1	2037.7	2313.0	2598.6	2894.9	3200.7	----	----	----
	BL 2.5 m	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.8	507.7	518.5	580.3	768.8	979.5	1187.9	1346.6	1512.2	1661.9	1804.1	1947.2	2107.0	2293.1	2497.8	2716.1	2951.6	----	----	----	----	----	----
	Inner Chine	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.8	507.7	518.5	532.1	552.8	581.0	615.6	656.1	700.2	746.3	794.9	846.6	905.5	975.9	1056.2	1145.1	1241.1	1344.4	1456.8	1577.7	1701.6	----	----
	Outer Chine	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.0	500.8	507.7	518.5	532.1	552.8	581.0	615.6	656.1	700.2	746.3	794.9	846.6	905.5	975.9	1056.2	1145.1	1241.1	1344.4	1456.8	1577.7	1701.6	----	----
	Knuckle	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.0	2650.1	2650.1	2650.2	2650.3	2650.3	2650.4	2650.5	2652.8	2663.4	2684.3	2719.1	2771.2	2837.2	2915.2	3003.2	3088.4	3165.4	3234.7	3296.4	3350.1	3391.5	3409.9
HALF BREADTH	WL 0.1 m	----	----	----	----	----	----	----	----	----	103.0	203.8	284.4	351.3	401.2	438.6	465.5	466.3	445.0	410.3	368.7	327.6	291.9	260.2	230.9	202.8	175.6	150.0	126.2	101.9	75.7	43.6	----	----	----	----
	WL 0.2 m	----	374.4	488.0	571.8	639.7	685.1	747.1	791.5	831.5	868.0	901.5	932.5	959.1	967.7	965.1	954.8	918.9	860.6	789.4	712.4	637.9	571.5	511.2	454.8	399.9	346.3	295.6	248.3	200.7	150.1	92.7	----	----	----	----
	WL 0.3 m	731.8	745.3	761.3	784.4	815.2	895.8	1282.6	1395.3	1411.4	1426.8	1441.5	1455.5	1465.8	1452.8	1426.2	1391.3	1329.4	1243.6	1143.7	1037.6	934.5	840.7	754.1	672.3	591.8	512.4	437.0	366.7	296.4	223.0	142.4	9.0	----	----	----
	WL 0.4 m	1852.9	1860.1	1867.1	1873.8	1880.3	1886.6	1892.7	1898.6	1904.3	1909.9	1915.3	1920.5	1921.6	1893.8	1849.4	1795.3	1712.4	1603.9	1479.8	1348.4	1219.8	1100.9	989.9	884.0	778.8	674.2	574.5	481.3	389.3	294.3	192.1	43.3	----	----	----
	WL 0.5 m	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	2345.2	2306.1	2247.0	2176.6	2075.6	1947.3	1801.7	1647.5	1495.6	1353.4	1219.2	1090.2	961.2	831.9	708.1	592.4	479.2	363.8	241.8	80.1	----	----	----
	WL 0.6 m	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2566.7	2565.1	2551.8	2530.6	2503.9	2463.8	2408.9	2112.2	1937.1	1763.3	1599.1	1442.7	1291.5	1139.3	985.7	838.2	700.2	566.5	431.7	291.0	117.7	----	----	----
	WL 0.7 m	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2583.3	2581.8	2569.1	2549.0	2523.5	2485.2	2432.9	2367.2	2289.1	2024.0	1838.6	1661.0	1488.2	1313.4	1135.8	964.8	804.7	651.0	497.8	339.7	155.3	----	----	----
	WL 0.8 m	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2600.0	2598.6	2586.5	2567.3	2543.0	2506.7	2456.9	2394.5	2321.8	2235.0	2137.4	2026.0	1680.7	1483.6	1282.4	1088.1	906.2	732.9	562.0	387.6	192.5	----	----	----
	WL 0.9 m	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2616.7	2615.3	2603.8	2585.7	2562.6	2528.1	2480.9	2421.7	2354.4	2272.2	2179.4	2073.2	1949.4	1650.3	1425.7	1208.2	1004.7	812.4	624.5	434.6	229.2	----	----	----
	WL 1.1 m	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2633.3	2632.0	2621.2	2604.0	2582.2	2549.6	2504.9	2448.9	2387.0	2309.4	2221.5	2120.5	2002.0	1857.4	1679.9	1325.3	1100.4	889.3	685.0	480.6	265.0	----	----	----
	H 1.3 m	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2683.3	2682.3	2673.3	2659.0	2641.0	2613.9	2576.9	2530.5	2484.8	2421.0	2347.7	2262.1	2159.8	2031.7	1870.4	1677.8	1455.9	1204.8	855.8	611.1	366.4	101.6	----	----
	H 1.6 m	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2733.3	2732.5	2725.4	2714.1	2699.7	2678.3	2649.0	2612.1	2582.6	2532.6	2473.9	2403.7	2317.5	2205.9	2060.7	1883.9	1677.2	1440.6	1171.7	866.3	523.2	193.3	----	----
	H 1.9 m	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2783.3	2782.7	2777.4	2769.1	2758.5	2742.7	2721.0	2693.7	2680.4	2644.2	2600.1	2545.3	2475.2	2379.9	2250.9	2089.9	1898.5	1676.1	1421.3	1131.6	804.8	445.8	18.3	----
	H 2.2 m	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2833.3	2832.9	2829.5	2824.1	2817.3	2807.0	2793.0	2775.4	2778.3	2755.8	2726.3	2686.8	2632.8	2553.9	2441.0	2295.7	2119.7	1911.4	1670.2	1395.2	1084.1	733.1	295.5	----
	H 2.5 m	----	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.3	2883.1	2881.6	2879.1	2876.0	2871.4	2865.0	2857.0	2876.1	2867.4	2852.5	2828.3	2790.3	2727.8	2631.0	2501.5	2340.8	2146.5	1918.5	1657.2	1361.2	1020.6	596.0	----
	H 2.8 m	----	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2916.2	2898.1	2898.1	2898.0	2894.8	2890.0	2879.0	2821.0	2707.2	2561.8	2381.4	2166.2	1917.8	1636.0	1307.2	897.2	254.6
	H 3.1 m	----	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.7	2863.5	2863.3	2863.3	2863.3	2863.3	2863.3	2863.3	2863.3	2863.3	2845.3	2845.3	2845.2	2842.5	2838.3	2827.4	2797.4	2751.1	2691.3	2604.1	2413.3	2177.2	1908.8	1592.2	1196.3	630.0
	H 3.4 m	----	----	2811.2	2811.2	2811.2	2811.2	2811.2	2811.2	2811.2	2811.2	2810.9	2810.5	2810.5	2810.5	2810.5	2810.5	2810.5	2810.5	2810.5	2792.5	2792.5	2792.5	2790.1	2786.5	2775.8	2744.4	2695.0	2629.7	2534.8	2404.9	2241.6	2046.5	1803.9	1479.8	967.4
	H 3.7 m	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	2758.2	2757.6	2757.6	2757.6	2757.6	2757.6	2757.6	2757.6	2757.6	2739.8	2739.7	2739.7	2737.8	2734.7	2724.2	2691.5	2638.8	2568.0	2465.5	----	----	----	----	----	----
	H 4.0 m	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	2704.8	2704.8	2704.8	2704.8	2704.8	2704.8	2704.8	2704.8	2687.0	2687.0	2686.9	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
	H 4.3 m	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	2651.9	2651.9	2651.9	2651.9	2651.9	2651.9	2651.9	2651.9	2634.2	2634.2	2634.2	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
	Inner Chine	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2350.0	2348.6	2336.78	2318.2	2295.0	2260.8	2215.2	2159.7	2095.5	2024.5	1947.6	1863.4	1769.0	1659.2	1532.0	1389.7	1234.3	1036.5	873.5	660.2	426.1	187.5	----	----
	Outer Chine	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2550.0	2548.4	2535.7	2515.7	2490.5	2453.6	2404.3	2344.2	2274.7	2197.9	2114.7	2023.5	1921.3	1802.4	1664.5	1510.2	1341.6	1156.6	951.2	720.8	467.7	207.2	----	----
	Knuckle	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2925.0	2924.9	2924.9	2924.9	2924.9	2924.9	2924.2	2921.2	2915.2	2905.3	2885.0	2844.5	2786.2	2711.5	2606.9	2467.1	2293.3	2086.4	1828.5	1485.1	978.343

