



Analisa Respon Struktur Kapal Oil Tanker 6500 DWT Akibat Beban Tekuk, Geser dan Puntir

Argyantara Gigih Pradana¹⁾, Ahmad Fauzan Zakk²⁾, Imam Pujo Mulyatno³⁾ Ahmad Firdaus⁴⁾

Laboratorium Struktur dan Konstruksi Kapal

Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Soedarto, SH, Kampus Undip Tembalang, Semarang, Indonesia 50275

*)e-mail : argyantara@gmail.com, ahmadfzakki@yahoo.com, pujomulyatno2@gmail.com,
ahmadf@lecturer.undip.ac.id,

Abstrak

Kapal tanker adalah jenis kapal yang telah didesain agar mampu mengangkut berbagai jenis minyak, cairan kimia hingga jenis likuid lainnya, namun seringkali kapal tanker cenderung banyak mengalami kecelakaan baik yang disebabkan oleh manusia atau teknologi. Hal ini dapat diantisipasi salah satunya dengan perhitungan dan kalkulasi kekuatan kapal yang baik akan meningkatkan performa dari struktur kapal itu sendiri. Penelitian melakukan perhitungan analisis kekuatan kapal oil tanker 6500 DWT dengan dikenai beban tekuk, geser dan puntir yang bertujuan untuk mengetahui perilaku struktur kapal secara keseluruhan saat dikenai beban tersebut. Metode yang digunakan yaitu metode elemen hingga dengan bantuan software dan sesuai aturan regulasi Biro Klasifikasi Indonesia. Dimulai dengan melakukan visualisasi struktur deck kapal menjadi 3 dimensi, melakukan beberapa perhitungan terhadap deck kemudian diberi kondisi batas, beban dan meshing kemudian dianalisa. Penelitian ini dibantu oleh software design berbasis NURB dan software analisa berbasis Finite Element Analysis. Didapatkan hasil nilai respon tertinggi yaitu akibat beban tekuk vertikal dengan nilai 171,2 MPa dan nilai defleksi terbesar juga dialami kapal terjadi akibat beban tekuk vertikal dengan nilai 1,79 cm. Hasil Analisa respon struktur kapal oil tanker 6500 DWT akibat beban tekuk, geser, dan puntir memenuhi kriteria regulasi Biro Klasifikasi Indonesia.

Kata Kunci : Oil Tanker, Beban Tekuk, Respon Struktur

1. PENDAHULUAN

Kapal tanker adalah jenis kapal yang telah didesain agar mampu mengangkut berbagai jenis minyak, cairan kimia hingga jenis likuid lainnya, kapal ini memiliki peran yang sangat besar dalam kegiatan pertumbuhan dan ekspansi pada kegiatan eksplorasi, eksploitasi dan pengolahan minyak bumi yang bertujuan untuk pasokan energi nasional. Pada laporan investigasi KNKT tahun 2007 – 2014 disampaikan bahwa kecelakaan tenggelamnya kapal cenderung dialami oleh kapal tanker, dengan faktor penyebabnya yaitu faktor *ballast*, konstruksi dan adanya kebocoran [1].

Secara umum kecelakaan kapal disebabkan banyak faktor baik dari elemen manusia dan teknologi [2]. Faktor manusia dan teknologi penyebab kecelakaan kapal yaitu kecerobohan awak kapal dalam pemberian ijin muatan barang yang melebihi beban muat (*overloading*),

maintenance yang buruk, mesin dan kegagalan struktur kapal.

Desain dan analisis struktur kapal selalu menjadi bidang penelitian ilmiah yang sangat penting dan aktif, dalam upaya membuat struktur tersebut lebih andal sehingga dapat meminimalisir resiko terjadinya kecelakaan kapal karena kegagalan struktur. Banyak dari pekerjaan ini awalnya bertujuan untuk mengembangkan metode untuk menentukan kekuatan gelagar lambung, sehingga dapat memberikan desain yang cukup aman untuk struktur kapal umum, [3]

Faktor kecelakaan kegagalan struktur kapal yang sering terjadi yaitu salah satunya kerusakan tekuk akibat torsi pada struktur geladak kapal dengan bukaan geladak besar [4]. Kapal pembawa minyak mentah di bawah cuaca buruk mengalami kerusakan *deck* karena pembengkokan yang berlebihan.

Selain itu, sebagian besar kriteria lembaga klasifikasi untuk desain struktur kapal didasarkan pada hasil pertama struktur lambung bersama dengan pemeriksaan tekuk untuk komponen struktur (tidak untuk struktur keseluruhan lambung kapal), pemeriksaan ini terbukti efektif untuk kapal utuh dalam kondisi laut normal dan kapal bermuatan, namun gagal melakukannya setelah kapal mengalami kondisi yang tidak disengaja seperti tabrakan atau kandas [5]. Hal ini tentu mengancam keselamatan manusia, ekonomi dan lingkungan.

Beberapa penelitian telah dilakukan yaitu mengenai analisa respon struktur kapal terhadap haluan kapal akibat beban *slamming* dan analisa struktur kapal pada pondasi mesin terhadap interaksi *trust block*. Salah satu yang paling lengkap adalah yang dikembangkan oleh Ostapenko, dimana perilaku dan kekuatan ultimat segmen gelagar lambung kapal yang dipaku memanjang dari penampang sel tunggal persegi panjang, yang mengalami lengkung, geser dan torsi, dianalisis secara analitis dan diuji secara eksperimental [6].

Pada penelitian sebelumnya mengenai analisa respon struktur kapal *oil tanker* dengan membandingkan *full modelling* dan *Paralel Middle Body* (PMB) dengan menggunakan FEA didapatkan kesimpulan bahwa pemodelan PMB dapat merepresentasikan perhitungan kekuatan memanjang kapal karena tegangan terbagi merata disepanjang model tersebut [7].

Studi perbandingan lain tentang analisa kekuatan kapal *Oil Tanker* 3D *full modelling* dengan dua *cargo holds modeling* dengan menggunakan *finite element analysis* menuliskan bahwa model dengan bagian tengah kapal (setidaknya dua *cargo hold*) dapat digunakan sebagai penilaian kekuatan global maupun lokal sebuah kapal. Jenis model ini mewakili bagian pusat kapal, di mana bentuk, kekakuan dan massa berada pada model yang realistis. Model ini direkomendasikan berdasarkan *rules* [8].

Pada jurnal *Structural Analysis of Open Deck Ship Hulls Subjected to Bending, Shear and Torsional Loadings* menerangkan bahwa tegangan yang dihasilkan dari beban ini umumnya tergantung pada distribusi perpindahan kapal dan pada efek laut yaitu tinggi gelombang dan arah kapal berlayar relatif terhadap gelombang yang dihadapi dan juga pada struktur kapal. Pada beban geser dan lengkung, pengaruhnya telah diketahui dan dipelajari secara luas, serta kekuatan kapal ultimit dibawah pengaruh beban tersebut.

