

ANALISA KELELAHAN RANTAI JANGKAR DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Muhamad Hizrian Utama, Hartono Yudo, Muhammad Iqbal¹⁾

¹⁾Program Studi S1 Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Email : HizrianHutama@gmail.com

Abstrak

Jangkar didesain untuk membatasi gerak kapal pada saat waktu labuh di pelabuhan ataupun di laut lepas, agar kapal tetap pada kedudukannya meskipun mendapatkan gaya dari luar (angin, arus, gelombang) maupun gaya dari dalam (muatan) yang terjadi secara berulang ulang pada saat *anchoring* maupun saat proses *loading-offloading* muatan. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa kelelahan rantai yang menghubungkan antara jangkar dan kapal dengan 4 variasi beban lingkungan yang diakibatkan oleh *heaving* serta beban internal kapal dan beban hidrostatik sehingga didapatkan nilai *fatigue life* dari rantai tersebut dengan *Finite Element Method (FEM)*. Analisa yang digunakan adalah analisa beban dinamis yang merupakan beban maksimal, beban minimal, beban rata-rata dan beban amplitudo. Berdasarkan beban tersebut didapatkan *stress* maksimal sebesar 681 Mpa, *stress* minimal 89,9 Mpa, *stress* rata-rata 385 Mpa dan *stress* amplitudo sebesar 298 Mpa, *yield strength* material yang dipakai sebesar 760 Mpa. Dalam proses analisa penelitian ini menggunakan *software MSC Nastran Patran* untuk mendapatkan tegangan dari variasi beban dan *MSC Fatigue* untuk mendapatkan siklus terpendek dari 4 variasi tegangan dinamis tersebut, didapatkan hasil *life cycle* paling kritis sebanyak $7,24 \times 10^3$ cycle.

Kata kunci : Rantai Jangkar, *Heaving*, Analisa Kelelahan, FEM, *Fatigue Life*

Abstract

Anchor is designed to constraint ship motion when anchoring at the harbor or sea, in order to keep ship still in the initial position although the ship obtain external force from environment as well as internal force from the ship's load itself that happen repeatedly when anchoring or loading-offloading process. This research's purpose focus to analyze chain fatigue that connecting the anchor with the ship with environmental load that caused by heaving motion and internal load variation and hydrostatic load to get a result as a fatigue life of the chain with using finite element method (FEM). Analysis that used in this research is dynamic load that consist of maximum load, minimum load, intermediate load and amplitude load. Based on the loads, the maximum stress is 681 Mpa, minimum stress is 89,9 Mpa, intermediate stress is 385 Mpa, amplitude stress is 298 Mpa, yield strength of material that used is 760 Mpa. In the analysis process, this research using MSC Nastran Patran to obtain stress from variation of loads and MSC Fatigue to obtain the shortest cycle from 4 variation of stresses above, with result the most critical life cycle are $7,24 \times 10^3$ life cycle.

Keywords : Anchor Chain, Heaving, Fatigue Analysis, FEM, *Fatigue Life*

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia adalah salah satu negara kepulauan yang memiliki luas laut melebihi daratan. Kurang lebih terdapat 17.508 pulau, yang letaknya secara geografis sangat strategis

karena berada pada posisi silang, yakni diantara benua Asia dan Australia serta diantara Samudera Hindia dan Pasifik. Potensi laut di Indonesia dapat dimanfaatkan secara optimal untuk meningkatkan kesejahteraan bangsa..

Untuk mengoptimalkan potensi maritim Indonesia dibutuhkan armada kapal yang memiliki performa dan *safety* yang mumpuni untuk menghadapi lautan dalam berbagai kondisi. Namun sampai sekarang masih banyak armada kapal Indonesia yang kurang mementingkan *safety* dari kapalnya sendiri sehingga menimbulkan kecelakaan yang berakibat kerugian yang lebih besar bagi pemilik kapal. Berdasarkan statistik yang dimiliki Ditjen Hubla terdapat 736 kecelakaan kapal yang terjadi pada perairan Indonesia pada tahun 2007-2011.[8] Sebanyak 291 kasus disebabkan oleh faktor teknis seperti desain kapal yang tidak sesuai standarisasi maupun *maintenance* dari perangkat dari sistem-sistem di kapal yang tidak dijadwalkan dan diabaikan begitu saja selama kapal masih bisa berjalan. Salah satu system pendukung yang sering diabaikan tersebut adalah sistem *mooring* yang memiliki komponen utama jangkar beserta rantainya yang mengakibatkan beberapa kecelakaan seperti putusnya rantai jangkar pada KT Toma pada april 2013 atau KT Ise 5 dan 6 pada juli 2013 silam dan menyebabkan kapal terbawa arus kemudian terdampar.

Salah satu kerusakan terhadap jangkar beserta rantainya sendiri disebabkan oleh setiap kali jangkar diturunkan maka jangkar tersebut akan terkena berbagai beban lingkungan dari lautan sehingga lama kelamaan akan terjadi *fatigue* atau kelelahan karena adanya beban dinamik yang terjadi secara berulang-ulang dalam jangka waktu yang lama. Hal ini lah yang menjadi suatu alasan mengapa analisa kelelahan rantai jangkar perlu dilakukan sehingga operabilitas dan keselamatan sistem dapat tetap terjaga. Salah satu cara untuk melakukan analisa kelelahan pada rantai jangkar ini dengan menganalisa respon struktur untuk desain data lingkungan misalnya gelombang signifikan 10 tahun, kecepatan angin 10 tahun, dan arus 10 tahun.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan memperhatikan pokok permasalahan yang terdapat pada latar

bealakang, maka dapat diambil beberapa rumusan masalah sebagai berikut.