GENERAL ARRANGEMENT

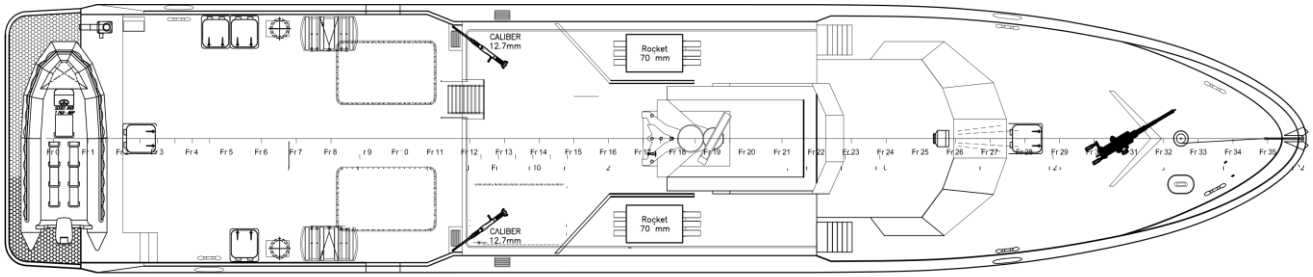
Revno	Revision note	Date	Signature	Checked

PRINCIPLE DIMENSIONS

Material Hull	:	Aluminium Marine Grade
Superstructure	:	Aluminium Marine Grade
Length,oa (incl. aft platform)	:	30.00 meter
Lwl	:	24.64 meter
B mld	:	5.85 meter
H mld, midship	:	2,65 meter
Draught (full load)	:	1.05 meter
Displacement (full load)	:	75.00 ton
Speed max (trial load)	:	32,00 knots
Main Engine	:	2 x MAN 1650HP
Crew Accommodation	:	Perwira 3 pers.
	:	Bintara 4 pers.
	:	Tamtama 8 pers.
Fuel Oil capacity	:	17.000 Lt
Fresh Water capacity	:	3.500 Lt



PROFILE VIEW

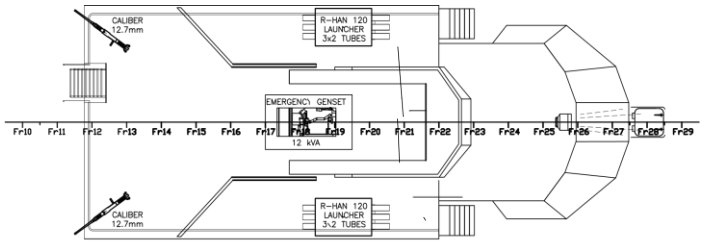


TOP DECK VIEW

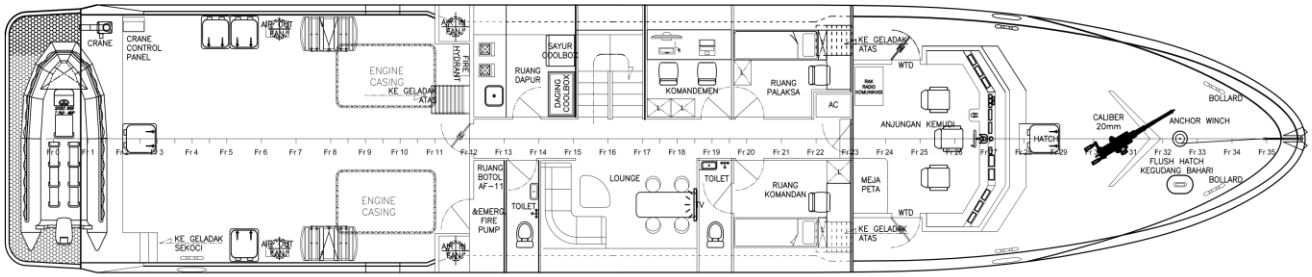
Revno	Revision note	Date	Signature	Checked

PRINCIPLE DIMENSIONS

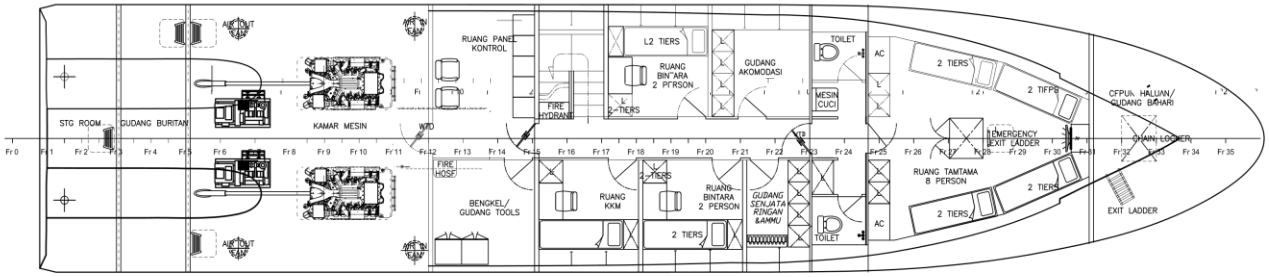
Material Hull	:	Aluminium Marine Grade
Superstructure	:	Aluminium Marine Grade
Length,oa (incl. aft platform)	:	30.00 meter
Lwl	:	24.64 meter
B mld	:	5.85 meter
H mld, midship	:	2,65 meter
Draught (full load)	:	1.05 meter
Displacement (full load)	:	75.00 ton
Speed max (trial load)	:	32,00 knots
Main Engine	:	2 x MAN 1650HP
Crew Accommodation	:	Perwira 3 pers.
	:	Bintara 4 pers.
	:	Tamtama 8 pers.
Fuel Oil capacity	:	17.000 Lt
Fresh Water capacity	:	3.500 Lt