Kekuatan ultimit struktur kapal sangat penting karena beban yang bekerja pada lambung kapal sangat tidak menentu akibat gelombang laut yang ganas atau saat bongkar muat yang tidak biasa

during operation. Beberapa bentuk katastrofik telah diidentifikasi sebagai respons terhadap momen lengkung lambung yang berlebihan [9].

Selain itu lambung mengalami kerusakan seperti korosi lambung, kelelahan dan ketahanan strukturnya dapat melemah. Perhitungan kekuatan longitudinal konvensional untuk kapal harus dilakukan terutama menyangkut respons elastis lambung akibat beban gelombang yang diasumsikan dan kemudian modulus penampang elastis gelagar lambung, yang diambil sebagai indeks survei utama dari kekuatan longitudinal dapat dicapai dengan menggunakan teori lengkung linear. Agar dapat menilai keamanan struktur kapal, perlu mengevaluasi *longitudinal strength* yang selalu menjadi perhatian utama, karena *bending moment* adalah salah satu beban tertinggi yang harus ditahan oleh struktur sebuah kapal [10].

Maka dari itu dilakukan penelitian pada kapal oil tanker 6500 DWT dengan dikenakan beban tekuk, geser dan puntir yang bertujuan untuk mempelajari perilaku struktur keseluruhan dari konfigurasi kapal *deck* terbuka saat mengalami pembebanan tekuk, geser dan torsi dengan metode elemen hingga.

2. METODE

2.1 Pengumpulan Data

Penelitian yang dilaksanakan ini menggunakan Kapal Oil Tanker 6500 DWT dengan data kapal sebagai berikut :

Tabel 1. Ukuran Utama Kapal

Nama	Ukuran
<i>Length Over All</i>	108 m
<i>Length Perpendicular</i>	102 m
<i>Breath</i>	19,2 m
<i>Depth</i>	9,3 m
<i>Draught</i>	6,0 m
<i>Vs</i>	12 knot
<i>Tsc</i>	6,5 m

2.2 Pemodelan Objek Penelitian

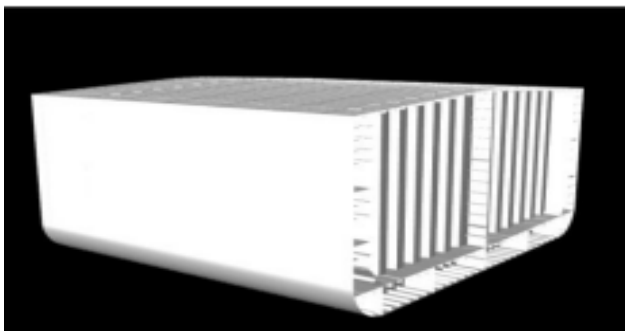
Permasalahan-permasalahan engineering dapat diselesaikan dengan berbagai cara, salah satu cara penyelesaiannya yakni dengan menggunakan metode elemen hingga yang menggunakan perhitungan numerik [11].

Untuk menyederhanakan perhitungan, konfigurasi penampang dari struktur kulit ganda kapal tanker disederhanakan sebagai penampang terbuka berdinding tipis [12]. Konstruksi yang dimodelkan yakni *cargohold* (ruang muat) sebanyak 3 *compartement* tepat terletak di parallel *middle body* atau *mid ship* kapal sepanjang 51 m

tepat terletak di parallel middle body atau mid ship kapal karena pada bagian ini merupakan titik kritis, sedangkan pertimbangan lain dibuat untuk memudahkan pemodelan.

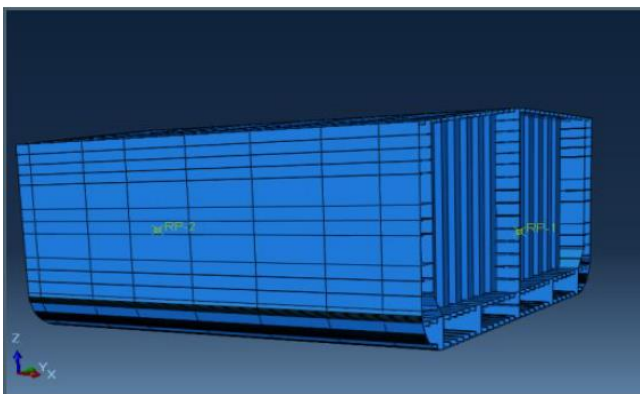
Langkah pertama yang dilakukan dalam proses modeling yaitu melakukan konversi gambar secara manual dari PDF menjadi 2D yang berformat CAD. Kemudian dilakukan modeling 3D menggunakan *software rhinoceros* untuk memvisualisasikan gambar 2 dimensi menjadi 3 dimensi.

Desain konstruksi *cargo oil tanker* yang akan dimodelkan mencakup *bottom plate, side plate, deck plate, side long, webframe, wrang floor, corrugated bulkhead dan Longitudinal bulkhead* seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Hasil Modeling 3D Melalui Software Rhinoceros

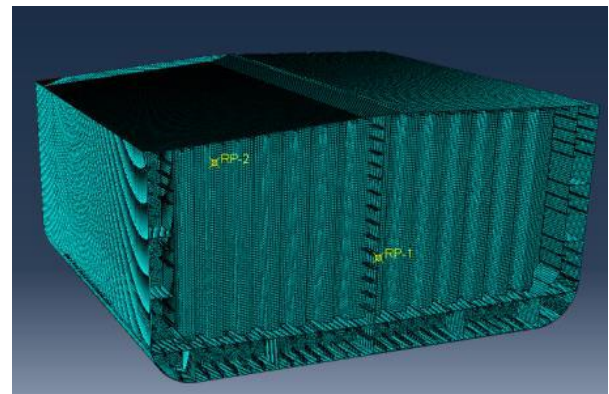
Model yang dibuat kemudian di-export ke bentuk .ACIS agar dapat terbaca pada *software* analisa FEA yaitu Ansys. Pada aplikasi *abaqus* kemudian dilakukan pemberian kondisi batas (*boundary condition*), pemberian beban, *meshing* dan baru dilakukan analisa sehingga didapatkan *output* yang diinginkan dalam tujuan penelitian.