1. Menghitung tegangan total yang diakibatkan oleh beban lingkungan maksimal, minimal, rata-rata dan amplitudo pada rantai jangkar.
2. Menghitung *Fatigue life* dari rantai yang digunakan.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah digunakan sebagai arahan serta acuan dalam penulisan tugas akhir sehingga sesuai dengan permasalahan serta tujuan yang diharapkan. Adapun batasan permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini adalah:

1. Perhitungan tegangan didasarkan pada beban maksimal, minimal, rata-rata dan amplitudo yang terjadi pada rantai kapal.
2. Analisa dan pengolahan data menggunakan software *Nastran* dan software *Patran*.
3. Tidak dilakukan uji material rantai di laboratorium.
4. Tidak mencari nilai *Strain Life* dari rantai
5. Tegangan diasumsikan bersifat *uniaksial*

II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Jangkar dan Perlengkapannya

Jangkar (*Anchor*) merupakan bagian dari sistem tambat kapal (*mooring system*), termasuk *Chain* (rantai jangkar), *Rope* (tali), *Chain locker* (kotak rantai) dan *windlass* (mesin penarik jangkar). Jangkar dan perlengkapannya adalah susunan yang kompleks dari bagian-bagian dan mekanismenya .

Kegunaan jangkar ialah, untuk membatasi gerak kapal pada waktu labuh di pelabuhan maupun laut lepas, agar kapal tetap pada kedudukannya, meskipun mendapat tekanan oleh arus laut, angin, gelombang dan sebagainya.[5]

Pemilihan perlengkapan kapal seperti jangkar, rantai jangkar dan alat alat tambat lainnya tergantung dari angka penunjuk (*equipment number*) yang diatur oleh beberapa klasifikasi . [9]

Menurut BKI 2014 Volume II Section 18 B.1

$$Z = D^{\frac{2}{3}} + 2hB + \frac{A}{10} \quad (1)$$

Dimana :

D = Displacement (Ton)

B = Lebar Kapal (M)

h = Free Board + Tinggi Superstructure

A = Luas bidang lateral dari badan dan bangunan atas yang berada di atas garis air

2.2 Beban Lingkungan

Beban lingkungan mempengaruhi gerakan kapal saat beroperasi (*Anchor let go* maupun *offloading*), sehingga dari karakteristik gerakan kapal tersebut dapat menimbulkan gaya yang terjadi pada rantai kapal. Secara umum beban lingkungan yang mempengaruhi gerakan atau *motion* dari kapal yang selanjutnya menyebabkan adanya gaya pada rantai kapal adalah beban gelombang, angin, dan arus.

2.3 Seakeeping

Seakeeping adalah gerakan yang dipengaruhi oleh gaya-gaya luar yang disebabkan oleh kondisi air laut. Faktor luar yaitu iklim yang tidak mendukung dan mengakibatkan gelombang besar.

Dalam memperoleh perlakuan dari gelombang kapal mengalami dua jenis gerakan yaitu :

- Gerakan Rotasi, gerakan ini merupakan gerakan putaran meliputi :
 - *Rolling*,
 - *Pitching*,
 - *Yawing*,
- Gerakan Translasi (Linier), gerakan ini merupakan gerak lurus beraturan sesuai dengan sumbunya, meliputi :
 - *Surging*,
 - *Swaying*,
 - *Heaving*,

2.4 Response Amplitude Operator

Respon gerakan kapal terhadap gelombang reguler dinyatakan dalam RAO, dimana RAO adalah rasio antara amplitudo gerakan kapal baik

translasi maupun rotasi terhadap amplitudo gelombang pada frekuensi tertentu[6].

Respon gerakan RAO untuk gerakan translasi :

$$RAO = \frac{z_0}{z_0} \text{ (m/m)} \quad (2)$$

Untuk mendapatkan respon gerakan kapal terhadap gelombang acak dapat digambarkan dengan spektrum respon. Persamaan spektrum respon adalah :

$$S_{\zeta_f}(\omega) = RAO^2 \times S_{\zeta}(\omega) \quad (3)$$

2.5 Spektrum Gelombang

Spektrum gelombang yang digunakan dalam penelitian ini adalah Bretschneider atau ITTC dengan dua parameter yaitu tinggi gelombang signifikan (H_s) dan periode rata-rata (T_{av}), dengan persamaan :

$$S_{ITTC\zeta}(\omega) = \frac{A}{\omega^5} \exp\left(\frac{-B}{\omega^4}\right) \quad (4)$$

Dimana :

ω = frekuensi gelombang (rad/det)

$$A = 172.75 \frac{H_s^2}{T_{ave}^4}$$

$$B = \frac{691}{T_{ave}^4}$$

Spektrum gelombang yang dihasilkan sangat bergantung pada nilai frekuensi gelombang. Akibat adanya pengaruh kecepatan kapal dan sudut datang gelombang, maka frekuensi gelombang insiden (ω_w) akan berubah menjadi frekuensi gelombang papasan (ω_e), gelombang tersebut yang digunakan untuk menghitung gelombang papasan (S_e). Dengan persamaan :

$$\omega_e = \omega \left(1 - \frac{\omega V}{g} \cos \mu\right) \quad (5)$$

dimana :

ω_e = Frek. Gelombang papasan (rad/det)

ω_w = Frek. Gelombang (rad/det)

V = kecepatan kapal (m/s)

g = Percepatan gravitasi (9.81 m/s²)