TOP DECK VIEW



MAIN DECK VIEW

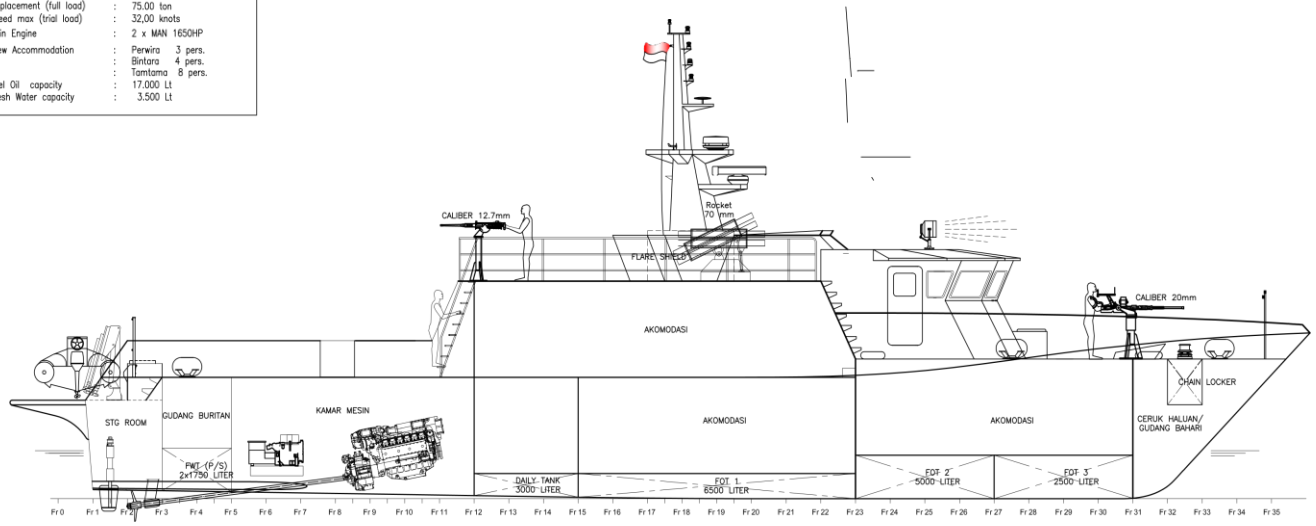


SECOND DECK VIEW

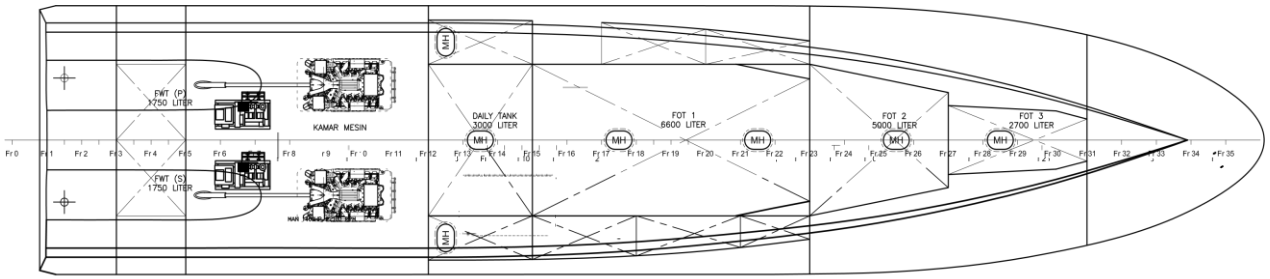
Revno	Revision note

PRINCIPLE DIMENSIONS

Material Hull	:	Aluminium Marine Grade
Superstructure	:	Aluminium Marine Grade
Length,oa (incl. aft platform)	:	30.00 meter
Lwl	:	24.64 meter
B mld	:	5.85 meter
H mld, midship	:	2,65 meter
Draught (full load)	:	1.05 meter
Displacement (full load)	:	75.00 ton
Speed max (trial load)	:	32,00 knots
Main Engine	:	2 x MAN 1650HP
Crew Accommodation	:	Perwira 3 pers.
	:	Bintara 4 pers.
	:	Tamtama 8 pers.
Fuel Oil capacity	:	17.000 Lt
Fresh Water capacity	:	3.500 Lt