Gambar 2. Model Hasil Export ke ABAQUS

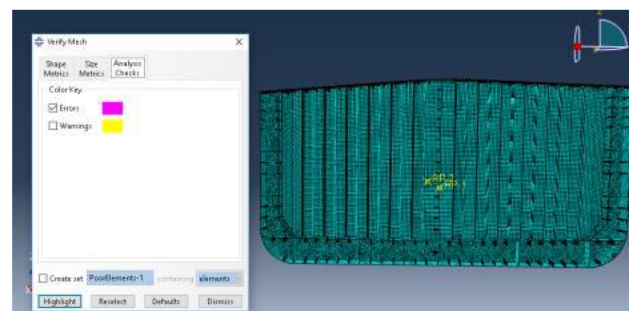
Model yang sudah di-import dari *software* desain kemudian di-*meshing*. *Meshing* itu sendiri adalah langkah untuk mendiskritisasi atau memisahkan model menjadi diskrit-diskrit elemen yang lebih kecil sehingga perhitungan numerical dapat dilakukan. Dalam analisa FEA proses *Meshing* digunakan karena keefektifan dan keefisiannya. *Meshing Geometry* merupakan hasil dari diskritisasi, hasil *meshing* ini tidak terbatas pada geometri saja namun juga massa, muatan dan restrain [13].

Meshing pada penelitian ini menggunakan ukuran sebesar 0,5 unit dan menggunakan jenis elemen *meshing quadrilateral & triangular*. Elemen *quadrilateral* lebih efektif dalam segi konvergensi dibanding dengan elemen *triangular*[14].



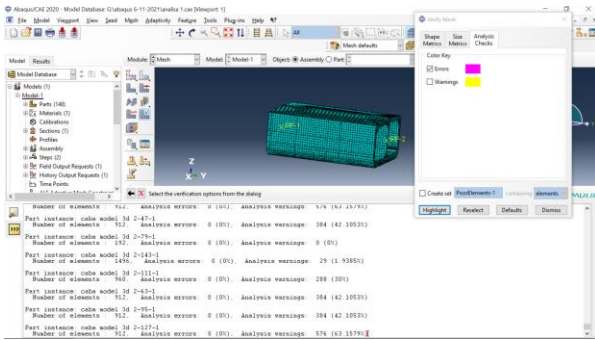
Gambar 3. Meshing Model

Model yang sudah di-*meshing* kemudian dicek proses *error*. *Error check* ini bertujuan agar tidak terdapat kecacatan pada model yang dapat menggagalkan proses selanjutnya yaitu *solver* pada saat analisa perhitungan dilakukan.



Gambar 4. Checking Error Meshing

2.3 Proses Meshing



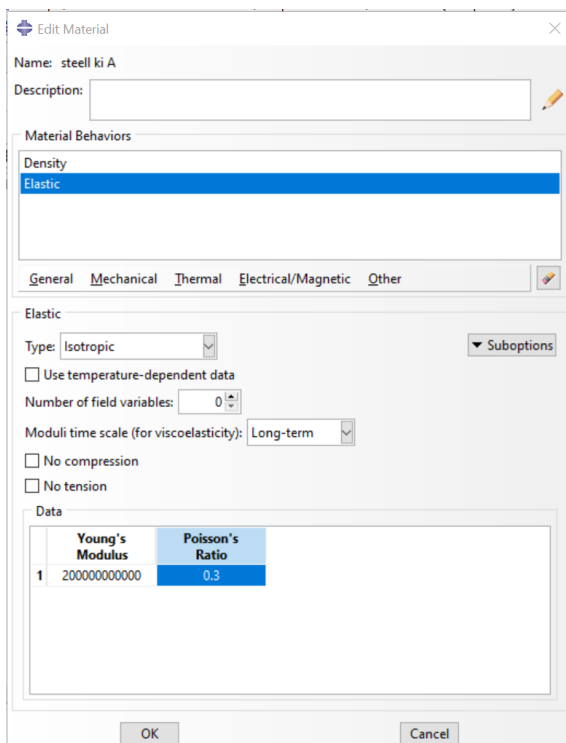
Gambar 5. Checking Error Meshing Tiap Part

2.4 Pendefinisian Material

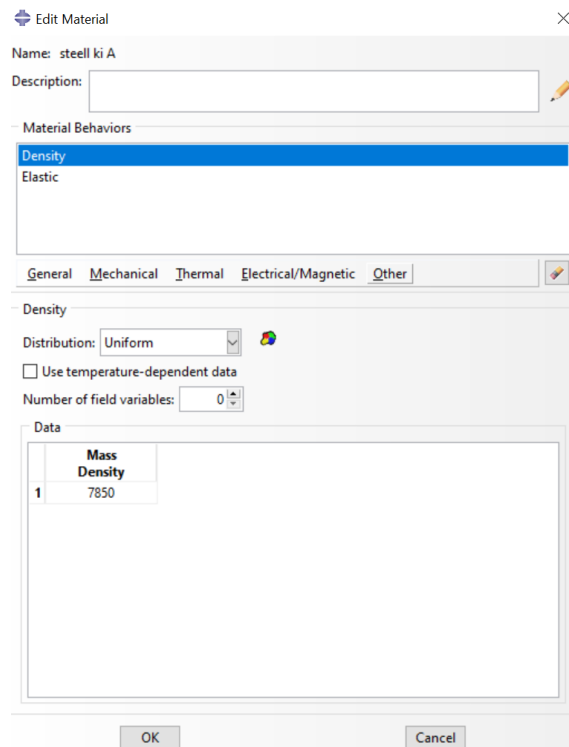
Langkah selanjutnya adalah pendefinisian material, yang mana pada penelitian ini menggunakan material standard BKI yaitu jenis baja jelas KI-A36. Adapun data material jenis tersebut adalah :

Tabel 2. Bahan Material

Kriteria	Nilai	Satuan
Poisson Number	0,3	
Modulus Elasticity	200 x 10 ⁹	Pa
Density	7850	Kg/m ³



Gambar 6. Material Properties Model



Gambar 7. Set up Material Properties

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perhitungan Beban Muatan Kapal

Beban muatan ini terdiri dari tekanan statis dan dinamis dari muatan cair, dalam hal ini adalah minyak untuk bagian dalam tangki ruang muat dan air laut untuk bagian tangki ruang *ballast*.