2.6 Root Mean Square

RMS merupakan luasan kurva di bawah kurva spectrum respon yang dinyatakan dalam m_0 , dengan persamaan :

$$m_0 = \int_0^\infty S_{\zeta r}(\omega) d\omega \quad (6)$$

jika nilai RMS dari masing-masing amplitud gerak (ζ) dinyatakan dalam $\sqrt{m_0}$ maka dinyatakan dalam persamaan :

$$(\zeta)_{av} = 1.253 \sqrt{m_0} \quad (7)$$

Kemudian untuk mendapatkan amplitud signifikan atau disebut dengan rata-rata dari 1/3 amplitud tertinggi dinyatakan dengan persamaan :

$$(\zeta)_s = 2 \sqrt{m_0} \quad (8)$$

2.7 Teori Elastisitas

Menurut Szilard (1989), Teori Elastisitas merupakan cabang dari fisika matematis yang mengkaji hubungan gaya, perpindahan, tegangan, regangan, dan beda elastis. Bila suatu pejal di bebani gaya dari luar, benda tersebut akan berubah bentuk / berdeformasi, sehingga timbul tegangan dan regangan dalam. Perubahan bentuk ini tergantung pada konfigurasi geometris benda tersebut dan mekanis bahannya. Teori Elastisitas menganggap bahan bersifat *homogen* dan *Isotropik*, dengan demikian sifat mekanis bahan sama dalam segala arah.

2.7.1 Tegangan

Menurut Popov (1984), pada umumnya tegangan adalah gaya dalam yang bekerja pada luasan yang kecil tak hingga pada sebuah potongan dan terdiri dari bermacam-macam besaran dan arah. Suatu tegangan tertentu yang dianggap benar-benar bertitik tangkap pada sebuah titik, secara matematis didefinisikan sebagai :

$$\sigma = \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (9)$$

Dimana F adalah gaya dan A adalah luas penampang. [7]

2.7.2 Regangan

Menurut Popov (1984), perpanjangan per satuan luas disebut regangan (*strain*). Ia adalah besaran yang tidak berdimensi, tetapi lebih baik kita memberinya memiliki dimensi meter per meter atau m/m. Kadang-kadang regangan

diberikan dalam bentuk persen. Secara matematis dapat didefinisikan sebagai :

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{L} \quad (10)$$

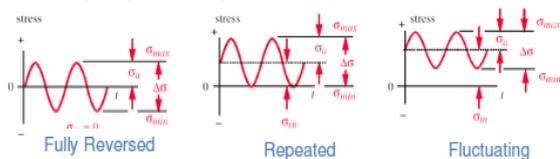
dimana Δ adalah panjang total dan L adalah panjang awal.

2.7.3 Fatigue

Fatigue adalah salah satu jenis kerusakan/kegagalan yang diakibatkan oleh beban dinamis yang terjadi secara berulang-ulang. Ada 3 fase didalam kerusakan akibat *fatigue* yaitu ; permulaan retak (*crack initiation*), perambatan retak (*crack propagation*) dan patah *static (fracture)*. [2]

Formasi dipicu oleh inti retak yang dapat berawal dari lokasi yang paling lemah kemudian terjadi pembebanan bolak balik yang menyebabkan plastisitas lokal sehingga terjadi perambatan retak hingga mencapai ukuran retak kritis dan akhirnya gagal. Kerusakan jenis ini paling banyak terjadi didunia teknik yaitu kira-kira 90% dari semua kerusakan/kegagalan yang sering terjadi. [1]

Tiga siklus umum yang dapat menunjukkan suatu siklus tegangan *fatigue* yaitu yang pertama adalah fluktuasi tegangan terjadi mulai dari tegangan rata-rata nol dengan amplitud yang konstan. Yang kedua yaitu fluktuasi tegangan dimulai diatas garis rata-rata nol dengan amplitud konstan. Dan yang ketiga fluktuasi tegangan yang acak/random.



Gambar 1. Tiga tipe umum pembebanan pada siklus *fatigue*

σ_{max} : Tegangan maksimum dalam siklus [N/mm²]

σ_{min} : Tegangan minimum dalam siklus [N/mm²]

σ_m : Tegangan rata-rata ($\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$) [N/mm²]

$$\sigma_m : \text{Tegangan rata-rata } \left(\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right) \quad [\text{N/mm}^2]$$

Besarnya tegangan rata-rata yang bekerja akan menentukan terhadap besarnya tegangan amplitudo yang diijinkan untuk mencapai suatu umur lelah tertentu. Bila tegangan rata-rata sama dengan 0 atau rasio tegangan sama dengan -1, maka besarnya tegangan amplitudo yang diijinkan adalah nilai batas lelahnya (S_e). Dengan demikian jika tegangan rata-ratanya semakin besar maka tegangan amplitudonya harus diturunkan. Hal ini terlihat pada alternatif diagram Goodman.

Tabel 1. Persamaan dan koordinat perpotongan pada kuadran ke-1 untuk Goodman dan kriteria kegagalan lainnya.

Intersecting Equations	Intersection Coordinate
$\frac{S_e}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ur}} = 1$ Load line $r = \frac{S_e}{S_m}$	$S_e = \frac{r S_e S_{ur}}{r S_{ur} + S_e}$ $S_m = \frac{S_e}{r}$
$\frac{S_e}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Load line $r = \frac{S_e}{S_m}$	$S_e = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_e}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ur}} = 1$ $\frac{S_e}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e) S_{ur}}{S_{ur} - S_e}$ $S_e = S_y - S_m r_{crit} = S_e / S_m$

Fatigue factor of safety

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ur}}}$$

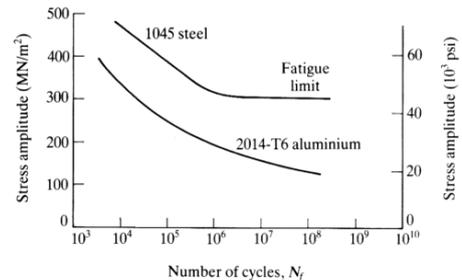
2.7.4 Kurva S-N

Data *fatigue* biasanya disajikan dalam kurva tegangan dan siklus, dimana tegangan adalah S dan siklus adalah N. Jumlah siklus adalah siklus mulai dari pengintian retak sama di perambatan retak.