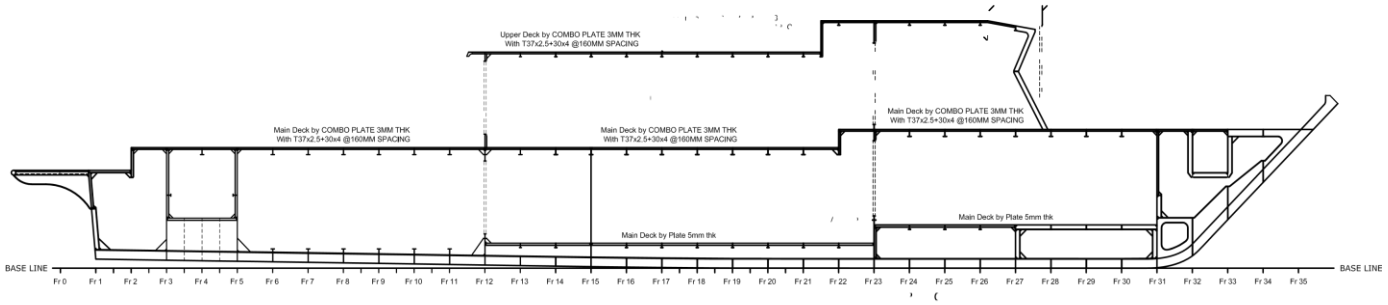
INSIDE VIEW



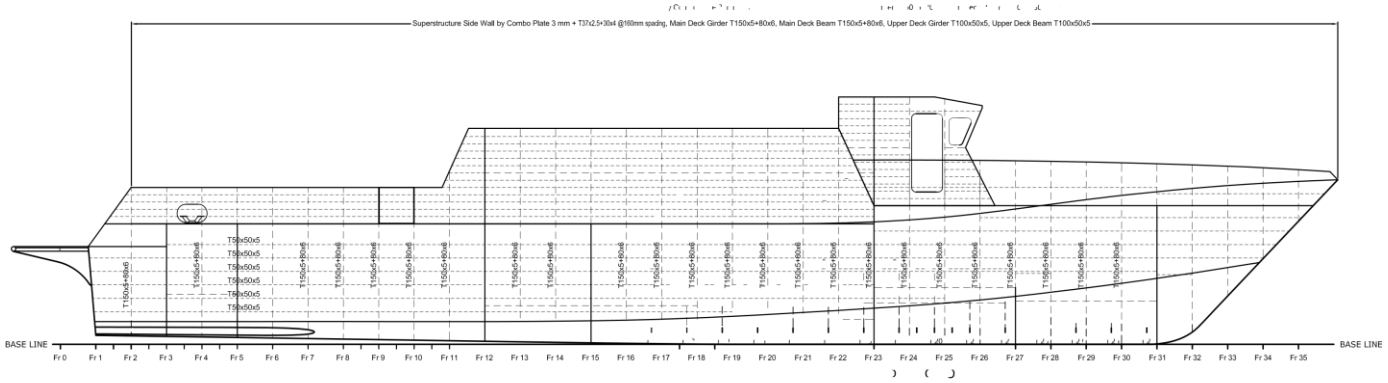
BOTTOM & TANK TOP

CONSTRUCTION PROFILE

Rev No	Revision no. e	Date	Signature	Checked

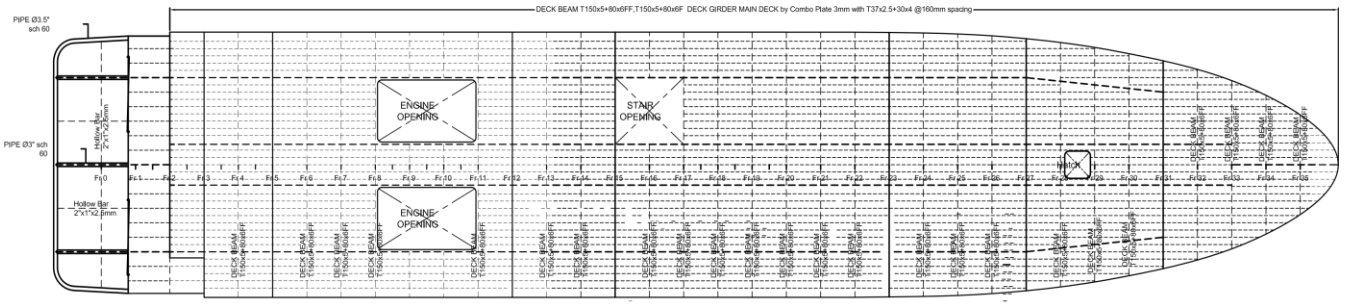


CENTER SECTION

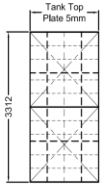


SIDE SECTION

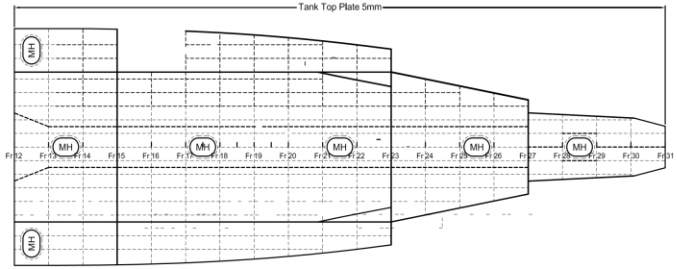
RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



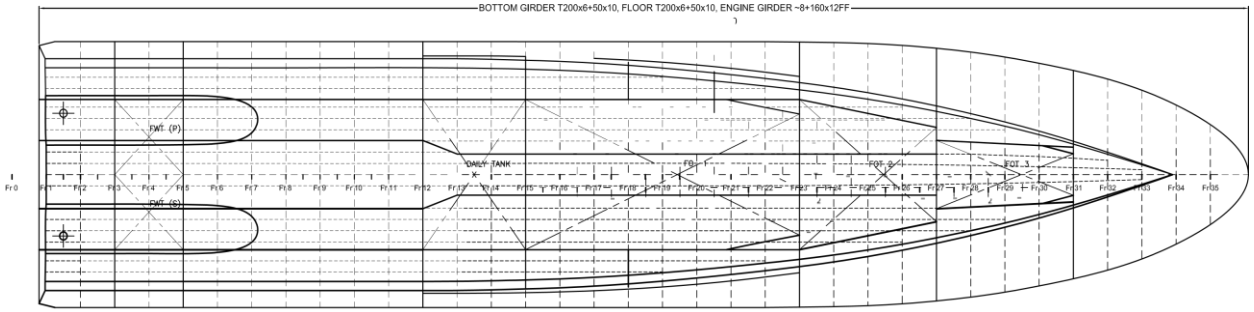
MAIN DECK



TANK TOP

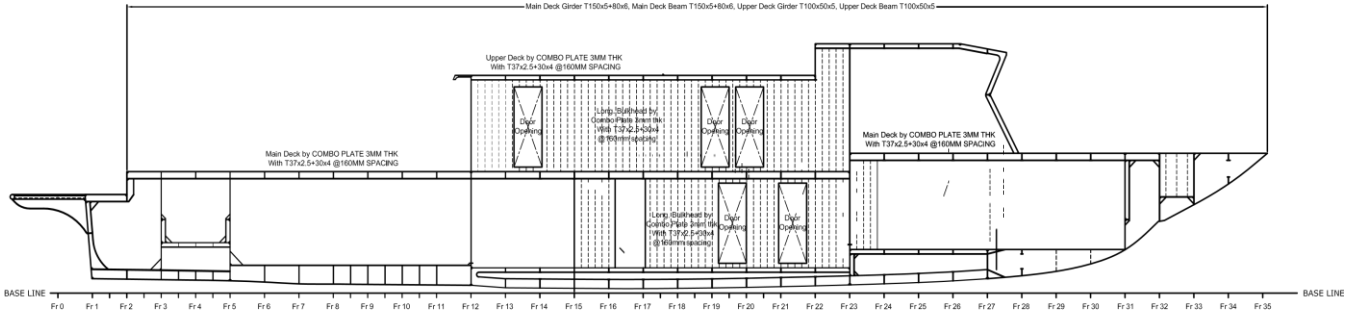


TANK TOP

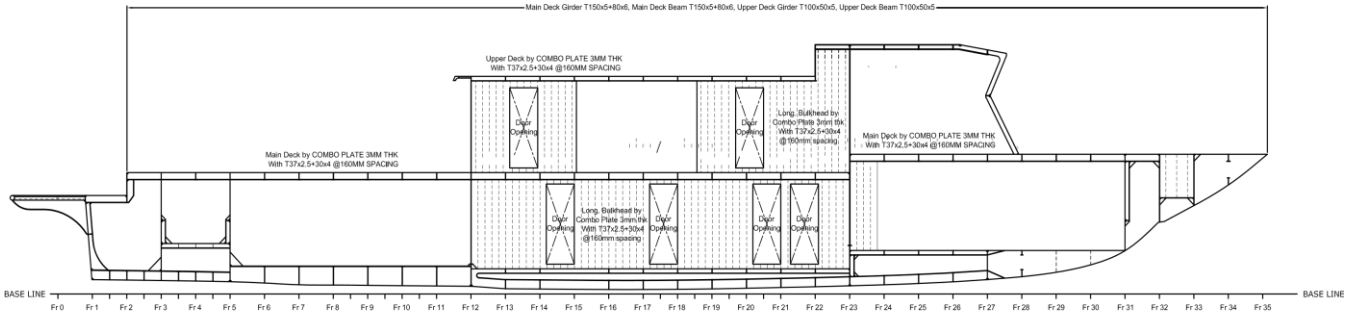


BOTTOM

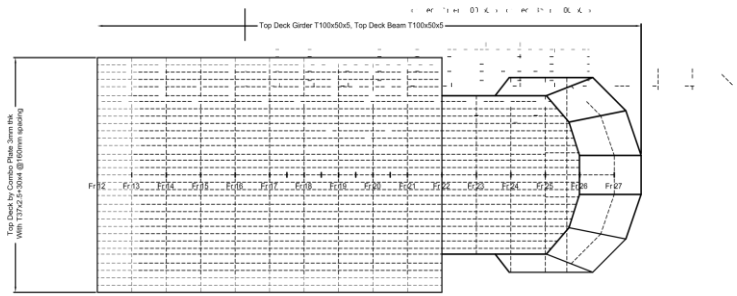
RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked



LONGITUDINAL BULKHEAD
450 mm OFF CL (PORT SIDE)