Perhitungan beban internal menggunakan rumus berikut :

$$PIn = PIs + PID \quad (1)$$

3.1.1 Perhitungan beban internal statis

Perhitungan beban internal statis dilakukan dengan menggunakan rumus berikut :

$$PIs = \rho \times L \times g (Z_{top} - Z) \quad (2)$$

didapatkan nilai sebesar :

$$PI_s = 18,3456 \text{ KN/m}^2$$

3.1.2 Perhitungan beban internal dinamis

Perhitungan beban internal dinamis dilakukan dengan menggunakan rumus berikut :

$$PID = f \times \beta \times f_{CD} \times \rho \times L [a_z(z_0 - z) + f_{full-1} a_x(x_0 - x) + f_{full-t} a_y(y_0 - y)] \quad (3)$$

didapatkan nilai sebesar :

$$PI_D = 0,045690768 \text{ KN/m}^2$$

sehingga didapatkan beban internal dari rumus persamaan 1 dengan nilai :

$$PIn = 18,2999 \text{ KN/m}^2$$

3.2. Perhitungan pada Lambung Kapal

Pada penelitian ini terdapat 2 jenis beban eksternal diantaranya beban air tenang dan beban akibat gelombang meliputi momen lengkung, gaya geser dan momen puntir.

3.2.1 Perhitungan Momen Lengkung

Momen lengkung akibat beban tekuk yang bekerja pada lambung kapal dapat dibagi menjadi komponen vertikal dan horizontal. Keadaan laut bersama dengan berat longitudinal dan distribusi daya apung adalah faktor utama yang mempengaruhi momen lengkung ini.

Momen lengkung air tenang dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$M_{SW} = n_1 \cdot c_0 \cdot L^2 \cdot B \cdot (0,123 - 0,015 \cdot CB) \quad (4)$$

Didapatkan momen lengkung air tenang sebesar 19098,69 kNm

Momen Lengkung Akibat Ombak

a. Momen Lengkung Vertikal

Momen lengkung vertikal di bagian midship kapal ditentukan dengan rumus berikut :

$$M_{vw} = L^2 \cdot B \cdot c_0 \cdot (-0,11(C_B + 0,7) \cdot C_L \cdot C_M) \quad (5)$$

Untuk kondisi hogging sebesar 217621,567 kNm
Untuk kondisi sagging sebesar -248479,529 kNm

b. Momen Lengkung Ombak Horizontal

Berdasarkan aturan BKI *Rules for Hull Vol II* tahun 2019 momen lentur induksi gelombang untuk beban tekuk horizontal dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$M_{wH} = 0,32 \cdot L \cdot Q_{wHmax} \cdot C_M \quad (6)$$

dengan Q_{wHmax} merupakan gaya geser ombak horizontal maksimum, maka didapatkan nilai :

$$M_{wH} = 192609,2352 \text{ kNm}$$

3.2.2 Perhitungan Gaya Geser

Gaya geser adalah dapat digambarkan sebagai dua gaya paralel eksternal bekerja dalam arah yang berlawanan pada setiap bagian dari struktur untuk memecahnya atau menggesernya.

a. Gaya Geser Ombak Vertikal

Gaya geser vertikal yang bekerja pada kapal saat berlayar disebabkan oleh distribusi berat dan daya apung; dan dalam gaya geser yang diinduksi gelombang, yang disebabkan oleh efek laut dapat didapatkan dengan persamaan berikut :

$$Q_{wV} = C_0 \cdot C_L \cdot L \cdot B (C_B - 0,7) C_Q \quad (7)$$

$$Q_{wV} = 4650,872759 \text{ kN}$$

b. Gaya Geser Ombak Horizontal

Berdasarkan aturan BKI *Rules for Hull Vol II* tahun 2019 gaya geser induksi gelombang untuk beban geser horizontal dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$Q_{wH} = Q_{wHmax} \cdot C_{QH} \quad (8)$$

dengan Q_{wHmax} merupakan gaya geser ombak horizontal maksimum, maka didapatkan nilai :

$$Q_{wH} = 4521,88 \text{ kN}$$

3.2.3 Perhitungan Momen Puntir Kapal

Puntiran terjadi akibat adanya gaya yang bekerja berlawanan arah terhadap kedua ujungnya.

Perhitungan momen puntir kapal didapatkan dari rules BKI *Rules for Hull vol. II* 2019, dimana merupakan rumus perhitungan momen puntir maksimum yang mungkin terjadi pada kapal,[15]. Berikut perhitungan momen tersebut :

$$M_{wTmax} = \pm L \cdot B^2 \cdot C_B \cdot C_0 \cdot C_L \left[0,11 + \sqrt{a^2 + 0,0012} \right] \quad (9)$$

$$M_{wTmax} = 26306,53 \text{ kNm}$$

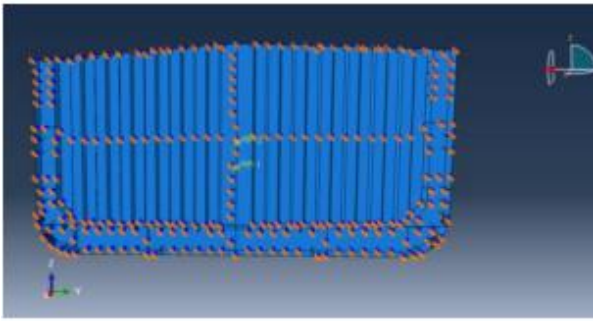
3.3. Proses Analisa dengan Software ABAQUS CAE

3.3.1 Penentuan Kondisi Batas

Setelah didapatkan model 3 dimensi kemudian langkah selanjutnya menentukan *boundary condition* (kondisi batas) yang akan digunakan sebagai tumpuan fix (translasi dan rotasi sumbu x,y,z fix). Untuk analisa dalam penelitian ini menggunakan 2 kondisi batas. Pertama *boundary condition* yang digunakan pada analisa tegangan geser dan momen lengkung yang mengacu pada penelitian sebelumnya.

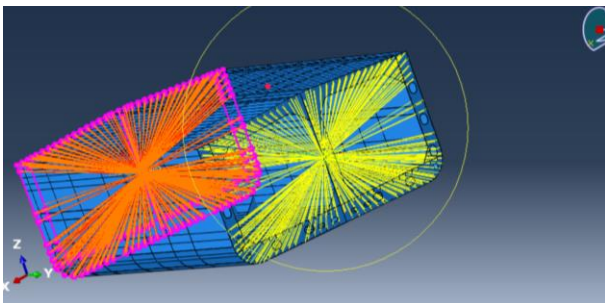
Tabel 3. *Boundary Condition*

Lokasi	Translasi			Rotasi		
	U1	U2	U3	UR1	UR2	UR3
Ujung belakang	RL	-	-	-	RL	RL
Independent point ujung belakang	-	FIX	FIX	FIX	-	-
Ujung depan	RL	-	-	-	RL	RL
Independent point ujung depan	-	-	-	-	-	-



Gambar 8. *Boundary Condition* Pada *Independent Point Ujung Belakang*

Kemudian untuk membuat rigid link pada semua element ujung belakang dan ujung depan dalam software analisa ABAQUS ini memiliki padanan lain yaitu menggunakan *MPC-Constrain Beam*.