Bila tegangan turun maka jumlah siklus untuk terjadi kegagalan menjadi naik, sedangkan bila tegangan naik maka jumlah siklus menjadi berkurang. Pada baja sebagai *ferrous alloy*, terdapat batas tegangan dimana kegagalan *fatigue* tidak terjadi atau terjadi pada siklus yang amat panjang (*infinite*). Nilai batas tersebut terlihat sebagai suatu *aimptotik* yang menunjukkan nilai *fatigue limit* atau *endurance limit*. *Endurance limit* adalah tegangan dimana tidak terjadinya kegagalan atau fracture didalam range 10^7 cycles. Berbeda dengan material *nonferrous* seperti paduan aluminium dan lainnya tidak memiliki *fatigue limit*. Untuk

melihat perbedaan antara kedua paduan tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar.3.

Dengan memahami karakteristik suatu konstruksi atau komponen mesin yang mengalami *fatigue*, maka suatu perencanaan atau desain perlu dipertimbangkan dari aspek *endurance limit* suatu material.[4]



Gambar 2. Kurva S – N untuk baja dan aluminium

2.8 Faktor Keamanan (Safety Factor)

Faktor keamanan adalah faktor yang menunjukkan tingkat kemampuan suatu bahan teknik dari beban luar, yaitu beban tekan maupun tarik. Gaya yang diperlukan agar terjadi tingkat optimal bahan di dalam menahan beban dari luar sampai akhirnya menjadi pecah disebut dengan beban *ultimat* (*ultimate load*). Faktor keamanan dapat dirumuskan menjadi :

$$FS = \frac{\sigma_{Ultimate}}{\sigma_{ijin}} \quad (11)$$

III. METODOLOGI

3.1 Data Primer

Data primer merupakan data terpenting yang dibutuhkan dalam proses analisa tugas akhir ini.

3.1.1 Data ukuran utama kapal perintis 500 GT Dirjen Perhubungan Laut.

LOA (<i>Length Overall</i>)	: 57.20 m
LPP (<i>Length Between Perpendicular</i>)	: 52.20 m
B (<i>Breadth</i>)	: 10.40 m
H (<i>Height</i>)	: 4.20 m
T (<i>Draft</i>)	: 2.85 m

V_s (*Service Speed*) : 16
knot

3.1.2 Data maksimal dan minimal kondisi beban lingkungan selama 1 tahun terakhir di perairan lepas pantai barat Natuna dari Balanak *Field Development*. [3]

Kecepatan angin (max) : 19,6

m/s

Kecepatan angin (min) : 13,3

m/s

Tinggi gelombang signifikan (max): 2,9 m

Tinggi gelombang signifikan (min) : 2,9

m

Spectral puncak periode (max) : 9,1 s

Spectral puncak periode (min) : 5,4 s

Puncak periode maksimal : 7,5 s

Puncak periode minimal : 15,5

s

Kecepatan arus (max) : 0,7

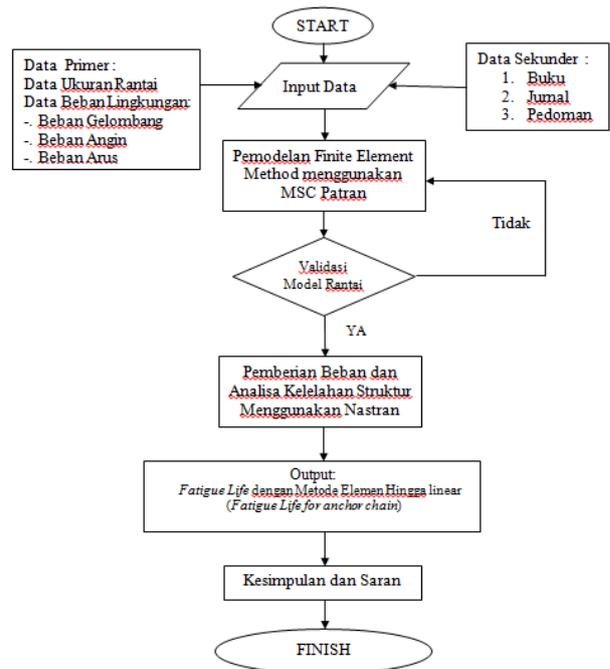
m/s

Kecepatan arus (min) : 0,4

m/s

3.2 Diagram Alir

Metodologi penelitian adalah kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi tersebut mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan tugas akhir ini. Tahapannya digambarkan dalam *flowchart* berikut:



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

IV. PEMBAHASAN

4.1. Pembuatan Model

Permodelan rantai dibuat berdasarkan perhitungan perlengkapan kapal yang diatur oleh BKI 2014 Volume II Section 18 B.1 dengan rumus sebagai berikut :

$$Z = D^{\frac{2}{3}} + 2hB + \frac{A}{10}$$

dimana :

D = *Displacement* (Ton)
= 943,1 Ton (diambil dari *Maxsurf*)