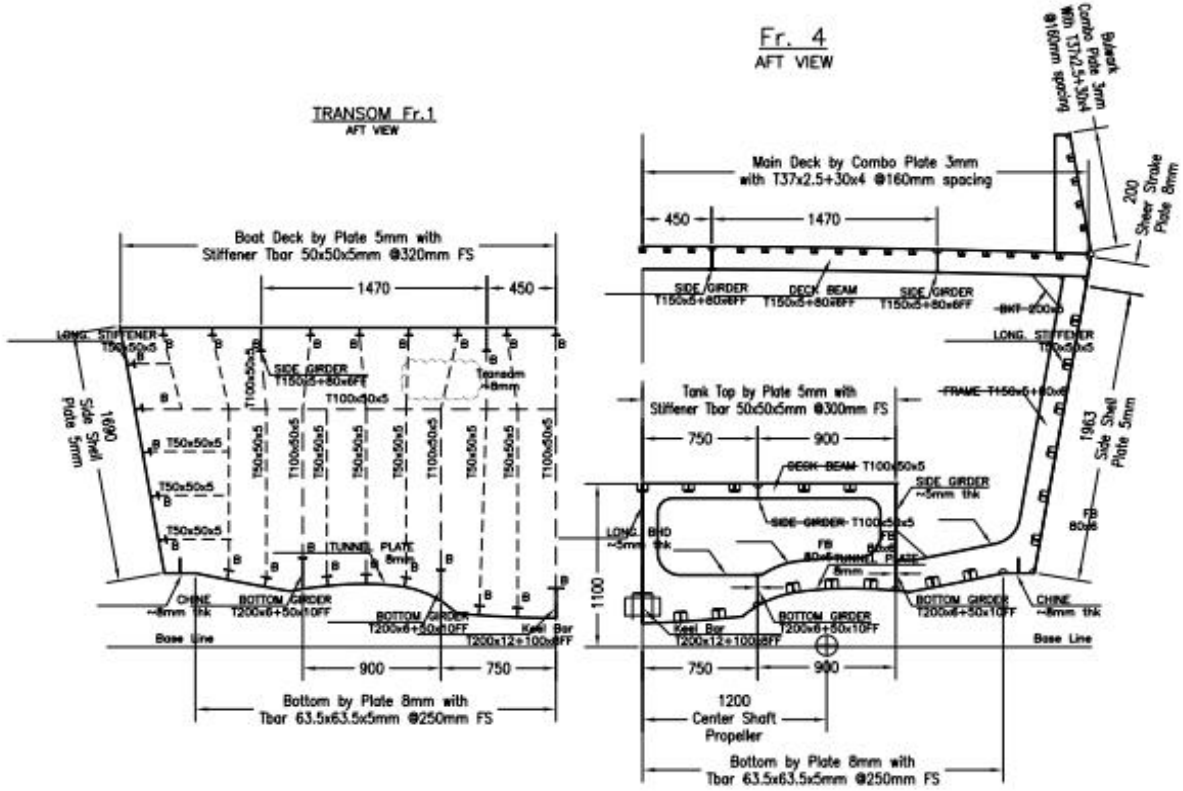


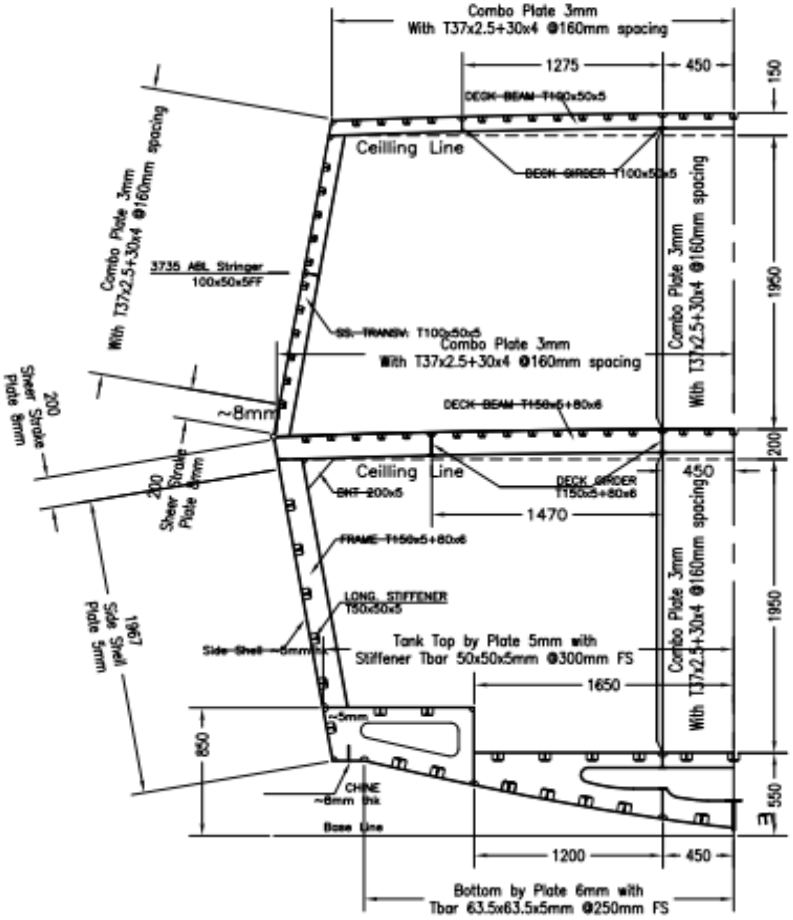
LONGITUDINAL BULKHEAD
450 mm OFF CL (STARBOARD SIDE)