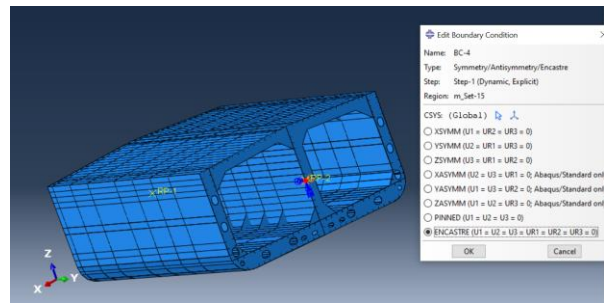


Gambar 9. *Rigid Link* Pada *Independent Point Ujung Belakang*

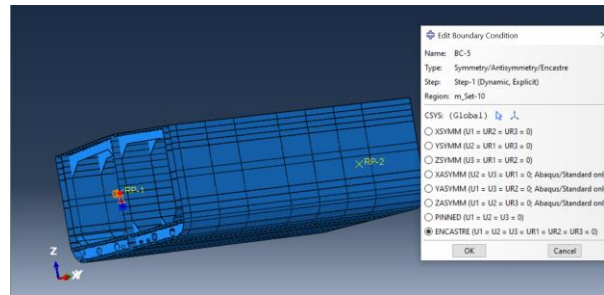
Kedua, *boundary condition* yang digunakan pada analisa *moment* puntir diletakkan di kedua sekat corugated bulkhead kapal digunakan sebagai basis tetap (tranlasi dan rotasi sumbu x,y,z fix). Dalam hal ini kami melakukan analisis linear statis, jadi kami mengasumsikan bahwa ketika kapal atau model menerima beban maksimal dalam keadaan diam dilaut.

Tabel 4 *Boundary Condition*

Lokasi	Translasi			Rotasi		
	U1	U2	U3	UR1	UR2	UR3
<i>Independent point ujung belakang</i>	-	FIX	FIX	FIX	-	-
<i>Independent point ujung depan</i>	FIX	-	-	-	FIX	FIX



Gambar 10. *Boundary condition* pada posisi sekat corugated bulkhead



Gambar 11. *Boundary condition* pada posisi sekat corugated bulkhead

3.3.3 Proses Validasi Model

Validasi model dilakukan untuk mendapatkan suatu geometri model yang akurat dalam analisa *finite element*. Salah satu cara yang dilakukan dalam validasi ini adalah dengan membandingkan perhitungan manual dan perhitungan *software*.

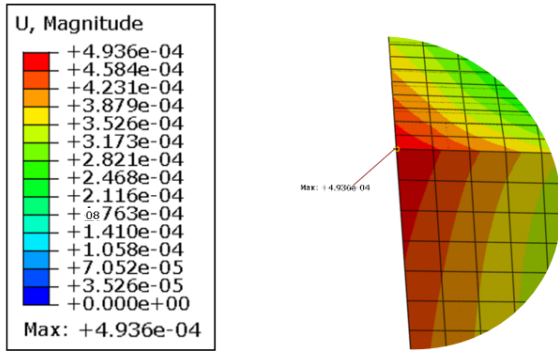
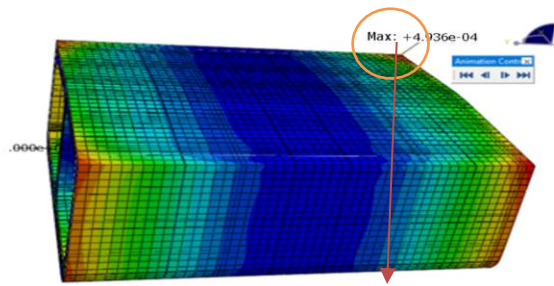
Perhitungan manual dilakukan dengan menggunakan persamaan *defleksi* pada balok akibat beban merata.

$$Defleksi = \frac{FL^3}{3EI} \quad (10)$$

Pada perhitungan manual ini digunakan *Force* sebesar 1000 N. *Moment* inersia dihitung secara manual didapatkan nilai sebesar 510605027675 mm⁴ atau 0,5 m⁴.

Berdasarkan perhitungan manual didapatkan nilai *defleksi* sebesar 0,513 mm.

Perhitungan software merupakan perhitungan yang menggubakan software *Finite Element Anlysis*, dengan setup beban sesuai dengan data asli untuk memperoleh nilai deformasi dengan pendekatan FEA software. Kemudian gaya diinput pada *software* dan didapatkan nilai *defleksi* seperti pada gambar 12.



Gambar 12. Hasil Perhitungan *Software*

Perhitungan secara numerik menggunakan ABAQUS CAE didapatkan nilai defleksi sebesar $4,936 \times 10^{-4}$ m atau sebesar 1,95 mm. Kemudian komparasi antara perhitungan manual dan *software* tersaji pada tabel 5.

Tabel 5. Hasil Validasi

Hasil Perhitungan Manual	Hasil Perhitungan <i>Software</i>	Error
0.51 mm	0,49 mm	3,921%

Dengan membandingkan antara perhitungan manual dan *software* pada tabel 5, didapatkan nilai *error* sebesar 3,921%. Geometri model dapat dinyatakan tervalidasi karena *margin of error* masih berada dibawah 5%

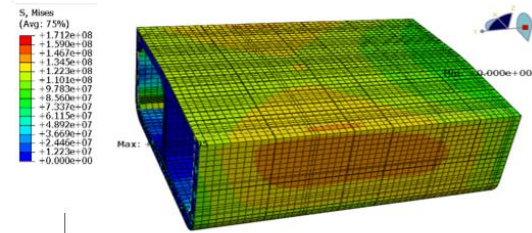
3.4. Hasil Analisa Moment Lengkung

Momen lengkung yang bekerja pada lambung kapal dapat dibagi menjadi komponen vertikal dan *horizontal* pada penelitian ini kapal dianalisa dengan kondisi *full load* (muatan penuh) .

3.4.1 Moment lengkung vertical

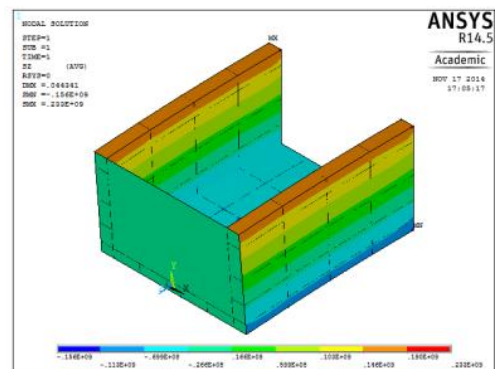
a. Distribusi Tegangan

Hasil yang diperoleh melalui analisis metode elemen hingga, mengenai tegangan aksial *x* sebagai fungsi momen lengkung vertikal, memberikan tegangan maksimum sebesar $17,12 \times 10^7$ N/m² atau dapat dikonversi menjadi 171,2 Mpa. Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 13. Pada kondisi ini *hotspot* akibat beban tekuk vertical terletak pada Kulit Cargo Oil Tanker tepatnya pada node 4.