B = Lebar Kapal (M)
= 10,4 m

h = *Free Board* + Tinggi *Superstructure*
= 9,45 m

A = Luas bidang lateral dari badan dan bangunan atas yang berada di atas garis

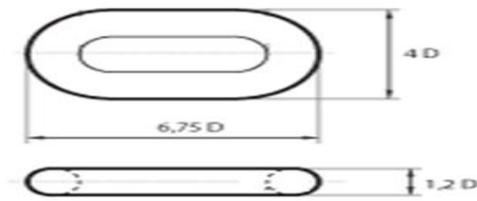
air
= 694,0015 m²

Z = 362,19

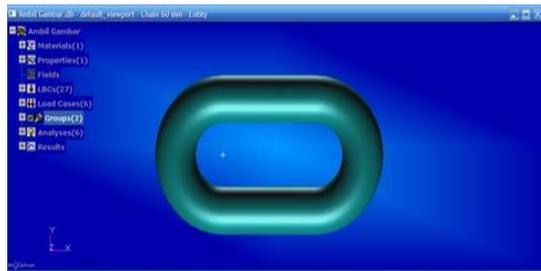
dengan melihat table 18.2 pada BKI volume II section 18, maka didapat ukuran *chain* dengan diameter 60 mm, panjang 405 mm, dan berat 27 kg.

Permodelan dibuat menjadi satu model dengan variasi beban lingkungan maksimal,

minimal, rata-rata dan amplitudo sebagai beban dinamis untuk melihat *fatigue* rantai.



Gambar 4. Permodelan 2D rantai



Gambar 5. Permodelan 3D rantai

4.2 Perhitungan Gaya

Perhitungan besar gaya eksternal (gaya hidrostatik air laut dan gaya dari lingkungan) dan gaya internal (muatan dan konstruksi) diperlukan untuk menentukan pembebanan pada permodelan kapal yang telah dibuat.

4.2.1 Gaya Hidrostatik Air Laut

Gaya Hidrostatik Maksimal

$$P = \rho g h$$

$$F = P \times WSA$$

$$\rho = \text{massa jenis air laut (1025 kg/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (9,8 m/s}^2\text{)}$$

$$h = \text{sarat penuh (2,85 m)}$$

WSA = luasan permukaan kapal dibawah air

$$WSA = 597,546 \text{ m}^2$$

$$P = 1025 \times 9,8 \times 2,85 = 28628,25 \text{ Pa}$$

$$F_{\max} = 28628,25 \times 597,546 = 17106696,27 \text{ N}$$

Gaya Hidrostatik Minimal

$$P = \rho g h$$

$$F = P \times WSA$$

$$\rho = \text{massa jenis air laut (1025 kg/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (9,8 m/s}^2\text{)}$$

$$h = \text{sarat kosong (1,33 m)}$$

WSA = luasan permukaan kapal dibawah air

$$WSA = 400,28 \text{ m}^2$$

$$P = 1025 \times 9,8 \times 1,33 = 13359,85 \text{ Pa}$$

$$F_{\min} = 13359,85 \times 400,28 = 5347680,75 \text{ N}$$

Gaya Hidrostatik Rata-Rata

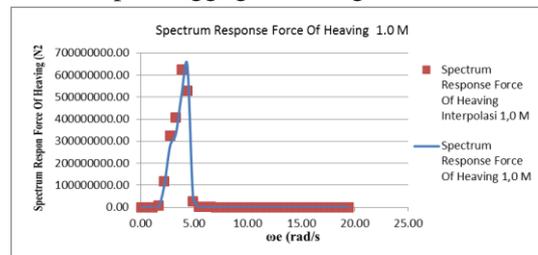
$$F_{\text{int}} = (F_{\max} + F_{\min})/2 = (17106696,27 + 5347680,75)/2 = 11227188,51 \text{ N}$$

Gaya Hidrostatik Amplitudo

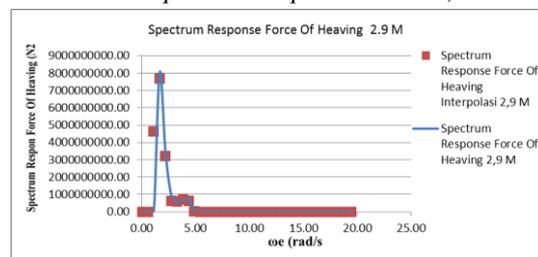
$$F_{\text{var}} = (F_{\max} - F_{\min})/2 = (17106696,27 - 5347680,75)/2 = 5879507,76 \text{ N}$$

4.2.2 Gaya Beban Lingkungan

Gaya lingkungan yang dipakai adalah gaya dari beban gelombang pada saat terjadi *heaving* yang didapatkan dari hasil RAO dari Ansys AQWA V 14.0 per tinggi gelombang .



Gambar 6. Grafik *spectrum response heave 1,0 M*



Gambar 7. Grafik *spectrum response Heave 2,9 M*
Dari grafik di atas didapatkan hasil *amplitude significant* sebesar

$$(\zeta)_s\text{Maksimal} = 2\sqrt{9755603862} = 20157,22 \text{ N}$$

$$(\zeta)_s\text{Minimum} = 2\sqrt{1085960414} = 6275,288 \text{ N}$$

$$(\zeta)_s\text{Rata-rata} = (H_s \text{ maksimal} + H_s \text{ minimal})/2 = (20157,22 \text{ N} + 6275,288 \text{ N})/2 = 13216,254 \text{ N}$$

$$(\zeta)_s\text{Amplitudo} = (H_s \text{ maksimal} - H_s \text{ minimal})/2 = (20157,22 \text{ N} - 6275,288 \text{ N})/2 = 6940,96 \text{ N}$$