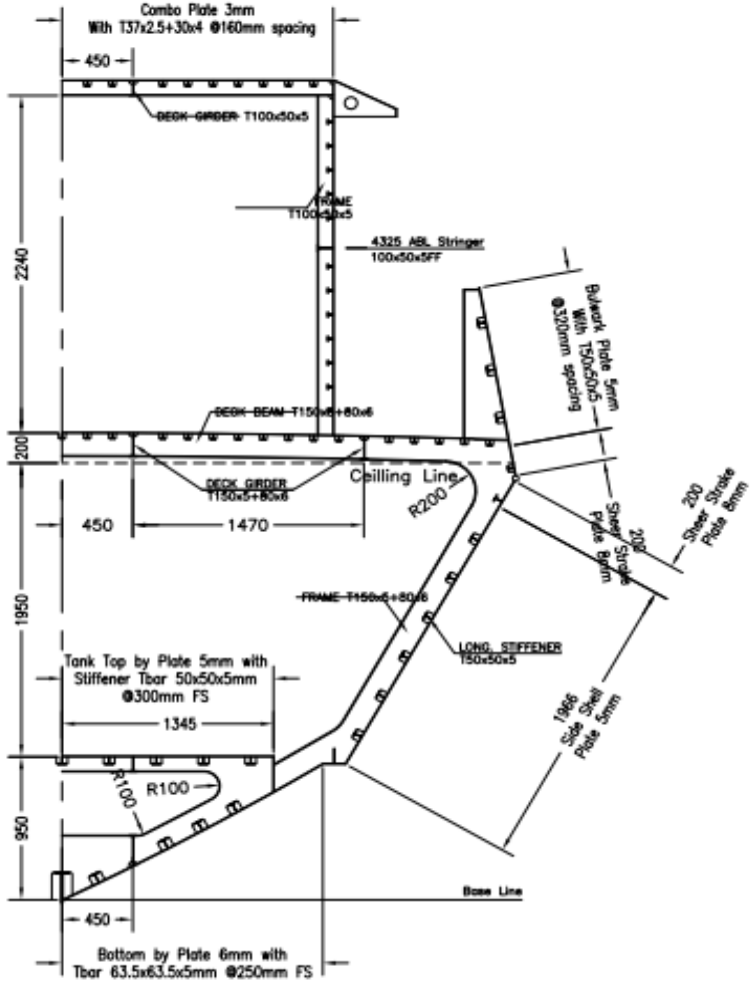
TOP DECK

TRANSVERSE SECTION FRAME


TRANSOM Fr.1
AFT VIEW
Boat Deck by Plate 5mm with
Stiffener Tbar 50x50x5mm @320mm FS
1470
450
LONG. STIFFENER
T50x50x5
SIDE GIRDER
T150x5+80x6FF
T100x50x5
Transom
~8mm
Side Shell
Plate 5mm
1690
T50x50x5
TUNNEL PLATE
8mm
CHINE
~8mm thk
BOTTOM GIRDER
T200x6+50x10FF
Keel Bar
T200x12+100x6FF
Base Line
900
750
Bottom by Plate 8mm with
Tbar 63.5x63.5x5mm @250mm FS
Fr. 4
AFT VIEW
Bulwark
Combo Plate 3mm
with T37x2.5+30x4
@160mm spacing
Main Deck by Combo Plate 3mm
with T37x2.5+30x4 @160mm spacing
200
Sheer Strake
Plate 8mm
450
1470
SIDE GIRDER
T150x5+80x6FF
DECK BEAM
T150x5+80x6FF
SIDE GIRDER
T150x5+80x6FF
BKT 200x5
LONG. STIFFENER
T50x50x5
FRAME T150x5+80x6
Tank Top by Plate 5mm with
Stiffener Tbar 50x50x5mm @300mm FS
750
900
DECK BEAM T100x50x5
SIDE GIRDER
~5mm thk
SIDE GIRDER T100x50x5
LONG. BHD
~5mm thk
FB
80x6
TUNNEL PLATE
8mm
1100
1963
Side Shell
Plate 5mm
FB
80x6
BOTTOM GIRDER
T200x6+50x10FF
CHINE
~8mm thk
Keel Bar
T200x12+100x6FF
Base Line
750
900
1200
Center Shaft
Propeller
Bottom by Plate 8mm with
Tbar 63.5x63.5x5mm @250mm FS



Fr. 13
AFT VIEW



Fr. 25
AFT VIEW

LAMPIRAN B

PROSES RUNNING FEA SOFTWARE

MODEL GLOBAL

```
*****  ANSYS SOLUTION ROUTINE  *****


 PERFORM A MODAL ANALYSIS
  THIS WILL BE A NEW ANALYSIS


 USE SYM. BLOCK LANCZOS MODE EXTRACTION METHOD
  EXTRACT  100 MODES
  NORMALIZE THE MODE SHAPES TO THE MASS MATRIX

 ERASE THE CURRENT DATABASE OUTPUT CONTROL TABLE.


 WRITE ALL  ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF NONE
   FOR ALL APPLICABLE ENTITIES

 WRITE NSOL ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF ALL
   FOR ALL APPLICABLE ENTITIES
*****  ANSYS SOLVE    COMMAND  *****

***********  PRECISE MASS SUMMARY  ***********

  TOTAL RIGID BODY MASS MATRIX ABOUT ORIGIN
            Translational mass              |  Coupled translational/rotational mass
      21.795       0.0000       0.0000     |    0.0000       30421.       1.8246
      0.0000       21.795       0.0000     |   -30421.       0.0000      0.21842E+06
      0.0000       0.0000       21.795     |   -1.8246     -0.21842E+06    0.0000
   ---------------------------------------- | ----------------------------------------
                                            |        Rotational mass (inertia)
                                            |   0.12357E+09    33036.      -0.37281E+09
                                            |    33036.       0.31990E+10    7307.4
                                            |  -0.37281E+09    7307.4       0.31667E+10

  TOTAL MASS =  21.795
    The mass principal axes coincide with the global Cartesian axes

  CENTER OF MASS (X,Y,Z)=    10021.      -0.83714E-01    1395.8

  TOTAL INERTIA ABOUT CENTER OF MASS
      0.81109E+08    14752.      -0.67953E+08
       14752.       0.96769E+09    4760.7
     -0.67953E+08    4760.7       0.97785E+09
```

PRINCIPAL INERTIAS = 0.75989E+08 0.96769E+09 0.98297E+09
ORIENTATION VECTORS OF THE INERTIA PRINCIPAL AXES IN GLOBAL CARTESIAN
(0.997,-0.000, 0.075) (0.000, 1.000,-0.000) (-0.075, 0.000, 0.997)

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates
Maximum = 1.607796176E+12 at element 835.
Minimum = 1501098.02 at element 74790.

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO 100 EIGENVECTORS.
NUMBER OF EQUATIONS = 722998
MAXIMUM WAVEFRONT = 3270
MAXIMUM MODES STORED = 100
MINIMUM EIGENVALUE = 0.00000E+00
MAXIMUM EIGENVALUE = 0.10000E+31

Memory allocated for solver = 1160.331 MB
Memory required for in-core = 3522.273 MB
Memory required for out-of-core = 796.674 MB

LANCZOS CYCLE NUMBER = 1

new shift: 3.1064D-02 modes still needed: 100

FREQUENCIES AT CURRENT LANCZOS CYCLE

1	0.12518636E+02	2	0.17910581E+02	3	0.19116109E+02
4	0.22129840E+02	5	0.24262959E+02	6	0.26240485E+02
7	0.29794527E+02	8	0.30479623E+02	9	0.35789611E+02
10	0.36224385E+02	11	0.40704827E+02	12	0.42124643E+02
13	0.43857710E+02	14	0.43928885E+02	15	0.44271224E+02
16	0.44728828E+02	17	0.44769005E+02	18	0.46068552E+02
19	0.46951709E+02	20	0.47365031E+02	21	0.47615981E+02
22	0.47898473E+02	23	0.48291319E+02	24	0.50420966E+02
25	0.50512648E+02	26	0.50856893E+02	27	0.52408889E+02
28	0.52479867E+02	29	0.52695983E+02	30	0.52836038E+02
31	0.53038477E+02	32	0.53436308E+02	33	0.53698611E+02
34	0.55137170E+02	35	0.55682899E+02	36	0.55726943E+02
37	0.56047078E+02	38	0.56241735E+02	39	0.56732273E+02
40	0.56968793E+02	41	0.57151187E+02	42	0.57743714E+02
43	0.58059735E+02	44	0.58504405E+02	45	0.58796159E+02

46	0.60081227E+02	47	0.60272316E+02	48	0.61163462E+02
49	0.61269936E+02	50	0.61975535E+02	51	0.62226407E+02
52	0.63338511E+02	53	0.63516546E+02	54	0.64441687E+02
55	0.64473690E+02	56	0.64727498E+02	57	0.64833131E+02
58	0.65263470E+02	59	0.66076304E+02	60	0.66806972E+02
61	0.67017633E+02	62	0.67202766E+02	63	0.67461065E+02
64	0.67606649E+02	65	0.67916844E+02	66	0.68141977E+02
67	0.68216943E+02	68	0.68681590E+02	69	0.68877208E+02
70	0.68960807E+02	71	0.69095639E+02	72	0.69251027E+02
73	0.69522268E+02	74	0.69763507E+02	75	0.69996511E+02
76	0.70553793E+02	77	0.70848021E+02	78	0.70879644E+02
79	0.71073843E+02	80	0.71092013E+02	81	0.71222268E+02
82	0.71758455E+02	83	0.71899107E+02	84	0.72107766E+02
85	0.72343135E+02	86	0.72540193E+02	87	0.72952884E+02
88	0.73000340E+02	89	0.73289159E+02	90	0.73482486E+02
91	0.74135773E+02	92	0.74282001E+02	93	0.74960827E+02
94	0.75827367E+02	95	0.75976614E+02	96	0.76139687E+02
97	0.76323037E+02	98	0.77030747E+02	99	0.77339054E+02
100	0.77825715E+02	101	0.78493915E+02	102	0.78961930E+02

number of steps : 45
eigenvalues found : 102
total no. eigenvalues: 102

LANCZOS CYCLE NUMBER = 2

new shift: 2.4118D+05 modes still needed: 0

FREQUENCIES AT CURRENT LANCZOS CYCLE

1	0.12518636E+02	2	0.17910581E+02	3	0.19116109E+02
4	0.22129840E+02	5	0.24262959E+02	6	0.26240485E+02
7	0.29794527E+02	8	0.30479623E+02	9	0.35789611E+02
10	0.36224385E+02	11	0.40704827E+02	12	0.42124643E+02
13	0.43857710E+02	14	0.43928885E+02	15	0.44271224E+02
16	0.44728828E+02	17	0.44769005E+02	18	0.46068552E+02
19	0.46951709E+02	20	0.47365031E+02	21	0.47615981E+02
22	0.47898473E+02	23	0.48291319E+02	24	0.50420966E+02
25	0.50512648E+02	26	0.50856893E+02	27	0.52408889E+02
28	0.52479867E+02	29	0.52695983E+02	30	0.52836038E+02
31	0.53038477E+02	32	0.53436308E+02	33	0.53698611E+02
34	0.55137170E+02	35	0.55682899E+02	36	0.55726943E+02
37	0.56047078E+02	38	0.56241735E+02	39	0.56732273E+02
40	0.56968793E+02	41	0.57151187E+02	42	0.57743714E+02