Gambar 13. Distribusi tegangan *Moment Lengkung Vertical*

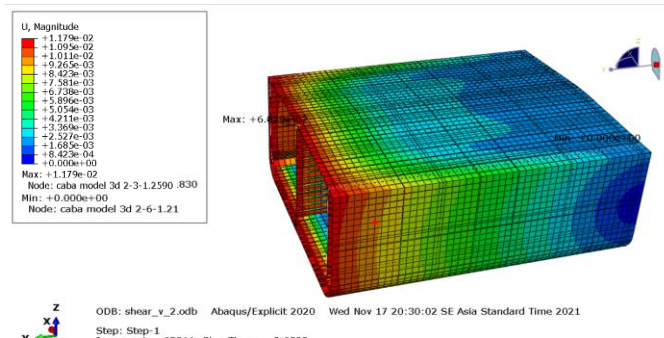
Pada jurnal *Structural Analysis of Open Deck Ship Hulls Subjected to Bending, Shear and Torsional Loadings*, momen lengkung vertical akibat beban tekuk memberikan tegangan aksial *x* maksimum terbesar pada kisaran 176 hingga 190 MPa [15]. Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 14.



Gambar 14. Distribusi tegangan *Moment Lengkung Vertical*

b. Defleksi

Defleksi maksimal akibat beban tekuk vertikal terjadi pada kapal Tanker 6500 DWT sebesar $1,79 \times 10^{-2}$ m atau 17,9 mm. Defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 15.

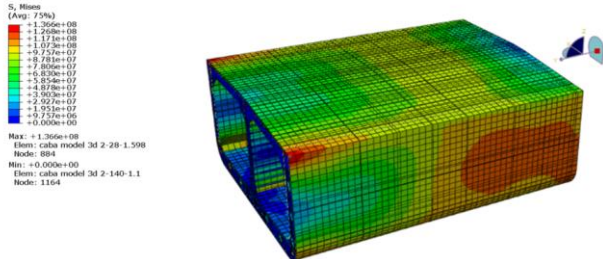


Gambar 15. Defleksi Akibat *Moment Lengkung Vertical*

3.4.2 Moment lengkung Horizontal

a. Distribusi Tegangan

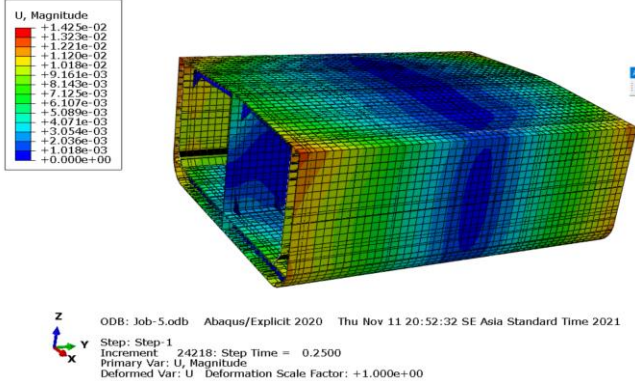
Hasil yang diperoleh melalui analisis metode elemen hingga mengenai tegangan aksial x sebagai fungsi beban tekuk horizontal, memberikan tegangan maksimum sebesar $13,6 \times 10^7 \text{N/m}^2$ atau dapat dikonversi menjadi 136 Mpa. Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 16.



Gambar 16. Distribusi Regangan *Moment* Lengkung Horizontal

b. Defleksi

Defleksi maksimal akibat beban tekuk horizontal terjadi pada kapal Tanker 6500 DWT sebesar $1,425 \times 10^{-2}$ m atau 14,25 mm. Defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 17.



Gambar 17. Defleksi Akibat *Moment* Lengkung Horizontal

3.5. Hasil Analisa *Shear forces*

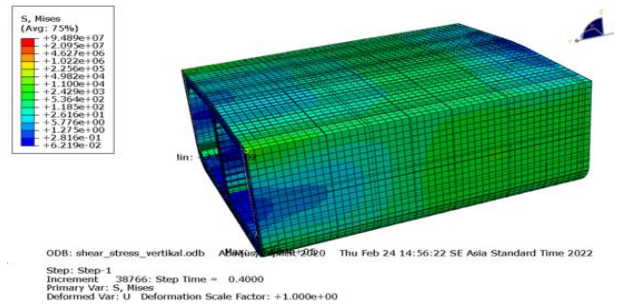
Gaya (*Forces*) yang bekerja pada lambung kapal juga dapat dibagi menjadi komponen vertikal dan *horizontal* pada penelitian ini kapal dianalisa juga dalam kondisi *full load* (muatan penuh) .

3.5.1 Vertical *Shear Forces*

a. Distribusi Tegangan

Hasil yang diperoleh melalui analisis metode elemen hingga mengenai tegangan aksial x sebagai fungsi Gaya Geser Vertikal, memberikan tegangan maksimum sebesar $9,48 \times 10^7 \text{N/m}^2$ atau dapat dikonversi menjadi 94 Mpa. Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 18. Pada kondisi ini

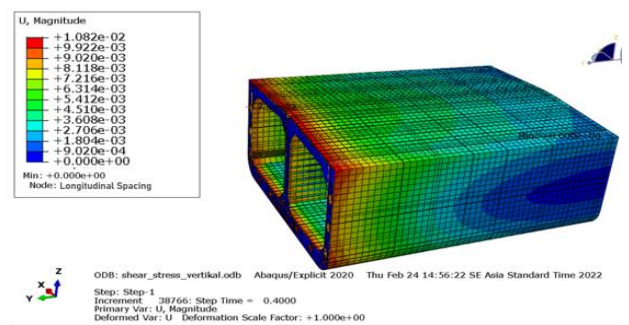
hotspot akibat Beban Geser Vertical terletak *Inner Shell* kiri *Cargo Oil Tanker* tepatnya pada node 2081.



Gambar 18. Distribusi Tegangan Gaya Geser Vertical

b. Defleksi

Defleksi maksimal akibat gaya geser vertikal terjadi pada kapal Tanker 6500 DWT sebesar $1,08 \times 10^{-2}$ m atau 10,8 mm . Defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 19.