4.2.3 Beban Internal

Internal Maksimal

$$F = Displacement \times gravitasi$$

$$D = Displacement (943,1 \text{ Ton})$$

$$g = \text{percepatan gravitasi } (9,8 \text{ m/s}^2)$$

$$F_{\max} = 943100 \times 9,8$$

$$= 9242380 \text{ N}$$

Internal Minimal

$$F = \text{Massa } LWT \times \text{gravitasi}$$

$$Lwt = \text{LightWeight Tonnage } (443,1 \text{ Ton})$$

$$g = \text{percepatan gravitasi } (9,8 \text{ m/s}^2)$$

$$F_{\min} = 443100 \times 9,8$$

$$= 4342380 \text{ N}$$

Internal Rata-Rata

$$F_{\text{int}} = (F_{\max} + F_{\min})/2$$

$$= (9242380 + 4342380)/2$$

$$= 6792380 \text{ N}$$

Internal Amplitudo

$$F_{\text{var}} = (F_{\max} - F_{\min})/2$$

$$= (9242380 - 4342380)/2$$

$$= 2450000 \text{ N}$$

Gaya Berat Jangkar

$$F = \text{Massa Jangkar} \times \text{gravitasi}$$

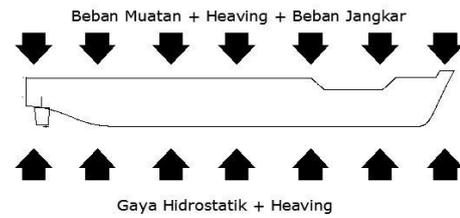
$$= 3540 \times 9,8$$

$$= 34692 \text{ N}$$

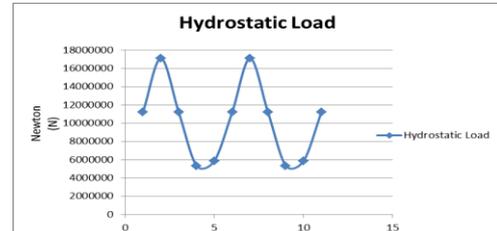
4.3 Kondisi Pembebanan

Kondisi pembebanan yang akan dilakukan penulis berjumlah empat yakni kondisi beban maksimum, minimum, rata-rata dan amplitudo dari masing-masing gaya yang sudah direncanakan.

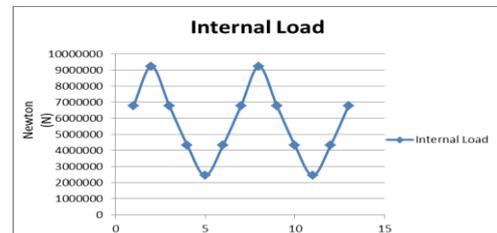
- Gaya hidrostatik maksimal : 17106696,27 N
- Gaya hidrostatik minimal : 5347680,758 N
- Gaya hidrostatik rata-rata: 11227188,51 N
- Gaya hidrostatik amplitudo : 5879507,76 N
- Gaya internal maksimal : 9242380 N
- Gaya internal minimal : 4342380 N
- Gaya internal rata-rata: 6792380 N
- Gaya internal amplitudo: 2450000 N
- Gaya *Heaving* maksimal : 20157,22 N
- Gaya *Heaving* minimal: 6275,288 N
- Gaya *Heaving* rata-rata: 13216,25 N
- Gaya *Heaving* amplitudo: 6940,96 N
- Gaya berat jangkar : 34692 N



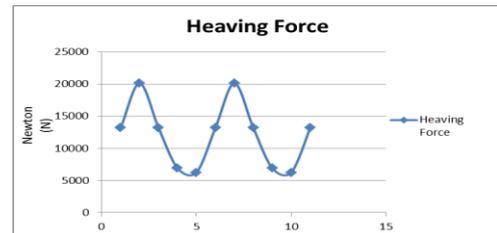
Gambar 8. Kondisi Pembebanan



Gambar 9. Siklus Beban Hidrostatik



Gambar 10. Siklus Beban Internal



Gambar 11. Siklus Beban Akibat *Heaving*

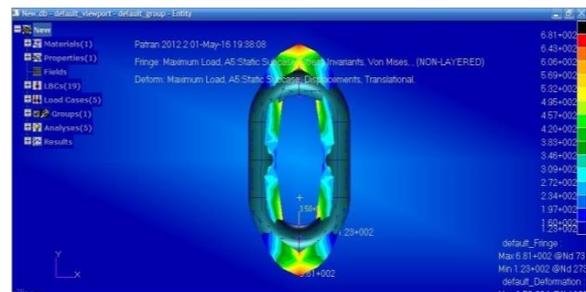
4.4 Analisa Kekuatan

Tahap ini dilakukan untuk menghitung nilai *stress* tertinggi pada material pada saat pembebanan dilakukan. Dengan dasar rumus :

$$\text{tegangan} = \frac{\text{gaya}}{\text{satuan luas}}$$

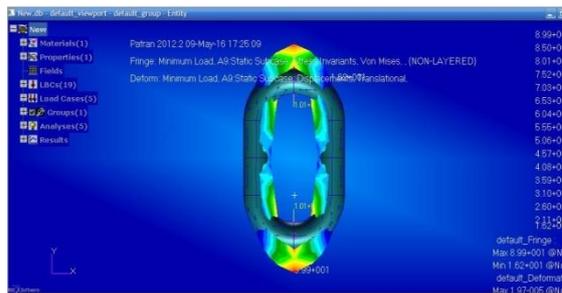
Pada setiap pembebanan akan dilakukan dua analisa yaitu analisa pada rantai jangkar.