43	0.58059735E+02	44	0.58504405E+02	45	0.58796159E+02
46	0.60081227E+02	47	0.60272316E+02	48	0.61163462E+02
49	0.61269936E+02	50	0.61975535E+02	51	0.62226407E+02
52	0.63338511E+02	53	0.63516546E+02	54	0.64441687E+02
55	0.64473690E+02	56	0.64727498E+02	57	0.64833131E+02
58	0.65263470E+02	59	0.66076304E+02	60	0.66806972E+02
61	0.67017633E+02	62	0.67202766E+02	63	0.67461065E+02
64	0.67606649E+02	65	0.67916844E+02	66	0.68141977E+02
67	0.68216943E+02	68	0.68681590E+02	69	0.68877208E+02
70	0.68960807E+02	71	0.69095639E+02	72	0.69251027E+02
73	0.69522268E+02	74	0.69763507E+02	75	0.69996511E+02
76	0.70553793E+02	77	0.70848021E+02	78	0.70879644E+02
79	0.71073843E+02	80	0.71092013E+02	81	0.71222268E+02
82	0.71758455E+02	83	0.71899107E+02	84	0.72107766E+02
85	0.72343135E+02	86	0.72540193E+02	87	0.72952884E+02
88	0.73000340E+02	89	0.73289159E+02	90	0.73482486E+02
91	0.74135773E+02	92	0.74282001E+02	93	0.74960827E+02
94	0.75827367E+02	95	0.75976614E+02	96	0.76139687E+02
97	0.76323037E+02	98	0.77030747E+02	99	0.77339054E+02
100	0.77369657E+02	101	0.77825715E+02	102	0.78493915E+02
103	0.78961930E+02				

number of steps : 5
eigenvalues found : 1
total no. eigenvalues: 103

*** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE Release
16.0 16.0 ***
ANSYS Mechanical
00000000 VERSION=WINDOWS x64 21:31:18 JAN 02, 2017 CP= 1691.675

FAST PATROL BOAT -RUN--Modal (G5)

*** FREQUENCIES FROM BLOCK LANCZOS ITERATION ***

MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	12.51863559469
2	17.91058143356
3	19.11610924503
4	22.12984031467

5	24.26295927563
6	26.24048503097
7	29.79452666827
8	30.47962289966
9	35.78961137768
10	36.22438517076
11	40.70482724292
12	42.12464292187
13	43.85770961365
14	43.92888527339
15	44.27122364639
16	44.72882784741
17	44.76900470771
18	46.06855224221
19	46.95170948446
20	47.36503130199
21	47.61598133056
22	47.89847311815
23	48.29131922067
24	50.42096605863
25	50.51264807257
26	50.85689341457
27	52.40888918197
28	52.47986698329
29	52.69598318395
30	52.83603819888
31	53.03847714144
32	53.43630785428
33	53.69861091678
34	55.13717036468
35	55.68289906184
36	55.72694329610
37	56.04707814664
38	56.24173517728
39	56.73227303316
40	56.96879321744
41	57.15118727454
42	57.74371352994
43	58.05973503700
44	58.50440468757
45	58.79615918718
46	60.08122723119
47	60.27231552662

48	61.16346155890
49	61.26993638084
50	61.97553452247
51	62.22640707871
52	63.33851137662
53	63.51654582846
54	64.44168677226
55	64.47369031297
56	64.72749830622
57	64.83313076761
58	65.26346983401
59	66.07630380592
60	66.80697200635
61	67.01763294414
62	67.20276587864
63	67.46106499103
64	67.60664871388
65	67.91684407012
66	68.14197673075
67	68.21694347402
68	68.68159010091
69	68.87720750195
70	68.96080656999
71	69.09563913869
72	69.25102690440
73	69.52226773633
74	69.76350722929
75	69.99651054585
76	70.55379345286
77	70.84802053037
78	70.87964413169
79	71.07384334244
80	71.09201318053
81	71.22226762599
82	71.75845500138
83	71.89910658776
84	72.10776612391
85	72.34313535486
86	72.54019296882
87	72.95288355030
88	73.00033969132
89	73.28915855867
90	73.48248602555

91	74.13577336346
92	74.28200102414
93	74.96082701828
94	75.82736690385
95	75.97661392301
96	76.13968738714
97	76.32303660070
98	77.03074705500
99	77.33905383869
100	77.36965665669

PROSES RUNNING FEA SOFTWARE

MODEL LOKAL

*** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE Release 16.0 16.0 ***

ANSYS Mechanical

00000000 VERSION=WINDOWS x64 19:41:05 JAN 01, 2017 CP= 8.705

MAIN DECK FPB 28 M --Modal (C5)

S O L U T I O N O P T I O N S

PROBLEM DIMENSIONALITY. 3-D
DEGREES OF FREEDOM. . . . . UX UY UZ ROTX ROTY ROTZ
ANALYSIS TYPE . . . . . .MODAL
EXTRACTION METHOD. . . . . .BLOCK LANCZOS
OFFSET TEMPERATURE FROM ABSOLUTE ZERO 273.15
NUMBER OF MODES TO EXTRACT. 50
GLOBALLY ASSEMBLED MATRIX . . . . . .SYMMETRIC
NUMBER OF MODES TO EXPAND . . . . . .ALL
ELEMENT RESULTS CALCULATION . . . . . .ON

********** PRECISE MASS SUMMARY **********

TOTAL RIGID BODY MASS MATRIX ABOUT ORIGIN

Translational mass	Coupled translational/rotational mass
2.6463	0.0000	0.0000	0.0000	7261.5	0.12346E-04
0.0000	2.6463	0.0000	-7261.5	0.0000	33390.
0.0000	0.0000	2.6463	-0.12346E-04	-33390.	0.0000

Rotational mass (inertia)
0.26680E+08	-0.20889	-0.94911E+08
-0.20889	0.58778E+09	-16.521
-0.94911E+08	-16.521	0.57437E+09

TOTAL MASS = 2.6463

The mass principal axes coincide with the global Cartesian axes

CENTER OF MASS (X,Y,Z)= 12617. -0.46655E-05 2744.0

TOTAL INERTIA ABOUT CENTER OF MASS

0.67550E+07 -0.36467 -0.32909E+07

-0.36467 0.14657E+09 -16.555

-0.32909E+07 -16.555 0.15309E+09

PRINCIPAL INERTIAS = 0.66811E+07 0.14657E+09 0.15316E+09

ORIENTATION VECTORS OF THE INERTIA PRINCIPAL AXES IN GLOBAL CARTESIAN

(1.000, 0.000, 0.022) (-0.000, 1.000, 0.000) (-0.022,-0.000, 1.000)

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates

Maximum = 5.098846284E+15 at element 8959.