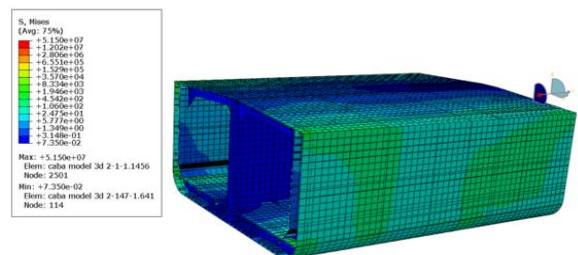


Gambar 19. Defleksi Akibat Gaya Geser Vertical

3.5.2 Beban Geser Horizontal

a. Distribusi Tegangan

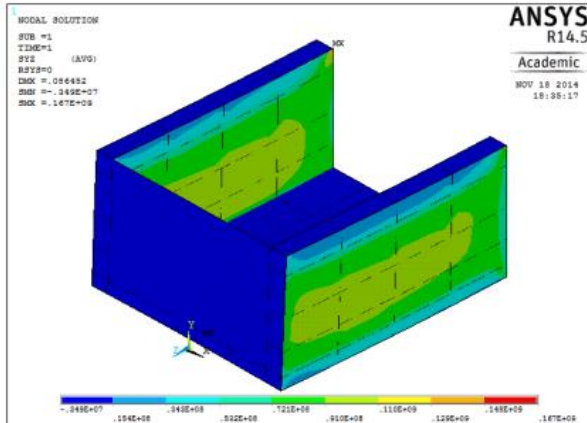
Hasil yang diperoleh melalui analisis metode elemen hingga mengenai tegangan aksial x sebagai fungsi Gaya Geser Horizontal, memberikan tegangan maksimum sebesar $5,15 \times 10^7 \text{N/m}^2$ atau dapat dikonversi menjadi 51,5 Mpa. Pada kondisi ini *hotspot* akibat Beban Geser Horizontal pada profil *bulb* di *side shell longitudinal* tepatnya pada node 884 Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 20.



Gambar 20. Distribusi Tegangan

Gaya Geser Horizontal

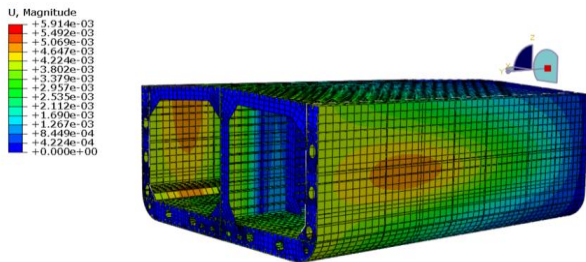
Pada jurnal *Structural Analysis of Open Deck Ship Hulls Subjected to Bending, Shear and Torsional Loadings*, gaya geser horizontal akibat beban geser memberikan tegangan aksial x maksimum terkecil dengan nilai 72,2 MPa [15]. Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 21.



Gambar 21. Distribusi Tegangan Gaya Geser Horizontal

b. Defleksi

Defleksi maksimal akibat gaya geser horizontal terjadi pada kapal Tanker 6500 DWT sebesar $5,914 \times 10^{-3}$ m atau 5,914 mm . Defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 22.

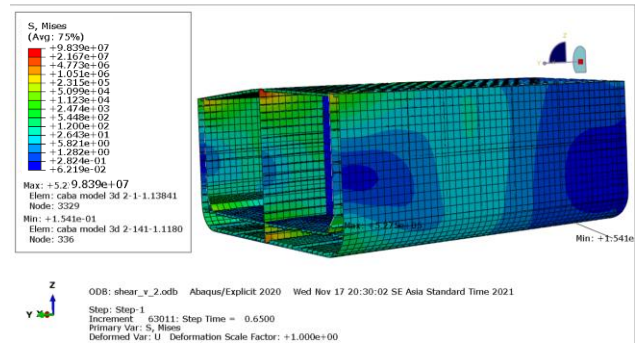


Gambar 22. Defleksi Akibat Gaya Geser Horizontal

3.6. Hasil Analisa Momen Puntir

a. Distribusi Tegangan

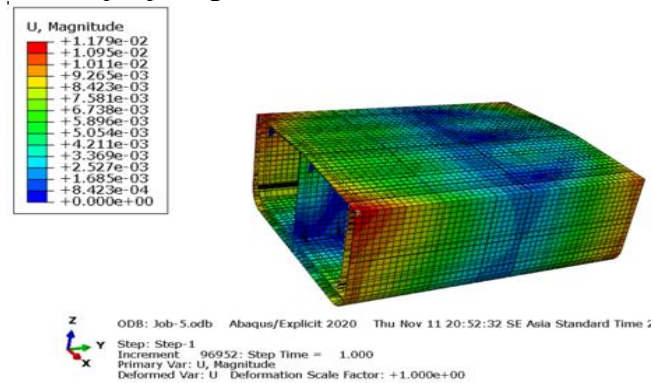
Hasil yang diperoleh melalui analisis metode elemen hingga mengenai tegangan aksial x sebagai fungsi Momen Puntir, memberikan tegangan maksimum sebesar $9,83 \times 10^7$ N/m² atau dapat dikonversi menjadi 98,3 Mpa Distribusi tegangan yang terjadi serta nilai tegangan ditunjukkan pada gambar 21.



Gambar 21. Distribusi Tegangan Akibat Beban Puntir

b. Defleksi

Persebaran defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 22. Defleksi maksimal akibat Momen Puntir terjadi pada kapal Tanker 6500 DWT sebesar $1,179 \times 10^{-2}$ m atau 11,7 mm . Defleksi yang terjadi beserta nilai defleksi terdapat pada gambar 22.



Gambar 22. Defleksi Akibat Beban Puntir

Tabel 6. Rangkuman Hasil Analisis

No	Jenis Beban	σ maks (N/m)	δ maks (m)
1	Momen lengkung vertical	$17,12 \times 10^7$	$1,79 \times 10^{-2}$
2	Momen lengkung Horizontal	$13,6 \times 10^7$	$1,42 \times 10^{-2}$
3	Beban Geser Vertikal	$9,48 \times 10^7$	$1,08 \times 10^{-2}$
4	Beban Geser Horizontal	$5,15 \times 10^7$	$5,91 \times 10^{-3}$
5	Beban Puntir	$9,83 \times 10^7$	$1,17 \times 10^{-2}$

Tabel 6 diatas merupakan rangkuman hasil analisa semua kondisi beban. Tegangan terbesar terjadi ketika kapal terkena Moment lengkung vertical akibat beban tekuk dengan nilai sebesar $17,12 \times 10^7$ N/m atau 171,2 Mpa, kemudian defleksi terbesar juga terjadi Ketika kapal terkena Moment Lengkung vertical, dengan nilai defleksi sebesar $1,79 \times 10^{-2}$ m atau 17,9 mm. Ketika kapal terkena beban geser Horizontal menghasilkan tegangan sebesar $5,15 \times 10^7$ N/m atau 51,5 Mpa menjadi tegangan maksimal terkecil diantara 4 kondisi yang lain.