4.4.1 Analisa Pada rantai dengan beban maksimum



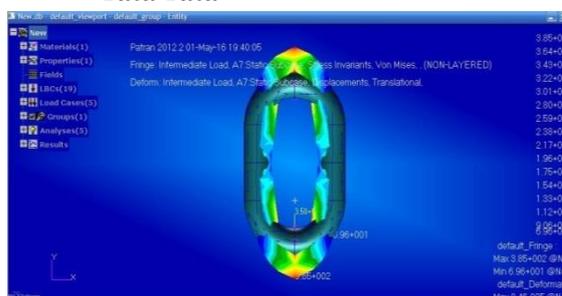
Gambar 12. Hasil *Running* beban maksimal pada rantai

4.4.2 Analisa Pada rantai dengan beban minimum



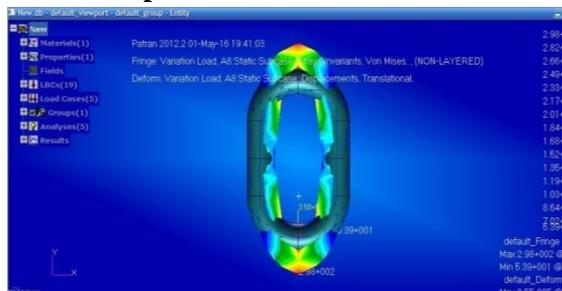
Gambar 13. Hasil *Running* beban minimal pada rantai

4.4.3 Analisa Pada rantai dengan beban rata-rata



Gambar 14. Hasil *Running* beban rata-rata pada rantai

4.4.3 Analisa Pada rantai dengan beban amplitudo



Gambar 15. Hasil *Running* beban amplitudo pada rantai

Tabel 2. Rekap Hasil Analisa

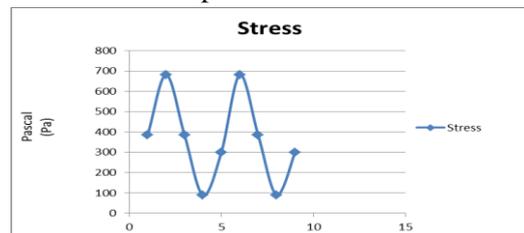
Kondisi Beban	Tegangan Max (Pa)	Deformasi Max (mm)
Maksimal	$6,81 \times 10^8$	0,00015
Minimal	$8,99 \times 10^7$	0,000019
Rata-Rata	$3,85 \times 10^8$	0,000084
Amplitudo	$2,98 \times 10^8$	0,000065

Tegangan terbesar yang terjadi sebesar $6,81 \times 10^8$ Pa pada *node* @73 dan nilai deformasi maksimal sebesar 0,00015 mm pada *node* @72

Tegangan maksimal terjadi pada sambungan antara 2 rantai disebabkan karena gaya yang terjadi terpusat pada bagian tersebut.

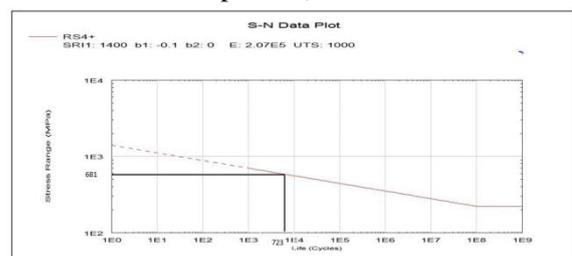
4.5 Analisa Kelelahan

Setelah dilakukan analisa kekuatan pada rantai dengan 4 variasi beban yaitu *maximum*, *minimum*, *rata-rata*, dan *amplitudo* maka didapatkan 4 *load case* yang dapat digunakan sebagai beban dinamis pada analisa kelelahan.



Gambar 16. *Load Case* Tegangan yang Didapatkan dari 4 Variasi Beban

Setelah tegangan siklus didapatkan kemudian dicocokkan dengan S-N diagram dari material yang digunakan. Konsep tegangan-siklus (S-N) merupakan pendekatan pertama untuk memahami fenomena kelelahan logam. Konsep ini secara luas dipergunakan dalam aplikasi perancangan material dimana tegangan yang terjadi dalam daerah elastik dan umur lelah cukup panjang. (tegangan dalam daerah plastis dan umur lelah relatif pendek).



Gambar 17. Diagram S-N Hasil Analisa MSC Patran

Setelah itu barulah dilakukan analisa dengan menggunakan *MSC Fatigue* dengan 4 variasi pembebanan.



Gambar 18. Hasil *Running Msc Fatigue* dengan 4 kondisi pembebanan

Life Cycle terbesar yang terjadi sebesar 1×10^{20} cycle pada *node* @2 dan *Life Cycle* terkecil yang terjadi sebesar $7,24 \times 10^3$ cycle pada *node* @287

4.6 Perhitungan *Safety Factor* dan Tegangan Izin

Faktor keamanan adalah faktor yang menunjukkan tingkat kemampuan suatu bahan teknik terhadap beban luar, yaitu beban tekan maupun tarik. Gaya yang diperlukan agar terjadi tingkat optimal bahan dalam menahan beban dari luar sampai akhirnya menjadi pecah disebut dengan beban *ultimate* (*ultimate load*).

Sebelum mencari *safety factor*, dicari terlebih dahulu nilai tegangan izin sesuai kekuatan luluh (*yield strength*) dari material yang digunakan. Pada permodelan *chain* pada penelitian ini menggunakan material *R4s+ steel* dengan nilai *yield strength* sebesar $7,6 \times 10^8$ Pa.