Minimum = 4113368.24 at element 22910.

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO 50 EIGENVECTORS.

NUMBER OF EQUATIONS = 199244

MAXIMUM WAVEFRONT = 102

MAXIMUM MODES STORED = 50

MINIMUM EIGENVALUE = 0.00000E+00

MAXIMUM EIGENVALUE = 0.10000E+31

LANCZOS CYCLE NUMBER = 1

new shift: 3.2002D-01 modes still needed: 50

FREQUENCIES AT CURRENT LANCZOS CYCLE

1 0.16211751E+02 2 0.16746696E+02 3 0.20401075E+02

4 0.33626300E+02 5 0.35999497E+02 6 0.44718449E+02

```
  7  0.45933618E+02     8  0.46886769E+02     9  0.47683363E+02
 10  0.51192824E+02    11  0.56702225E+02    12  0.59571729E+02
 13  0.62493097E+02    14  0.63241545E+02    15  0.64099462E+02
 16  0.65671682E+02    17  0.68891586E+02    18  0.71970063E+02

  number of steps      :     15
  eigenvalues found    :     18
  total no. eigenvalues:     18

LANCZOS CYCLE NUMBER =   2

  new shift:  3.3567D+05     modes still needed:       32

FREQUENCIES AT CURRENT LANCZOS CYCLE
  1  0.16211751E+02     2  0.16746696E+02     3  0.20401075E+02
  4  0.33626300E+02     5  0.35999497E+02     6  0.44718449E+02
  7  0.45933618E+02     8  0.46886769E+02     9  0.47683363E+02
 10  0.51192824E+02    11  0.56702225E+02    12  0.59571729E+02
 13  0.62493097E+02    14  0.63241545E+02    15  0.64099462E+02
 16  0.65671682E+02    17  0.68891586E+02    18  0.71970063E+02
 19  0.74864205E+02    20  0.75239236E+02    21  0.82810895E+02
 22  0.83805919E+02    23  0.84725830E+02    24  0.84997122E+02
 25  0.85770751E+02    26  0.86314448E+02    27  0.86759654E+02
 28  0.87641620E+02    29  0.88069515E+02    30  0.89034189E+02
 31  0.89062906E+02    32  0.90347803E+02    33  0.90729382E+02
 34  0.90770488E+02    35  0.90823001E+02    36  0.90928306E+02
 37  0.91102965E+02    38  0.91342547E+02    39  0.91361525E+02
 40  0.91538415E+02    41  0.91620196E+02    42  0.91695577E+02
 43  0.91741410E+02    44  0.91948806E+02    45  0.91964997E+02
 46  0.92308913E+02    47  0.92395092E+02    48  0.92526883E+02
 49  0.92695326E+02    50  0.92816716E+02    51  0.92859943E+02
 52  0.92986040E+02    53  0.93028200E+02    54  0.93174056E+02
 55  0.93196828E+02    56  0.93220713E+02    57  0.93377350E+02
```

58 0.93520368E+02 59 0.93635968E+02 60 0.93719288E+02
61 0.93789457E+02 62 0.93869549E+02 63 0.93976269E+02
64 0.94113686E+02 65 0.94321259E+02 66 0.94494698E+02
67 0.94728786E+02 68 0.94917747E+02 69 0.95005200E+02
70 0.95054536E+02 71 0.95209922E+02 72 0.95262453E+02
73 0.95283635E+02 74 0.95327635E+02 75 0.95415717E+02
76 0.95447238E+02 77 0.95608435E+02 78 0.95707630E+02
79 0.95784926E+02 80 0.95837139E+02 81 0.96061592E+02
82 0.96273333E+02 83 0.96488152E+02 84 0.96701625E+02
85 0.96808225E+02

number of steps : 20
eigenvalues found : 67
total no. eigenvalues: 85

LANCZOS CYCLE NUMBER = 3

new shift: 3.4026D+05 modes still needed: 0

*** ANSYS - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE Release
16.0 16.0 ***
ANSYS Mechanical
00000000 VERSION=WINDOWS x64 19:42:51 JAN 01, 2017 CP= 176.702

MAIN DECK FPB 28 M --Modal (C5)

*** FREQUENCIES FROM BLOCK LANCZOS ITERATION ***

MODE FREQUENCY (HERTZ)
1 16.21175062160
2 16.74669584363
3 20.40107473362
4 33.62630016265

5	35.99949732790
6	44.71844901663
7	45.93361811885
8	46.88676928658
9	47.68336331535
10	51.19282415738
11	56.70222514022
12	59.57172899159
13	62.49309721190
14	63.24154497552
15	64.09946184009
16	65.67168241022
17	68.89158585868
18	71.97006285186
19	74.86420462367
20	75.23923617778
21	82.81089544433
22	83.80591883799
23	84.72583011825
24	84.99712177438
25	85.77075070435
26	86.31444828009
27	86.75965419263
28	87.64161953759
29	88.06951533598
30	89.03418914483
31	89.06290583148
32	90.34780291842
33	90.72938247039
34	90.77048750230
35	90.82300064384
36	90.92830581540
37	91.10296545177

38	91.34254666861
39	91.36152543488
40	91.53841480142
41	91.62019613330
42	91.69557748183
43	91.74141030720
44	91.94880647063
45	91.96499727002
46	92.30891310220
47	92.39509190376
48	92.52688303741
49	92.69532592289
50	92.81671590011

BIODATA PENULIS

Muhammad Ansori Hasibuan, dilahirkan di Tanggabosi, Sumatera Utara pada tanggal 23 Oktober 1993. Penulis lahir dari pasangan Bapak Abber Hasibuan dan Ibu Rosmawaty Nasution. Penulis merupakan anak ke-4 dari 5 bersaudara. Dibesarkan dan mengenyam pendidikan hingga tingkat SLTP di Sibuhuan, Sumatera Utara. Penulis pernah bersekolah di TK 'Umariyyah Sibuhuan, kemudian melanjutkan pendidikan di SDN Tangga Bosi, kemudian melanjutkan pendidikan di MTs N Sibuhuan. Sejak lulus MTs, penulis mulai merantau dan melanjutkan pendidikan di SMA N 1 Matauli Pandan, Tapanuli Tengah. Setelah lulus SMA, penulis kemudian diterima di Jurusan Teknik Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melalui SNMPTN Undangan tahun 2012.

Di masa kuliah, penulis pernah menjadi asisten dosen matakuliah Getaran Kapal. Selain itu penulis juga aktif di berbagai kegiatan kemahasiswaan. Diantaranya, pernah menjadi Ketua Divisi Pembinaan Departemen Kaderisasi JMMI ITS, Sekretaris Departemen Syiar As-Safiinah, dan Staff Ahli Departemen Kaderisasi Al-Bahri FTK ITS. Selain itu, penulis juga pernah mengikuti beberapa pelatihan, baik pelatihan pembentukan *softskill* seperti LKMM Pra-TD, maupun pelatihan yang menunjang kebutuhan akademis seperti pelatihan AutoCAD, Maxsurf, dan *Workshop WPS Design and Application*. Di akhir masa kuliah, penulis menyelesaikan Tugas Akhir berjudul Analisis Potensi Terjadinya Resonansi Pada Kapal Patroli Cepat dengan Metode Elemen Hingga.

Email : ansori.hasibuan@gmail.com
Phone : +62 812 6304 5034