3.7. Pengecekan Kekuatan Material

Pengecekan dilakukan dengan cara membandingkan tegangan maksimal dengan tegangan ijin material sesuai aturan atau regulasi Biro Klasifikasi Indonesia (BKI). Dalam tabel 6 telah dirangkum perbandingan kekuatan material dengan regulasi BKI yang berlaku dibawah ini

Tabel 6. Rangkuman Hasil Analisis

No	Jenis Beban	σ maks (MPa)	σ izin (MPa)	Keterangan
1	Momen lengkung vertical	171	235	Memenuhi
2	Momen lengkung Horizontal	136	235	Memenuhi
3	Beban Geser Vertikal	94	235	Memenuhi
4	Beban Geser Horizontal	51,5	235	Memenuhi
5	Beban Puntir	98,3	235	Memenuhi

Tegangan maksimum material yang di izinkan sesuai pada BKI Volume II Section 2 adalah 235 MPa. Dari tabel di atas, dapat disimpulkan bahwa model kapal Tanker 6500 DWT telah memenuhi persyaratan regulasi klasifikasi yang berlaku dalam hal ini BKI.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa kekuatan struktur kapal *oil tanker* 6500 DWT akibat beban tekuk, geser dan punter yang telah dilakukan didapatkan nilai tegangan maksimu tertinggi ketika kaapl mengalami momen lengkung vertical akibat beban tekuk dengan nilai 171,2 MPa dan nilai defleksi terbesar juga dialami kapal terjadi akibat momen lengkung vertical dengan nilai 17,9 mm terletak di Kulit Cargo Oil Tanker tepatnya pada node 4.

Sedangkan respon struktur kapal ketika terkena gaya geser horizontal akibat beban geser dengan nilai sebesar 51,5 MPa menjadi tegangan maksimal terkecil diantara beban lainnya. Begitu juga nilai defleksi maksimal terkecil terjadi akibat gaya geser horizontal dengan defleksi sebesar 5,91 mm.

Dari hasil analisis tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa kriteria kekuatan kapal Oil Tanker 6500 DWT sudah memenuhi kriteria kekuatan regulasi BKI.

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji Syukur penulis panjatkan kepada kepada Allah SWT yang selalu melimpahkan

berkah dan rahmatnya, sehingga penulis bisa melaksanakan penelitian dengan lancer. Serta terimakasih kepada Orang Tua dan keluarga yang telah memberi dukungan selama penelitian ini berlangsung. Kemudian, tidak lupa penulis sampaikan terimakasih kepada dosen pembimbing yang telah membimbing penulis sehingga penelitian ini dapat terlaksana dengan baik

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Hasugian, I. S. Wahyuni, and M. Rahmawati, "Pemetaan Karakteristik Kecelakaan Kapal di Perairan Indonesia Berdasarkan Investigasi KNKT," *War. Penelit. Perhub.*, vol. 20, no. 2, pp. 229–240, 2017.
- [2] Lawal Bello Dogarawa, "Marine Accident in Northern Nigeria: Causes, Prevention and Management," *International Journal of Academic Research in Business and Social Sciences*, pp. Vol. 2, No. 11, 2012.
- [3] J. Vasta, "Lessons learned from full scale structural tests," *Transactions of SNAME*, vol. 66, p. 165, 2010.
- [4] D. Hong and O. Kim, "Analysis of structural damage of a large ore/coal carrier," in *Ship Technology and Research Symposium (STAR)*, 12th, 1987.
- [5] J. K. Paik, A. K. Thayamballi, P. T. Pedersen, and Y. I. Park, "Ultimate strength of ship hulls under torsion," *Ocean Engineering*, vol. 28, no. 8, pp. 1097–1133, 2001.
- [6] A. Ostapenko and A. Vaucher, "Ultimate strength of ship hull girders under moment, shear and torque," *tech. rep.*, Lehigh University, Fritz Laboratory Reports, 2003.
- [7] K. Havid, A.F. Zakki, G. Rindo, "Analisa Perbandingan Respon Struktur Full Modelling dengan Parallel Middle Body (PMB) Pada Kapal Ro-Ro Passenger 99 m dan Oil Tanker 149 m di Perairan Indonesia dan Atlantik Utara" *J. Tek. PERKAPALAN - Vol. 7*, no. 1, 2018.
- [8] D. S. Cioarec, E. Burlacu, L. Domnişoru, "Comparative Study Of Full Length And Two Cargo Holds 3d Models For Strength Analysis Of A Tanker Ship Structure", *University of Galati*, ISSN 1221-4620, 2017.
- [9] J. F. Sebastião, S. Olivera, and Carvalho, "Structural analysis of open deck ship hulls

subjected to bending, shear and torsional loadings" Naval Architecture and Marine Engineering, Instituto Superior Técnico, 2015.

- [10] R.M. Luís, A.P. Teixeira, C. Guedes Soares, "Longitudinal Strength Reliability of A Tanker Hull Accidentally Grounded" Centre for Marine Technology and Engineering (CENTEC) Technical University of Lisbon, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal. 2009.
- [11] A. F. Zakki, Metode Elemen Hingga. Teknik Perkapalan, Universitas Diponegoro, 2014.
- [12] J. S. Dokken, S. W. Funke, A. Johansson, and S. Schmidt, "Shape optimization using the finite element method on multiple meshes with nitsche coupling," SIAM J. Sci. Comput., vol. 41, no. 3, pp. A1923–A1948, 2019, doi: 10.1137/18M1189208.
- [13] G. Yu, B. Yu, S. Sun, and W. Q. Tao, "Comparative study on triangular and quadrilateral meshes by a finite-volume method with a central difference scheme," Numer. Heat Transf. Part B Fundam., vol. 62, no. 4, pp. 243–263, 2012, doi: 10.1080/10407790.2012.709416.
- [14] B. K. Indonesia, Rules for Hull (Pt.1,Vol.II) 2019 ed., vol. II. 2019.
- [15] E. J. Sapountzakis and V. G. Mokos, "Warping shear stresses in nonuniform torsion by bem," Computational Mechanics, vol. 30, no. 2, pp. 131–142, 2003
- [16] V. G. Mokos and E. J. Sapountzakis, "Secondary torsional moment deformation effect by bem," International Journal of Mechanical Sciences, vol. 53, no. 10, pp. 897–909, 2011