Perhitungan *safety factor* disesuaikan dengan kriteria bahan, yaitu *R4s+ Steel* :

Tabel 3. Perhitungan *Safety Factor* Menurut Tegangan Izin

Tabel 4. Perhitungan *Safety Factor* Menurut Goodman

Kondisi Beban	Node	Tegangan Max. (Pa)	Yield Strength (Pa)	Safety Factor	Keterangan
Beban Max	73	$6,81 \times 10^8$	$7,6 \times 10^8$	1,11	Memenuhi
Beban Min	73	$8,99 \times 10^7$	$7,6 \times 10^8$	8,53	Memenuhi
Beban Rata-Rata	73	$3,85 \times 10^8$	$7,6 \times 10^8$	1,97	Memenuhi
Beban Amplitudo	73	$2,98 \times 10^8$	$7,6 \times 10^8$	2,55	Memenuhi

Tegangan Amplitudo (MPa)	Tegangan Rata-Rata (MPa)	Safety Factor	Keterangan
385	298	1,02	Memenuhi

4.7 Validasi Model

Sebelum diaplikasikan pada kondisi yang sebenarnya, model harus divalidasi dengan

perhitungan mekanika teknik agar tidak terjadi kesalahan pada saat permodelan. Untuk validasinya sendiri menggunakan perhitungan defleksi balok dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{PL^3}{48EI}$$

dimana :

- v = defleksi (m)
- P = gaya (N)
- L = panjang benda (m)
- E = modulus elastisitas bahan (Pa)
- I = momen inertiya benda = momen inertiya silinder pejal = $\frac{1}{2}mr^2$

4.7.1 Validasi untuk rantai

$$v = \frac{PL^3}{48EI}$$

dimana :

- P = gaya (1000 N)
- L = panjang benda (0,405 m)
- E = modulus elastisitas bahan ($2,1 \times 10^{11}$ Pa)
- M = massa rantai (27 kg)
- R = radius rantai (0,03 m)
- I = momen inertiya silinder pejal = $27 \times (0,03)^2 / 2$ = 0,01215
- $v = 5,424 \times 10^{-10}$ m



Gambar 19. Validasi rantai

Nilai defleksi benda yang dianalisa menggunakan *software* sebesar $5,424 \times 10^{-10}$ m, sedangkan nilai defleksi benda yang dihitung menggunakan rumus defleksi balok sebesar $5,424 \times 10^{-10}$ m. Jadi selisih antara hasil *software* dengan perhitungan manual sebesar 1,01 %.

V. Kesimpulan dan Saran

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan percobaan dan simulasi yang telah dilakukan maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari analisa yang dilakukan pada model rantai di atas didapatkan hasil tegangan *Von Mises* yang terbesar pada daerah antara sambungan rantai sebesar $6,81 \times 10^8$ Pa pada *node* 73 dalam kondisi pembebanan maksimal, Tegangan tersebut masih dibawah *yield strength* dari material yang digunakan sebesar $7,60 \times 10^8$ Pa, oleh karena itu dapat dikatakan rantai jangkar yang digunakan sebagai bagian dari sistem tambat pada kapal perintis ini berada pada kondisi yang aman untuk digunakan.
2. Nilai tegangan Von Mises terkecil terjadi pada bagian tengah rantai sebesar $1,62 \times 10^7$ Pa pada kondisi pembebanan minimal.
3. *Fatigue Life* terpendek sebanyak $7,24 \times 10^3$ *cycle* @*node* 287 dan *Fatigue Life* terpanjang sebanyak $1,0 \times 10^{20}$ @*node* 2

5.2 Saran

Hasil penelitian yang dilakukan penulis masih banyak yang dapat dilanjutkan. Sehingga saran penulis untuk penelitian lebih lanjut (*future research*) antara lain :

1. Penambahan jumlah kondisi sesuai pada lapangan akan menambah keakuratan dari analisa kelelahan pada suatu material .
2. Untuk ketelitian yang maksimal dalam analisa kelelahan rantai jangkar kapal perintis 500 DWT sebaiknya dilakukan sampel pengujian pada *hotspot stress* menggunakan alat uji.
3. Penambahan faktor korosi didalam analisa sesuai dengan rules biro klasifikasi yang ada sehingga hasil yang didapatkan lebih akurat.

6. Daftar Pustaka

- [1] Bastian, Jajang. ST. 2011. *Analisa Fatigue Kekuatan Stern Ramp Door akibat Beban Dinamis pada KM. Kirana I dengan*

Metode Elemen Hingga Diskrit Elemen Segitiga Plane Stress, Teknik Perkapalan, Universitas Diponegoro.

- [2] Caserio A., 2014, *Nastran Embedded Fatigue User's Guide*, (MSC Software Corporation, USA)
- [3] FPSO Flexible Risers and Subsea Cables. "Field Site Data and Metocean Design Basis". Balanak Field Development.
- [4] Harsokoesoemo, Darmawan. T. Mesin, F. Teknik Mesin dan Dirgantara, Institut Teknologi Bandung, "Kriteria Patah Lelah Untuk Perancangan Elemen Mesin". Diktat Kuliah MS-515 Kriteria Patah Lelah Semester I.
- [5] Kusna I., 2008, Teknik Konstruksi Kapal Baja Jilid II, (Direktorat Pembinaan Sekolah Menengah Kejuruan)
- [6] M. Iqbal, G. Rindo, J. T. Perkapalan, F. Teknik, and U. Diponegoro, "Optimasi bentuk demihull kapal katamaran untuk meningkatkan kualitas seakeeping," vol. 12, no. 1, pp. 19–24, 2015.
- [7] Popov, E P. 1996. "Mekanika Teknik". Erlangga. Indonesia
- [8] Republik Indonesia, 2014, *Tinjau Ulang Renstra Direktorat Jendral Perhubungan Laut 2010 – 2014*, Jakarta: Sekretariat Negara
- [9] Volume II. 2015. "Rules For The Classification and Construction of Seagoing Steel Ships". Biro Klasifikasi Indonesia. Indonesia